Asociația Inginerilor de Instalații din România

Ventilare Climatizare

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII

manualul de INSTALAȚII

Ediția a II-a

EDITURA ARTECNO BUCUREȘTI

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII

MANUALUL DE INSTALAȚII

INSTALAȚII DE VENTILARE ȘI CLIMATIZARE

Ediția II

V

- Baze climatice, fiziologice și procedee de tratarea aerului;
- Sisteme de ventilare și climatizare pentru clădiri civile și industriale;
- Atenuarea zgomotului și vibrațiilor în instalațiile de ventilare și climatizare;
- Recuperarea căldurii în sistemele de ventilare și climatizare;
- Sisteme de instalații frigorifice pentru climatizare;
- Echipamente și materiale pentru instalații de ventilare, climatizare și frig.

Editura **ARTECNO** București S.R.L.

Coordonator: Prof. univ. dr. ing. **Gheorghe DUȚĂ**

Autori:

Prof. univ. dr. ing. **Gheorghe DUȚĂ**
1; **2** (2.1; 2.2; 2.3; 2.4); **4** (4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 4.5; 4.6.4); **5**; **6** (6.1; 6.3); **7** (7.4.2) **8**; **9** (9.1; 9.4); **10**; **12**; **13**; **22**.
Prof. univ. dr. ing. **Iolanda COLDA**
3; **6** (6.4; 6.5; 6.7); **7** (7.5; 7.7); **9** (9.1.1.1; 9.2; 9.5; 9.8); 20
Prof. univ. dr. ing. **Puiu STOENESCU**
4 (4.6); **6** (6.2; 6.6); **9** (9.2; 9.5; 9.7; 9.8)
Conf dr. ing. **Dumitru ENACHE**
4 (4.6.3.2); **5** (5.3.6); **7** (7.1; 7.6); **8** (8.11); **9** (9.1.1.1); **11**; **13** (13.1.8.3; 13.9.6);**14**
Conf dr. ing. **Mihai ZGAVAROGEA**
2 (2.3); **7** (7.2; 7.3; 7.4; 7.8); **9** (9.1; 9.3; 9.6); **13** (13.2.5)
Prof. univ. dr. ing. **Dragoș HERA**
15; **16**; **17**; **18**; **21**
Dr. ing. **Anca DUȚĂ**
10; **19**
Șef lucr. ing. **Alina Girip**
16 (16.1; 16.2; 16.3)

Coordonare și recenzie științifică:

Prof. onor. dr. ing. **Liviu DUMITRESCU**
Membru al Academiei Central Europene de Știință și Artă;
Doctor Honoris Causa al UTC București;
Doctor Honoris Causa al UP Timișoara;
ing. **Achile PETRESCU**

Coordonare editorială:

Director General ing. **Doru PETRESCU**
Director Marketing ing. **Mihai Mateescu**
Director Comercial ing. **Cristian Tudor**

Tipar: **ARTPRINT** București, Str. Sulina 26
Tel: 021-3363633

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII
MANUALUL DE INSTALAȚII
ISBN 978-973-85936-5-7
Instalații de ventilare și climatizare
ISBN 978-973-85936-7-1
© Editura **ARTECNO** București S.R.L., 2010
Asociația Inginerilor de Instalații din România

CUPRINS

V. INSTALAȚII DE VENTILARE ȘI CLIMATIZARE

1. PROBLEME GENERALE
1.1. Conținutul și istoricul instalațiilor de ventilare și climatizare ... 2
1.2. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de ventilare și climatizare ... 2
1.2.1. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de ventilare și climatizare ... 2
1.2.2. Reguli de elaborare a documentației de atribuire ... 2
1.2.3. Caietul de sarcini conține, în mod obligatoriu, specificații tehnice ... 3
1.3. Fazele de elaborare a documentației tehnico-economice pentru instalațiile de ventilare și climatizare ... 3
1.3.1. Conținutul-cadru al studiului de prefezabilitate ... 3
1.3.2. Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate ... 3
1.3.3. Conținutul-cadru al documentației de avizare a lucrărilor de intervenții ... 4
1.3.4. Proiectul tehnic ... 4
1.3.5. Detalii de execuție ... 4
1.3.6. Cartea construcției ... 4
1.4. Autorizarea executării lucrărilor de cnstrucții ... 4
1.4.1. Autorizarea executării lucrărilor de construcții ... 4
1.4.2. Lucrări de instalații aferente construcțiilor care se exceptează de la autorizare ... 4
1.4.3. Documentele necesare emiterii autorizației de construire/desființare ... 5
1.4.4. Documentația tehnică (D.T.) ... 5
1.4.5. Avize și acorduri ale furnizorilor/administratorilor de utilități urbane ... 5
1.4.6. Avize și acorduri ale autorităților centrale/serviciilor deconcentrate ... 5
1.4.7. Competențe de elaborare a documentațiilor tehnice ... 5
1.5. Cerințe esențiale pentru instalațiile de ventilare și climatizare ... 6
1.5.1. Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții ... 6
1.5.2. Cerințe esențiale ... 6
1.6. Reglementări tehnice specifice pentru instalațiile de ventilare și climatizare ... 6
1.7. Clasificarea instalațiilor de ventilare și climatizare ... 6
1.8. Semne convenționale și denumiri folosite în instalațiile de ventilare și climatizare ... 8

2. BAZE CLIMATICE ȘI FIZIOLOGICE
2.1 Aerul atmosferic ... 12
2.1.1. Aerul curat, uscat ... 12
2.1.2. Impuritățile din aerul atmosferic ... 12
2.1.2.1 Gaze și vapori ... 12
2.1.2.2 Praf ... 12
2.1.2.3 Nuclee de condensare ... 13
2.1.2.4 Agenți patogeni ... 13
2.1.3. Poluarea sonoră ... 13
2.1.4. Electricitatea atmosferică ... 14
2.1.5. Radiații radioactive ... 14
2.2. Factorii meteorologici ... 15
2.2.1. Temperatura aerului exterior ... 15
2.2.2. Umiditatea aerului exterior ... 18
2.2.3. Radiația solară ... 19
2.2.4. Densitatea și presiunea aerului exterior ... 20
2.2.5. Vântul ... 21
2.3. Echilibrul fiziologic al omului în ambianțe artificiale ... 23
2.3.1. Metabolismul organismului uman ... 23
2.3.2. Schimbul termic al omului cu mediul ambiant ... 25
2.3.3. Condiții de confort termic, condiții de muncă ... 26
2.3.3.1 Temperatura aerului interior ... 26
2.3.3.2 Temperatura medie de radiație ... 27
2.3.3.3 Umiditatea aerului ... 28
2.3.3.4 Viteza de mișcare a aerului interior ... 29
2.3.3.5 Îmbrăcămintea ... 29
2.3.4. Condiții locale de confort ... 29

2.3.5. Influențe diverse 31
2.3.5.1 Conținutul de praf 31
2.3.5.2 Gaze, vapori, mirosuri 31
2.3.5.3 Mirosul ca factor al confortului termic 33
2.3.5.4 Radioactivitate 34
2.3.5.5 Zgomotul 34
2.3.5.6 Iluminatul 35
2.3.6. Criterii de apreciere a confortului 35
2.3.7. Criterii sanitar-igienice 39
2.3.7.1. SBS - Sindromul clădirilor bolnave (Sick Building Syndrom) 39
2.3.7.2. TBS - Sindromul clădirilor etanșe (Tight Building Sysndrom) 40
2.4. Parametrii climatici de calcul 40
2.4.1. Parametrii climatici exteriori de calcul 40
2.4.1.1 Instalații de încălzire centrală 40
2.4.1.1.1 - Temperatura aerului exterior iarna 40
2.4.1.1.2 - Viteza vântului iarna 41
2.4.1.2 Instalații de climatizare și ventilare mecanică sau naturală 42
2.4.1.2.1 - Perioada caldă a anului 42
2.4.1.2.1.1 Instalații de climatizare 42
2.4.1.2.1.2 Instalații de ventilare mecanică sau naturală 42
2.4.1.2.2. Perioada rece a anului 42
2.4.1.2.2.1 Instalații de climatizare 42
2.4.1.2.2.2 Instalații de ventilare mecanică sau naturală 42
2.4.2. Parametrii climatici de calcul ai aerului interior 42
2.4.2.1 Probleme generale 42
2.4.2.2 Parametrii de calcul pentru perioada caldă a anului 43
2.4.2.3. Parametrii de calcul pentru perioada rece a anului 43

3. AERUL UMED
3.1 Compoziția aerului umed 50
3.2 Legile gazelor perfecte aplicate la studiul aerului umed 50
3.3 Parametrii aerului umed 51
3.3.1 Relații de calcul 51
- Exemple de calcul 51
3.3.2. Tabele de valori 51
3.3.3. Diagrame psihrometrice 51
3.4. Transformări simple ale aerului umed 52

4. PROCEDEE DE TRATARE A AERULUI
4.1 Probleme generale 64
4.2. Tratarea aerului cu apă 64
4.2.1. Procese posibile de modificare a stării aerului în contact cu apa 65
4.2.2. Umidificarea izotermică 65
4.2.3. Umidificarea adiabatică 65
4.2.4. Procese politropice 66
4.3. Tratarea aerului cu abur 66
4.4. Tratarea aerului cu substanțe desicante 67
4.4.1. Tratarea aerului cu substanțe absorbante lichide 67
4.4.2. Tratarea aerului cu substanțe adsorbante 68
4.5 Sinteza posibilităților de tratare a aerului 68
4.6. Tratarea complexă a aerului de climatizare 68
4.6.1. Procese de tratare complexă a aerului iarna 68
4.6.1.1. Punctul de amestec M este situat deasupra curbei de saturație 68
4.6.1.1.1 Schema de ventilare „sus-jos" 68
- Exemplu de calcul 70
4.6.1.1.2. Schema de ventilare „jos-sus" 70
- Exemplu de calcul 71
4.6.1.2. Punctul de amestec M este situat sub curba de saturație 71
4.6.1.3. Folosirea umidificării izotermice 73
- Exemplu de calcul 73
4.6.2. Procese de tratare complexă a aerului vara 73
4.6.2.1. Realizarea procesului de răcire și uscare prin pulverizare de apă răcită 73
4.6.2.1.1. Schema de ventilare „sus-jos" 73
- Exemplu de calcul 74
4.6.2.1.2. Schema de ventilare „jos-sus" 74
4.6.2.2. Amplasarea bateriei de răcire înaintea camerei de pulverizare 75

4.6.2.3. Tratarea complexă cu procese de răcire şi uscare în două trepte 75
4.6.3. Alte soluţii 75
4.6.3.1. Sistemul de răcire a aerului folosind umidificarea adiabatică 75
4.6.3.2. Sistemul de tratare a aerului tip "Dessicant Cooling" 75
4.6.4. Procese de tratare complexă vara şi iarna fără umidificarea aerului 78
4.6.4.1. Tratarea complexă a aerului fără umidificare şi fără recuperarea căldurii din aerul evacuat în exterior 79
4.6.4.1.1. Construirea procesului de tratare complexă a aerului iarna 79
4.6.4.1.2. Construirea procesului de tratare complexă a aerului vara 79
4.6.4.2. Tratarea complexă a aerului fără umidificare, cu recuperarea căldurii din aerul evacuat în exterior 81

5. SISTEME PENTRU CLĂDIRI CIVILE
5.1. Ventilare naturală (VN) 86
5.1.1. Ventilare naturală neorganizată 86
5.1.2. Ventilare naturală organizată 86
5.1.2.1 Factorii care asigură schimbul natural de aer 86
5.1.2.1.1 Presiunea termică 86
5.1.2.1.2. Presiunea vântului 87
5.1.2.1.3. Presiunea totală; presiunea convenţională 87
5.1.2.2 Dispozitive de ventilare naturală 88
5.1.2.2.1 Ferestre (ochiuri mobile) 88
5.1.2.2.2. Coşuri de ventilare 88
5.2. Ventilare mecanică (VM) 89
5.2.1. Alcătuirea unei instalaţii de ventilare mecanică 90
5.2.2. Regimuri de funcţionare 91
5.2.3. Sisteme de ventilare mecanică 91
5.3. Climatizarea 91
5.3.1. Probleme generale 91
5.3.2. Clasificarea instalaţiilor de climatizare. Principii de funcţionare 93
5.3.2.1 Clasificarea instalaţiilor 93
5.3.2.2 Principii de funcţionare a instalaţiilor de climatizare 93
5.3.3. Instalaţii „numai aer" 94
5.3.3.1 Instalaţii „numai cu aer" cu 1 canal cu debit constant 95
5.3.3.1.1 Instalaţii pentru o zonă 95
5.3.3.1.2 Instalaţii pentru mai multe zone 95
5.3.3.2 Instalaţii „numai aer" cu debit variabil 97
5.3.3.3 Instalaţii „numai aer" cu 2 canale 98
5.3.3.3.1 Probleme generale, clasificare 98
5.3.3.3.2 Instalaţii fără umidificarea aerului 98
5.3.3.3.3 Instalaţii cu umidificarea aerului 99
5.3.3.3.4 Aparate de amestec 99
5.3.3.3.5 Diagrame de reglare a parametrilor agenţilor termici la instalaţiile cu două canale de aer 101
5.3.4. Instalaţii „aer-apă" (cu aer primar) 101
5.3.4.1 Schema de principiu 101
5.3.4.2 Instalaţii „aer-apă" cu 2 conducte 102
5.3.4.3 Instalaţii „aer-apă" cu 3 conducte 103
5.3.4.4 Instalaţii „aer-apă" cu 4 conducte 103
5.3.4.5 Aparate cu inducţie 103
5.3.4.6 Ventiloconvectoare 104
5.3.4.7 Grafice de reglare a parametrilor 105
5.3.5. Instalaţii cu încălzire terminală 105
5.3.6. Instalaţii de climatizare cu debit variabil, cu un canal şi cu două canale de aer 106
5.3.7. Instalaţii de climatizare cu sisteme VAV 112

6. VENTILAREA INDUSTRIALĂ
6.1 Ventilarea naturală organizată 118
6.1.1. Presiunile pe suprafeţele orificiilor de ventilare 118
- Exemple de calcul 118
6.1.2. Presiune convenţională 118
- Exemple de calcul 118
6.1.3. Debitul de aer al orificiilor 119
- Exemplu de calcul 119
6.1.4. Dispozitive de ventilare naturală 120
6.1.5. Determinarea debitului de aer evacuat prin deflectoare şi luminatoare 121

- Exemple de calcul ... 122
6.2. Instalații de ventilare locală ... 124
6.2.1. Ventilare locală prin aspirare; tipuri constructive ... 124
6.2.1.1. Dispozitive deschise ... 124
6.2.1.1.1. Hote ... 124
6.2.1.1.2. Aspirații marginale ... 125
6.2.1.2. Dispozitive semiînchise ... 125
6.2.1.3. Dispozitive închise ... 125
6.2.2. Ventilare locală prin refulare ... 126
6.2.2.1 Dușuri de aer ... 126
6.2.2.2 Perdele de aer ... 127
6.2.3. Instalații de ventilare locală prin refulare și aspirare ... 128
6.2.3.1 Tipuri constructive ... 128
6.2.3.2 Calculul băilor industriale cu refulare pe o latură și evacuare pe latura opusă ... 130
- Exemplu de calcul ... 131
6.3. Instalații de descețare ... 131
6.3.1. Probleme generale ... 131
6.3.2. Instalații cu refularea aerului jos sau sus cu dirijare spre partea inferioară a încăperii ... 132
6.3.3. Instalații de descețare cu refularea aerului în partea inferioară și suprafețe de încălzire în zona plafonului ... 132
6.3.4. Instalații de descețare cu refularea aerului la partea inferioară și superioară a încăperii ... 132
6.3.5. Instalații de descețare cu evacuarea aerului prin dispozitive de aspirație locală (DAL) ... 133
- Exemplu de calcul ... 134
6.4. Instalații de desprăfuire ... 135
6.4.1. Sistemul bifazic aer-praf ... 136
6.4.1.1 Definiții și clasificări ... 136
6.4.1.2 Compoziția granulometrică (distribuția) a prafului ... 136
- Exemplu de calcul ... 137
6.4.1.3 Viteza de plutire (limită de cădere) ... 138
- Exemplu de calcul ... 139
6.4.2. Proprietățile prafului ... 139
6.4.3. Sisteme de desprăfuire; tipuri constructive ... 140
6.4.4. Dispozitive de captare a prafului ... 141
6.4.5. Conducte: dimensionare și calculul pierderilor de sarcină ... 142
6.4.5.1 Date pentru proiectarea sistemului de conducte ... 142
6.4.5.2 Calculul pierderilor de sarcină ... 143
6.4.6. Dispozitive și accesorii montate pe conductele de desprăfuire ... 144
6.5. Aparate și instalații de epurare - Probleme generale ... 144
6.5.1. Aparate pentru epurarea aerului ... 145
6.5.2. Instalații de epurare ... 145
6.6. Instalații de ventilare de avarie ... 146
6.6.1. Descrierea instalației ... 146
6.6.2. Debitul de aer pentru avarie ... 147
6.6.3. Timpul de revenire la concentrația admisibilă după încetarea avariei ... 147
- Exemple de calcul ... 147
6.7. Transportul pneumatic ... 148
6.7.1. Probleme generale ... 148
6.7.2. Clasificarea sistemelor de transport pneumatic ... 148

7. ELEMENTE COMPONENTE ALE INSTALAȚIILOR DE VENTILARE ȘI CLIMATIZARE
7.1. Ventilatoare ... 156
7.1.1. Tipuri constructive de ventilatoare ... 156
7.1.2. Curbe caracteristice ... 157
7.1.3. Funcționarea ventilatoarelor în serie sau în paralel ... 158
7.1.4. Reglarea debitului de aer al ventilatoarelor ... 160
7.1.5. Alegerea ventilatoarelor pentru centralele de ventilare și climatizare ... 161
7.2. Baterii de încălzire ... 161
7.2.1. Baterii de încălzire cu abur și apă ... 161
7.2.2. Baterii de încălzire cu gaze de ardere ... 165
7.2.3. Baterii de încălzire electrice ... 166
7.3. Baterii pentru răcirea aerului ... 167
7.3.1. Schimbul de căldură ... 167
7.3.2. Curbe caracteristice ale bateriilor de răcire ... 167
7.4. Filtre de aer ... 168
7.4.1. Probleme generale ... 168

7.4.2. Mărimi caracteristice ale filtrelor ... 168
7.4.3. Pierderi de sarcină. Durata de colmatare ... 168
7.4.4. Tipuri constructive de filtre de aer ... 169
7.4.5. Înserierea filtrelor ... 173
7.4.6. Filtre diverse ... 173
7.5. Separatoare de praf ... 174
7.5.1. Clasificări şi caracteristici tehnice ... 174
7.5.2. Alegerea separatoarelor de praf ... 175
7.5.3. Tipuri constructive de separatoare de praf ... 175
7.5.3.1 Cicloane ... 175
- Exemple de calcul ... 176
7.5.3.2 Filtre uscate ... 177
7.5.3.3 Filtre electrice ... 179
7.5.3.4 Separatoare inerţiale ... 181
7.5.3.5 Separatoare umede ... 183
7.6. Camere de pulverizare ... 185
7.6.1. Probleme generale ... 185
7.6.2. Elementele componente ale unei camere de pulverizare ... 185
7.6.3. Tipuri constructive de camere de pulverizare ... 186
7.6.4. Calculul termic de alegere a camerelor de pulverizare ... 186
- Exemple de calcul ... 187
7.6.5. Accesoriile camerelor de pulverizare ... 188
7.7. Guri de aer ... 188
7.7.1. Probleme generale ... 188
7.7.2. Tipuri constructive; caracteristici geometrice şi tehnico-funcţionale ... 191
7.8. Canale de aer. Accesorii ... 205
7.8.1. Materiale folosite la realizarea canalelor ... 205
7.8.2. Elemente componente şi mod de alcătuire a canalelor de aer ... 208
7.8.3. Accesoriile canalelor de aer ... 208

8. APARATE DE VENTILARE ŞI CLIMATIZARE

8.1. Aparate de ventilare şi încălzire. Aeroterme ... 214
8.2. Generatoare de aer cald pentru locuinţe ... 215
8.3. Aparate de ventilare ... 215
8.4. Aparate de ventilare de evacuare ... 216
8.5. Ventilatoare de acoperiş ... 216
8.6. Ventilatoare de perete şi de plafon ... 216
8.7. Aparate de răcire, climatizare parţială şi climatizare ... 217
8.7.1. Probleme generale ... 217
8.7.2. Aparate de fereastră ... 217
8.7.3. Aparate de încăpere ... 218
8.7.4. Aparate de climatizare de tip dulap ... 219
8.7.5. Aparate de climatizare modulate ... 220
8.7.6. Centrale de climatizare de acoperiş ... 222
8.7.7. Aparate de climatizare pentru locuinţe ... 225
8.7.8. Aparate de climatizare multizonale ... 225
8.8. Aparate pentru umidificarea aerului ... 225
8.8.1. Aparate cu evaporare ... 225
8.8.2. Aparate cu pulverizare ... 225
8.8.3. Aparate cu abur ... 226
8.9. Aparate pentru uscarea aerului ... 227
8.9.1. Aparate cu maşină frigorifică ... 228
8.9.2. Aparate cu substanţe adsorbante sau higroscopice ... 229
8.10. Aparate pentru reducerea mirosului ... 229
8.11. Aparate pentru instalaţii de climatizare, cu un canal şi cu două canale de aer, cu debit variabil. Variatoare pentru modificarea debitului de aer ... 229
8.11.1. Guri de aer cu debit variabil ... 229
8.11.2. Variatoare de debit ... 232

9. CALCULUL ŞI DIMENSIONAREA INSTALAŢIILOR DE VENTILARE ŞI CLIMATIZARE

9.1. Sarcina termică a unei încăperi ... 238
9.1.1. Sarcina termică de vară (sarcina de răcire) ... 238
9.1.1.1 Aporturi de căldură ... 238
9.1.1.2 Degajări de căldură ... 249
9.1.2. Sarcina termică de iarnă (sarcina de încălzire) ... 253
9.1.2.1 Consumuri de căldură ... 253
9.1.2.2 Degajări de căldură ... 253

9.1.3. Metodă rapidă pentru calculul sarcinii de răcire a unei încăperi de climatizare 255
- Exemplu de calcul 257
9.2. Sarcina de umiditate (vapori de apă) a unei încăperi 258
9.2.1. Degajări şi consumuri de umiditate 258
9.2.1.1 Degajări de umiditate de la oameni 258
- Exemple de calcul 258
9.2.1.2 Degajări de umiditate de la suprafeţe libere de apă 258
9.2.1.2.1 Volume mari de apă 258
- Exemple de calcul 258
9.2.1.2.2 Straturi subţiri de apă 260
- Exemplu de calcul 260
9.2.1.2.3 Scurgeri permanente de apă 260
9.2.1.2.4 La suprafaţa liberă a soluţiilor apoase 260
- Exemplu de calcul 260
9.2.1.3 Degajări de umiditate de la suprafaţa apei în fierbere 261
9.2.1.4 Degajări de umiditate de la mâncare 261
9.2.1.5 Degajări de umiditate de la materiale care se usucă în încăpere 261
9.2.1.6 Degajări de umiditate de la arderea unor substanţe 261
9.2.1.7 Degajări de umiditate de la călcatul rufelor 261
9.2.1.8 Alte degajări şi consumuri de umiditate 261
9.2.2. Calculul sarcinii de umiditate a unei încăperi 261
9.3. Bilanţurile de gaze, vapori şi praf ale unei încăperi 262
9.3.1. Surse de degajări de gaze şi vapori nocivi 262
9.3.2. Surse şi degajări de praf 263
9.4. Debitul de aer pentru ventilarea sau climatizarea încăperilor 264
9.4.1. Relaţii generale de calcul 264
- Exemple de calcul 264
9.4.2. Debitul de aer pentru încăperi climatizate 264
9.4.2.1 Sistemul de ventilare „sus-jos" „sus-sus" sau „sus-jos/sus" 264
- Exemple de calcul 265
9.4.2.2 Sistemul de ventilare „jos-sus" 265
9.4.2.3 Încăperi termostatate (cu acelaşi punct de rouă vara şi iarna) 267
9.4.3. Debitul de aer pentru încăperi ventilate mecanic 267
- Exemple de calcul 268
9.4.4. Debitul de aer pentru încăperi ventilate natural 270
- Exemplu de calcul 271
9.5. Calculul şi dimensionarea gurilor de aer 272
9.5.1. Mişcarea aerului în încăperile ventilate 272
9.5.2. Jeturi de aer 272
9.5.2.1 Clasificarea jeturilor 272
9.5.2.2 Jeturi libere cvasiizoterme, relaţii de calcul 273
9.5.2.3 Jeturi libere neizoterme refulate orizontal sau oblic 274
- Exemplu de calcul 275
9.5.2.4 Jeturi neizoterme verticale refulate în jos 276
9.5.2.5 Jeturi limitate spaţial 276
9.5.3. Alegerea difuzoarelor de plafon 277
9.5.3.1 Anemostate pătrate şi circulare plane şi spaţiale tipizate 277
- Exemple de calcul 277
9.5.4. Alegerea gurilor de refulare 279
9.5.4.1. Alegerea gurilor (dispozitivelor) de refulare pe baza nomogramelor de catalog 281
9.5.4.1.1. Difuzoare de plafon 281
9.5.4.1.2. Grile de refulare 282
9.5.4.1.3. Difuzoare prin deplasare 282
- Exemplu de calcul 282
9.5.5. Calculul gurilor de evacuare a aerului 283
9.5.6. Eficienţa sistemelor de ventilare 283
9.6. Calculul canalelor de aer 285
9.6.1. Dimensionarea constructivă şi trasarea 285
- Exemplu de calcul 286
9.6.2. Calculul pierderilor de sarcină 287
9.6.3. Calculul răcirii sau încălzirii aerului pe canale 287
9.6.4. Pierderea de aer / aspiraţia de aer fals la canalele de aer 289
9.7. Ventilare locală 289
9.7.1. Calculul dispozitivelor de aspiraţie locală 289
9.7.1.1 Hote 290
9.7.1.2 Aspiraţii unilaterale şi bilaterale pentru băi industriale 290

9.7.1.3 Calculul aspirațiilor inelare 293
9.7.2. Calculul nișelor 294
- Exemple de calcul 294
9.7.3. Alte instalații de ventilare locală prin refulare 298
9.8. Instalații de transport pneumatic 298
9.8.1. Viteza materialului în conductele de transport pneumatic 298
9.8.2. Concentrația amestecului în regim și la limita de înfundare 300
9.8.3. Viteza aerului; pierderile de sarcină reale ale aerului 301
9.8.4. Pierderile de sarcină în conductele de transport pneumatic 301
9.8.5. Viteza optimă de transport pneumatic 301
- Exemplu de calcul 302

10. ATENUAREA ZGOMOTELOR ȘI VIBRAȚIILOR PRODUSE DE INSTALAȚIILE DE VENTILARE ȘI CLIMATIZARE
10.1 Noțiuni referitoare la zgomot 308
10.2. Nivelul presiunii acustice (zgomotului) în încăperi 310
10.3. Propagarea zgomotului 310
10.4. Surse de zgomot 311
- Exemplu de calcul 311
10.5. Atenuarea zgomotului transmis prin aer 313
- Exemple de calcul 315
10.6. Zgomotul indus de canalele de aer 324
10.7. Atenuarea vibrațiilor și a zgomotului transmis prin corpuri solide 324
- Exemple de calcul 328

11. RECUPERAREA CĂLDURII
11.1 Probleme generale 332
11.1.1. Eficiența recuperatoarelor 332
11.1.2. Randamentul anual de recuperare 332
11.1.3. Sisteme de recuperare 333
11.2. Tipuri constructive de recuperatoare de căldură 333
11.2.1. Recuperatoare rotative 333
11.2.2. Recuperatoare cu plăci 334
11.2.3. Recuperatoare cu tuburi termice 334
11.2.4. Recuperatoare cu fluid intermediar 335
11.2.5. Pompe de căldură 336
11.2.6. Alte tipuri de recupertoare 338

12. REGLAREA AUTOMATĂ
12.1. Probleme generale 340
12.2. Elemente de reglare a debitelor de agent termic sau de aer 340
12.3. Reglarea instalațiilor de ventilare 341
12.4. Reglarea instalațiilor de climatizare parțială 343
12.5. Reglarea instalațiilor de climatizare 344

13. SOLUȚII DE VENTILARE / CLIMATIZARE ÎN FUNCȚIE DE DESTINAȚIA ÎNCĂPERILOR
13.1. Clădiri publice și administrative 348
13.1.1. Clădiri cu birouri 348
13.1.2. Hoteluri 349
13.1.3. Magazine 350
13.1.4. Teatre, cinematografe 351
13.1.5. Amfiteatre 352
13.1.6. Piscine; bazine acoperite 353
13.1.7. Spitale; clinici 354
13.1.8. Folosirea energiei geotermice în instalațiile de climatizare 356
13.1.8.1. Instalație cu pompă termică în circuit deschis, având sursa de căldură apa freatică 357
- Exemplu de calcul 358
13.1.8.2. Instalație cu pompă termică, cu circuit închis, având ca sursă de căldură solul 359
13.1.8.2.1. Schimbătoare de căldură verticale, de tip sondă 359
- Exemplu de calcul 360
13.1.8.2.2. Schimbătoare de căldură orizontale, de tip colector 361
- Exemplu de calcul 361
13.1.8.3. Sistemul puț canadian 362
- Exemplu de calcul 363
13.2. Încăperi cu impurificare pronunțată a aerului 364
13.2.1. Bucătării 364

13.2.2. Toalete 366
13.2.3. Încăperi pentru încărcarea acumulatoarelor 366
13.2.4. Garaje 366
- Exemplu de calcul 369
13.2.5. Tunele rutiere 369
13.2.5.1. Generalități 369
13.2.5.2. Cerințe 370
13.2.5.3. Traficul în tunele 371
13.2.5.4. Poluare, emisii 371
13.2.5.5. Ventilarea tunelelor 372
13.2.5.6. Sisteme de ventilare 373
13.2.5.7. Evacuarea fumului din tunele 374
13.3. Locuințe 376
13.4. Clădiri industriale 376
13.4.1. Depozite de fructe 381
13.4.2. Clădiri zootehnice 381
13.4.2.1 Probleme generale 381
13.4.2.2 Microclimatul încăperilor care adăpostesc animale 381
13.4.2.3 Izolarea termică a clădirilor pentru adăpostirea animalelor 383
13.4.2.4 Degajările nocive ale animalelor 383
13.4.2.5 Calculul debitului de aer pentru ventilare 383
13.4.2.6 Sisteme de ventilare folosite la clădirile zootehnice 384
13.4.3. Vopsitorii 385
13.4.3.1 Probleme generale 385
13.4.3.2 Filtrarea aerului proaspăt 385
13.4.3.3 Filtrarea aerului evacuat 385
13.4.3.4 Regimul de presiuni. Sistemul de ventilare 386
13.4.3.5 Instalații de vopsire 386
13.5. Centrale de ventilare, climatizare 386

14. VERIFICAREA, REGLAREA ȘI RECEPȚIA INSTALAȚIILOR DE VENTILARE ȘI CLIMATIZARE
14.1. Probleme generale 392
14.2. Verificări preliminare 392
14.3. Pornirea instalației 392
14.4. Reglarea instalației 392
14.4.1 Reglarea camerelor de amestec 392
14.4.2 Reglarea debitului pe canalele de aer 393
14.5. Verificarea caracteristicilor funcționale ale echipamentelor 394
14.6. Verificarea parametrilor microclimatului 395
14.7. Recepția lucrărilor 395

F. INSTALAȚII FRIGORIFICE

15. PROCEDEE DE RĂCIRE PENTRU CLIMATIZARE
15.1. Probleme generale 398
15.2. Fluide utilizate în instalațiile frigorifice 398
15.2.1. Agenți frigorifici pentru instalații cu comprimare mecanică 398
15.2.1.1 Criterii de alegere a unui agent frigorific 398
15.2.1.2 Proprietățile agenților frigorifici 399
15.2.2. Agenți intermediari 411
15.2.3. Soluții pentru instalații cu absorbție 412
15.2.4. Uleiuri frigorifice 412
15.3. Instalații frigorifice pentru climatizare 414
15.3.1. Instalații bazate pe destinderea aerului comprimat 414
15.3.1.1 Instalația care utilizează ciclul Brayton-Joule 414
15.3.1.2 Instalația care utilizează destinderea într-un câmp centrifugal 416
15.3.2. Instalații bazate pe vaporizarea unui lichid 416
15.3.2.1 Instalații cu comprimare mecanică de vapori 416
15.3.2.1.1 Instalații cu o treaptă de comprimare 416
15.3.2.1.2 Instalații cu comprimare multiplă 420
15.3.2.2 Instalații cu absorbție 421
15.3.2.2.1. Instalații cu absorbție în soluție Br Li - apă 422
15.3.2.2.2. Instalații cu absorbție în soluție apă-amoniac 424
15.3.2.3 Instalații cu ejecție 425
15.3.2.3.1. Instalație teoretică (cu circuite închise) 425
15.3.2.3.2. Instalație reală (cu circuite deschise) 425

15.3.3. Instalații bazate pe efectul Peltier 427

16. ELEMENTE COMPONENTE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE
16.1. Compresoare 430
16.1.1. Clasificarea compresoarelor 430
16.1.2. Compresoare volumice 430
16.1.2.1 Mărimi caracteristice ale compresoarelor volumice 430
16.1.2.1.1. Caracteristici geometrice 430
16.1.2.1.2. Caracteristici mecanice 431
16.1.2.1.3. Caracteristici frigorifice 431
16.1.2.1.4. Caracteristici calitative 432
16.1.2.2 Tipuri constructive de compresoare volumice 432
16.1.2.2.1. Compresoare cu piston alternativ 432
16.1.2.2.2. Compresoare rotative 436
16.1.3. Compresoare centrifugale (turbocompresoare) 446
16.2. Condensatoare frigorifice 448
16.2.1. Considerații teoretice 448
16.2.2. Condensatoare răcite cu aer 449
16.2.3. Condensatoare răcite cu apă 451
16.2.3.1 Condensatoare cu țevi coaxiale 451
16.2.3.2 Condensatoare multitubulare 451
16.2.3.3 Condensatoare cu plăci 452
16.2.4. Condensatoare răcite mixt (evaporative) 456
16.2.4.1 Condensatoare atmosferice 457
16.2.4.2 Condensatoare cu evaporare forțată 458
16.3. Vaporizatoare 461
16.3.1. Probleme generale 461
16.3.2. Vaporizatoare răcitoare de aer 462
16.3.2.1 Considerații practice 462
16.3.2.2 Decongelarea vaporizatoarelor 464
16.3.2.3 Dimensionarea vaporizatoarelor răcitoare de aer 466
16.3.2.4 Tipuri constructive de vaporizatoare pentru răcirea aerului 468
16.3.3. Vaporizatoare răcitoare de lichide 469
16.3.3.1 Tipuri constructive de vaporizatoare răcitoare de lichide 469
16.3.3.2 Dimensionarea vaporizatoarelor răcitoare de lichide 473
16.4. Aparatură de reglare și comandă 477
16.4.1. Probleme generale 477
16.4.2. Dispozitive de comandă automată 478
16.4.2.1 Dispozitive de pornire și oprire automată 478
16.4.2.2 Dispozitive de alimentare cu agent frigorific 478
16.4.2.3 Dispozitive de alimentare cu agenți secundari 482
16.4.3. Dispozitive de protecție automată 484
16.5. Aparatură auxiliară 485
16.5.1. Separatorul de ulei 485
16.5.2. Separatorul de lichid 485
16.5.3. Butelia de aspirație 486
16.5.4. Rezervorul de lichid 486
16.5.5. Separatorul acumulator 486
16.5.6. Butelia de răcire intermediară 486
16.5.7. Subrăcitorul de lichid 487
16.5.8. Dezaeratorul 490
16.5.9. Dezhidratorul 490
16.5.10. Filtrul 492
16.5.11. Pompa de agent frigorific 492
16.5.12 Bazinul răcitor 493
16.5.13 Agitatorul 493
16.5.14 Turnul de răcire 493
16.6. Conducte, armături, izolații 497
16.6.1. Conducte 497
16.6.2. Armături 499
16.6.3. Izolații frigorifice 500

17. SISTEME DE INSTALAȚII FRIGORIFICE PENTRU CLIMATIZARE
17.1. Instalații de climatizare cu răcire directă 504
17.1.1. Sisteme monobloc 504
17.1.1.1. Centrala de tratare a aerului 504

17.1.1.2. Sisteme de tratare locală a aerului 506
17.1.2. Sisteme cu unități separate (split) 508
17.1.2.1. Sistemul monosplit 508
17.1.2.2. Sistemul multisplit 509
17.2. Instalații de climatizare cu răcire indirectă 509
17.2.1. Sisteme cu baterie de răcire, cu apă rece 510
17.2.2. Sisteme cu cameră de pulverizare a apei reci 511
17.2.3. Grupuri de răcire a apei 513
17.2.3.1. Grupuri de răcire a apei cu comprimare mecanică 513
17.2.3.2. Grupuri de răcire a apei cu turbocompresor 513
17.2.3.3. Grupuri de răcire a apei cu absorbție 513
17.2.3.4. Grupuri de răcire a apei cu ejecție 514
17.3. Acumularea frigului 515
17.3.1. Sistemul de stocare completă 515
17.3.2. Sistemul de stocare parțială 515

18. MONTAREA ŞI EXPLOATAREA INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE
18.1. Montarea instalațiilor frigorifice 520
18.1.1. Amplasarea 520
18.1.2. Instrucțiuni de montare 520
18.2. Exploatarea instalațiilor frigorifice 521
18.2.1. Probarea 521
18.2.2. Punerea în funcțiune 522
18.2.3. Exploatarea 522
18.2.4. Limitarea zgomotului 523
18.3. Depanarea instalațiilor frigorifice 524

T. ELEMENTE DE TERMOTEHNICĂ

19. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ŞI DE MASĂ
19.1. Conducția termică 528
19.2. Convecția 530
19.2.1. Convecția liberă în spații nelimitate 531
19.2.2. Convecția liberă în spații limitate 532
19.2.3. Convecția forțată 532
19.2.4. Transferul de căldură la condensarea vaporilor 534
19.2.5. Transferul de căldură la fierberea lichidelor 535
19.2.6. Transferul de masă 535
19.3. Radiația termică 536
19.3.1. Mărimi şi legi fundamentale 536
19.3.2. Transferul de căldură prin radiație între corpurile solide 538
19.3.3. Coeficientul de radiație hr 539
19.4. Transferul global de căldură 539
19.4.1. Coeficientul global de transfer termic, U 539
19.4.2. Diferența medie logaritmică de temperatură, ΔT_{med} 539
19.4.3. Recalcularea parametrilor schimbătoarelor de căldură la alți parametri decât cei nominali 540
- Exemplu de calcul 541
19.4.4. Straturi de aer cu grosime mică 541
19.4.5. Intensificarea schimbului termic 541
19.4.6. Frânarea transferului global de căldură (izolarea termică) 543
- Exemplu de calcul 544

E. EFICIENȚA ENERGETICĂ A INSTALAȚIILOR

20. METODOLOGIA DE CALCUL A PERFORMANȚEI ENERGETICE A INSTALAȚIILOR DE VENTILARE ŞI CLIMATIZARE
20.1. Oportunitatea prevederii unei instalații de climatizare (răcire) 560
20.1.1. Temperatura interioară în sezonul cald 560
20.1.2. Obiectul metodologiei de calcul 561
20.1.3. Stabilirea temperaturii interioare a unei încăperi neclimatizate în perioada de vară 563
20.2. Calculul necesarului de energie pentru răcirea clădirilor 564
20.2.1. Conținut general, diagrame energetice 564
20.2.2. Calculul necesarului de energie pentru răcirea clădirilor și al consumului de energie pentru climatizare - metoda de calcul lunară 564
20.2.2.1. Descrierea procedurii de calcul 565
20.2.2.2. Energia necesară pentru răcirea clădirilor 565
20.2.2.3. Condiții interioare de funcționare 571

20.2.2.4. Necesarul de energie anual pentru răcire....572
20.2.2.5. Energia totală utilizată pentru sistemele de răcire şi de ventilare....572
20.2.2.6. Durata sezonului de răcire.... 573
20.3. Date climatice....573

21. EFICIENŢA ENERGETICĂ A INSTALAŢIILOR FRIGORIFICE
21.1. Analiza exergetică a proceselor din instalaţia frigorifică....578
21.1.1. Cazul instalaţiei frigorifice cu amoniac....578
21.1.1.1. Analiza exergetică a proceselor reversibile (funcţionarea teoretică)....578
21.1.1.2. Analiza exergetică a proceselor ireversibile (funcţionarea reală)....579
21.1.2. Cazul instalaţiei frigorifice cu freon....582
21.2. Influenţe asupra eficienţei energetice a instalaţiei frigorifice....583
21.2.1. Influenţe datorate tipului de instalaţie frigorifică utilizată....583
21.2.2. Influenţe datorate sistemului frigorific....584
21.2.3. Influenţe datorate ciclului frigorific utilizat....585
21.2.4. Influenţe datorate fluidului frigorific....586
21.2.5. Influenţe datorate construcţiei instalaţiei frigorifice....586
21.3. Legătura între eficienţa energetică a instalaţiei frigorifice şi impactul acesteia asupra mediului....588

A. ANEXE

22. UNITĂŢI DE MĂSURĂ
22.1. Unităţi de măsură ale Sistemului Internaţional (SI)....592
22.2. Prefixele unităţilor de măsură....592
22.3. Conversia principalelor unităţi de măsură....592
22.4. Conversia dintre unităţile de măsură ale SI şi unităţile de măsură anglo-saxone....592
22.5. Conversia dintre gradele Fahrenheit şi gradele Celsius....592

Asigurați clădirilor
sistemul perfect de ventilație

Sistemul de ventilație Lindab este un instrument formidabil de asigurare a unui aer proaspăt, climatizat, cu un nivel de umiditate și de sunet corespunzător în clădiri, indiferent de utilizarea acestora: spațiu de producție, de birouri, spații comerciale, de divertisment etc.

Pe lângă furnizarea unui sistem perfect de ventilație, Lindab oferă în plus asistență și suport integral începând încă din faza de proiectare și continuând cu instalarea și funcționarea sistemului.

Sistemele de ventilație Lindab sunt disponibile și prin centrele de vânzări locale, Lindab Ventilation Center din Cluj și Constanța.

Lindab SRL
Șoseaua de Centura nr. 8, Ștefanești de Jos - Ilfov, 077175, România
Tel.: 021 209 41 00 **Fax:** 021 209 41 24
Email: office@lindab.ro | **Web:** www.lindab.ro

Lindab®

VITASTAL consulting

ECONOMIE ENERGETICĂ – CONSULTANȚĂ LOGICĂ

Compania noastră oferă la cele mai ridicate standarde de calitate servicii de:

- proiectare instalatii pentru constructii
- audit energetic și inspecție instalații CPE (certificat de performanță energetică) pentru apartamente si clădiri conform Legii 372/2005
- proiectare lucrări de reabilitare termică a clădirilor (expertiză tehnică calitativă, audit energetic, DALI, DTAC, PT+CS+DE)
- asistență tehnică pe santier
- verificare proiecte de instalatii la cerintele lt, ls si le conform Legii 10/1995 cu modificările si completările ulterioare
- expertizare tehnică instalații termice și sanitare conform Legii 10/1995 cu modificările și completările ulterioare
- elaborare lucrări cu caracter normativ, cum ar fi „Breviarul de Calcul al Performanței Energetice a Clădirilor" comandat de M.D.R.T.

SC VITASTAL CONSULTING SRL

ISO 9001

ROMÂNIA anul XVII 10/2009

Instalatorul

REVISTA ASOCIAȚIEI INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA

SANITARE, ÎNCĂLZIRE, VENTILARE, CLIMATIZARE, FRIG, ELECTRICE, GAZE

VOGEL&NOOT

heatingthroughinnovation.

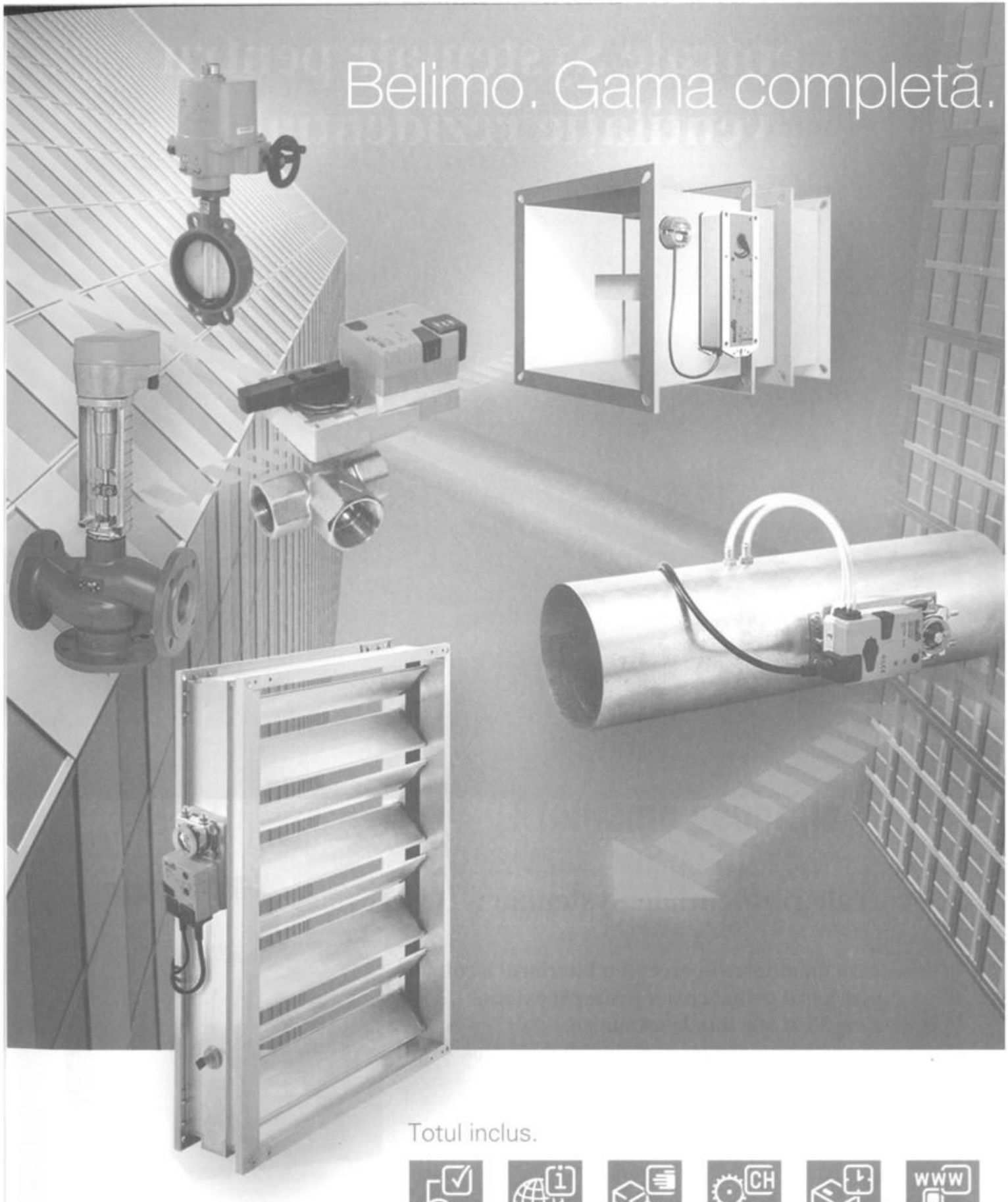
SISTEME COMPLETE PENTRU VENTILARE - CLIMATIZARE

- Dispozitive de introducere - extragere:
- grile de transfer, antifoc, cu filtru, gravitaționale, de exterior
- anemostate, difuzoare
- accesorii: filtre, plenum, tubulatură, elemente de prindere etc.

Dispozitive antiincendiu rectangulare, circulare
Dispozitive pentru reglarea debitului, clapete de suprapresiune
Recuperatoare de căldură de înaltă eficiență
Centrale de tratarea aerului, roof-top cu arzător pe gaz sau electric
Sisteme de încălzire-răcire în detentă directă - VRV
Ventilatoare axiale, centrifugale etc.

SYSTEMA RO
imită natura

SYSTEMA ROMANIA
Bd. Basarabia nr. 96B, Etaj 1, Sector 2, Cod 022121, București
Tel.: 021 252 16 21, fax: 021 252 16 28, E-mail: office@systema.ro, www.systema.ro



Totul inclus.

5 ani garanție

Pe site în jurul lumii

Gamă completă „dintr-o singură sursă"

Calitate certificată

Livrare rapidă

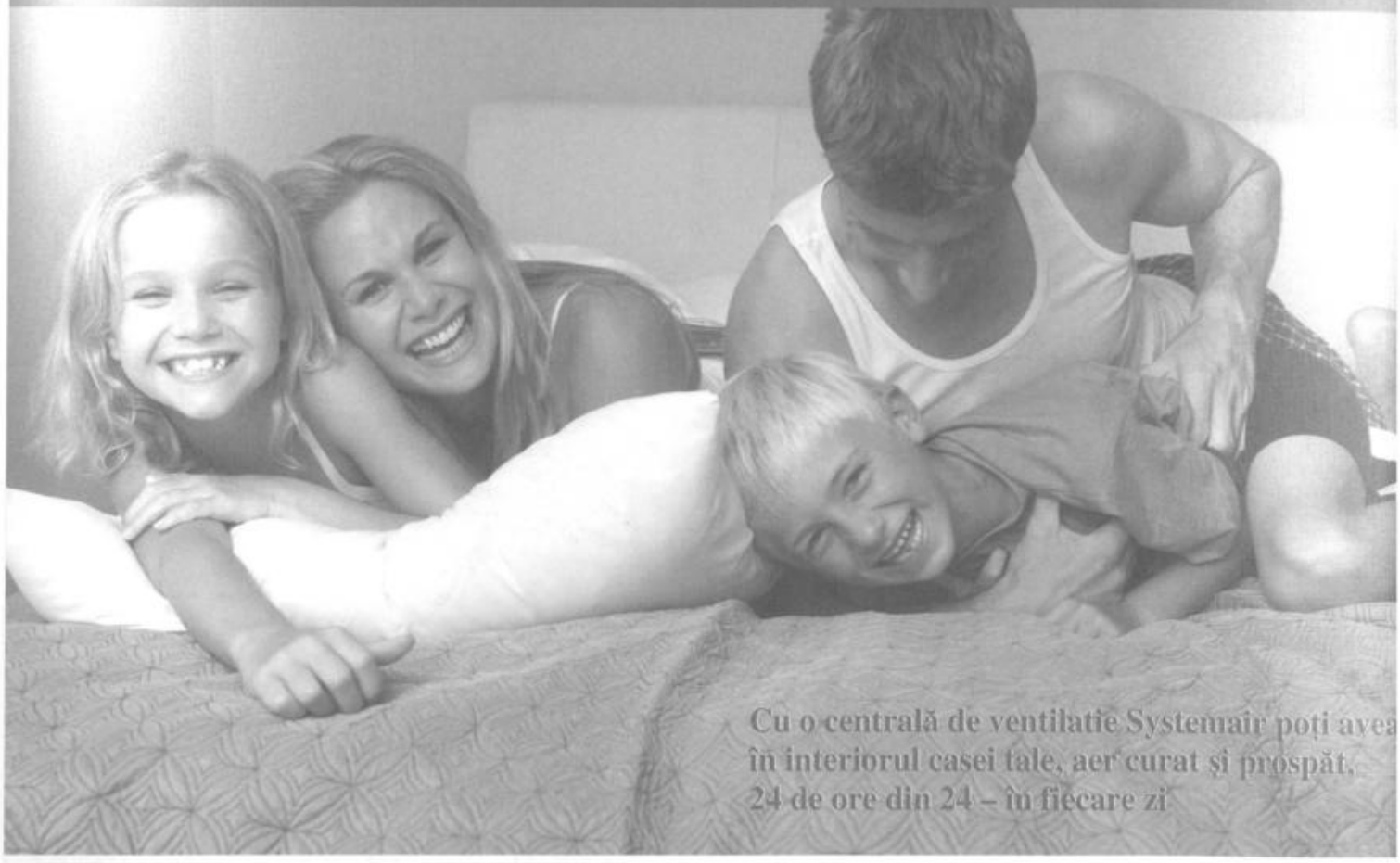
Suport tehnic

Belimo internațional:
www.belimo.com

BELIMO Automatizări SRL, Drumul Fermei 129, Popești-Leordeni, jud. Ilfov
Tel.: +40 21 317 16 13 (14); fax: +40 21 317 16 15; e-mail: office@belimo.ro

BELIMO

Centrale Systemair pentru ventilație rezidențială



Centrale rezidențiale Systemair:

- **evacuează umiditatea în exces din interiorul locuintei**
- **înlocuiesc aerul poluat cu aer proaspăt exterior**
- **evită alergiile si afecțiunile astmatice**
- **creează un climat interior confortabil și sănătos**
- **recuperează energia din aerul evacuat**
- **consum energetic redus**

Systemair produce și comercializează ventilatoare în linie, de acoperiș, rezistente la foc, perdele de aer, grile, anemostate, clapete și voleți de desfumare, centrale de tratarea aerului pentru aplicații rezidențiale, comerciale sau industriale, într-o gamă foarte largă și de o calitate unanim recunoscută.

Systemair

Systemair SRL
Str. IIC Brătianu nr. 15, Otopeni, jud. Ilfov
tel. 0314 055 588, 0314 055 089, fax 021 351 4482
e-mail: rami@systemair.se, crdi@systemair.se
www.systemair.ro

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 1
Probleme generale

1.1. Conținutul și istoricul instalațiilor de ventilare și climatizare

Instalațiile de ventilare și climatizare au rolul de a menține starea aerului din încăperi, respectiv temperatura, umiditatea, viteza și puritatea, în anumite limite dinainte stabilite, în tot timpul anului, indiferent de variația factorilor meteorologici, a degajărilor și a consumurilor de căldură interioare. Limitele parametrilor microclimatului interior depind, la rândul lor, de destinația încăperilor, de natura activității desfășurate, de procesele tehnologice.

Calitatea mediului în care oamenii își desfășoară activitatea are o influență complexă asupra acestora, atât din punct de vedere igienico-sanitar cât și al randamentului activității. Calitatea mediului se apreciază atât după valoarea parametrilor principali ai confortului cât și prin intermediul altor factori secundari cum ar fi puritatea aerului, gradul de ionizare, calitatea iluminatului, nivelul de zgomot și altele.

În sezonul rece instalațiile de încălzire pot asigura în încăperi menținerea temperaturii aerului la o valoare dată și la unele clădiri, prin măsuri suplimentare (în general constructive), se pot menține în limite acceptabile și alți parametri (temperatura medie de radiație, umiditatea relativă). În ceea ce privește puritatea aerului, în multe cazuri, aceasta este obținută prin ventilare naturală. Pentru alte categorii de încăperi, în care se produc degajări importante de căldură și umiditate, precum și alte degajări nocive (săli cu aglomerare de persoane, încăperi de producție, laboratoare, piscine, hale pentru creșterea industrializată a animalelor și păsărilor), calitatea aerului nu se mai poate asigura numai printr-o instalație de încălzire. Pentru îndepărtarea căldurii și umidității, în exces, a gazelor, prafului, mirosurilor apare necesitatea introducerii controlate a unui anumit debit de aer care, după caz, trebuie încălzit, răcit, uscat sau umidificat. Acest lucru poate fi realizat, după caz, cu ajutorul unei instalații de ventilare, de climatizare parțială sau de climatizare (totală). Natura și cantitatea noxelor în exces, modul lor de propagare, dimensiunile și sistemul constructiv al încăperilor, limitele parametrilor confortului termic, limitele admisibile la care trebuie reduse concentrațiile diverselor noxe, la care se adaugă, de cele mai multe ori, cu o pondere importantă, considerente economice, au condus la utilizarea în practică a unei game mari și variate de instalații de ventilare și climatizare.

În cazul unor încăperi industriale în care au loc, preponderent, degajări de căldură și umiditate (vapori de apă), este suficient pentru îndepărtarea acestora să se realizeze o ventilare naturală organizată prin practicarea unor deschideri, de o anumită dimensiune, amplasate la părțile inferioară și superioară ale pereților exteriori. În cazul încăperilor aglomerate însă, datorită degajărilor importante de căldură și umiditate precum și a valorilor stricte la care trebuie menținuți parametrii confortului termic, sunt necesare încălzirea și umidificarea aerului iarna, răcirea și uscarea aerului vara, procese ce pot fi realizate numai cu o instalație de climatizare. Unele procese tehnologice (din industria textilă, hârtiei, tutunului, optică, prelucrării mecanice de precizie, laboratoare metrologice etc.) impun cerințe și mai stricte în cazul unuia sau mai multor parametri de confort termic, ceea ce influențează nu numai complexitatea instalației de climatizare ci însuși sistemul constructiv al încăperilor sau chiar al construcției în ansamblu.

Apariția primelor instalații de ventilare a fost condiționată de realizarea unor progrese în alte discipline. Odată cu închegarea igienei ca disciplină sunt făcute cunoscute rezultatele cercetărilor legate de schimbul de aer al încăperilor, de conținutul de umiditate și gaze nocive, precum și de puritatea aerului. Progresele realizate în domeniul electrotehnicii oferă posibilitatea folosirii motoarelor electrice pentru acționarea ventilatoarelor și, deci, posibilitatea ventilării încăperilor mari și foarte mari. În preajma anului 1890 se introduce umidificarea aerului prin intercalarea unor tăvi cu apă (ulterior încălzită cu abur). Ceva mai târziu se introduce umidificarea adiabatică realizată prin pulverizarea fină a apei în curentul de aer. Sfârșitul secolului al XIX-lea poate fi considerat pentru climatizare ca început al acesteia. Dezvoltarea cea mai mare a ventilării și climatizării are loc după primul război mondial când se realizează instalații de climatizare în scopuri de confort (teatre, opere, cinematografe, săli de concerte etc.) și tehnologice (fabrici de hârtie, de tutun, textile, industria alimentară etc.) Apariția mașinilor frigorifice (cu amoniac, cu bioxid de carbon) folosite la răcirea și uscarea aerului oferă o independență și mai mare instalațiilor de climatizare. După 1930 apar aparatele de fereastră, agregatele locale amplasate direct în încăperea deservită în sistem monobloc sau split. Apar, de asemenea, mașinile frigorifice funcționând cu medii nevătămătoare (freoni) facilitând folosirea bateriilor de răcire fără agent intermediar (baterii cu răcire directă). După cel de-al doilea război mondial, climatizarea cunoaște o etapă importantă în dezvoltarea sa. În afara perfecționării aparatelor și schemelor de ventilare și climatizare clasice, apar noi tipuri cum ar fi: instalațiile de înaltă presiune, instalațiile de climatizare cu două canale de aer (de introducere), instalațiile „aer-apă" (cu aer primar) folosind aparate cu inducție (climaconvectoare) sau ventiloconvectoare. Se diversifică concomitent natura obiectivelor ce trebuie ventilate sau climatizate. Criza energetică a anilor '60 își pune amprenta și asupra instalațiilor de ventilare, conducând la recuperarea, din ce în ce mai mult, a căldurii din aerul de ventilare. Simultan cu această diversificare s-a dezvoltat și perfecționat aparatura de reglare, comandă și control a instalațiilor de climatizare, în special. Tehnica analogică și digitală pătrunde masiv în anii '80 și în domeniul climatizării.

La orice sistem de ventilare (sau climatizare) este necesar să se introducă în încăperi aer tratat (aer refulat, aer introdus) care să preia noxele în exces (căldură, umiditate, gaze, vapori, praf) și să le elimine odată cu acesta (aer aspirat, aer absorbit) din încăperi, după care totul să fie îndepărtat în exterior (aer evacuat). Instalațiile de ventilare și climatizare pot fi diferențiate după modul de vehiculare a aerului, după extensia spațiului supus ventilării, după diferența de presiune dintre încăperea ventilată și încăperile adiacente, după gradul de complexitate al tratării aerului în funcție de cerințele tehnologice sau de confort sau după alte criterii.

1.2. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de ventilare și climatizare

1.2.1. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de ventilare și climatizare

Pentru atribuirea contractelor de concesiune de lucrări publice, în conformitate cu Ordonanța de Urgență a Guvernului 34 din 19.04.2006, se elaborează documentația de atribuire. Ordonanța de Urgență a Guvernului 34 se aplică și contractelor de achiziție publică precum și contractelor de cencesii de servicii și se aplică din 4 octombrie 2007.

Prin Hotărârea de Guvern nr. 925 din 19.07.2006 s-au aprobat normele de

aplicare a prevederilor referitoare la atribuirea contractelor de achiziție publică din Ordonanța de urgență a Guvernului nr. 34/2006

1.2.2. Reguli de elaborare a documentației de atribuire

Autoritatea contractantă are obligația de a preciza în cadrul documentației de atribuire orice cerință, criteriu, regulă si alte informații necesare pentru a asigura ofertantului/candidatului o informare completă, corectă și explicită cu privire la modul de aplicare a procedurii de atribuire.

Documentația de atribuire trebuie să cuprindă printre altele și caietul de sarcini sau documentația descriptivă, aceasta din urmă fiind utilizată în cazul aplicării procedurii de dialog competitiv sau de negociere;

1.2.3. Caietul de sarcini conține, în mod obligatoriu, specificații tehnice

Specificațiile tehnice reprezintă cerințe, prescripții, caracteristici de natură tehnică ce permit ca fiecare lucrare să fie descrisă în mod obiectiv, în așa manieră încât să corespundă necesității autorității contractante. Ele definesc caracteristici referitoare la nivelul calitativ, tehnic și de performanță și pot face referire la prescripții de proiectare și de calcul al costurilor, la verificarea, inspecția și condițiile de recepție a lucrărilor, a procedeelor și metodelor de execuție, ca și la orice alte condiții cu caracter tehnic.

Specificațiile tehnice trebuie să permită oricărui ofertant accesul egal la procedura de atribuire și nu trebuie să aibă ca efect introducerea unor obstacole nejustificate, de natură să restrângă concurența între operatorii economici.

Specificațiile tehnice fac referire, în următoarea ordine de prioritate, la standarde naționale care adoptă standarde europene, la omologări tehnice europene, la standarde internaționale sau la alte referințe de natură tehnică, elaborate de organisme de standardizare europene; în cazul în care acestea nu există, specificațiile tehnice fac referire la standarde, omologări sau reglementări tehnice naționale privind proiectarea, calculul și execuția lucrărilor.

Se interzice definirea în caietul de sarcini a unor specificații tehnice care indică o anumită origine, sursă, producție, un procedeu special, o marcă de fabrică sau de comerț, un brevet de invenție, o licență de fabricație, care au ca efect favorizarea sau eliminarea anumitor operatori economici sau a anumitor produse. Se admite o astfel de indicație, dar numai în mod excepțional, în situația în care o descriere suficient de precisă și inteligibilă a obiectului contractului nu este posibilă și numai însoțită de mențiunea sau echivalent.

1.3. Fazele de elaborare a documentației tehnico-economice pentru instalațiile de ventilare și climatizare

Prin Hotărârea de Guvern nr. 28/09/01/2008, s-a aprobat conținutul-cadru al documentațiilor tehnico-economice aferente investițiilor publice. Prevederile hotărârii se aplică pentru realizarea obiectivelor de investiții noi, precum și a lucrărilor de intervenții la construcții existente care se finanțează din bugetele prevăzute conform Legii nr. 500/2002 privind finanțele publice și Legii nr. 273/2006 privind finanțele publice locale, cu modificările și completările ulterioare.

Proiectarea lucrărilor de construcții pentru obiective de investiții noi, inclusiv extinderi, se elaborează în trei faze, și anume:
- studiul de fezabilitate;
- proiectul tehnic;
- detalii de execuție.

Proiectarea lucrărilor de construcții pentru intervenții la construcții existente, inclusiv instalațiile aferente, se elaborează în patru faze, și anume:
- expertiză tehnică și, după caz, audit energetic;
- documentație de avizare a lucrărilor de intervenții;
- proiectul tehnic;
- detalii de execuție.

Pentru obiectivele de investiții noi, inclusiv extinderi, ale căror documentații tehnico-economice intră în competența de aprobare a Guvernului, se elaborează un studiu de prefezabilitate anterior elaborării studiului de fezabilitate.

Documentație de avizare pentru lucrări de intervenții este definită ca documentația tehnico-economică similară studiului de fezabilitate, elaborată pe baza concluziilor raportului de expertiză tehnică și, după caz, ale raportului de audit energetic, pentru aprobarea indicatorilor tehnico-economici aferenți lucrărilor de intervenții la construcții existente;

1.3.1. Conținutul-cadru al studiului de prefezabilitate

1.3.1.1. Piesele scrise

a. Date generale: denumirea obiectivului de investiții; amplasamentul (județul, localitatea, strada, numărul); titularul investiției; beneficiarul investiției; elaboratorul studiului.
b. Necesitatea și oportunitatea investiției
   - necesitatea investiției:
   - oportunitatea investiției.
c. Scenariile tehnico-economice prin care obiectivele proiectului de investiții pot fi atinse.
d. Date privind amplasamentul și terenul pe care urmează să se amplaseze obiectivul de investiție.
e. Costul estimativ al investiției.
f. Cheltuieli pentru elaborarea documentației tehnico-economice.
g. Valoarea totală estimată a investiției.
h. Avize și acorduri de principiu, după caz.

1.3.1.2. Piese desenate:

- plan de amplasare în zonă (1:25.000 - 1:5.000);
- plan general (1:2.000 - 1:500).

1.3.2. Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate

1.3.2.1. Piesele scrise

a. **Datele generale** sunt aceleași ca la studiul de prefezabilitate:
b. **Informații generale privind proiectul:**
   - situația actuală și informații despre entitatea responsabilă cu implementarea proiectului;
   - descrierea investiției:
     - concluziile studiului de prefezabilitate;
     - scenariile tehnico-economice prin care obiectivele proiectului de investiții pot fi atinse;
     - descrierea constructivă, funcțională și tehnologică, după caz;
c. **Date tehnice ale investiției:**
   - caracteristicile principale ale construcțiilor din cadrul obiectivului de investiții, specifice domeniului de activitate, și variantele constructive de realizare a investiției, cu recomandarea variantei optime pentru aprobare;
   - situația existentă a utilităților și analiza de consum:
     - necesarul de utilități pentru varianta propusă promovării;
     - soluții tehnice de asigurare cu utilități;
   - concluziile evaluării impactului asupra mediului;
d. **Durata de realizare și etapele principale:** graficul de realizare a investiției.
e. **Costurile estimative ale investiției.**
f. **Analiza cost-beneficiu.**
g. **Sursele de finanțare a investiției.**
h. **Estimări privind forța de muncă ocupată prin realizarea investiției.**
i. **Principalii indicatori tehnico-economici ai investiției.**
j. **Avize și acorduri de principiu:**
   - avizul beneficiarului de investiție privind necesitatea și oportunitatea investiției;
   - certificatul de urbanism;
   - avize de principiu privind asigurarea utilităților (energie termică și electrică, gaz metan, apă-canal, telecomunicații etc.);

- acordul de mediu;
- alte avize și acorduri de principiu specifice.

1.3.2.2. Piese desenate:
- plan general (1: 2000 - 1:500);
- planuri și secțiuni generale de arhitectură, rezistență, instalații, inclusiv planuri de coordonare a tuturor specialităților ce concură la realizarea proiectului;
- planuri speciale, profile longitudinale, profile transversale, după caz.

1.3.3. Conținutul-cadru al documentației de avizare a lucrărilor de intervenții

1.3.3.1. Piesele scrise

a. **Datele generale** sunt aceleași ca la studiul de prefezabilitat

b. **Descrierea investiției:**
- situația existentă a obiectivului de investiții:
- concluziile raportului de expertiză tehnică/audit energetic:
  - prezentarea a cel puțin două opțiuni;
  - recomandarea expertului/auditorului energetic asupra soluției optime din punct de vedere tehnic și economic, de dezvoltare în cadrul documentației de avizare a lucrărilor de intervenții.

c. **Date tehnice ale investiției:**
- descrierea lucrărilor de bază și a celor rezultate ca necesare de efectuat în urma realizării lucrărilor de bază;
- descrierea, după caz, a lucrărilor de modernizare efectuate în spațiile consolidate/reabilitate/reparate;
- consumuri de utilități:

d. **Durata de realizare și etapele principale:**
- graficul de realizare a investiției.

e. **Costurile estimative ale investiției:**
- valoarea totală cu detalierea pe structura devizului general;
- eșalonarea costurilor coroborate cu graficul de realizare a investiției.

f. **Indicatori de apreciere a eficienței economice:**
- analiza comparativă a costului realizării lucrărilor de intervenții față de valoarea de inventar a construcției.

g. **Sursele de finanțare a investiției.**

h. **Estimări privind forța de muncă ocupată prin realizarea investiției.**

i. **Principalii indicatori tehnico-economici ai investiției.**

j. **Avize și acorduri de principiu:**
- certificatul de urbanism;
- avize de principiu privind asigurarea utilităților (energie termică și electrică, apă-canal, telecomunicații etc.);
- acordul de mediu;
- alte avize și acorduri de principiu specifice tipului de intervenție.

1.3.3.2. Piese desenate:
- plan general (1: 2000-1:500);
- planuri și secțiuni generale de arhitectură, rezistență, instalații, inclusiv planuri de coordonare a tuturor specialităților ce concură la realizarea proiectului;
- planuri speciale, profile longitudinale, profile transversale, după caz.

1.3.4. Proiectul tehnic

Proiectul tehnic se elaborează pe baza studiului de fezabilitate aprobat și conține:

a) Părțile scrise: borderou și foaie cu responsabilități (lista de semnături); memoriu tehnic; breviar de calcul; caiete de sarcini; liste cu cantități de lucrări (antemăsurători), liste cu cantități de echipamente, inclusiv dotările și specificații tehnice; graficul de realizare a lucrărilor.

b) Părțile desenate:
- schemele funcționale;
- planurile instalației, cu amplasarea instalațiilor de ventilare, canale, ventilatoare, centrale de climatizare, instalații frigorifice etc.

1.3.5. Detalii de execuție

Detaliile de execuție se elaborează pe baza proiectului tehnic avizat de beneficiar, după stabilirea executantului și a furnizorilor (producătorilor) echipamentelor și materialelor de instalații, în urma licitației de execuție.

Detaliile de execuție pentru instalații de ventilare-climatizare trebuie să conțină următoarele documentații:

a) Părțile scrise:
- borderou și foaie cu responsabilități (lista de semnături);
- memoriu tehnic;
- instrucțiuni de exploatare și de reglare;
- graficul cu fazele determinante pentru controlul calității execuției;
- graficul de realizare a lucrărilor.

b) Părțile desenate:
- schemele funcționale;
- planurile instalației de ventilare, canale de ventilare, amplasarea ventilatoarelor, a centralelor de climatizare, a stațiilor frigorifice etc;
- detalii de execuție pentru elementele instalației (suporți, pozarea aparaturii de măsură și control etc.).

1.3.6. Cartea construcției

Proiectul de execuție a instalațiilor de ventilare și climatizare (proiectul tehnic, detaliile de execuție, dispozițiile de șantier) se cuprind în Cartea tehnică a construcției, deținută de proprietar.

În cartea construcției se cuprind toate procesele verbale pentru lucrări ascunse.

Cartea construcției este pusă la dispoziția beneficiarului prin grija căruia se completează cu toate lucrările care se fac pe parcursul funcționării construcției și a instalațiilor aferente.

În cazul lucrărilor de reabilitare sau de modernizare a construcțiilor și a instalațiilor aferente, în cazul în care nu există cartea construcției, se face obligatoriu releveul construcțiilor și a instalațiilor aferente.

1.4. Autorizarea executării lucrărilor de cnstrucții

Autorizarea executării lucrărilor de construcții este reglementată prin Legea 50/1991 modificată prin Ordonanța de urgență a Guvernului nr.214/2008, aprobată, cu modificări și completări, prin Legea nr.261/2009 cu modificările ulterioare, publicate în Monitorul Oficial al României, Partea I, nr. 493 din 16 iulie 2009.

În anul 2009 Ministerul Dezvoltării Regionale și Locuinței a elaborat Normele Metodologice de aplicare a Legii nr.50/1991 privind autorizarea executării lucrărilor de construcții.

1.4.1. Autorizarea executării lucrărilor de construcții

Realizarea construcțiilor civile, industriale, agricole sau de orice natură, inclusiv a instalațiilor aferente acestora, se poate realiza numai în baza și cu respectarea prevederilor unei autorizații de construire, emisă în conformitate cu prevederile documentațiilor de urbanism și de amenajare a teritoriului aprobate.

Odată cu autorizarea executării lucrărilor de bază, prin autorizațiile de construire/desființare se autorizează și executarea lucrărilor de organizare de șantier aferente.

1.4.2. Lucrări de instalații aferente construcțiilor care se exceptează de la autorizare

Se exceptează de la autorizare lucrările pentru:

a) reparații la instalațiile interioare ale clădirilor, inclusiv intervențiile constând în înlocuirea și/sau reamplasarea consumatorilor, cu condiția să nu se afecteze structura de rezistență a construcțiilor;

b) montarea/instalarea aparatelor individuale de climatizare și/sau de contorizare a consumatorilor de utilități;

c) montarea/instalarea sistemelor locale de încălzire și de preparare a apei calde menajere cu cazane omologate de ISCIR care funcționează cu combustibil gaze naturale, cu obligația ca, prin soluția teh-

nică adoptată pentru instalarea acestora, să fie respectate condițiile prevăzute de normativele de specialitate.

Instalarea sistemelor locale de încălzire și de preparare a apei calde menajere se poate face numai pe baza unor proiecte de specialitate elaborate de proiectanți autorizați, verificate în condițiile legii, care trebuie avizate de societatea furnizoare de gaze naturale.

Execuția lucrărilor specificate se va face numai cu respectarea condițiilor prevăzute de normativele de proiectare și execuție în vigoare și se vor realiza exclusiv de persoane autorizate.

1.4.3. Documentele necesare emiterii autorizației de construire/desființare

Documentația pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții, elaborată în temeiul și cu respectarea prevederilor documentațiilor de urbanism, avizate și aprobate, potrivit legii, pe lângă cererea pentru emiterea autorizației de construire, va conține în mod obligatoriu următoarele documente:

a) certificatul de urbanism;
b) dovada titlului asupra imobilului, teren și/sau construcții, în copie legalizată, sau, după caz, extrasul de plan cadastral actualizat la zi și extrasul de carte funciară de informare actualizat la zi, în cazul în care legea nu dispune altfel;
c) documentația tehnică (D.T.);
d) avizele, acordurile și punctul de vedere/actul administrativ al autorității pentru protecția mediului competente, solicitate prin certificatul de urbanism;
e) studiile de specialitate, nota tehnică justificativă sau raportul de expertiză tehnică pentru lucrări de intervenție la construcții existente și/sau raportul de audit energetic pentru lucrări de intervenție în vederea creșterii performanței energetice la clădiri, solicitate prin certificatul de urbansim;

Odată cu autorizația de construire/desființare se solicită, de regulă, și autorizarea organizării executării lucrărilor. În această situație, solicitantul are obligația de a prezenta, pe lângă documentația tehnică (D.T.), pentru autorizarea executării lucrărilor de bază (D.T.A.C.), documentația tehnică (D.T.) pentru organizarea executării lucrărilor (D.T.O.E.), piese scrise și desenate, împreună cu avizele specifice aferente (aviz circulație, aviz pentru ocuparea temporară a domeniului public, aviz sanitar, aviz/contract cu societatea de salubritate și altele asemenea, după caz);

În situația în care, prin certificatul de urbanism a fost cerută elaborarea unor studii suplimentare, sintezele acestora se anexează documentației, inclusiv avizele obținute pentru acestea.

1.4.4. Documentația tehnică (D.T.)

Documentația tehnică (DT) este documentația tehnico-economică distinctă, prin care se stabilesc principalele coordonate privind încadrarea în indicii urbanistici aprobați, amplasarea construcțiilor și relațiile acestora cu vecinătățile, schemele și fluxurile funcționale, compoziția spațială, structura de rezistență, expresia de arhitectură, dotarea și echiparea construcțiilor, inclusiv soluțiile de asigurare, branșare și racordare a acestora la infrastructura edilitară, după caz, care stă la baza emiterii autorizației de construire/desființare.

Documentația tehnică pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții va cuprinde și soluțiile privind bran-șamentele și racordurile la utilitățile urbane necesare, care se autorizează împreună cu lucrările de bază.

Documentația tehnică, alcătuită din piese scrise și desenate și completată cu elementele de identificare și datele tehnice, va respecta următoarele condiții:

a) se elaborează în baza conținutului-cadru;
b) se elaborează de colective tehnice de specialitate și se semnează;
c) se verifică, în condițiile legii, de verificatori de proiecte atestați.

Măsurile specifice pentru protecția mediului stabilite prin actul administrativ al autorității competente pentru protecția mediului, precum și cerințele din avizele și acordurile emise vor fi avute în vedere la elaborarea documentației tehnice și nu pot fi modificate prin procedura de autorizare ori prin autorizația de construire.

1.4.5. Avize și acorduri ale furnizorilor/administratorilor de utilități urbane

În vederea constituirii documentației pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții, este necesară obținerea avizelor/acordurilor furnizorilor/administratorilor de utilități urbane: alimentare cu apă, canalizare, electricitate, gaze, termoficare, telecomunicații, salubritate, transport urban, stabilite prin certificatul de urbanism, inclusiv pentru restricțiile impuse pentru siguranța funcționării rețelelor de transport energetic sau tehnologic din zona de amplasament.

1.4.6. Avize și acorduri ale autorităților centrale/serviciilor deconcentrate

Avizele/acordurile autorităților centrale ori ale serviciilor deconcentrate ale acestora, după caz, potrivit cerințelor stabilite și înscrise în certificatul de urbanism, în funcție de caracteristicile urbanistice ale amplasamentului și de natura investiției, se obțin de către solicitant sau de către proiectant, în calitate de împuternicit al acestuia, înaintea depunerii documentației pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții la autoritățile administrației publice competente, pentru următorele domenii principale:

a) asigurarea și racordarea/branșarea la infrastructura edilitară, în condițiile impuse de caracteristicile și amplasamentul rețelelor de distribuție/transport energetic din zona de amplasament;
b) racordarea la rețeaua căilor de comunicații;
c) securitatea la incendiu, protecția civilă și protecția sănătății populației;
d) cerințele specifice unor zone cu restricții stabilite prin reglementări speciale.

În cazul autorizării executării lucrărilor pe amplasamente situate în zone în care, prin documentațiile de amenajare a teritoriului și de urbanism aprobate, s-a instituit un anumit regim de restricție cu privire la realizarea construcțiilor, obținerea avizelor și acordurilor din partea autorităților centrale competente este obligatorie.

Inspectoratul de Stat în Construcții (ISC), prin inspectoratele teritoriale în construcții, potrivit prevederilor legale în vigoare, emite următoarele avize/acorduri:

a) avize, din punct de vedere tehnic, emise cu titlu gratuit, pentru documentațiile tehnico-economice aferente obiectivelor de investiții noi, cu valori mai mari de 13,0 mil.RON, care se finanțează din fonduri publice sau din credite externe, contractate sau garantate de stat, ai căror indicatori tehnico-economici se aprobă de Guvern;
b) acorduri pentru intervenții asupra construcțiilor existente;
c) avize privind soluțiile de intervenție imediată pentru punerea în siguranță provizorie a construcțiilor avariate în urma dezastrelor, în acțiunile de intervenție operativă și refacere post dezastru.

1.4.7. Competențe de elaborare a documentațiilor tehnice

Documentațiile tehnice (D.T.), precum și proiectele tehnice (P.Th.) care dezvoltă documentațiile tehnice, cu respectarea condițiilor impuse prin autorizația de construire, precum și prin avizele, acordurile și actul administrativ al autorității competente pentru protecția mediului, se elaborează exclusiv de proiectanți cu pregătire în domeniul arhitecturii, construcțiilor și instalațiilor (arhitecți, ingineri, conductori-arhitecți, subingineri, tehnicieni), constituiți în acest scop în colective tehnice de specialitate și se semnează, în

condițiile legii, numai de cadre tehnice cu pregătire superioară în domeniul arhitecturii și construcțiilor

Este interzisă semnarea proiectelor tehnice (P.Th.) pentru execuția lucrărilor, precum și a documentațiilor tehnice (D.T.) de către persoane care nu au absolvit, cu diplomă recunoscută de statul român, instituții de învățământ superior de specialitate în domeniul arhitecturii și construcțiilor/instalațiilor ori care nu au drept de semnătură în condițiile legii, sub sancțiunea legii penale.

Potrivit prevederilor legale în vigoare privind calitatea în construcții, documentațiile tehnice precum și proiectele tehnice, care dezvoltă documentațiile tehnice, în condițiile legii, se verifică pentru cerințele de calitate de către specialiști verificatori de proiecte atestați, solicitantul având obligația de a face dovada efectuării verificării.

1.5. Cerințe esențiale pentru instalațiile de ventilare și climatizare

1.5.1. Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții

Prin Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții, se instituie sistemul calității în construcții, care să conducă la realizarea și exploatarea construcțiilor de calitate corespunzătoare, în scopul protejării vieții oamenilor, a bunurilor acestora, a societății și a mediului înconjurător.

Calitatea în construcții este rezultanta totalității performanțelor de comportare a acestora în exploatare, în scopul satisfacerii, pe întreaga durată de existență, a cerințelor utilizatorilor și colectivităților.

Prevederile legii calității construcțiilor se aplică construcțiilor de orice categorie și instalațiilor aferente acestora, precum și lucrărilor de modernizare, transformare, consolidare și de reparații.

Sunt exceptate de la prevederile legii, clădirile pentru locuințe cu parter și parter plus un etaj și anexele gospodărești situate în mediul rural precum și construcțiile provizorii.

Sistemul calității în construcții se aplică în mod diferențiat în funcție de categoria de importanță a construcțiilor.

1.5.2. Cerințe esențiale

Pentru obținerea unor construcții de calitate corespunzătoare conform Legii nr. 10/1995 și a Legii nr. 123/2007, sunt obligatorii realizarea și menținerea pe întreaga durată de existență a construcțiilor a următoarelor cerințe esențiale:

a) securitate la incendiu;
b) igienă, sănătate și mediu;
c) rezistență mecanică și stabilitate;
d) siguranță în exploatare;
e) protecția împotriva zgomotului;
f) economia de energie și izolarea termică.

Obligațiile privind cerințele esențiale revin factorilor implicați în conceperea, realizarea și exploatarea construcțiilor. precum și în postutilizarea lor, și anume: investitorilor, cercetătorilor, proiectanților, fabricanților, furnizorilor de produse, executanților, proprietarilor, utilizatorilor, responsabililor tehnici cu execuția, verificatorilor de proiecte, experților tehnici, autorităților publice, asociațiilor profesionale.

Sistemul calității în construcții reprezintă ansamblul de structuri organizatorice, responsabilități, regulamente, proceduri și mijloace, care concură la realizarea calității construcțiilor în toate etapele de concepere, realizare, exploatare și postutilizare a acestora.

Proiectele instalațiilor de ventilare și climatizare se verifică pentru toate cerințele esențiale, pentru toate categoriile de construcții, de verificatori tehnici atestați MDRL pentru specialitatea instalații termice It.

Expertizarea tehnică a lucrărilor de ventilare și climatizare se face de experți tehnici atestați MDRL pentru specialiatea instalații termice It.

1.6. Reglementări tehnice specifice pentru instalațiile de ventilare și climatizare

Proiectarea, executarea, montarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare se realizează în conformitate cu reglementările tehnice specifice, cuprinse în:

- Normative de proiectare, executare și exploatare a instalațiilor;
- Standarde naționale (SR), europene (EN) sau internaționale (ISO);
- Ghiduri, regulamente, instrucțiuni;
- Acte legislative (legi, decrete, hotărâri și ordonanțe guvernamentale).

Dintre acestea vom prezenta numai câteva:

- Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare și climatizare, I.5-98;
- Legea 10/1995 privind calitatea în construcții;
- Normativ de siguranță la foc a construcțiilor, P118-99;
- STAS 6648/1, 2 - Instalații de ventilare și climatizare. Calculul aporturilor de căldură din exterior - Prescripții fundamentale; Parametrii climatici exteriori;
- STAS 9660 - Instalații de ventilare și climatizare. Canale de aer. Forme și dimensiuni;
- SR 11573 - Instalații de ventilare. Ventilarea naturală organizată a clădirilor industriale. Prescripții de calcul;
- STAS 4369 - Instalații de încălzire, ventilare și condiționare a aerului. Terminologie;
- SR ISO 7730 - Ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și specificarea condițiilor de confort termic.

1.7. Clasificarea instalațiilor de ventilare și climatizare

- ***Clasificarea după modul de vehiculare a aerului de ventilare:***

• *Ventilarea naturală* poate fi *neorganizată* sau *organizată*. La ventilarea naturală schimbul de aer al unei încăperi este urmarea acțiunii combinate a celor doi factori naturali (presiunea vântului și diferența de presiune provocată de greutățile specifice ale aerului interior și exterior, ca urmare a temperaturilor inegale ale acestora). Când pătrunderea aerului curat are loc prin neetanșeitățile construcției (uși, ferestre) ventilarea naturală se numește *neorganizată*. Dacă în încăpere sunt practicate deschideri speciale cu dimensiuni determinate, amplasate la anumite înălțimi, care pot fi închise și deschise, după necesități, atunci se realizează o ventilare naturală *organizată*.

•. *Ventilarea mecanică* poate fi *simplă* (introducere sau evacuare) sau *combinată* (cu încălzire/răcire-uscare/ umidificare).

În cazul ventilării mecanice vehicularea aerului se face cu ajutorul unui sau a două ventilatoare (unul de introducere și altul pentru evacuare). În general, prin vehicularea mecanică a unui debit de aer se urmărește menținerea unei temperaturi aproximativ constante, în perioada de iarnă, și limitarea creșterii temperaturii interioare peste o anumită valoare, în perioada de vară. Aceasta presupune intercalarea, în circuitul aerului, a unui ventilator și a unei baterii de încălzire (întotdeauna înaintea bateriilor de încălzire se montează un filtru de praf). Sunt și alte cazuri de ventilare combinată la care, în circuitul aerului, se introduc alte aparate cu ajutorul cărora se pot obține alte procese simple, ca de ex., răcire și uscare sau umidificare.

• *Climatizarea* poate fi *pentru confort* sau *în scopuri tehnologice.* În locul termenului de climatizare se folosește, adesea, și denumirea de „condiționare a aerului". Climatizarea se deosebește de ventilarea mecanică prin aceea că aerului de ventilare i se reglează simultan cel puțin doi parametri astfel că, după dorință, se poate realiza încălzirea, răcirea, uscarea sau umidificarea aerului dintr-o încăpere.

După criteriile care stabilesc valoarea și limitele de variație a parametrilor aerului interior aceste instalații pot fi destinate confortului persoanelor sau unor scopuri tehnologice. Dificultăți mari pun instalațiile de climatizare tehnologice, deoarece valorile parametrilor aerului interior, prestabilite ca optime pentru procesul tehnologic, trebuie, în același timp, să constituie limite acceptabile din punct de vedere al condițiilor de muncă (pentru a nu crea senzații neplăcute oamenilor antrenați în procesul de muncă respectiv).

• *Ventilarea mixtă* se poate realiza fie prin *introducere naturală și evacuare mecanică,* fie prin *introducere mecanică și evacuare naturală.* Ventilarea mixtă, sub cele două forme, apare fie ca o posibilitate de exploatare a instalațiilor de ventilare într-o anumită perioadă a anului (de obicei vara), fie chiar ca soluție de proiectare. Avantajul ei constă, în special, în economicitatea exploatării, dar și a investiției.

Tabelul 1.2.1. Clasificarea și desemnarea instalațiilor pentru ventilarea încăperilor (După DIN 1946 - Partea I - 10.88).

Procese termodinamice de tratare a aerului		Instalații pentru ventilarea încăperilor	
		Cu funcție de ventilare	Fără funcție de ventilare
Număr procese	Tip	Instalații tehnice de ventilare	Instalații de ventilare de recirculare, AR
Niciunul		Instalații de ventilare de evacuare, AE	Instalații de ventilare de recirculare, AR
Unul	I R UM US	Instalații de ventilare, AP sau AM	Instalații de ventilare de recirculare, AR
Două	I,R I,UM I,US R,UM R,US UM,US	Instalații de climatizare parțială, AP sau AM	Instalații de climatizare parțială de recirculare, AR
Trei	I,R,UM I,R,US R,UM,US I,UM,US	Instalații de climatizare parțială, AP sau AM	Instalații de climatizare parțială de recirculare, AR
Patru	I,R,UM,US	Instalații de climatizare, AP sau AM	Instalații de climatizare de recirculare, AR

R - instalații de răcire; AP - aer proaspăt; AM - aer amestecat.

• ***Clasificarea după extinderea zonei ventilate:***

• *Ventilarea generală* sau *de schimb general* este caracteristică încăperilor social-culturale sau a celor industriale fără degajări importante de nocivități. Ea presupune, în general, o amplasare uniform repartizată a gurilor de introducere și de evacuare.

• *Ventilarea locală* apare ca necesară când există surse concentrate de nocivități sau când acestea sunt dispuse în anumite zone ale încăperilor. În aceste cazuri ventilarea de schimb general nu mai este eficace, apărând necesitatea captării nocivităților chiar la locul unde ele se produc. În această categorie intră carcasele, nișele, hotele și aspirațiile laterale. În unele cazuri, ventilarea de schimb general ar putea fi ineficace și din cauza refulării. De exemplu, pentru locurile de muncă din apropierea unor suprafețe încinse, oricât s-ar mări debitul de aer nu pot fi asigurate condiții pentru menținerea constantă a bilațului termic al omului (din cauza cantității mari de căldură primită prin radiație de la aceste suprafețe). În această situație, pentru a ajuta organismul să elimine surplusul de căldură, se poate interveni prin crearea locală a unor jeturi de aer pentru fiecare muncitor în parte, denumite dușuri de aer. De asemenea, pentru a împiedica pătrunderea aerului rece în încăperi, la deschiderea frecventă a ușilor spre exterior, se folosesc, cu destul succes, perdelele de aer. Sunt și cazuri când, pentru a împiedica răspândirea noxelor în toată încăperea, în special, în cazul unor degajări toxice,

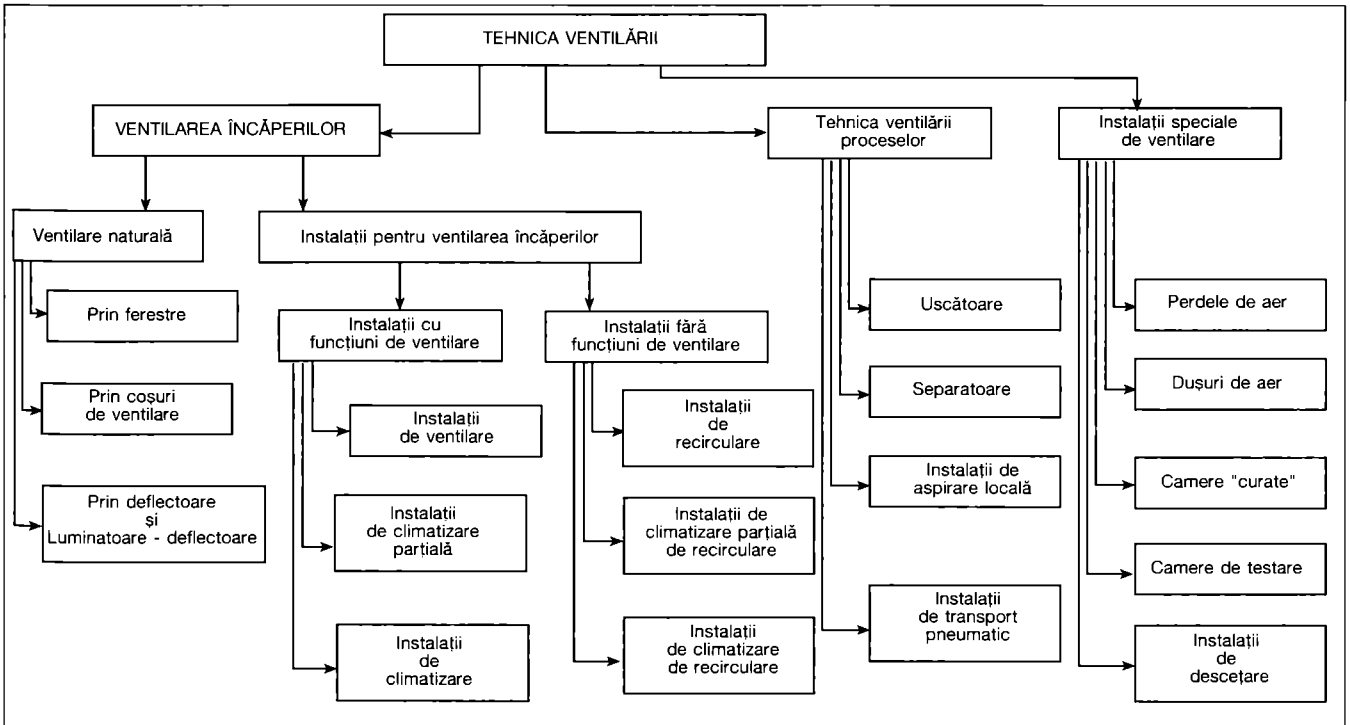


Fig. 1.2.1. Clasificarea instalațiilor după DIN 1946 - Partea I.

se poate acționa eficace prin folosirea simultană a unui sistem de refulare, în general, de tip perdea de aer și a unui sistem de aspirare pentru fiecare utilaj în parte (de exemplu cabine de vopsire, uscare, electroliză etc.)

• *Ventilarea combinată* se realizează prin ventilare generală și locală. Existența unui sistem de ventilare locală nu exclude prezența unei instalații de ventilare de schimb general, căreia îi revine rolul de a dilua scăpările de nocivități la valori sub limitele admisibile și de a asigura aerul de compensare. Ventilarea generală are drept scop schimbarea aerului în întreaga încăpere, supusă ventilării, spre deosebire de ventilarea locală, la care evacuarea aerului (sau introducerea) se referă la anumite puncte din încăpere unde este concentrată producerea nocivităților. Pentru a nu se răspândi în întregul spațiu, nocivitățile sunt evacuate chiar la locul de degajare prin absorbții locale.

• ***Clasificarea după diferența de presiune dintre interiorul și exteriorul încăperii ventilate:***

• *Ventilarea echilibrată,* sistem la care debitele de aer de introducere și de evacuare sunt egale.

• *Ventilarea în suprapresiune,* sistem la care debitul de aer introdus este mai mare decât cel evacuat pe cale mecanică astfel că în interior apare o suprapresiune, debitul în exces evacuându-se pe cale naturală.

• *Ventilare în subpresiune,* sistem la care debitul de aer introdus este mai mic decât cel evacuat. Important este însă de urmărit ce degajări sunt în încăperile alăturate, pentru a nu contamina o încăpere ventilată în subpresiune sau ce degajări nocive sunt într-o încăpere ventilată în suprapresiune pentru a nu contamina încăperile adiacente acesteia, spre care se va scurge aerul în exces. Stăpânirea regimului de presiuni este, din acest punct de vedere, foarte importantă.

În clădirile cu mai multe încăperi ventilate se recomandă ca, pe ansamblu, suma debitelor de aer evacuate să fie egală cu a celor introduse pentru a împiedica subrăcirea anumitor încăperi.

• ***Clasificarea după alte criterii:***

În unele țări se practică alte clasificări. În Germania, de exemplu, se folosește denumirea de „Tehnica ventilării", ca denumire atotcuprinzătoare, incluzând și climatizarea (fig.1.2.1).

Instalațiile pentru ventilarea încăperilor au sarcina de a elimina:
- noxele care impurifică aerul (substanțe toxice și otrăvitoare, mirosuri);
- căldura sensibilă (sarcina de încălzire, sarcina de răcire);
- căldura latentă (sarcina termică latentă la uscare, umidificare).

Clasificarea se face, pe de o parte, după felul ventilării, respectiv, funcțiunile ventilării (cu/fără aer exterior) și, pe de altă parte, după numărul proceselor termodinamice de tratare a aerului: I - încălzire; R - răcire; US - uscare; UM - umidificare).
- Climatizarea parțială - aerul tratat este supus la trei procese termodinamice (I, R, US);
- Climatizare - aerul tratat este supus la patru procese termodinamice (I, R, US, UM);

Detalierea instalațiilor pentru ventilarea încăperilor, cu luarea în considerare și a proceselor termodinamice de tratare a aerului este arătată în tabelul 1.2.1.

Tabelul 1.3.1. Culori folosite în instalațiile de ventilare și climatizare.

Tipul aerului	Simbol	Culoare
Aer refulat, în funcție de tratare	AI, PAI	roșu, oranj
Aer exterior (proaspăt)	AP, PAP	verde
Aer aspirat și evacuat	AA, AE, RAA	bleu, albastru
Aer recirculat	AR	violet
Aer amestecat	AM	roșu, oranj

AE, AR, AM și AP - au semnificația de la tab. 1.2.1; AI - aer refulat, introdus în încăpere; AA - aer aspirat; PAI - aer pretratat, refulat, introdus în încăpere; PAP - aer exterior proaspăt pretratat; RAA - aer aspirat din încăpere, retratat.

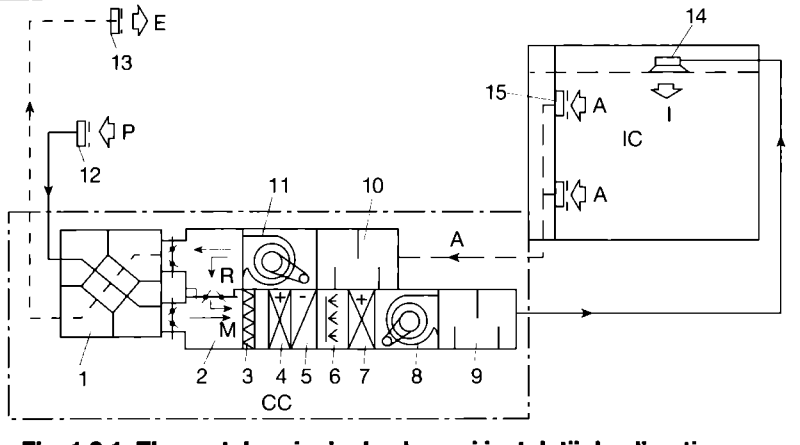


Fig. 1.3.1. Elementele principale ale unei instalații de climatizare:
1- recuperator de căldură; 2 - cameră de amestec; 3 - filtru de praf; 4 - baterie de preîncălzire; 5 - baterie de răcire; 6 - umidificator; 7 - baterie de reîncălzire; 8 - ventilator de introducere; 9 - atenuator de zgomot, pe introducere; 10 - idem, pe evacuare; 11 - ventilator de evacuare; 12 - priză de aer proaspăt; 13 - gură de evacuare a aerului viciat în atmosferă; 14 - gură de introducere; 15 - gură de aspirare; CC - centrală de climatizare; IC - încăpere climatizată; A - aspirare; I - introducere; P - priză; E - evacuare; M - amestec; R - recirculare.

1.8. Semne convenționale și denumiri folosite în instalațiile de ventilare și climatizare

Pentru diversele părți ale instalațiilor, se folosesc semnele convenționale indicate în tabelul 1.3.2. (după DIN 1946 - Partea I).

Pentru marcarea pe planuri a tubulaturii de ventilare, corespunzător diverselor funcțiuni, se folosesc culorile din tabelul 1.3.1.

Denumiri folosite:

AI - aer refulat (introdus) în încăperea/încăperile deservite de instalații;

AA - aer aspirat din încăperea/încăperile deservite;

AE - aer aspirat din încăpere/încăperi eliminat (evacuat) în atmosferă;

AR - aer recirculat, o parte sau tot aerul aspirat, AA, dirijat spre a fi din nou tratat și reintrodus în încăpere/-încăperi;

AM - aer amestecat provenit din amestecul aerului exterior (proaspăt), AP, și a unei părți din aerul aspirat, AA;

AP - aer proaspăt preluat din atmosferă prin intermediul unei prize de aer;

AEP - aer epurat, aer evacuat din încăpere/încăperi, supus unui proces de separare și reținere a celor mai multe noxe, înainte de a fi evacuat în atmosferă în scopul reducerii poluării.

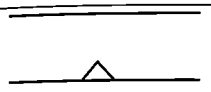
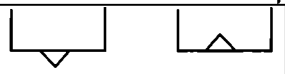
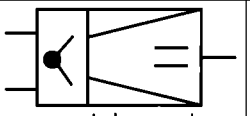
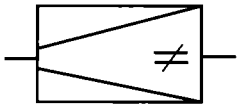
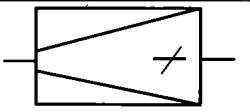
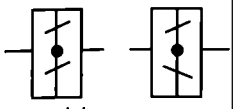
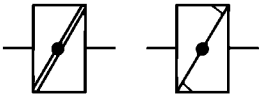
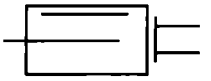
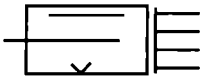
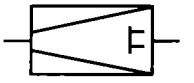
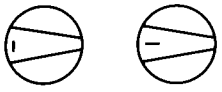
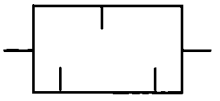
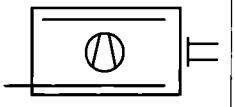
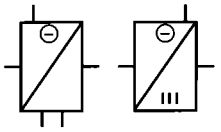
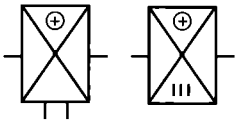
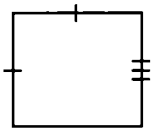
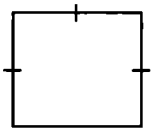
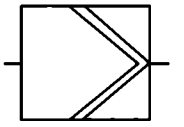
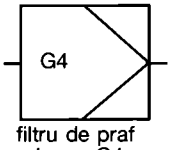
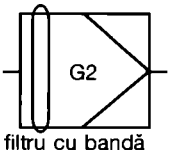
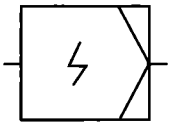
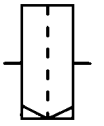
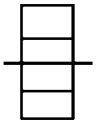
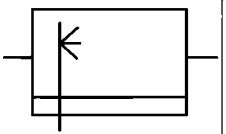
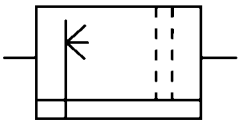
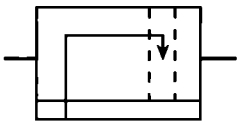
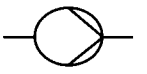
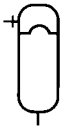
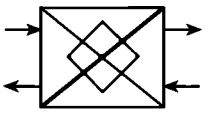
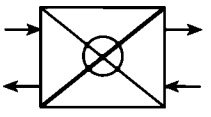
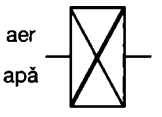
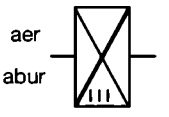
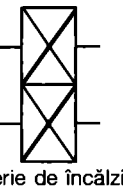
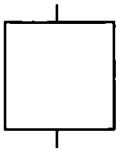
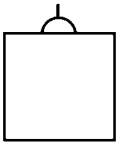
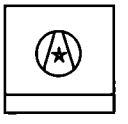
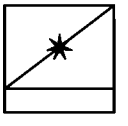
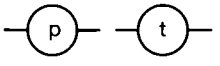
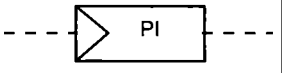
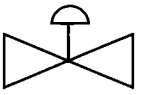
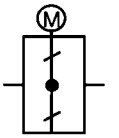
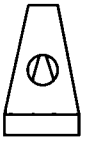
Notațiile P și R plasate înainte de simbolurile menționate au semnificația:

P - aer pretratat;

R - aer retratat

Terminologia celor mai importante elemente ale unei instalații de climatizare este arătată în fig. 1.3.1.

Tabelul 1.3.2. Semne convenționale pentru instalațiile de ventilare sau climatizare.

 canal cu gură de aspirație	 gură de refulare / gură de aspirare	 aparat de amestec cu volum constant	 aparat de amestec cu volum variabil și compensarea presiunii inițiale	 aparat de amestec cu volum variabil fără compensarea presiunii inițiale
 paralele / opuse clapetă cu jaluzele	 clapetă de incendiu / clapetă etanșă	 aparat de inducție cu reglare pe partea apei racord la 2 conducte	 aparat de inducție cu reglare pe partea aerului racord la 4 conducte	 regulator de volum constant fără energie auxiliară
 radial / axial ventilator	 atenuator de zgomot	 ventiloconvector cu racord de aer primar racordat la 2 conducte	ventiloconvector fără racord de aer primar racordat la 4 conducte	regulator pentru sisteme cu volum variabil (VVS) cu energie auxiliară pneumatică
 aer/apă / aer/abur baterie de răcire a aerului	 aer/apă / aer/freon baterie de încălzire a aerului	 cameră de amestec cu 3 ieșiri	 cameră de distribuție cu 2 ieșiri	 filtru pentru aerosoli
 filtru de praf de ex. G4	 filtru cu bandă roluită de ex. G2	 filtru electric	 separator de picături	 uniformizator
 cameră de umidificare prin pulverizare	 cameră de umidificare prin pulverizare/picurare	 cameră de umidificare prin picurare (cu corpuri de umplutură)	 pompă	 vas de expansiune cu membrană
 recuperator de căldură cu plăci aer/aer	 recuperator de căldură rotativ aer/aer	 încălzitor/răcitor pentru recuperarea regenerativă a căldurii	 încălzitor/răcitor pentru recuperarea regenerativă a căldurii	 baterie de încălzire cu tuburi termice
 cazan de încălzire cu apă	 cazan de încălzire cu abur	 mașină frigorifică cu compresie	 mașină frigorifică cu absorbție	compresor
 măsurarea presiunii / măsurarea temperaturii	 regulator de ex. PI	 dispozitiv de acționare pneumatică de ex. pt. ventil	 servomotor electric de ex. pt. clapetă	 turn de răcire cu ventilator

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 2

Baze climatice și fiziologice

2.1. Aerul atmosferic

2.1.1. Aerul curat, uscat

Aproape întreaga atmosferă (circa 97 %) se găsește până la înălțimea de 29 km, dar limita superioară a acesteia atinge înălțimea de aproximativ 10.000 km. Compoziția chimică a atmosferei (tab. 2.1.1) este foarte uniformă între 0 și 90 km și alcătuiește stratul numit homosferă. Peste 90 km altitudine, ea devine foarte neuniformă, formând heterosfera.

Homosfera la rândul ei se divide în:
- troposferă, 0...12 km, caracterizată de gradientul normal de temperatură, 6,4 K/km;
- stratosferă, 12...50 km (zona în care se găsește și stratul de ozon), caracterizată de temperatura relativ constantă la altitudinea 12,5...20 km, după care temperatura scade, la 50 km ajungând la 0°C;
- mezosferă, 50...80 km, în care temperatura ajunge la -83°C.

Heterosfera se subdivide și ea în:
- termosferă, 80...400 km, în care se ating temperaturi de 1100...1650°C;
- ionosferă, peste 400 km, alcătuită și ea din cinci straturi.

Greutatea aerului realizează la suprafața solului o presiune de 1,013 bar.

Presiunea și temperatura aerului se modifică în funcție de înălțime așa cum se arată în tabelul 2.1.2.

Aerul este un amestec de gaze permanente în atmosferă, dintre care azotul și oxigenul reprezintă 99,03% (în volum). Compoziția se modifică în timp și local foarte puțin la nivelul solului, iar la mari înălțimi predomină gazele ușoare. Bioxidul de carbon are o participație practic constantă (0,033%, din volum) (cu tendințe de creștere ușoară datorită proceselor de ardere a combustibililor), în timp ce vaporii de apă (prezenți și ei în aerul atmosferic) variază între 0,02 % (în condiții de deșert) și 4 % (în regiunile ecuatoriale).

Tabelul 2.1.1. Compoziția aerului curat, uscat.

Gazul	Participație [%]	
	masică	volumică
Azot	75,51	78,10
Oxigen	23,01	20,93
Argon	1,286	0,9325
Bioxid de carbon	0,040	0,030
Hidrogen	0,001	0,01
Neon	0,0012	0,0018
Heliu	0,00007	0,0005
Kripton	0,0003	0,0001
Xenon	0,00004	0,000009
Ozon	-	10^{-6}
Radon	-	$6 \cdot 10^{-18}$

2.1.2. Impuritățile din aerul atmosferic

2.1.2.1 Gaze și vapori

Aerul atmosferic conține și un număr important de gaze și vapori (datorate, în principal, activităților industriale, casnice și circulației feroviare, rutiere, aviatice, marine) în funcție de vreme, anotimp, loc, climă etc.

- Oxidul de carbon - prezent, în special, în zonele industriale (dar și urbane) și datorat arderilor incomplete, foarte otrăvitor și periculos, fiind inodor și incolor. Concentrația în aer este foarte variabilă (30...60 mg/m³ pe străzi, până la 36 g/m³ în gazele de eșapare, până la 50 mg/m³ în încăperile în care se fumează mult).
- Bioxidul de carbon are concentrații variabile în funcție de zonă (750 mg/m³, în orașe mari, 600 în orașe mici și medii, 500 în mediul rural).
- Bioxidul de sulf - prezent în zonele industriale în care se lucrează cu compuși ai sulfului, dar și în alte zone, ca urmare a arderii cărbunilor și a păcurii (tab. 2.1.3).

Concentrația medie a SO_2 în gazele rezultate din arderea combustibililor, exprimată în [g/m³] este: la cărbuni 2, la păcură 0,5...3, la gaz natural 0,05. În aerul atmosferic poate atinge concentrații de 0,1...1,0 mg/m³; la o concentrație de 0,5 mg/m³ are influență asupra omului și este vătămător pentru plante. Are miros neplăcut, este iritant, incolor, înecăcios.

- Oxidul și bioxidul de azot iau naștere la descărcările electrice din atmosferă, în instalațiile de ardere și datorită circulației rutiere. NO_2 este un gaz otrăvitor și poate fi găsit și liber în atmosferă, în concentrație de 0,1...0,5 mg/m³.
- Amoniacul se găsește liber în atmosferă, în concentrații foarte mici (0,02...0,05 mg/m³), ca urmare a proceselor de putrefacție.
- Ozonul se găsește, de regulă, în stratul situat la altitudinea de 20-35 km, dar poate fi întâlnit și la 50-55 km. Ozonul ia naștere prin acțiunea razelor ultraviolete asupra atomilor de oxigen și care are funcția de a proteja suprafața Pământului împotriva celei mai mari părți a radiației ultraviolete, a razelor X și γ existente în spectrul radiației solare. Ozonul se mai întâlnește în atmosfera terestră, ca urmare a descărcărilor electrice, a proceselor de evaporare și oxidare, în concentrații de 0,02...0,2 mg/m³. Concentrațiile admisibile în încăperi sunt normate la 0,1...0,2 mg/m³, peste 0,2 mg/m³ fiind supărător, iar în concentrații mai mari otrăvitor. Ozonul contribuie la îndepărtarea mirosurilor având efect oxidant puternic.
- Vaporii de plumb - în mediul urban, în mod normal, au o concentrație de 0,1 mg/m³. În ultima vreme se constată o depășire regulată a acestei concentrații.

2.1.2.2 Praf

Prin praf se înțeleg particule solide a căror viteză de cădere în aer (sub acțiunea câmpului gravitațional), datorită dimensiunilor mici ale acestora, este mult mai mică decât cea corespunzătoare căderii corpurilor. Forma și dimensiunile particulelor de praf pot fi foarte diferite, iar viteza de cădere a acestora (particule cu dimensiuni de 1...1000 μm) este (legea lui Stokes):

$v = 3 \cdot 10^4 \cdot \rho \cdot d_e^2$ [m/s],

unde:

ρ - densitatea particulei, [kg/m³];

d_e - diametrul echivalent al particulei, [m].

Particulele mai mici de 0,1 μm aparțin domeniului coloidal (legea Cunningham). Praful ia naștere prin acțiunea factorilor meteorologici (vânt, furtună, îngheț, dezgheț), descompunerii datorită incendiilor, erupției vulcanilor sau prin

Tabelul 2.1.2. Variația presiunii și temperaturii aerului cu altitudinea.

Altitudinea [km]	0	0,5	1	2	3	4	6	8	10	15	20	50	80	100	120
Presiunea [mbar]	1 013	950	895	810	725	645	500	375	270	145	50	1	0,1		0,01
Temperatura [°C]	15	11,8	8,5	2,04	-4,5	-11	-24	-37	-50	-55	-55	0	-83	0	+100

Tabelul 2.1.3. Degajarea de SO_2 la instalațiile de ardere.

Combustibilul	Putere calorică [kJ/kg]	Conținutul de sulf [%] din masă	Degajare de SO_2 [kg/MWh]
Huilă, cocs	29 000	1,0	3,1
Lignit	8 400	0,7	6,5
Lignit brichetat	20 000	0,4	1,9
Păcură	42 000	0,5...2	1,1...4,4
Benzină	42 000	0,05	0,1
Gaz natural	42 000	< 0,01	< 0,02

activitatea oamenilor în procesele de muncă, datorită circulației rutiere, feroviare etc. Praful poate fi de natură anorganică (nisip, scrum, cărbune, funingine, piatră, metale) sau organică (polen, spori, semințe, particule de plante, fibre textile etc). Un prim strat de praf se găsește la nivelul solului (0...4-5 m) datorită circulației vehiculelor, iar al doilea, peste acoperișurile clădirilor datorită funcționării instalațiilor de încălzire, industriale etc. Concentrația prafului în aer, în medie 0...3 mg/m^3, depinde de starea vremii, de anotimp, oră și loc. Praful existent în mod normal în aer, în afara unei ușoare influențe asupra respirației, nu este dăunător organismului. Praful industrial este în anumite situații dăunător. Sunt necesare măsuri împotriva prafului industrial, deoarece vătămează sănătatea, alterează curățenia, favorizează formarea ceții, micșorează radiația solară (în special iarna), uzează mașinile și clădirile etc. Conținutul mediu de praf în aerul atmosferic și în unele incinte, exprimat în [mg/m^3], este indicat în tabelul 2.1.4.

Depunerile de praf (în special de funingine), exprimate în [g/m^2, lună]; în general, 10...15, în zone industriale 20...30 (și chiar mai mult), în stațiuni de odihnă și tratament 2...10. Praful depus, raportat la greutate, reprezintă 97 % în domeniul particulelor cu dimensiunile 1...30 μm și 3 % în domeniul 0...1 μm, iar raportat la numărul de particule 98,5 % în domeniul 0...1 μm și 1,5 % în domeniul 1...30 μm. În tabelul 2.1.5 se arată distribuția medie a particulelor de praf din aer într-un oraș mare, pentru o concentrație medie de 0,75 mg/m^3, praful având densitatea $\rho = 1\ 000$ kg/m^3.

2.1.2.3 Nuclee de condensare

Nucleele de condensare reprezintă particule mici, care se găsesc în atmosferă, cu un diametru de 0,1...1,0 μm și pe care condensează vaporii de apă la saturare formând așa-numitele sisteme coloidale. Apariția nucleelor de condensare se datorează proceselor chimice de condensare și sublimare și nu celor de fărâmițare mecanică. Fumul este un sistem coloidal de natură solidă, pe când ceața este de natură lichidă. Nucleele de condensare pot avea sarcină electrică (pozitivă sau negativă), formând ioni.

2.1.2.4 Agenți patogeni

Agenții patogeni (germenii) reprezintă mici viețuitoare (microorganisme, bacterii, microbi) de proveniență vegetală sau animală, de formă cilindrică, sferică, spirală sau aciculară având grosimea 0,5...1 μm și lungimea 1...5 μm. În general, agenții patogeni aderă la particule solide astfel că la creșterea conținutului de praf se constată și o creștere a conținutului de germeni patogeni. Conținutul de germeni patogeni (foarte variabil în funcție de loc) poate fi apreciat la valorile: 100...300 germeni/m^3 în mediu rural, 1 000...5 000 pe străzi, iar în locuințe și mai mare.

Tabelul 2.1.4. Conținutul mediu de praf al aerului (după Lahmann și Fett).

Locul, zona	Concentrația medie [mg/m^3]	Frecvența granulelor cu diametrul „d" [μm]	Dimensiunea maximă a granulelor [μm]
Mediu rural, timp secetos	0,10	2	25
Mediu rural, după ploaie	0,05	0,8	4
Oraș mare, zonă de locuințe	0,10	7	60
Oraș mare, zonă industrială	0,3...0,5	20	100
Incinte industriale	1...3	60	1 000
Locuințe	1...2	-	-
Magazine	2...5	-	-
Ateliere	1...10	-	-
Ateliere de polizare	25...450	-	-
Curățătorii de fontă	50...500	-	-
Fabrici de ciment	100...200	-	-
Aer de mină	100...300	-	-
Gaze eșapare-cocserii cu încărcare manuală	10...50	-	-
Gaze eșapare-cocserii cu încărcare mecanică	100 ...200	-	-
Gaze eșapare-instalații de ardere tehnologice	1 000...15 000	-	-

Tabelul 2.1.5. Distribuția prafului în aerul marilor orașe (pentru concentrația de 0,75 mg/m^3 și ρ = 1000 kg/m^3).

Mărimea particulelor [μm]	Mărimea medie a particulelor [μm]	Numărul de particule [10^3/m^3]	Procente de volum ≅ de masă [%]
10...30	20	50	28
5...10	7,5	1 750	52
3...5	4	2 500	11
1...3	2	10 700	6
0,5...1	0,75	67 000	2
0...0,5	0,25	910 000	1

2.1.3. Poluarea sonoră

Alături de poluarea atmosferică, definită prin cantitatea tot mai mare de impurități conținută în aerul atmosferic, poluarea sonoră (zgomotul din ce în ce mai mare produs de circulație, de funcționarea instalațiilor industriale etc) a devenit, pe măsura industrializării țărilor, o problemă tot mai importantă. Zgomotul, transmis prin aer și asociat atmosferei exterioare, este determinat de vibrații cu frecvențe și amplitudini variabile care atunci când depășesc anumite limite devin supărătoare sau chiar vătămătoare pentru om, reducându-i productivitatea muncii. În tabelul 2.1.6 sunt indicate valorile admisibile ale zgomotelor exterioare în fața ferestrelor, după VDI-2058/1985. Limitarea poluării sonore se impune atât în cartierele de locuit cât, mai ales, la învecinarea acestora cu zonele industriale.

Există norme (ISO, NF S 31-010 Măsurarea zgomotului, în zone locuibile, în vederea eliminării disconfortului populației) pentru aprecierea zgomotului la care este expusă populația în anumite zone și care cauzează deranjamente pentru activitatea, repausul sau odihna acesteia. Această apreciere se referă la calitatea mediului acustic dorit, exprimată printr-un nivel de intensitate acustică pentru situația considerată și o perioadă de referință determinată. În zonele locuibile s-au dedus criterii de niveluri de zgomot pornind de la valori de bază cuprinse între 35 și 45 dB(A) pentru un câmp sonor exterior. În tabelul 2.1.6 sunt date valori de bază pentru diferite perioade din zi și zone locuibile.

În ceea ce privește zgomotul la locurile de muncă există norme ce au la bază măsurarea nivelului de presiune acustică ponderată (A) care este determinată plecând de la un indice parțial de expunere la zgomot și de durata de expunere în cursul unei săptămâni. Aceste norme recomandă:

- în interiorul magazinelor nivelul sonor maxim să fie 75 dB (A);
- muzica de ambianță să fie la nivelul de 65 dB(A);
- nivelul de zgomot în locuințe trebuie să nu depășească 35 dB(A) iar în

Tabelul 2.1.6. Valorile admisibile ale zgomotelor exterioare (După VDI-2058/ -85).

Locul, zona	Intensitatea zgomotului [dB]	
	ziua	noaptea
Zonă neindustrială	70	-
Imediata apropiere a zonelor neindustriale	65	50
Zone cu diferite industrii	60	45
Imediata apropiere a locuințelor	55	40
Exteriorul zonelor de locuit	55	30
Stațiuni de odihnă și tratament	45	35

Tabelul 2.1.7. Valorile termenilor aditivi C_Z și C_T la valorile de bază.

Tip de zonă	Termen aditiv C_Z
Rezidențială rurală, zonă de spital	0
Rezidențială suburbană, slabă circulație rutieră	+5
Rezidențială urbană	+10
Rezidențială urbană sau suburbană cu câteva ateliere sau centre de afaceri sau cu rute de mare circulație	+15
Zonă predominant comercială și industrială	+20
Zonă predominant industrială (industrie grea)	+25
Perioada din zi	**Termen aditiv C_T**
Ziua	0
Perioada intermediară	-5
Noaptea	-10

C_T - termen aditiv de timp (valoarea termenului de bază 40dB(A))
C_Z - termen aditiv de zonă (valoarea termenului de bază 40 dB(A))

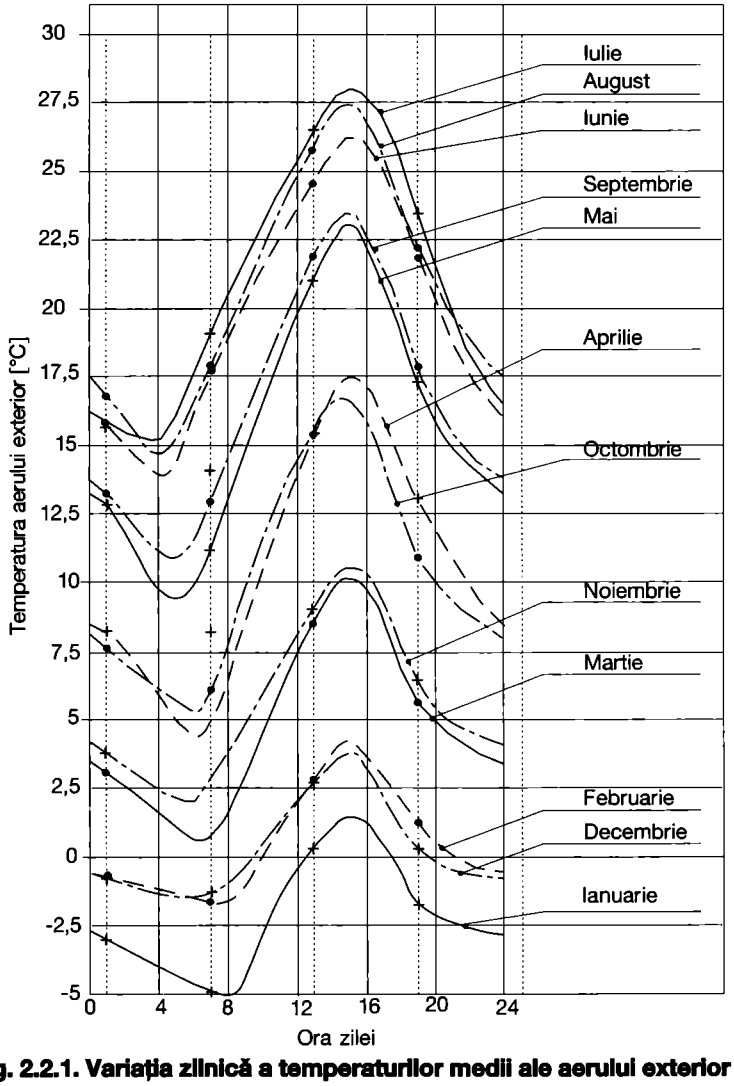


Fig. 2.2.1. Variația zilnică a temperaturilor medii ale aerului exterior în București (1968-1977).

bucătării 38 dB(A).

Față de nivelurile de zgomot recomandate se admit abateri în plus în funcție de zonă (amplasare) și timp; valorile sunt indicate în tabelul 2.1.7.

2.1.4. Electricitatea atmosferică

Pământul posedă la altitudinea de 50-65 km (în mezosferă) un strat de aer încărcat pozitiv, așa-numitul strat de echilibru. Solul posedă față de acest strat un potențial negativ. Pătura de aer dintre cele două straturi (potențiale) reprezintă, în funcție de starea vremii, un dielectric. Diferența de potențial dintre cele două straturi este cuprinsă între 250 și 350 kV, astfel că în apropierea solului avem un câmp electric de circa 150...280 V/m. Valorile minime se întâlnesc vara (pe lună nouă), iar cele maxime iarna (pe lună plină). Alături de variațiile sezoniere se întâlnesc și variații diurne cu valori maxime seara și valori minime dimineața, devreme. Cu creșterea înălțimii, câmpul electric scade rapid. Deoarece în funcție de starea vremii și structura aerului, există, în permanență, curenți electrici verticali cuprinși între 10^{-16} și 10^{-6} A/cm^2, este necesară formarea de noi ioni, lucru care se realizează pe seama radiației cosmice și, în special, pe seama radiației radioactive a Pământului. Numărul mediu de ioni la nivelul solului este de circa 3000/cm^3. Acest câmp electric nu se face simțit în interiorul încăperilor. Până acum nu a putut fi pusă în evidență o influență biologică a câmpului electric al aerului asupra omului. Alături de câmpul electric continuu există și un câmp electric alternativ, cu o frecvență medie de 10...12 Hz, precum și o emisie de impulsuri. Acest câmp scade însă la vreme instabilă până la 2 Hz, dar emisia de impulsuri pare să aibă o mare importanță asupra confortului oamenilor.

2.1.5. Radiații radioactive

În prezent, se găsesc în aer, apă și pământ mult mai multe substanțe radioactive, care produc raze α, β, γ precum și alte particule, decât la sfârșitul celui de-al doilea război mondial. Există acum peste 40 izotopi naturali și 700 artificiali. Substanțele radioactive au acțiune vătămătoare asupra tuturor viețuitoarelor și plantelor. Contaminarea este legată de prezența prafului și de aderarea substanțelor radioactive la particulele de praf (aerosoli radioactivi).

De menționat însă că, prin utilizarea unor noi materiale de construcții, în special, cele pe bază de fosfogips, au apărut noi surse radioactive care au de multe ori, intensități mai mari decât cele naturale.

2.2 Factorii meteorologici

2.2.1. Temperatura aerului exterior

Variația temperaturii aerului exterior

Temperatura aerului exterior, factor important în dimensionarea instalațiilor de încălzire, ventilare și climatizare, este determinată în apropierea scoarței terestre, pe de o parte, de radiația solară și absobția sau cedarea medie a solului și, pe de altă parte, de vânt.

Ciclul zilnic al temperaturii aerului reprezintă o oscilație cvasicosinusoidală prezentând un punct de minimum, înainte de răsăritul soarelui, și un punct de maximum, în mijlocul după amiezii, (fig. 2.2.1). Minimul zilnic este atins, vara, în jurul orei 4, iarna, către ora 8, iar maximul este cuprins între orele 14 și 15. Oscilațiile zilnice de temperatură au o amplitudine de 6...7°C vara (în afara litoralului unde este de 4°C) și 3...4°C iarna. Explicația o găsim în radiația solară mult mai puternică vara. Temperatura medie zilnică, θ_{em} rezultă din medierea înregistrărilor orare și se determină, în mod curent, pe baza valorilor a 4 citiri de temperatură, la orele 1, 7, 13 și 19 cu ajutorul relației:

$$\theta_{em} = 1/4(\theta_1 + \theta_7 + \theta_{13} + \theta_{19}) \text{ [°C]} \quad (2.2.1)$$

Alături de variația zilnică, temperatura exterioară prezintă și un ciclu lunar precum și unul anual (fig. 2.2.2).

Fig. 2.2.2 ilustrează faptul că cele mai ridicate temperaturi se înregistrează în luna iulie iar cele mai scăzute, în ianuarie. De aici rezultă și necesitatea definirii a două temperaturi de calcul, pentru dimensionarea instalațiilor de încălzire, ventilare și climatizare, și anume: una, pentru perioada caldă a anului (iulie) și alta pentru cea rece (ianuarie).

În Anexa I volumul Instalații de încălzire este indicată valoarea temperaturii medii lunare θ_{ml} pentru principalele localități din România.

Modificări ale temperaturii aerului exterior

• Scăderea temperaturii aerului, cu înălțimea, în imediata apropiere a solului, pentru sezonul cald este arătată în fig. 2.2.3.

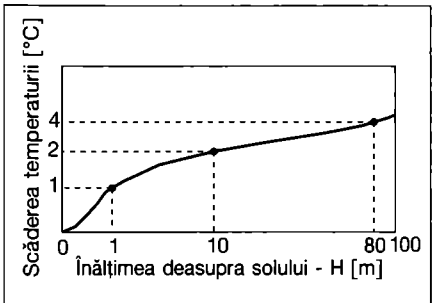


Fig. 2.2.3. Scăderea temperaturii medii a aerului exterior în apropierea solului, vara.

• Modificarea temperaturii cu altitudinea, pentru localități situate la peste 500 m deasupra nivelului mării, poate fi determinată, pentru sezonul cald, cu ajutorul relației aproximative:

$$\theta_h = \theta_e - h/200 \text{ [°C]} \quad (2.2.2)$$

unde:

θ_e - temperatura aerului exterior vara la șes [°C];

h - altitudinea localității considerate [m];

θ_h - temperatura localității considerate.

• Temperatura aerului în orașele mari, datorită zonei construite, este mai ridicată decât la periferie, atât vara cât și iarna. Iarna creșterile de temperatură față de periferie sunt de 4...5°C, iar vara de 2...3°C.

Variațiile de temperatură descrise nu pot constitui date de calcul pentru dimensionarea instalațiilor. Sunt necesare pentru scopuri tehnice: punerea în evidență a unei frecvențe de manifestare a unei anumite mărimi și, în corelație cu aceasta, stabilirea unor grade de asigurare a instalațiilor în funcție de importanța acestora. Un asemenea exemplu este dat în fig. 2.2.4 și tabelul 2.2.1.

Grade-zile pentru încălzire

Numărul de grade-zile este definit prin relația:

$$I = N_i \cdot (\theta_i - \theta_{em}) \quad (2.2.3)$$

în care:

N_i - este numărul de zile ale perioadei de încălzire;

θ_i - temperatura medie a aerului interior [°C];

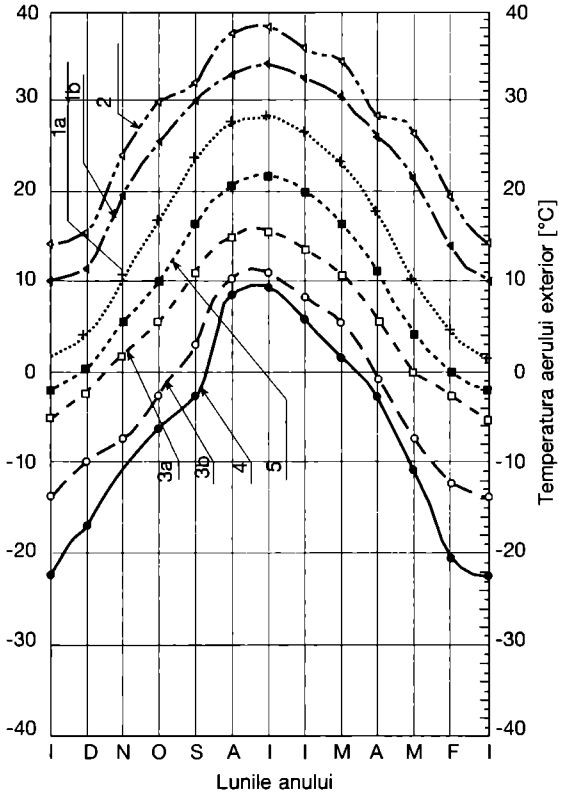


Fig. 2.2.2. Variația anuală a temperaturii în București (1968-1977):

1 - media maximelor;
2 - maxima absolută;
3 - media minimelor;
4 - minima absolută;
5 - temperatura medie lunară (media mediilor zilnice).
Valori: a - zilnice;
b - lunare.
Notă: - Media maximelor zilnice reprezintă media aritmetică a celor mai ridicate valori din toate zilele lunii și perioadei considerate (ex: media pentru iulie se face din 31 zile x10 ani = 310 valori);
- Media maximelor lunare reprezintă media aritmetică a celor mai ridicate valori din fiecare lună a perioadei considerate (pt. iulie: 1 valoare/lună x 10 ani = 10 valori).

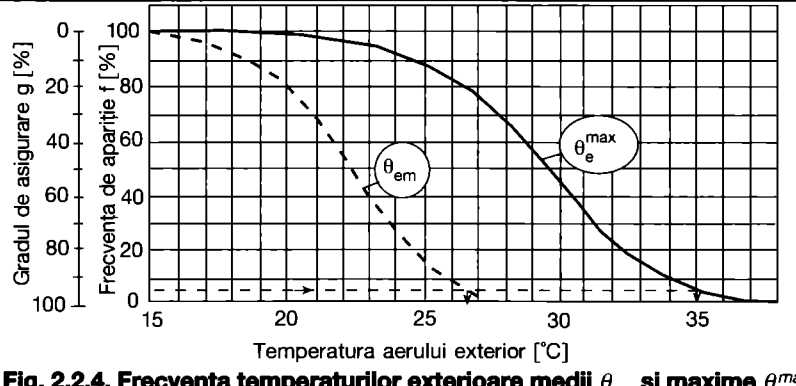


Fig. 2.2.4. Frecvența temperaturilor exterioare medii θ_{em} și maxime θ_e^{max} pentru București (iulie, 1948-1977).

Exemplu: pentru f = 5% (g = 95%), rezultă: θ_{em} = 26,5 °C, θ_e^{max} = 35 °C.

θ_{em} - temperatura medie a aerului exterior în perioada de încălzire [°C].

Reprezentarea grafică a numărului de grade-zile se indică în fig. 2.2.5

Temperatura limită pentru începutul și sfârșitul încălzirii, $\theta_1 \cong +10$ °C.

Gradele-zile pentru încălzire ale unui an sunt reprezentate grafic pentru București în fig. 2.2.5 prin suprafața haşurată. Intersecția temperaturii $\theta_1 = 10$ °C cu temperatura medie lunară determină începutul (20 octombrie) și sfârșitul (10 aprilie) perioadei de încălzire.

Pentru detalii vezi volumul ÎNCĂLZIRE § 3.5.1., § 5.5.10.14. și Anexa III.

Grade-zile pentru ventilare

Asemănător numărului de grade-zile pentru încălzire se definește și numărul de grade-zile pentru ventilare care se poate exprima prin relația:

$$V = N_v \cdot (\theta_r - \theta_{em}) \qquad (2.2.4)$$

în care:

N_v - este numărul de zile ale perioadei de ventilare iar

θ_r - temperatura aerului refulat în încăperi [°C].

Grade-ore pentru ventilare, GO_V

Determinarea necesarului de caldură pentru instalațiile de ventilare și evaluarea necesarului anual de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt, adus din exterior, se poate face utilizând și noțiunea de grade-zile. Sunt instalații care însă nu funcționează permanent în cursul unei zile, ci numai o perioadă de timp (exemplu clădirile cu birouri) sau 2 perioade în cursul unei zile (exemplu teatrele, care funcționează dimineața pentru repetiții și seara pentru spectacole). În acest caz calculul corect nu se mai poate face utilizând gradele-zile, trebuie să apelăm la o altă noțiune: grad-oră pentru ventilare.

Grad-orele pentru ventilare reprezintă produsul dintre numărul orelor de ventilare și diferența dintre temperatura aerului refulat și temperatura momentană corespunzătoare a aerului exterior. Valorile gradelor-ore pentru ventilare, GO_V, sunt prezentate în tabelul 2.2.2.

Expresia gradelor-ore pentru ventilare (când are loc încălzirea aerului exterior) este:

Tabelul 2.2.1. Frecvența de manifestare a temperaturilor exterioare medii θ_{em} și maxime θ_e^{max} în București.

Luna	Temp. ext. [°C]	Frecvența de manifestare [%]							
		1	2	5	10	15	20	30	50
Ianuarie	med.	8	6	4,6	3,4	2,5	1,7	0,6	-1,4
	max.	13,2	12,5	11,4	8,5	7,3	5,7	4,6	2,3
Februarie	med.	11	9,5	7,3	5,6	5,3	4,4	2,7	1,4
	max.	19,5	17,5	14	11,5	10,5	9,5	7,6	4,5
Martie	med.	15,5	15	13,2	10	9,3	8,5	7,3	4,5
	max.	25,5	23,3	22,5	19,7	17,5	16,5	14,5	10,5
Aprilie	med.	19,5	19	17,4	16,2	15,7	15,1	14	11,5
	max.	28	27,6	25,7	24,5	23,7	22,6	21	18,2
Mai	med.	25,5	24,3	22,3	21,2	20,6	20,2	19,2	17,1
	max.	33,6	31,7	30,5	29,3	28,3	27,4	26,3	24,1
Iunie	med.	26,3	26	25	24	23,3	22,7	21,8	20,7
	max.	34,5	33,7	32,2	31,3	30,4	30,1	28,7	27
Iulie	med.	29	27,5	26,5	25,7	25	24,6	23,6	22,4
	max.	37,5	36,2	34,4	33,3	32,4	31,6	30,5	28,7
August	med.	26,5	26,1	25,7	24,6	24	23,5	22,5	21
	max.	35	34,1	33	32,5	31,5	30,7	29,6	28
Septembrie	med.	23,3	22,6	22,1	21,5	20,7	20,2	19,5	17,5
	max.	31,5	31,1	30,3	29,6	29,2	28,5	27,5	25
Octombrie	med.	18,3	18	16,8	15,5	14,7	14,2	13	10,5
	max.	27,5	26,5	25	24	23	21,7	20,3	17,7
Noiembrie	med.	15	14,4	13	11,3	10,7	9,8	8,6	6,2
	max.	24	21,7	20,6	19	17,7	17	14,6	11
Decembrie	med.	9	7,8	6,5	5,4	4,5	3,4	2,5	0,8
	max.	14	13	10,5	9,5	8,4	7,7	64	4

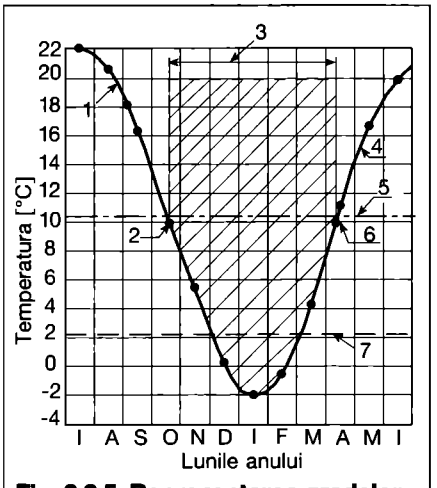


Fig. 2.2.5. Reprezentarea gradelor - zile de încălzire pentru București:
1 - temperatura aerului exterior; 2 - începutul perioadei de încălzire - 20 octombrie; 3 - numărul zilelor de încălzire - 183; 4 - variația temperaturii medii lunare în perioada 1968-1977; 5 - temperatura medie anuală, θ_{ma} = 10,4 °C; 6 - sfârșitul perioadei de încălzire - 19 aprilie; 7 - temperatura medie a perioadei de încălzire, θ_{em} = 2,2 °C.

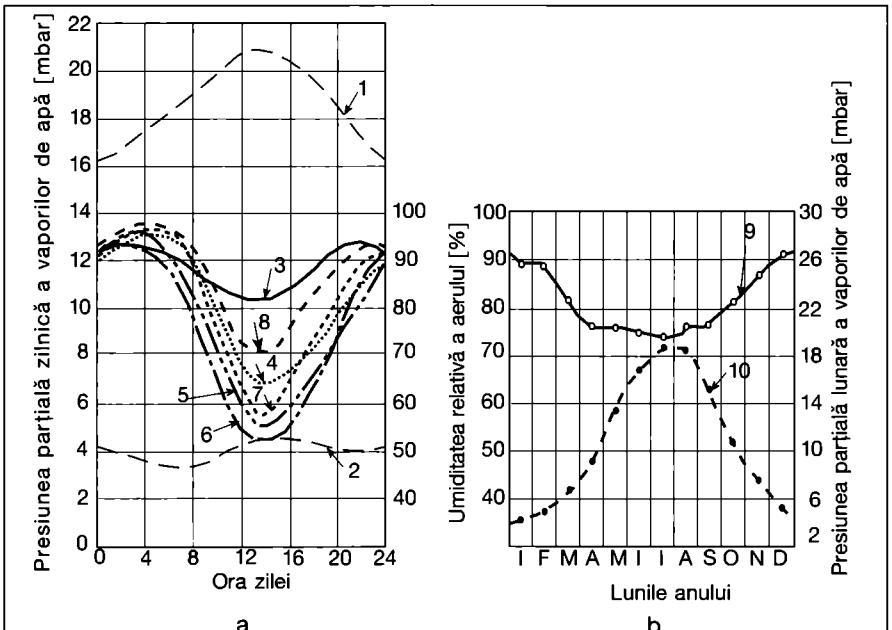


Fig. 2.2.6. Variația umidității relative a aerului exterior în București:
a - variația zilnică; b - variația anuală;
1 - presiunea vaporilor în iulie; 2 - idem, în ianuarie; 3 - presiune parțială în ianuarie; 4 - martie; 5 - mai; 6 - iulie-septembrie; 7 - octombrie; 8 - noiembrie; 9 - umiditatea relativă; 10 - presiunea vaporilor.

$$GO_v = \sum_1^{n_v} (\theta_r - \theta_e) \quad [Kh/an] \qquad (2.2.5.)$$

în care:
θ_r - temperatura de refulare a aerului [°C];
θ_e - temperatura exterioară momentană a aerului pentru toate orele de ventilare cu $\theta_r > \theta_e$.

Determinarea necesarului anual de căldură pentru încălzirea aerului de ventilare se poate face cu relația:

$$\Phi_v = q_m \cdot c_p \cdot GO_v \quad [kWh/an] \qquad (2.2.6.).$$

Dacă se consideră debitul de aer pentru ventilare:
$\dot{M}$ = 1 kg/s
c_p =1,005 kJ/kg·K
rezultă:

$$[\Phi_v] = [\dot{M} \cdot c_p \cdot GO_v] \quad [kW/an] \qquad (2.2.7)$$

Exemplul de calcul 1.

Se calculează necesarul anual de căldură pentru o instalație de ventilare (încălzire cu aer cald) care funcționează între orele 8 și 17.

Debitul de aer proaspăt (exterior) al instalației:
$\dot{V}$ = *8000* m³/h = *2,222* m³/s = *1,85* kg/s,
temperatura de refulare a aerului,
θ_r = *24* °C,
zona climatică: II (θ_e = *-15* °C).

Rezolvare:

• Din tabelul 2.2.2. se citesc valorile GO_V pentru ora 8: GO_V = *50.886* și pentru ora 17: GO_v = *94.576* Kh/an.

• Valoarea GO_v de luat în calcul rezultă prin diferență:
GO_v = *94.576 - 50.886 = 43.690* kWh/an pentru un debit de 1 kg/s.

• Necesarul anual de căldură pentru debitul de aer L va fi:
Φ_v = *1,85 x 43.690 = 80.826* kWh/an

• Pentru alte zone climatice rezultă:
Φ_v = *0,91 x 80.826 = 73.552* kWh/an pt. θ_e = *-12* °C
Φ_v = *1,09 x 80.826 = 88.100* kWh/an pt. θ_e = *-18* °C
Φ_v = *1,18 x 80.826 = 95.375* kWh/an pt. θ_e = *-21* °C

Observație: acest necesar anual de căldură se referă la sarcina de încălzire anuală pentru aerul proaspăt adus din exterior și nu trebuie confundată cu sarcina de încălzire a instalației.

Sarcina de încălzire a instalației, Φ_I, are expresia:
$\Phi_I = \Phi_I^{încăpere} + \Phi_v$
Sarcina de încălzire a încăperii, $\Phi_I^{încăpere}$, se calculează conform § 9.1.2.

Grade-ore pentru răcire, GO_R

Analog gradelor-ore pentru ventilare (încălzire), pentru perioada caldă a anului se utilizează noțiunea de grade-ore pentru răcire.

Prin grade-ore pentru răcire se înțelege produsul dintre numărul de ore în care se face răcirea încăperilor (pe toată durata perioadei calde a anului) și diferența dintre temperatura momentană a aerului exterior, θ_e și temperatura aerului refulat (introdus) în încăpere, θ_r și are expresia:

$$GO_R = \sum_1^n (\theta_e - \theta_r) \quad [Kh/an] \qquad (2.2.8.)$$

în care:
θ_e = temperatura exterioară momentană a aerului pentru toate orele de răcire cu $\theta_r < \theta_e$, °C
θ_r = temperatura de refulare (introducere) a aerului, °C.

Determinarea necesarului anual de frig pentru răcirea aerului de ventilare refulat în încăperi se face cu relația:

$$\Phi_R = \dot{M} \cdot c_p \cdot GO_R \triangleq \dot{M} \cdot GO_R \quad [kWh/an] \qquad (2.2.9.).$$

Considerând debitul de aer pentru ventilare:
$\dot{M}$ = *1* kg/s, rezultă:
$Q_R = GO_R$ [kWh/an] (2.2.10.).

Tabelul 2.2.2. Grade-ore anuale pentru ventilare GO_v, în Kh/an, pentru localități situate în zona climatică II (θ_e = -15 °C) în funcție de durata de utilizare a instalației, t și de temperatura de refulare (introducere) a aerului, θ_r, în °C Perioada luată în calcul: 15 octombrie - 15 aprilie.

Timpul de funcționare a instalației de la t = 0 până la	Temperatura de refulare, θ_r, în °C										
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
1,0	3.917	4.291	4.660	5.041	5.417	5.792	6.127	6.476	6.877	7.217	7.597
2,0	7.953	8.702	9.452	10.203	10.953	11.702	11.668	13.179	13.919	14.700	15.451
3,0	12.102	13.225	14.350	15.476	16.602	17.728	18.833	19.974	21.095	22.236	23.356
4,0	16.342	17.842	19.343	20.844	22.345	23.846	25.700	27.448	28.784	30.840	32.176
5,0	21.207	22.504	24.380	26.256	28.132	30.008	31.868	33.924	35.980	37.933	39.886
6,0	24.862	27.112	29.364	31.615	33.866	36.118	38.653	41.017	43.176	45.438	47.905
7,0	28.898	31.522	34.146	36.772	39.399	42.026	44.410	47.288	49.961	52.443	55.306
8,0	32.742	35.736	38.734	41.734	44.734	47.736	50.886	53.867	56.951	59.932	63.016
9,0	36.313	39.661	43.026	46.398	49.773	53.148	56.180	59.624	62.914	66.306	69.596
10,0	39.632	43.289	47.005	50.744	54.489	58.237	61.680	65.586	69.184	72.988	76.689
11,0	42.720	46.673	50.699	54.793	58.905	63.023	67.231	71.035	75.147	79.362	83.474
12,0	45.615	49.853	54.175	58.589	63.060	67.545	71.960	76.072	80.287	84.810	89.230
13,0	48.354	52.872	57.488	62.198	67.007	71.857	76.689	81.263	86.146	90.978	95.707
14,0	50.995	55.788	60.695	65.703	70.821	76.032	80.801	85.838	90.772	95.707	100.847
15,0	53.614	58.679	63.874	69.177	74.593	80.135	85.324	90.464	95.707	101.052	106.398
16,0	56.274	61.613	67.097	72.696	78.411	84.322	89.539	95.296	100.847	106.501	112.052
17,0	59.038	64.658	70.435	76.331	82.361	88.629	94.576	100.538	106.192	112.258	118.220
18,0	61.947	67.855	73.929	80.126	86.505	93.139	98.380	104.650	110.510	116.472	122.640
19,0	65.005	71.210	77.586	84.123	90.866	97.868	104.445	111.024	117.449	123.977	130.556
20,0	68.211	74.720	81.438	88.342	95.452	102.824	109.379	116.164	123.052	130.042	136.724
21,0	71.573	78.430	85.515	92.787	100.269	108.013	115.013	122.332	129.631	136.724	144.228
22,0	75.070	82.290	89.743	97.388	105.243	113.360	121.201	128.808	136.724	144.331	152.144
23,0	78.715	86.304	94.128	102.145	110.373	118.866	126.752	134.874	142.789	150.910	158.929
24,0	82.504	90.464	98.661	107.050	115.655	124.522	132.509	140.836	149.574	158.106	166.742
24,0	82.504	90.464	98.661	107.050	115.655	124.522	132.509	140.836	149.574	158.106	166.742

Pentru alte zone climatice valorile din tabel se înmulțesc cu coeficientul C_I, respectiv la:
θ_e = -12 °C. C_I = 0.91; θ_e = -18 °C. C_I = 1.09; θ_e = -21 °C. C_I = 1.18

Exemplul de calcul 2.

Se calculează necesarul anual de frig pentru aceeași instalație din exemplul precedent, pentru care s-a calculat necesarul anual de căldură, și pentru același interval de funcționare. Temperatura aerului refulat, $\theta_r = 16$ °C.

Rezolvare:

Din tabelul 2.2.3. se citesc valorile:

$GO_R = 2.094$ Kh/an pentru ora 8 și $\theta_{e\ maxim} = 34$ °C

$GO_R = 8.538$ Kh/an pentru ora 17 și $\theta_{e\ maxim} = 34$ °C

• Valoarea GO_R care se ia în calcul rezultă prin diferență:

$GO_R = 8.538 - 2.094 = 6.444$ kWh/an, pentru un debit de 1 kg/s.

• Necesarul anual de frig pentru debitul de aer $\dot{M} = 1,85$ kg/s va fi:

$\Phi_R = 1,85 \times 6.444 = 11.922$ kWh/an

• Pentru alte temperaturi exterioare maxime rezultă:

$\theta_e = 33$ °C,
$\Phi_R = 0,72 \times 11.922 = 8.584$ kWh/an
$\theta_e = 32$ °C,
$\Phi_R = 0,58 \times 11.922 = 6.915$ kWh/an
$\theta_e = 31$ °C,
$\Phi_R = 0,47 \times 11.922 = 5.604$ kWh/an
$\theta_e = 30$ °C,
$\Phi_R = 0,38 \times 11.922 = 4.531$ kWh/an
$\theta_e = 29$ °C,
$\Phi_R = 0,30 \times 11.922 = 3.577$ kWh/an
$\theta_e = 28$ °C,
$\Phi_R = 0,24 \times 11.922 = 2.862$ kWh/an

Observație: Acest necesar anual de frig se referă la sarcina de răcire anuală pentru aerul proaspăt adus din exterior și nu trebuie confundată cu sarcina de răcire a instalației.

Sarcina de răcire a instalației, Φ_R, are expresia:

$\Phi_R = \Phi_R^{încăpere} + \Phi_R$.

Sarcina de răcire a încăperii, $\Phi_R^{încăpere}$, se calculează conform § 9.1.1.

Valorile gradelor-ore pentru răcire, GO_R, au fost centralizate în tabelul 2.2.3.

Durata și temperatura medie a perioadei de încălzire

În Anexa III, volumul Instalații de încălzire, pentru un număr însemnat de localități din România, sunt prezentate: durata perioadei de încălzire, datele când încep și se sfârșesc perioadele de încălzire, temperatura aerului exterior în perioada de încălzire și, respectiv, numărul de grade-zile. Numărul de grade-zile indicat în tabelul din Anexa III volumul Instalații de încălzire are la bază datele din SR 4839-97. Datele înscrise în tabelul din Anexa III, volumul Instalații de încălzire sunt utile și pentru calculul necesarului anual de combustibil.

2.2.2. Umiditatea aerului exterior

Definiri. Umiditatea aerului joacă un rol deosebit în tehnica ventilării și climatizării. Ea poate fi exprimată în mai multe moduri: umiditatea relativă (φ); conținutul de umiditate (x) exprimat în g vapori, raportat la 1 kg de aer uscat.

Variația umidității. Umiditatea relativă, φ, are o variație inversă temperaturii aerului, cunoscând o variație zilnică, lunară și anuală. Presiunea parțială a vaporilor de apă din aer are o variație zilnică relativ redusă, deosebiri mai importante înregistrându-se de la vară, la iarnă.

În fig. 2.2.6 se arată variațiile umidității relative (ciclurile zilnice și anuale) ale aerului exterior în București. Înregistrările meteorologice arată că aerul exterior are umiditatea relativă cea mai scăzută în luna iulie, crescând către lunile de iarnă, după care începe să descrească din nou.

Umiditatea aerului este recomandabil să se indice sub forma conținutului de umiditate, x, deoarece în timpul zilei,

Tabelul 2.2.3. Grade-ore anuale pentru răcire, GO_R, în Kh/an, pentru localități cu temperatura exterioară maximă, θ_e = 34 °C în funcție de durata de utilizare a instalației, t, și de temperatura de refulare (introducere) a aerului, θ_r, în °C. Perioada luată în calcul: 15 aprilie - 15 octombrie. Valorile se referă numai la căldura sensibilă. Pentru căldura latentă se calculează separat.

Timpul de funcționare a instalației de la $t = 0$ până la:	Temperatura de refulare a aerului în încăperi, θ_r, în °C										
	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1,0	433	307	246	197	181	141	110	85	61	40	20
2,0	843	598	489	391	356	278	217	167	119	78	39
3,0	1.199	851	709	567	516	402	314	242	172	112	56
4,0	1.516	1.-76	911	729	663	517	403	310	220	143	72
5,0	1.820	1.292	1.109	887	805	630	492	379	269	175	88
6,0	2.125	1.509	1.299	1.039	944	736	574	442	314	204	102
7,0	2.535	1.800	1.673	1.338	1.118	872	680	524	372	242	121
8,0	3.214	2.282	2.094	1.675	1.443	1.126	878	676	480	312	156
9,0	4.101	2.912	2.610	2.088	1.786	1.393	1.087	837	594	386	193
10,0	5.219	3.705	3.238	2.591	2.196	1.713	1.336	1.029	731	475	238
11,0	6.480	4.601	3.934	3.147	2.650	2.067	1.612	1.241	881	573	287
12,0	7.843	5.568	4.673	3.738	3.131	2.442	1.905	1.467	1.042	677	339
13,0	9.242	6.562	5.435	4.348	3.628	2.830	2.208	1.700	1.207	785	393
14,0	10.685	7.586	6.218	4.974	4.137	3.227	2.517	1.938	1.376	895	448
15,0	12.178	8.646	7.006	5.605	4.648	3.625	2.828	2.178	1.546	1.005	503
16,0	13.621	9.671	7.789	6.231	5.158	4.023	3.138	2.416	1.715	1.115	558
17,0	14.999	10.650	8.538	6.830	5.546	4.326	3.374	2.598	1.845	1.199	600
18,0	16.271	11.552	9.238	7.390	6.102	4.760	3.713	2.859	2.030	1.320	660
19,0	17.368	12.331	9.857	7.886	6.508	5.076	3.959	3.048	2.164	1.407	704
20,0	18.246	12.955	10.371	8.297	6.848	5.341	4.166	3.208	2.278	1.481	741
21,0	18.962	13.463	10.809	8.647	7.138	5.568	4.343	3.344	2.378	1.543	772
22,0	19.517	13.857	11.168	8.944	7.386	5.761	4.494	3.460	2.457	1.597	799
23,0	20.125	14.289	11.463	9.170	7.587	5.918	4.616	3.554	2.523	1.640	820
24,0	20.621	14.641	11.736	9.389	7.801	6.085	4.746	3.655	2.595	1.687	844

Pentru alte temperaturi exterioare valorile de mai sus se înmulțesc cu coeficientul C_R:

θ_e	33	32	31	30	29	28 (°C)
C_R	0,72	0,58	0,47	0,38	0,30	0,24

această mărime se modifică în mică măsură (fig. 2.2.7).

Umiditatea și temperatura

În calculele de dimensionare a instalațiilor termice trebuie să se folosească parametrii climatici la aceleași frecvențe, cum este cazul temperaturii relative, care sunt intercondiționați. Corelația dintre frecvențele de apariție ale temperaturii și umidității aerului, pentru București, este arătată în fig. 2.2.8.

2.2.3. Radiația solară

Constanta solară

Soarele emite, în spațiu, în permanență, o cantitate mare de energie din care Pământul primește, anual circa $2{,}8 \cdot 10^{21}$ kJ = $7{,}78 \cdot 10^{14}$ MWh

Spectrul de emisie (fig. 2.2.9) este compus din radiații de unde scurte (raze x, γ și ultraviolete - circa 9 %; raze luminoase vizibile - circa 41 %) și lungă (raze infraroșii - circa 50 %). Circa 97 % din energia totală este emisă în domeniul de undă 0,2...3 μm, 3 % în restul benzii de emisie, cuprinsă între 10^{-10} și 10^{3} m. Energia termică corespunzătoare acestui spectru care cade pe o suprafață normală situată la limita atmosferei terestre se numește constantă solară și are, în medie, valoarea C_s = *1,355* kW/m². Această valoare suferă abateri ca urmare a fenomenelor solare și a modificării periodice a distanței Pământ-Soare.

Nebulozitatea atmosferei

La străbaterea straturilor dense ale atmosferei, radiația solară este redusă ca urmare a reținerilor sau disipării energiei. Astfel sunt reținute razele x, γ și o parte din cele ultraviolete. O altă parte din radiații sunt reținute de vaporii de apă și bioxidul de carbon existenți în atmosferă. Prin aceste procese de absorbție, atmosfera se încălzește și produce, la rândul ei, o radiație cu lungime de undă mare, numită radiație atmosferică. În domeniul λ=0,3...1 μm, prin reflexia de către moleculele de aer, radiația este împrăștiată difuz (difuzia Rayleigh) luând naștere radiația cu lungime de undă scurtă - radiația bolții cerești. Ca urmare a acestor procese, bilanțul energetic dintre energia primită și cea cedată de Pământ se prezintă în fig. 2.2.10.

Pe cer senin, radiația directă este maximă și cea a bolții cerești minimă, (radiația difuză), iar pe cer înorat (cu nebulozitate crescută), invers; totuși, cu creșterea nebulozității, radiația globală scade. Pentru luarea în considerare a acestui aspect se poate folosi factorul de nebulozitate, T, introdus de Linke. Radiația solară ținând seama de T este reprezentată în fig. 2.2.11:

T = 1 - pentru atmosferă curată;
T = 3...4 - în orașe mari;
T = 4....6 - pentru zonele industriale.

Radiația solară directă și difuză

Pentru calculul radiației pe care o primește o suprafață este necesar să se țină seama de toate componentele arătate în fig. 2.2.12. Corespunzător acestei figuri rezultă că:

Radiația globală:

$$I_G = I_D + I_C + I_A \qquad (2.2.11)$$

Radiația difuză:

$$I_d = I_C + I_R + I_A + I_{MI} \qquad (2.2.12)$$

$$I = I_D + I_d \qquad (2.2.13)$$

Radiația solară directă, I_D, este diferită, dupa orientarea suprafeței receptoare. Radiația difuză, I_d, poate fi considerată aceeași, indiferent de orientarea suprafeței receptoare, deși, în realitate, există mici diferențe.

La fenomenele menționate trebuie spus că, prin modificarea unghiului de înălțime a soarelui, a înclinării axei Pământului și a modificării distanței Pământ-Soare, apar o variație zilnică și una sezonieră a radiației solare. Radiația solară variază, de asemenea, și cu latitudinea geografică (fig. 2.2.13).

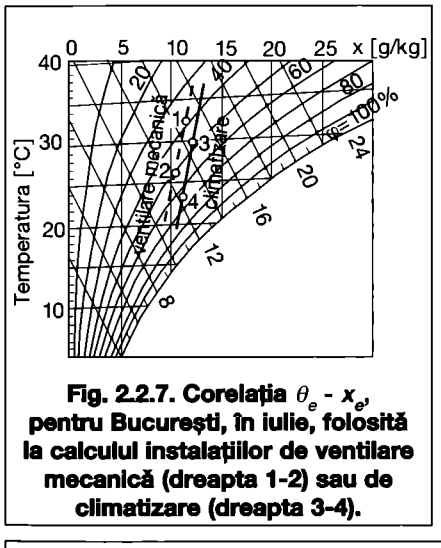


Fig. 2.2.7. Corelația θ_e - x_e, pentru București, în iulie, folosită la calculul instalațiilor de ventilare mecanică (dreapta 1-2) sau de climatizare (dreapta 3-4).

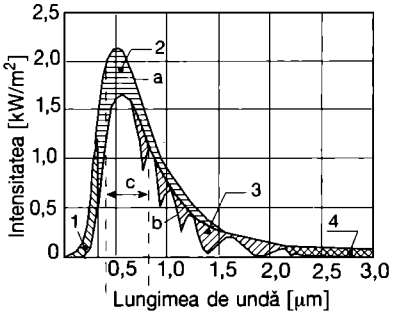


Fig. 2.2.9. Intensitatea radiației solare (după Recknagel - Sprenger):
a - intensitatea la limita atmosferei;
b - intensitatea la nivelul solului;
c - spectrul vizibil;
1 - absorbția prin ozon; 2 - pierderi prin împrăștiere; 3 - absorbție prin vaporii de H_2O; 4 - absorbție prin CO_2.

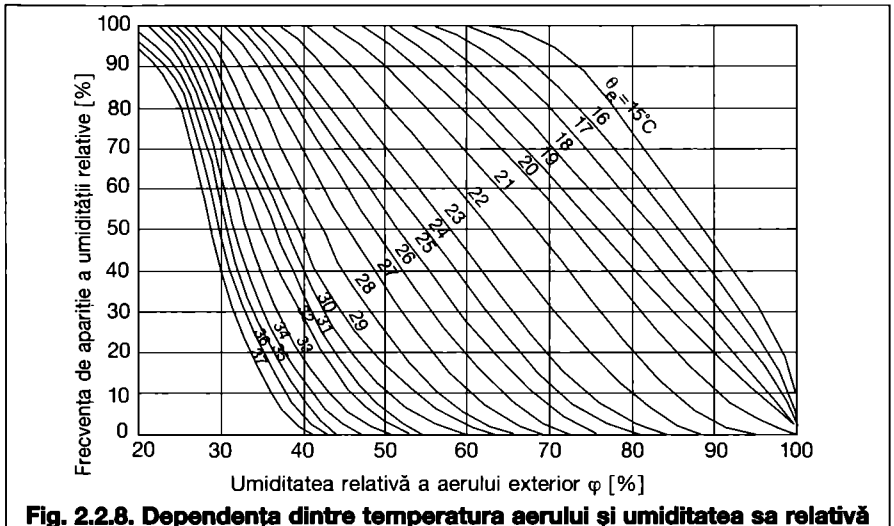


Fig. 2.2.8. Dependența dintre temperatura aerului și umiditatea sa relativă pentru București, în luna iulie (1948-1977) (Prelucrarea statistică a datelor meteorologice - G. Duță).

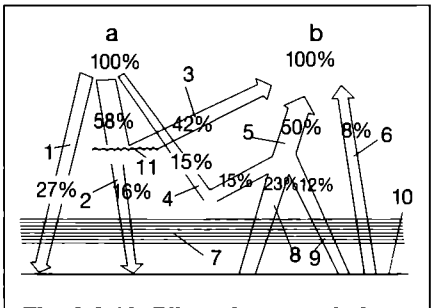


Fig. 2.2.10. Bilanțul energetic între energia incidentă și energia cedată de pământ (după Reidat):
a - iradiere (unde scurte); b - emisie (42% unde scurte și 58% unde lungi)
1 - radiație directă; 2 - radiația bolții; 3 - radiația atmosferei; 4 - încălzirea aerului; 5 - radiație prin stratul de aer; 6 - radiație directă; 7 - ceață; 8 - căldură latentă; 9 - conducție; 10 - suprafața solului; 11 - împrăștiere în atmosferă.

Radiația solară pe suprafețe înclinate

Pentru un unghi α față de orizontala I_a, se calculează cu relația:

$$I_a = I_d + I_{DN} \cdot \cos\beta \quad (2.2.14)$$

$$I_a = I_d + I_{DN} \cdot [\sin(h)\cdot\cos(\alpha) + \cos(h)\cdot \sin(\alpha)\cdot\cos(A_s - A)] \quad (2.2.15)$$

în care:

I_{DN} - este radiația solară directă pe suprafețe normale la rază;

β - unghiul pe care-l face raza incidentă cu normala suprafeței receptoare, în grade;

α - unghiul suprafeței receptoare față de orizontală, în grade;

A - unghiul de azimut solar, raportat față de amiaza solară (pozitiv pentru orele de dimineață, negativ pentru orele de după amiază), în grade (vezi tabelul 2.2.4.);

h - unghiul de înălțime a soarelui;

A_s - unghiul de azimut al suprafeței receptoare, având valorile din tabelul 2.2.4.

Pentru suprafețe verticale (α = 90°) radiația solară se calculează cu relația:

$$I_{90°} = I_d + I_{DN} \cdot \cos\beta = I_d + I_{DN} \cdot \cosh\cdot\cos(A_s - A)$$

Rezultatele se dau sub formă tabelară sau grafică (fig. 2.2.14).

Dacă este cunoscută radiația solară care cade pe o suprafață verticală având o anumită orientare (fig. 2.2.14), se poate calcula radiația solară I_γ pe care o primește suprafața, dacă aceasta este înclinată cu un unghi γ față de verticală, cu relația:

$$I_\gamma = I_d + (I - I_d)\frac{\cos(h - \gamma)}{\cosh} \quad (2.2.16)$$

în care:

I, I_d - radiația totală și difuză conform fig. 2.2.14;

γ - unghiul de înclinare a suprafeței față de verticală.

Unghiul de înălțime solară h pentru ora considerată se determină cu ajutorul fig. 2.2.15.

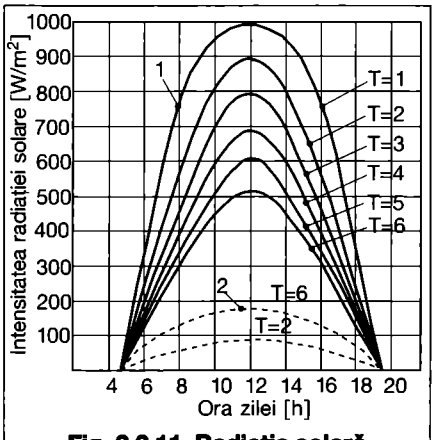


Fig. 2.2.11. Radiația solară directă și difuză:
1 - radiație directă; 2 - radiație difuză.

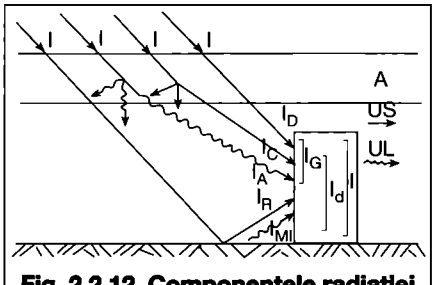


Fig. 2.2.12. Componentele radiației pe o suprafață verticală:
A - atmosfera; US - radiația de undă scurtă; UL - radiația de undă lungă (secundară). I_A - radiația atmosferei; I_G - radiația globală; I_d - radiația difuză; I_{MI} - radiația mediului înconjurător; I - radiația totală; I_C - radiația bolții cerești; I_D - radiația directă; I_R - radiația reflectată.

Însorirea în timpul anului. Durata de strălucire a soarelui

Deoarece norii acoperă soarele, în decursul unui an, timp de multe ore, este necesar să se cunoască durata orară efectivă de strălucire a soarelui (tab. 2.2.5, anexa 2.1), pentru a se putea determina energia solară receptată de o suprafață în vederea determinării, fie a cheltuielilor de exploatare (în cazul instalațiilor de climatizare), fie a energiei utile în cazul instalațiilor care captează și utilizează energia solară. Pe baza acestor valori și a datelor referitoare la radiația solară totală și directă, pe cer senin, precum și a radiației pe o suprafață normală la rază (tab. 2.2.6, 2.2.7, 2.2.8) se pot calcula intensitățile radiației solare efective pe diferite suprafețe.

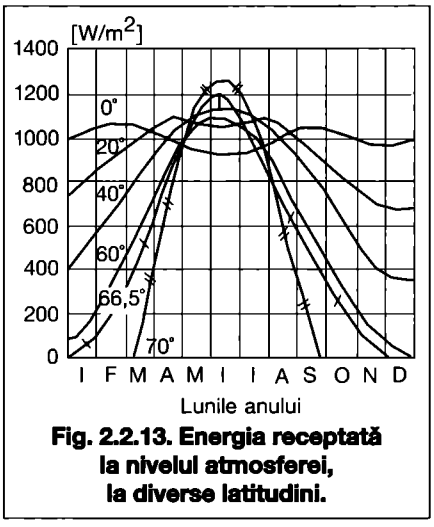


Fig. 2.2.13. Energia receptată la nivelul atmosferei, la diverse latitudini.

Radiația solară directă pe suprafețele orizontale, pentru o anumită durată de strălucire a soarelui, d, și o anumită frecvență de manifestare a radiației solare, f (f se exprimă în fracțiuni, nu în procente) se determină cu relația:

$$I_{Df} = [1 - 2f(1 - d)]\cdot I_{DO} \quad (2.2.17)$$

în care:

I_{DO} - radiația solară directă pe cer senin, pe suprafețe orizontale conform tabelului 2.2.5;

d - durata de strălucire a soarelui în luna considerată, conform tabelului 2.2.3;

f - frecvența de manifestare a radiației solare de o anumită intensitate. Se lucrează, de obicei, în condiții medii pentru care f = 0,5. În acest caz:

$$I_D = d \cdot I_{DO} \quad (2.2.18).$$

Radiația solară totală pe suprafețe orizontale, în condițiile de mai sus, se calculează cu expresia:

$$I_f = (1\text{-}1{,}56\cdot f + 1{,}56\cdot f\cdot d^{2/3})\cdot I_O \quad (2.2.19)$$

care pentru condiții medii, se transformă în:

$$I = (0{,}22 + 0{,}78\cdot d^{2/3})\cdot I_O \quad (2.2.20).$$

Pentru suprafețe înclinate se procedează similar, înlocuindu-se I_{Df} cu I_{DNf} și, respectiv, I_D cu I_{DN}.

2.2.4. Densitatea și presiunea aerului exterior

Modificarea densității aerului cu altitudinea

Aerul este un gaz compresibil ale cărui molecule sunt mai comprimate în apropierea solului decât la mare înălțime; de aceea, densitatea acestuia scade cu înălțimea. Variația aproximativă a densității aerului se poate determina cu relația:

$$\rho_H = \rho_o\left[1 - 0{,}01\frac{g\cdot\rho_o(K-1)}{K\cdot\rho_o}h\right]^{\frac{1}{k-1}}$$

[kg/m³] (2.2.21).

în care:

ρ_H - densitatea aerului la înălțimea H deasupra solului [kg/m³];

ρ_0 - densitatea aerului la nivelul solului [kg/m³];

h - înălțimea deasupra solului [m];

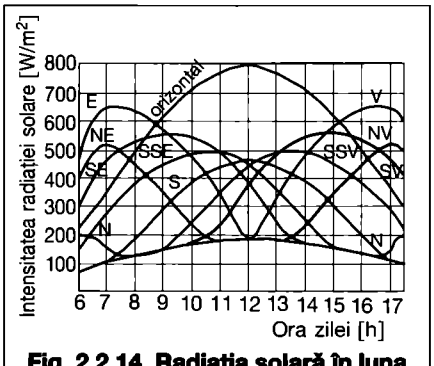


Fig. 2.2.14. Radiația solară în luna iulie pentru București.

Tabelul 2.2.4. Unghiurile de azimut ale suprafețelor, A_s, în funcție de orientare

Orientarea	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
A_s, grade	180	135	90	45	0	-45	-90	-135

g - accelerația gravitațională [m/s^2];
p_0 - presiunea aerului la nivelul solului [mbar];
K = 1,235.

Variația presiunii aerului cu altitudinea

Presiunea aerului este determinată de suma presiunilor parțiale ale gazelor componente și are la nivelul solului valoarea de aproximativ 1 000 mbar. Variația presiunii cu înălțimea se determină cu relația:

$$p_h = p_0 \cdot e^{-g \cdot (h - h_0)/R\theta_m} \text{ [mbar]} \quad (2.2.22)$$

în care:
p_h - presiunea aerului la înălțimea h [mbar];
p_0 - presiunea aerului la înălțimea h_0 [mbar];
h_0 - înălțimea de referință [m];
R = 286,8 J/kg·K, constanta gazelor;
θ_m - temperatura medie a coloanei de aer de înălțime h-h_0 [°C].

Cu ajutorul relației p_h se poate determina înălțimea h a unui loc sau diferența de nivel h-h_0, dacă se cunosc presiunile p, p_0 și temperatura medie θ_m:

$$h = h_0 + 29{,}24 \cdot \theta_m \cdot \ln(p_0/p) \text{ [m]} \quad (2.2.23)$$

$$\Delta h = h - h_0 = 29{,}24 \cdot \theta_m \cdot \ln(p_0/p) \text{ [m]} \quad (2.2.24).$$

2.2.5. Vântul

Vântul reprezintă mișcarea curenților de aer orizontali provocată de câmpuri barice diferite ca urmare a încălzirii neuniforme a Pământului. În zonele mai încălzite, aerul se ridică în sus, locul acestuia fiind luat de alt aer din zonele alăturate, mai reci. Mișcarea aerului este influențată și de rotația pământului, de forțele Coriolis și de forțele de frecare de la nivelul solului. Vântul este o mărime vectorială caracterizată prin valoare, direcție și sens.

Cunoașterea vitezelor medii, zilnice, lunare, sezoniere și anuale, a frecvenței cu care vitezele de o anumită mărime și direcție se întâlnesc într-o anumită lună și localitate este utilă la dimensionarea, din punct de vedere mecanic, a diverselor elemente de construcții și instalații, la calculul necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat, la determinarea coeficientului de transfer termic superficial, la fața exterioară a elementelor de construcții, la calculul perdelelor de aer, a dispersiei poluanților, la stabilirea poziției relative dintre priza de aer și gura de evacuare a aerului viciat în exterior, la dimensionarea panourilor solare etc.

Viteza vântului este dată, în meteorologie, după scala Beaufort, împărțită în 12, după tăria vântului. Convertirea în m/s se face cu relația:

$$v = 2 \cdot B - 1 \text{ [m/s]} \quad (2.2.25)$$

în care:
B - reprezintă viteza vântului după scala Beaufort.

Variația zilnică a vitezei vântului este asemănătoare variației temperaturii aerului exterior (fig. 2.2.16), în timpul amiezii înregistrându-se valoarea cea mai ridicată, iar dimineața și seara valorile cele mai scăzute. Această variație este mai accentuată în lunile de vară decât în cele de iarnă. Pe de altă parte, valorile vitezei sunt simțitor mai ridicate iarna decât vara (fig. 2.2.17).

Viteza medie a aerului pentru o localitate dată nu oferă suficiente informații pentru dimensionarea instalațiilor de conversie a energiei eoliene în energie electrică sau pentru dimensionarea constructivă a instalațiilor. Apare necesară evidențierea frecvenței de manifestare a unei anumite viteze (fig. 2.2.18) pentru fiecare lună în parte, precum și pentru sezonul rece sau cald.

Vântul se modifică permanent, ca direcție, sens și intensitate.

Pentru o anumită localitate se constată, pe baza observațiilor meteorologice de lungă durată, că vântul bate predominant dintr-o anumită direcție, cu o anumită intensitate și cu o frecvență dată, valori care se schimbă de

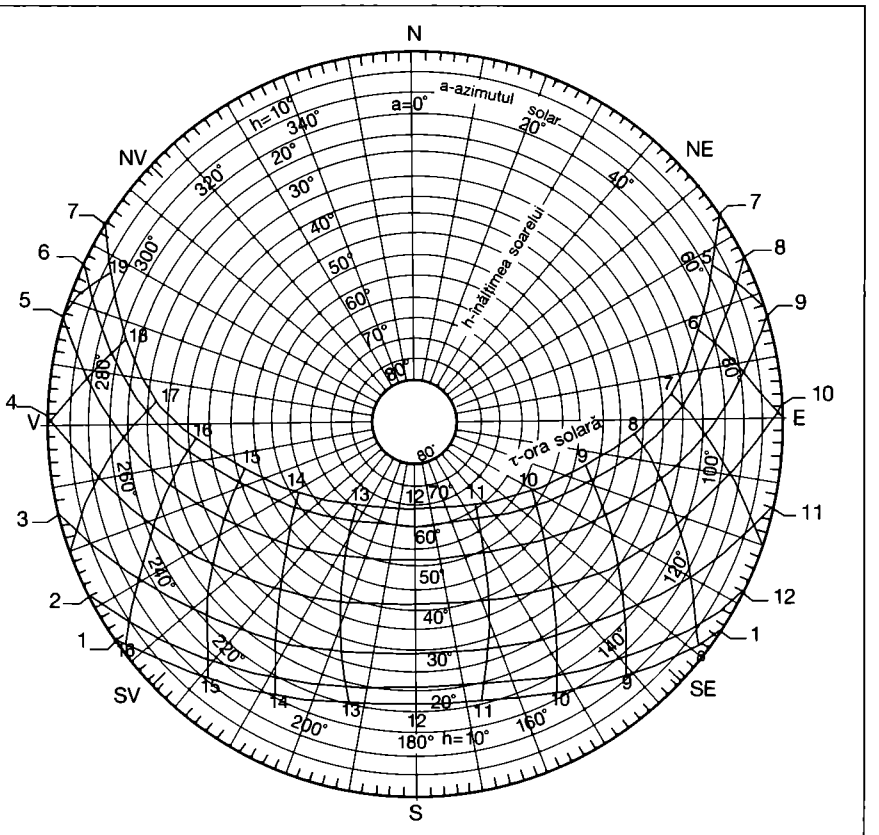


Fig. 2.2.15. Nomogramă pentru calculul umbririi în zone de latitudine nordică
1-22 decembrie; 2 -21 ianuarie; 3 -21 februarie; 4 -22 martie; 5 -20 aprilie; 6 -21 mai; 7 -21 iunie; 8 -23 iulie; 9 -24 august; 10 -23 septembrie; 11 -23 octombrie; 12 -22 noiembrie.

Tabelul 2.2.6. Radiația solară totală pe cer senin, pe suprafețe orizontale, I_o, [W/m^2].

Luna	Ora							Valoarea medie		Suma zilnică
	6 18	7 17	8 16	9 15	10 14	11 13	12 -	pe 24h	per. însorită	
Ian.	-	-	40	195	320	400	440	98	261	2 350
Feb.	-	25	225	390	520	590	615	171	374	4 115
Mar.	15	210	400	565	685	760	780	252	465	6 050
Apr.	115	315	498	645	765	845	875	302	557	7 241
Mai	210	395	565	710	820	890	910	339	622	8 090
Iunie	250	420	585	730	835	905	930	349	645	8 380
Iulie	230	400	560	700	805	865	895	340	616	8 015
Aug.	165	340	500	635	745	815	840	302	557	7 240
Sep.	25	220	400	550	670	745	775	250	461	5 995
Oct.	-	40	245	400	522	595	620	176	384	4 224
Nov.	-	-	115	285	400	475	510	128	340	3 060
Dec.	-	-	15	180	290	365	410	88	234	2 110

la o lună la alta, de la un sezon la altul. Pentru a pune în evidență aceste aspecte se calculează frecvențele de manifestare ale vântului, pe direcțiile principale ale punctelor cardinale sub formă tabelară (tab. 2.2.9) sau sub formă grafică (fig.2.2.19).

În fig. 2.2.19 au fost indicate frecvențele vântului și vitezelor, pe orientări, în sezonul rece, pentru 2 localități, din Câmpia Dunării, reprezentative din punct de vedere al vântului: Alexandria și Grivița (localitate situată în apropiere de Slobozia). Din figură se vede că pentru Alexandria, ca și pentru alte localități de șes, din sudul țării, direcția predominantă a vântului este estul, în timp ce pentru localitatea Grivița și, în general, pentru Câmpia Bărăganului aceasta este NNE, NE, adică direcția crivățului.

Este de remarcat faptul că la temperaturi scăzute (iarna) viteza vântului este mai mică, iar vara, în zilele însorite, în timpul prânzului, se întâlnesc viteze mai mari decât viteza medie cu circa 50...60 %, datorită curenților de convecție care apar pe seama încălzirii cauzată de radiația solară, astfel că nu se poate vorbi de un calm eolian așa cum s-a crezut multă vreme.

Viteza vântului crește odată cu depărtarea de sol, atât vara, cât și iarna, aproximativ în același mod, creșterea ceva mai mare fiind înregistrată iarna. Variația vitezei cu înălțimea este arătată în fig. 2.2.20. Datele din această figură sunt valabile pentru sezonul rece. Pentru sezonul cald aceste valori trebuie reduse cu circa 10...25 %, limita inferioară fiind valabilă pentru înălțimi mici (20...30 m) iar cea superioară pentru înălțimi mari (80...120 m).

Vântul creează pe fețele clădirilor suprapresiuni (pe față bătută de vânt) și subpresiuni (pe fața opusă).

Distribuția presiunilor pe fațade și mărimea acestora sunt în funcție de dimensiunile relative ale clădirilor (fig. 2.2.21). Pentru a combate pătrunderea

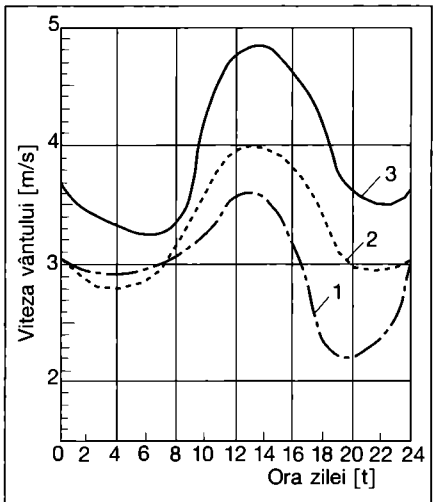


Fig. 2.2.16. Variația zilnică a vitezelor medii la Alexandria:
1 - ianuarie; 2 - februarie; 3 - martie.

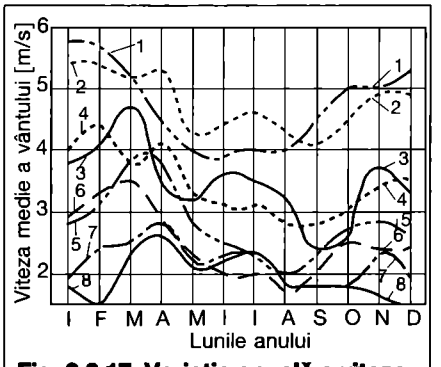


Fig. 2.2.17. Variația anuală a vitezelor medii în diferite localități:
1 - Constanța; 2 - Galați; 3 - Craiova; 4 - Iași; 5 - Brașov; 6 - București; 7 - Timișoara; 8 - Cluj.

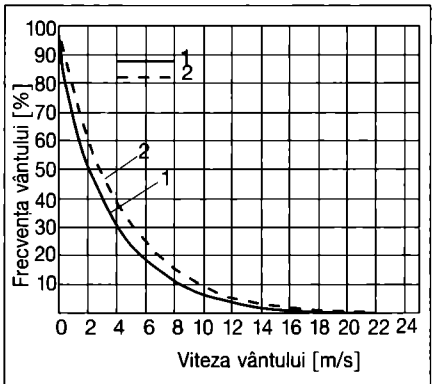


Fig. 2.2.18. Frecvența vitezelor vântului:
1 - ianuarie, Alexandria;
2 - sezon rece (1.XI - 31.III) Grivița.

Tabelul 2.2.7. Radiația solară directă pe cer senin, pe suprafețe orizontale, I_{DO} [W/m²].

Luna	Ora							Valoarea medie		Suma zilnică
	6 18	7 17	8 16	9 15	10 14	11 13	12 -	pe 24h	per. însorită	
Ian.	-	-	15	150	265	340	380	80	213	1 920
Feb.	-	5	160	310	435	500	525	139	304	3 345
Mar.	-	150	320	470	580	650	665	209	455	5 005
Apr.	60	250	420	560	670	745	770	258	475	6 180
Mai	150	320	480	615	720	785	800	289	534	6 940
Iun.	180	330	480	615	715	780	800	292	538	7 000
Iul.	165	320	470	600	700	755	780	283	523	6 800
Aug.	100	265	415	545	650	725	740	256	472	6 140
Sep.	5	170	330	465	575	645	670	210	388	5 050
Oct.	-	15	195	335	450	520	545	149	325	3 575
Nov.	-	-	55	210	315	385	420	98	261	2 350
Dec.	-	-	-	115	220	290	335	66	226	1 585

Tabelul 2.2.8. Radiația solară directă pe suprafețe normale la rază, pe cer senin, I_{DNO} [W/m²].

Luna	Ora								Valoarea medie		Suma zilnică
	5 19	6 18	7 17	8 16	9 15	10 14	11 13	12	pe 24 h	perioada însorită	
Ian.	-	-	-	125	575	800	850	865	232	618	5 565
Feb.	-	-	50	550	790	900	920	930	306	668	7 350
Mar.	-	30	590	820	875	905	925	930	384	709	9 220
Apr.	-	400	740	830	880	900	910	915	426	787	10 235
Mai	100	600	765	835	865	885	890	895	449	718	10 775
Iun.	200	625	750	800	835	850	860	865	446	713	10 705
Iul.	125	650	760	805	830	845	855	855	441	706	10 595
Aug.	-	585	710	780	820	835	840	845	416	768	9 985
Sep.	-	200	700	790	835	855	870	875	391	721	9 375
Oct.	-	-	200	750	825	855	870	875	328	716	7 875
Nov.	-	-	-	400	760	830	860	870	274	730	6 570
Dec.	-	-	-	150	730	815	850	860	248	661	5 950

Tabelul 2.2.9. Frecvența vitezelor pe orientări, pentru localitatea Grivița în perioada 1 noiembrie-31martie.

Viteza / orientare	1-5 %	6-10 %	11-15 %	16-20 %	21-25 %	v_m	f_m
N	2,61	0,52	0,23	0,21	0,01	5,3	3,6
NNE	6,64	4,19	2,14	1,94	0,09	7,9	15
NE	8,97	5,27	1,55	0,74	0,03	6,3	16,6
ENE	4,8	1,53	0,16	0,08	-	4,6	6,6
E	2,64	0,28	-	-	-	3,5	2,9
ESE	4,92	0,54	0,03	-	-	3,6	5,5
SE	4,97	0,62	0,01	-	-	3,6	5,6
SSE	2,36	0,21	0,01	-	-	3,5	2,6
S	1,53	0,09	-	-	-	3,3	1,6
SSV	3,83	0,13	-	-	-	3,2	4
SV	9,64	0,56	0,01	-	-	4,3	10,2
VSV	8,16	1,27	0,08	-	-	3,8	9,5
V	4,87	0,59	0,03	-	-	3,6	5,5
VNV	2,94	0,26	-	-	-	3,4	3,2
NV	2,67	0,18	0,01	-	-	3,4	2,9
NNV	1,78	0,16	0,01	0,04	-	3,8	2
Calm eolian 2,7 %						4,2	97,3

aerului de infiltrație, instalația de ventilare trebuie să realizeze în încăperi o suprapresiune egală cu:

$\Delta p = p_{v1} - p_{v2}$

în care:

p_{v1} - presiunea pe fața bătută de vânt;

p_{v2} - presiunea pe fața opusă.

În cazul unei viteze a vântului, v = 10 m/s rezultă:

$\Delta p = k_1 \cdot v^2 \cdot \rho/2 - k_2 \cdot v^2 \cdot \rho/2 =$
$= 1 \cdot (10^2 \cdot 1{,}2)/2 - (-1{,}6) \cdot (10^2 \cdot 1{,}2)/2 =$
156 Pa.

2.3. Echilibrul fiziologic al omului în ambianțe artificiale

2.3.1. Metabolismul organismului uman

Organismul uman posedă calitatea menținerii temperaturii constante, indiferent de temperatura mediului ambiant și de activitatea fizică depusă. În repaus total și în condiții de confort, metabolismul de bază al omului, altfel spus, cantitatea minimă de căldură furnizată de corpul uman pentru întreținerea vieții este de aproximativ 80 W sau 45 W/m^2 această valoare ajungând până la 60 W/m^2 în poziția în picioare. După legile fundamentale ale termodinamicii trebuie să existe o anumită stare de echilibru între căldura produsă în corp și căldura cedată și înmagazinată.

La această stare de echilibru, temperatura corpului este menținută constantă la 37 ±0,8°C prin sânge, care parcurge toate părțile corpului. În cursul circulației, sângele se răcește cu atât mai mult cu cât circulația este mai periferică (degete, piele) și se reîncălzește în organele interne și țesuturi (inimă, ficat, rinichi, mușchi, intestine etc.) prin arderea lentă a proteinelor, grăsimilor și hidraților de carbon (glucidelor) cu ajutorul oxigenului conținut în aerul inspirat.

Cantitatea de aer inspirat de o persoană adultă, fără activitate fizică, este aproximativ 0,5 m^3/h (max. 8...9 m^3/h la efort maxim); aerul expirat la temperatura de 35°C și 95 % umiditate relativă conține, în medie, 17 % O_2, 4 % CO_2 și 79 % N.

Tabelul 2.3.1 conține unele date fiziologice pentru corpul uman.

Calcule făcute cu formula lui Du Bois:

$A_{om} = 0{,}204 \cdot h^{0{,}725} \cdot m^{0{,}425}$ [m^2]

valabilă pentru ambele sexe.

h = înălțimea, în metri, valabilă pentru ambele sexe.

m = greutatea, în kg.

Exemplu: h = 1,72 m, m = 72 kg

Rezultă A_{om} = 1,86 m^2.

Temperatura corpului este menținută constantă (oricare ar fi condițiile medii exterioare și interioare) de un sistem de reglare extrem de sofisticat, pilotat de un centru termoregulator situat în hipotalamus. Terminațiile senzitive care joacă rolul de detectoare ale acestui sistem de reglare sunt foarte specializate: corpusculii lui Krause care detectează senzația de rece și sunt situați în țesuturile celulare subcutanate și corpusculii lui Ruffini resposabili cu senzația de cald și care sunt situați în profunzimea dermei. Acestea sunt termoreceptoarele care controlează, în parte, producerea internă de căldură ca și emisia calorică a organismului. Primul din cele două sisteme de reglare face apel la un proces chimic iar ultimul, la un sistem de reglare fizic.

În cazul unei reglări chimice a temperaturii, procesul de combustie în organe are loc astfel încât variația căldurii produse este în funcție de temperatura sângelui fără totuși să depășească valoarea de 1,2 W/kg corp, valoare care constituie precizia metabolismului de bază. Urmare a temperaturii resimțite, subiectul tinde către un echilibru care se poate traduce printr-o activitate mai mult sau mai puțin importantă (exemplu: frecarea mâinilor la senzația de frig). Foamea și setea joacă un rol important în asigurarea unui anumit metabolism: creșterea combustiei alimentelor în lupta contra frigului și creșterea consumului de apă în lupta contra căldurii.

Pentru cazul reglării fizice a temperaturii există un număr mare de factori de care este condiționată evacuarea căl-

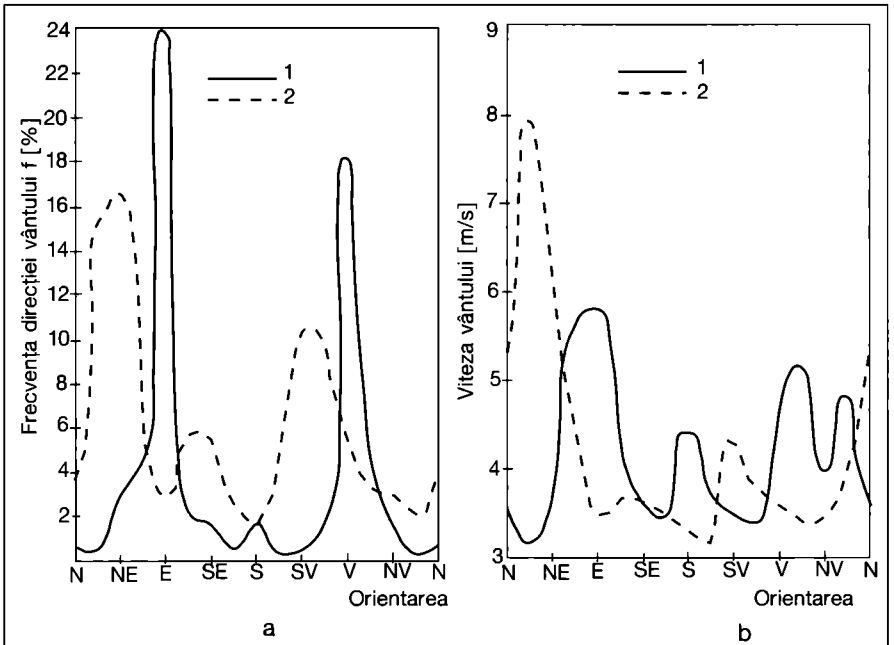


Fig. 2.2.19. Frecvența direcției vântului și a vitezei pe orientări în perioada 1 noiembrie - 31 martie:

a - frecvența vântului pe orientări; b - valoarea vitezei medii pe orientări;
1 - Alexandria; 2 - Griviția.

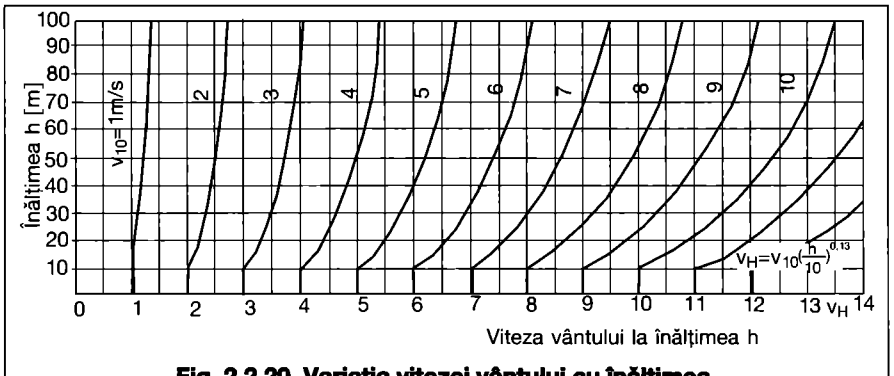


Fig. 2.2.20. Variația vitezei vântului cu înălțimea.

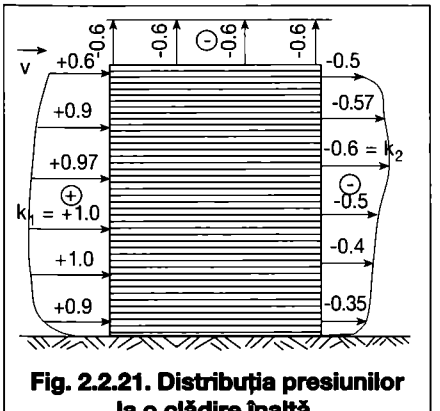


Fig. 2.2.21. Distribuția presiunilor la o clădire înaltă.

durii de către organism.

Metabolismul are dimensiunea unei puteri și se exprimă în W sau met (1 met = 58 W). O parte din această putere este consacrată activității mecanice (mers, mișcare, muncă etc) și, în acest fel, metabolismul se descompune:

$M = M_t + M_m$

în care:

M - metabolismul [W];

M_m - partea mecanică a metabolismului;

M_t - partea pur termică a metabolismului.

Ca ordin de mărime, M_m este mai mică în raport cu M_t, astfel că randamentul mecanic:

$$\eta = \frac{M_m}{M} \leq 0,2 .$$

Energia produsă de organism este evacuată în mediul ambiant (circa 80 %) sub formă de căldură:

- prin convecție de la suprafața corpului la aer;
- prin conducție de la suprafața corpului la suprafețele cu care vine în contact (exemplu: pardoseala);
- prin radiație de la suprafața corpului către toți pereții care-l înconjoară;
- prin evaporare de la suprafața pielii;
- prin căldura conținută în vaporii expirați;
- prin convecție respiratorie;
- prin transpirație.

În tabelul 2.3.2 se dau câteva exemple de metabolism pentru diferite activități și un subiect standard.

Suprafața corpului uman nu are aceași temperatură, în plus variază în funcție de activitate și temperatura ambianței (fig. 2.3.1).

Temperatura medie a pielii unui individ îmbrăcat se poate calcula cu relația lui Fanger:

$\theta_{em} = 35,7 - 0,0153\ M_t$ [°C] (2.3.1).

Corpul uman are, în repaus, o temperatură a pielii mai ridicată. Pe măsură ce activitatea crește, temperatura scade dacă, bineînțeles, căldura este evacuată mai rapid (fig. 2.3.2).

Dacă temperatura crește peste valorile de confort, crește circulația periferică a sângelui, înroșind pielea, și temperatura corpului scade odată cu schimburile termice prin evaporare și convecție. Dacă aceste schimburi nu sunt eficiente pentru răcirea corpului, pot interveni glandele sudoripare și corpul va începe să piardă apa prin transpirație, apa luând căldura de vaporizare de la organism, care se răcește.

În absența activității glandelor sudoripare, organismul pierde puțină apă prin respirație și evaporarea directă a apei care traversează pielea. Evaporarea a 1 l de apă face posibilă pierderea unei cantități de căldura de aproximativ 2550 kJ.

Importanța fenomenului de evaporare depinde de diferența de presiune a vaporilor de apă de la suprafața pielii și din aerul ambiant, ceea ce face ca, la temperatură egală, transpirația să fie evacuată mai rapid cu cât umiditatea ambianței este mai mică. Când fenomenul de evaporare nu este suficient pentru evacuarea totală a căldurii, subiectul este expus îmbolnăvirii (dureri de cap, tulburări circulatorii), fenomene frecvente în încăperile suprapopulate sau neventilate.

Pentru o ambianță se pot defini 4 zone de microclimat pentru organismul uman, și anume:

- rece;
- indiferentă - corespunzătoare confortului termic;
- caldă cu creșterea fenomenului de transpirație;
- supraîncălzită în care nu este posibilă efectuarea unei munci timp îndelungat.

În anumite industrii (sticlărie, metalurgie) producția nu poate fi efectuată decât la temperatură mai ridicată. Chiar și o temperatură ridicată poate fi suportată timp indelungat fără mari inconveniente, dacă îmbrăcămintea este lejeră sau corpul este aclimatizat. Organismul este incomodat dacă resimte o cantitate de căldură mai mare de 1 kW/m², caz în care randamentul fizic și intelectual scade simțitor. Un exemplu de scădere a randamentului fizic,

Tabelul 2.3.1. Date fiziologice medii pentru corpul uman

Masa	60...80 kg	Metabolismul de bază (așezat)	70...85 W
Volumul	60...65 l	Numărul de cicluri respiratorii	16/min
		Debitul de aer inspirat (fiziologic)	0,5...0,6 m³/h
Suprafața exterioară F^*_{om} (dezbrăcat)	1,7...2,0 m²	Temperatura medie a pielii	32...33 °C
Temperatura corpului	36,5...37 °C	Puterea dezvoltată (continuu)	85 W
Pulsul	70...80/min	CO_2 expirat (așezat)	10...22 l/h

Tabelul 2.3.2. Exemple de valori ale metabolismului uman

Nr. crt.	Activitatea	M [W]	M_t [W]	M_m [W]
1	Somn	75-80	75-80	0
2	Așezat în repaus	105-110	105-110	0
3	În picioare relaxat	125-130	125-130	0
4	Mers (1,6 km/h panta 5 %)	250	230	20
5	Mers (4 km/h panta 5 %)	420	375	45
6	Muncă de laborator	170	170	0
7	Muncă la mașini unelte	290	260	30
8	Muncă cu lopata	460	390	70
9	Muncă de săpat	630	510	120
10	Activități în casă	180	180	0
11	Secretariat	125	125	0
12	Gimnastică	360	330	30
13	Muncă lejeră cu brațele	180	160	20
14	Tenis	480	450	30

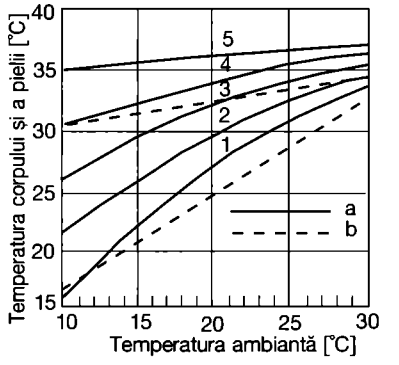


Fig. 2.3.1. Temperatura superficială a corpului uman în repaus în funcție de temperatura ambiantă (după Precht)

a - temperatura medie a pielii îmbrăcate; b - temperatura superficială medie (corp dezbrăcat)

1 - picioare; 2 - mâini; 3 - tors; 4 - cap; 5 - rect.

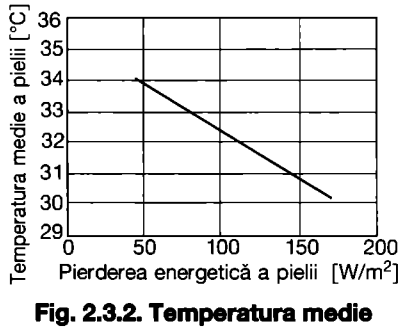


Fig. 2.3.2. Temperatura medie a pielii în funcție de activitatea fizică a corpului uman.

pentru o activitate intensă, este oferit de fig. 2.3.3.

2.3.2. Schimbul termic al omului cu mediul ambiant

Referitor la importanța schimburilor termice ale corpului uman cu mediul ambiant au fost realizate numeroase studii, dar rezultatele acestora sunt rar în concordanță. Chiar și măsurătorile efectuate prezintă o dispersie importantă.

P. O. Fanger a prezentat un model simplificat al schimbului de căldură om-mediu dar suficient de exact pentru studiul unei ambianțe termice. Dacă se are în vedere că omul mai poate primi căldură și de la mediul înconjurător și ținând seama că pentru menținerea temperaturii corpului omenesc la o valoare constantă, pierderile de căldură către mediul ambiant trebuie să fie echivalente cu căldura internă produsă, Φ_M, bilanțul termic poate fi scris sub forma:

$$\Phi_M = \Phi_{cv} \pm \Phi_r + \Phi_{cd} + \Phi_{ev} + \Phi_{vap} + \Phi_{cres} + \Phi_{tr} \quad [W] \quad (2.3.2)$$

în care:

Φ_{cv} - căldură cedată prin convecție la suprafața corpului [W];

Φ_r - căldura schimbată prin radiație [W];

Φ_{cd} - căldura schimbată prin conducție [W];

Φ_{ev} - căldura cedată prin evaporare de la suprafața pielii [W];

Φ_{vap} - căldura conținută în vaporii expirați [W];

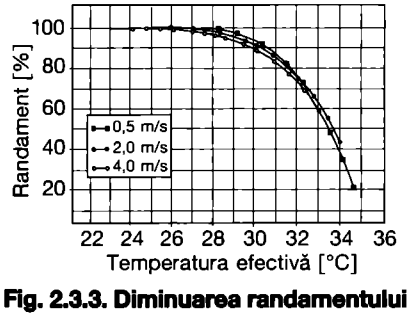


Fig. 2.3.3. Diminuarea randamentului în funcție de temperatură și de viteza de mișcare a aerului.

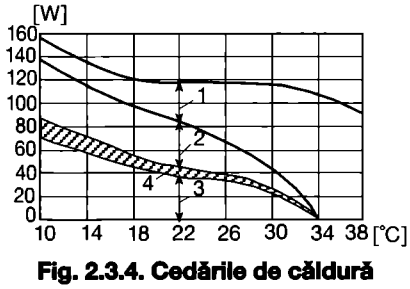


Fig. 2.3.4. Cedările de căldură ale organismului uman (individ normal îmbrăcat, în repaus și în aer calm) [W]:
1 - evaporare; 2 - convecție;
3 - radiație; 4 - conducție.

Φ_{cres} - căldura cedată prin convecție respiratorie [W];

Φ_{tr} - căldura cedată prin transpirație [W];

$\Phi_s = \Phi_{cv} \pm \Phi_r + \Phi_{cd}$ = căldura perceptibilă (sensibilă);

$\Phi_h = \Phi_{ev} + \Phi_{vap} + \Phi_{cres} + \Phi_{tr}$ = = căldura latentă.

Pentru calculul aproximativ al fiecărui termen din ecuația (2.3.2) se pot utiliza următoarele relații (după Fanger):

$\Phi_{cv} = h_{cv} \cdot A_{cv} \cdot (\theta_v - \theta_i)$ [W] (2.3.3)

în care:

h_{cv} - coeficient de transfer termic convectiv între corp și mediul ambiant,

$$h_{cv} = max\left[2,38\left(\theta_v - \theta_i\right)^{0,25} \text{ sau } 12,06\sqrt{v_i}\right];$$

v_i - viteza de mișcare a aerului ambiant în jurul subiectului (v_i = *0,05...0,3* m/s);

θ_v - temperatura medie a îmbrăcămintei;

θ_i - temperatura mediului ambiant;

A_{cv} - suprafața corpului supusă schimbului convectiv,

$A_{cv} = F_v \cdot A_c$ (A_c = *1,8* m²);

F_v - factor de îmbrăcăminte,

$F_v = 1 + 0,077 \cdot R_v$;

R_v - rezistența termică medie pentru îmbrăcăminte [m²·K/W] sau clo;

1 clo = 0,155 m²·K/W.

Pentru valori medii ale lui R_v se poate utiliza relația recomandată de normele ISO TC-159.

$R_v = 0,75\ \Sigma R_{v,i} + 0,08$ [clo] (2.3.4).

Valori $R_{v,i}$ sunt indicate în tabelul 2.3.3

$\Phi_r = h_r \cdot A_r \cdot (\theta_v - \theta_{mr})$ [W] (2.3.5)

în care:

h_r - coeficient de radiație între suprafața corpului și suprafețele interioare ale încăperii, cu valoarea de 5,75 W/m²·K, ce corespunde unei emisivități medii, a suprafeței corpului, de 0,95;

A_r - suprafața de schimb radiant a corpului, [m²],

$A_r = F_r \cdot F_v \cdot A_c$,

F_r - factor ce ține seama de poziția subiectului (așezat = 0,696, în picioare = 0,725) cu o valoare medie F_r = *0,71;*

θ_{mr} - temperatura medie de radiație. Se poate determina cu suficientă aproximație cu relația:

$$\theta_{mr} = \frac{\sum A_i \cdot \theta_i}{\sum A_i} \quad [°C] \quad (2.3.6)$$

cu:

A_i - suprafața delimitatoare *i*;

θ_i - temperatura suprafeței *i*.

Calculul exact al lui θ_{mr} este mult mai complex (ținând cont de factorii de formă ai suprafețelor de schimb radiant). În cadrul activității de investigații sau de proiectare relația 2.3.6 este unanim acceptată.

$\Phi_{cd} = \Lambda \cdot A_t \cdot (\theta_t - \theta_{pd})$ [W] (2.3.7)

în care:

Λ - coeficientul de conductivitate, mediu al încălțămintei (Λ = 10,25 W/m²·K);

A_t - suprafața tălpilor [°C];

θ_t - temperatura tălpilor [°C];

θ_{pd} - temperatura pardoselii [°C].

Datorită valorii reduse, acest transfer de căldură, în general, se neglijează.

$\Phi_{ev} = 0,41\ [43,2 - 0,052 \cdot M_t - p_v\ (\theta_i)]$ [W] (2.3.8)

în care:

$p_v\ (\theta_i)$ - este presiunea parțială a vaporilor din aer, la temperatura ambiantă;

M_t - partea termică a metabolismului [W];

$\Phi_{vap} = 0,0023 \cdot M \cdot [44 - p_v\ (\theta_i)]$ [W] (2.3.9)

$\Phi_{cres} = 0,0014 \cdot M\ (34 - \theta_i)$ [W] (2.3.10)

$\Phi_{tr} = 0,42 \cdot (M_t - 58,1)$ [W] (2.3.11).

Tabelul 2.3.3. Valori ale rezistenței $R_{v,i}$, pentru diverse tipuri de îmbrăcăminte.

Îmbrăcăminte pentru bărbați	$10^3 \cdot R_{v,i}$	Îmbrăcăminte pentru femei	$10^3\ R_{v,i}$
Maieu de corp	90	Slip	20
Slip	80	Sutien	60
Șort tip pantalon	155	Combinezon scurt	200
Cămașă subțire		Combinezon lung	300
mâneci scurte	220	Șort pantalon	155
mâneci lungi	340	Bluză lejeră	310
Cămașă groasă		Bluză groasă	455
mâneci scurte	390	Rochie ușoară	340
mâneci lungi	450	Rochie groasă	1 080
Vestă lejeră	230	Fustă subțire	155
Vestă groasă	450	Fustă groasă	340
Pantalon subțire	250	Pantalon subțire	400
Pantalon gros	500	Pantalon gros	680
Pulover subțire	310	Pulover subțire	260
Pulover gros	570	Pulover gros	570
Jachetă subțire	340	Jachetă subțire	260
Jachetă groasă	570	Jachetă groasă	570
Șosete	60	Colant	18
Încălțăminte		Încălțăminte	
sandale	30	sandale	30
mocasini	60	pantof	60
cizme	125	cizme	125

Un mod de evaluare a componentelor fluxului total este oferit de fig. 2.3.4 și în tabelul 2.3.4 pentru individ normal îmbrăcat, așezat, fără activitate fizică, într-o ambianță, practic calmă, la parametrii ce se întâlnesc în încăperi publice (săli de reuniuni, teatre). În calculul instalațiilor de climatizare se pot utiliza și valorile din tabelele 2.3.5 și 2.3.6.

2.3.3. Condiții de confort termic, condiții de muncă

Confortul termic al încăperilor este definit de totalitatea condițiilor de microclimă care determină o ambianță plăcută în care omul, fie se odihnește sau se recreează, fie lucrează cu randament ridicat, în ambele situații nefiind necesară solicitarea sistemului termoregulator. Senzația de confort este asigurată de o serie de factori, principali, legați de schimbul normal de căldură al omului cu mediul ambiant - temperatura, viteza, umiditatea relativă a aerului, intensitatea activității, temperatura medie de radiație a elementelor delimitatoare ale încăperii, rezistența termică a îmbrăcămintei) și de o serie de factori secundari (puritatea aerului, iluminat, estetica încăperii etc.). Starea de confort mai este influențată de anotimp, starea vremii, vârstă, sex etc. Pentru încăperile de producție, noțiunea de confort este înlocuită cu noțiunea de muncă, corespunzătoare activității desfășurate. Condițiile de muncă trebuie să asigure desfășurarea muncii cu randament ridicat și menținerea stării de sănătate. Pentru o serie de procese de producție, parametrii microclimatului, determinați pe considerente tehnologice, nu coincid cu condițiile optime de muncă. În aceste situații se recurge la un ansamblu de măsuri (mijloace de protecție individuale, instalații de ventilare, reducerea activității, izolarea sau termoizolarea utilajelor etc.) care să reducă influența nefavorabilă a condițiilor de mediu asupra stării de sănătate a oamenilor și a randamentului muncii.

Senzația de cald sau rece în interiorul încăperilor depinde, în principal, de componentele: temperatura aerului și repartiția acesteia în timp și în spațiul de ședere, temperatura medie de radiație și unghiul solid sub care ocupantul este situat față de suprafețele cu diferite temperaturi, umiditatea aerului, viteza aerului în zona de lucru (zona de ședere), îmbrăcămintea, efortul depus, ce constituie parametrii confortului termic, la care se adaugă direcția de mișcare a aerului, părțile din corp expuse curentului, turbulența mișcării etc.

2.3.3.1 Temperatura aerului interior

Temperatura aerului interior, θ_i, în zona de lucru, constituie o bază relativ bună pentru a caracteriza o microclimă. Variații relativ reduse ale temperaturii aerului interior sunt sesizate imediat de organismul uman care trebuie să facă față, rapid, noilor modificări, pentru a menține, constant, schimbul de căldură cu mediul ambiant. Modul cum este resimțită această variație face ca domeniul de valori pentru temperatura interioară să fie stabilit statistic. Din punct de vedere fiziologic, igieniștii estimează că temperatura aerului care va conveni mediului unui individ așezat, normal îmbrăcat și fără activitate fizică, se situează în jurul valorii de +22°C, iarna, și 22...26°C, vara, pentru temperaturi exterioare medii. Pentru corpul dezbrăcat se consideră că temperatura optimă este de *+28* °C.

Aceste temperaturi sunt valori medii care trebuie să fie reconsiderate în fiecare caz. În zilele călduroase de vară și pentru o ședere de scurtă durată în ambianțe climatizate este recomandabil să se mențină o temperatură în jurul valorii $(20 + \theta_e)/2$ (θ_e - temperatura efectivă a aerului exterior). Pentru un individ normal îmbrăcat, efectuând o activitate lejeră există o zonă de confort admisibilă, reprezentată în fig. 2.3.5.

Iarna, în încăperile ventilate sau climatizate, trebuie avut în vedere că mișcarea aerului în jurul corpului produce, inevitabil, răciri care trebuie

Tabelul 2.3.4. Degajările de căldură și vapori de apă ale organismului uman (individ așezat, activitate ușoară, normal îmbrăcat, în aer calm, umiditate relativă 50 %).

Temperatura aerului	Căldura sensibilă	Căldura latentă	Căldura totală	Degajarea de vapori de apă
[°C]	[W]	[W]	[W]	[g/h]
10	136	21	157	30
12	126	21	147	30
14	115	21	136	30
16	106	21	127	30
18	98	23	121	33
20	92	27	119	38
22	85	33	118	47
24	77	41	118	58
26	69	49	118	70
28	58	59	117	85
30	47	69	116	98
32	33	81	114	116

Tabelul 2.3.5. Evacuarea căldurii de către organismul uman (după VDI 2078).

Cat. de muncă	Temperatura aerului	[°C]	18	20	22	23	24	25	26
Organism în repaus	Φ_s (sensibilă)	[W]	100	95	90	85	75	75	70
	Φ_h (latentă)	[W]	25	25	30	35	40	40	75
	Φ_t (totală)	[W]	125	120	120	120	115	115	115
	Pierderi prin evaporare	[g/h]	35	35	40	50	60	60	65
Muncă grea	Φ_t	[W]	270	270	270	270	270	270	270
Muncă medie	Φ_s	[W]	155	140	120	115	110	105	95

Tabelul 2.3.6. Evacuarea globală de căldură de către organismul uman pentru diferite activități.

Activitate	Pierderi calorice		
	[W]	Intensitatea activității	[W/m²]
Somn	60	-	35
Culcat	80	-	45
Muncă de birou:			
normal așezat	100	I	55
la mașina de scris	150	II	85
Mers lent (3 km/h)	200	III	110
Mers rapid (6 km/h)	250	IV	140
Muncă forțată (oțelării)	>300	-	>170

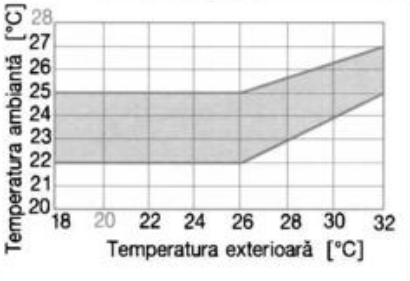


Fig. 2.3.5. Zona de confort admisibilă în funcție de temperatura aerului ambiant (DIN 1946).

compensate prin menținerea unei temperaturi de 22 °C. Experiența a arătat că, în încăperile unde lucrează femei, secții de recepție și control, ateliere de croitorie etc., temperatura trebuie să fie mai ridicată, către 23...24°C. În încăperile unde activează sau locuiesc persoane în vârstă, temperaturile trebuie să fie mai ridicate spre deosebire de cele unde stau tineri (exemplu cazărmi) unde temperaturile nu trebuie să depășească 18°C. Camerele de dormit sunt menținute adesea la temperaturi joase 15...18°C.

S-a estimat că pentru un număr mare de subiecți următoarele temperaturi sunt recomandate:

- activitate statică 19 °C
- activitate ușoară 17 °C
- magazine 19 °C
- spălătorii 24 °C
- muncă fizică intensă 12 °C

Pentru persoane care efectuează o muncă fizică, temperatura trebuie să fie cu atât mai joasă cu cât munca cere un efort mai intens. Temperaturile optime sunt eșalonate între 10 și 18°C în funcție de activitate:

- turnătorii și forjă 10...12 °C
- linii de montaj 12...15 °C
- ateliere diverse 16...18 °C

Pentru o ambianță, cu o temperatură dată, un rol important în asigurarea unei calități termice îl are uniformitatea temperaturii. În toate încăperile încălzite sau ventilate, în funcție de sistemul de încălzire și/sau de distribuție a aerului, de temperatura corpurilor de încălzire și/sau de temperatura de refulare a aerului, în funcție de temperatura exterioară, există un gradient de temperatură atât în plan orizontal cât și în plan vertical. Fig. 2.3.6 prezintă câteva valori medii pentru gradienți verticali, pentru diferite tipuri de sisteme de încălzire.

Uniformitatea temperaturii se obține printr-o concepție arhitecturală adecvată și un sistem de încălzire funcționând continuu. Sistemele de încălzire care realizează cel mai bine acest deziderat sunt încălzirea cu apă caldă cu corpuri plasate pe parapetul ferestrei și prin pardoseală și corpuri de încălzire în apropierea suprafețelor vitrate.

Pentru asigurarea condițiilor de confort optim diferența de temperatură într-un același plan orizontal nu trebuie să depășească un ecart de ±2 °C de la valoarea considerată într-o ambianță ventilată și ± 1,5 °C într-o încăpere climatizată.

2.3.3.2 Temperatura medie de radiație

Schimburile termice ale organismului uman sunt în funcție de temperatura medie a pereților, plafonului și pardoselii încăperii, înglobând și corpurile de încăzire, denumită temperatură medie de radiație, θ_{mr}, care se poate calcula cu relația:

$$\theta_{mr} = \frac{\sum A \cdot \theta}{\sum A} \quad [°C] \qquad (2.3.12)$$

unde:

A - reprezintă fiecare suprafață (perete, corp de încălzire, fereastră etc.);

θ - temperatura corespunzătoare.

Cantitatea totală de căldură sensibilă degajată de corpul uman este:

$$\Phi = (h_{cv} + h_r) \cdot A_v \cdot (\theta_v - \theta_i) \quad [W] \quad (2.3.13)$$

Valorile h_{cv} și h_r sunt sensibil echivalente, adică temperatura aerului și cea a pereților sunt identice sau apropiate, cantitatea de căldură cedată prin radiație este egală cu cea prin convecție, în condițiile în care subiecții sunt în repaus. Când se mișcă, valoarea h_{cv} crește, deci și căldura cedată prin convecție crește, în timp ce h_r rămâne constant. Raportul h_{cv}/h_r este deci variabil.

Dacă temperatura pereților scade cu 1°C aceasta este echivalentă la un subiect în repaus, cu scăderea temperaturii ambiante. Temperatura aerului și cea a pereților au, într-o anumită măsură, o influență egală asupra reîncălzirii corpului uman, lucru de care s-a ținut seama prea puțin în cercetările asupra ambianțelor termice.

Temperatura medie a pereților încăperii trebuie să fie apropiată de temperatura aerului. Dacă se află mult sub valoarea temperaturii aerului interior (exemplu: iarna) o ambianță cu θ_i = 20°C va fi resimțită ca foarte rece și va trebui ridicată cu mult peste 20 °C, pentru a se obține o senzație de confort. Se numește temperatură rezultantă uscată în aer calm temperatura medie între temperatura aerului și temperatura medie a pereților și se măsoară în [°C] cu un glob-termometru (un termometru montat într-o sferă de 10 cm diametru). O ambianță este considerată calmă dacă viteza aerului este sub 0,1 m/s.

Există, de asemenea, o temperatură rezultantă care permite fixarea unui nivel de confort într-o ambianță dată și

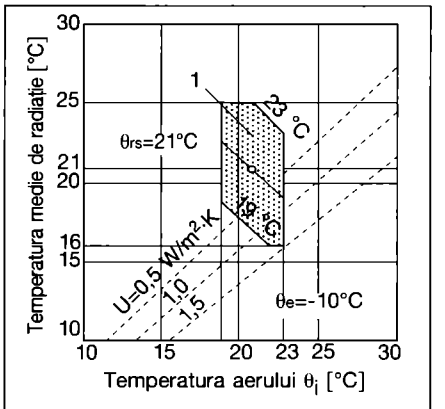


Fig. 2.3.7. Delimitarea zonei de confort în funcție de temperatura aerului și de temperatura medie de radiație:
1 - zona de confort; θ_{rs} - temperatura rezultantă uscată; U - coeficientul global de transfer termic.

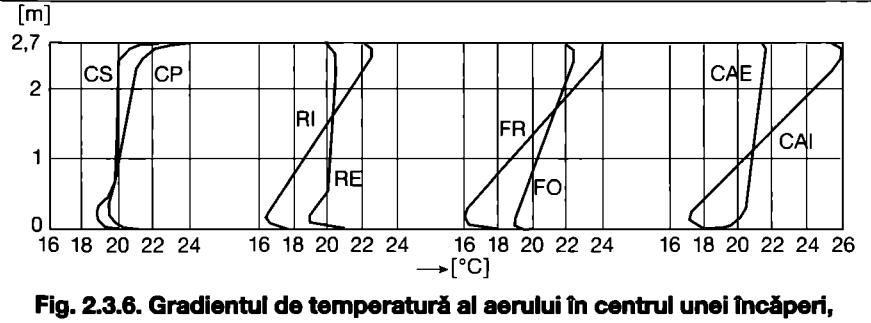


Fig. 2.3.6. Gradientul de temperatură al aerului în centrul unei încăperi, în regim staționar, pentru diferite sisteme de încălzire și temperaturi interioare de bază:
CS - încălzire prin pardoseală; CP - încălzire prin plafon; RE - radiator în parapet; RI - radiator pe perete interior; FR - sobă din teracotă; FO - sobă din fontă; CAI - încălzire cu aer cald cu circulație naturală cu ieșirea aerului pe peretele interior; CAE - încălzire cu aer cald cu circulație forțată cu evacuarea aerului pe peretele exterior.

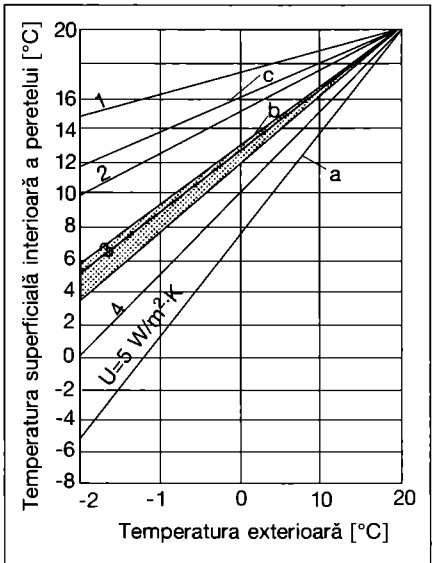


Fig. 2.3.8. Temperatura superficială interioară (temperatura ambiantă - 20 °C); diferența de temperatură $\Delta T_i = U\,\Delta T/h = U\,\Delta T/8$:
a - geam simplu; b - geam dublu cu diverse alcătuiri; c - cărămidă - 24 cm.

este în funcție de temperatura rezultantă uscată, de viteza aerului și de umiditatea relativă.

Fig. 2.3.7 prezintă zona de confort pentru temperaturi rezultante uscate cuprinse între 19 și 23 °C. Temperaturile superficiale interioare ale pereților exteriori sunt date pentru o temperatură exterioară θ_e = -10°C.

Fig. 2.3.8 prezintă temperatura superficială interioară a peretelui pentru diferite temperaturi exterioare. Chiar dacă temperatura exterioară este foarte scăzută, temperatura peretelui nu trebuie să fie niciodată sub 16° C. Fig. 2.3.9 permite evaluarea temperaturii superficiale interioare pentru diferite tipuri de ferestre (clasice) și cele cu straturi de aer care au o temperatură superficială în jur de 18 °C.

Temperatura superficială a pereților este puternic influențată de poziția corpului de încălzire iar schimbul de căldură om-mediu este influențat și de poziția acestuia în încăpere (fig. 2.3.10).

În anumite cazuri, cantitatea de căldură radiantă primită sau cedată poate fi importantă atât sub aspect cantitativ cât și al uniformității. Cazurile de schimb termic asimetric conduc la stări de inconfort. Diferențe de 20...30W/m² sunt ușor perceptibile; o reîncălzire asimetrică a unei părți a corpului, exemplu capul, cu mai mult de 40 W/m² provoacă un inconfort sigur. Atunci când înălțimea parapetului nu este suficientă și nu se poate instala un corp de încălzire radiantă, efectul peretelui rece trebuie compensat printr-o temperatură a aerului mai ridicată.

Probleme mai delicate în ceea ce privește temperatura pereților, se pun în cazul sistemelor de încălzire prin plafon, prin pardoseală sau pereți radianți.

În concluzie, confortul termic depinde de temperatura medie, între temperatura aerului și cea a pereților înconjurători. Diferența dintre cele două temperaturi trebuie să fie mai mică și trebuie să se raporteze la valoarea de 20...22°C când pierderile de căldură ale corpului uman sunt reglate. Diferența între temperatura aerului și temperatura medie a pereților trebuie să depășească 3°C. Pe de altă parte, temperatura superficială interioară a pereților nu trebuie să aibă diferențe mari pentru ca organismul să cedeze căldura în mod uniform.

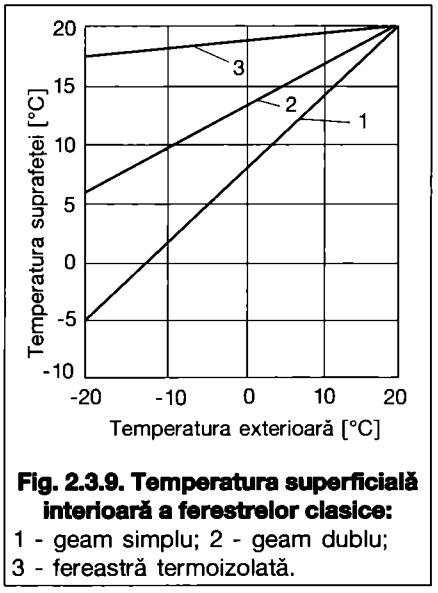


Fig. 2.3.9. Temperatura superficială interioară a ferestrelor clasice:
1 - geam simplu; 2 - geam dublu;
3 - fereastră termoizolată.

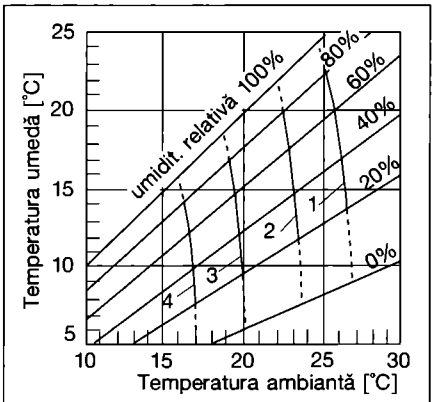


Fig. 2.3.11. Influența umidității aerului asupra confortului:
1 - așezat; 2 - muncă ușoară;
3 - muncă medie; 4 - muncă grea.

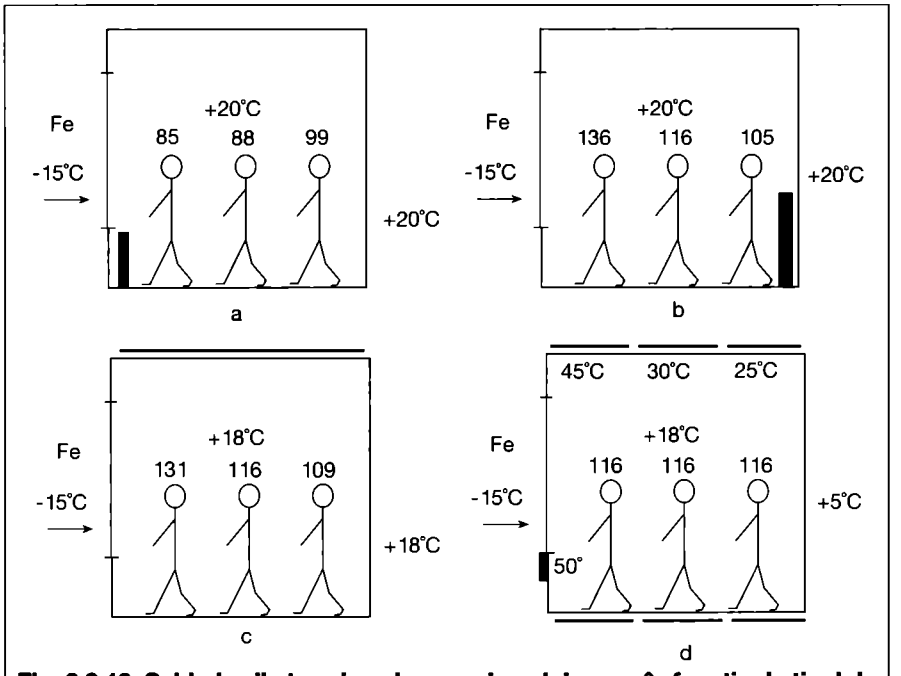


Fig. 2.3.10. Schimburile termice ale organismului uman în funcție de tipul de încălzire (cifrele de deasupra subiecților reprezintă cantitatea de căldură emisă [W] pentru amplasamentul considerat):
a - radiator în parapetul ferestrei; b - radiator la peretele interior; c - plafon cald; d - pardoseală și plafon cald și încălzire de perete încorporată în parapet.

2.3.3.3 Umiditatea aerului

Cum pierderile de căldură ale organismului uman se fac parțial prin evaporarea de la suprafața pielii, rezultă că umiditatea relativă a aerului joacă un rol important în gradul de confort. Intensitatea fenomenului de evaporare depinde, pe lângă alți factori (θ_i, v_i, activitate etc.) și de diferența tensiunilor de vaporizare între apa de la nivelul pielii și vaporii de apă conținuți în aer. Umiditatea aerului este caracterizată prin umiditate relativă, punct de rouă sau temperatura după termometrul umed.

La temperatura ambiantă normală de 20°C schimburile termice prin evaporare au un rol secundar și, deci, umiditatea aerului nu este atât de importantă, la această temperatură, pentru gradul de confort (fig. 2.3.11). Chiar și pentru temperaturi mai ridicate, organismul nu înregistrează direct senzația de umiditate. Creșterea umidității nu poate fi sesizată decât cu senzația de temperatură.

În încăperile climatizate se consideră că limitele, superioară și inferioară, ale nivelului admisibil al umidității relative sunt 70 %, respectiv, 35 % (Norma DIN-1983 minimum 30 %).

Atunci când umiditatea relativă este sub 35 %, cazuri întâlnite frecvent iarna, în încăperile încălzite se remarcă favorizarea apariției prafului care carbonizează la atingerea corpurilor de încălzire dând naștere amoniacului sau altor gaze iritante pentru aparatul respirator. Pe de altă parte, mucoasele căilor respiratorii se usucă producându-se o stare de disconfort. Din acest motiv se limitează inferior umiditatea relativă la 35 %, în sezonul rece.

Umidități relative ale aerului interior depășind 70 % favorizează, în perioada rece a anului, formarea condensatului pe fața interioară a pereților exteriori, ducând la apariția mucegaiului și

ciupercilor cu mirosuri specifice, ceea ce creează o stare accentuată de inconfort.

În corelație cu creșterea temperaturii, umiditatea începe să joace un rol din ce în ce mai important, prin evaporarea ei de la suprafața pielii. Experiențele au arătat că limita inferioară a conținutului de umiditate pentru un individ, normal îmbrăcat și în repaus, situat în jurul latitudinii nordice de 45° se situează în jurul valorii de 12 g/kg (fig. 2.3.12). Se constată că pentru o umiditate relativă de 60 % transpirația se produce la +25°C și pentru un nivel de 50 %, la +28°C. Astfel se poate determina limita superioară de confort prin prevederea unui nivel de umiditate cu atât mai scăzut cu cât temperatura crește. Pentru o persoană efectuând o muncă fizică, punctul de rouă al curbei de transpirație trebuie să fie scăzut. Pentru temperaturi după termometrul umed, într-o încăpere atingând valori de 30...32°C, se estimează că șederea unei persoane nu este posibilă decât un timp scurt (fig. 2.3.12). Cu cât activitatea persoanei crește, timpul de ședere se scurtează considerabil. Pentru o expunere de scurtă durată, temperaturile limită superioare de la care trebuie efectuată o pauză pentru răcirea organismului, se pot lua din fig. 2.3.13 în conformitate cu tabelul 2.3.6.

2.3.3.4 Viteza de mișcare a aerului interior

Viteza de mișcare a aerului constituie un alt parametru al confortului termic. Atât timp cât omul se află în aer liber el nu este deranjat de mișcările aerului cu amplitudine scăzută, dar nu același lucru se întâmplă într-o încăpere unde el este sensibil, chiar și la viteze mici ale aerului. Senzația de inconfort este resimțită cu atât mai mult cu cât temperatura aerului în mișcare este mai mică decât temperatura mediului ambiant și când aceasta scade dintr-o parte a corpului.

Principalele inconveniențe ale instalațiilor de ventilare și climatizare sunt curenții de aer și zgomotul. Anumite persoane resimt o stare de inconfort la o refulare mai slabă a aerului iar altele nu sesizează nimic. Persoanele în vârstă sunt mai sensibile la curenții de aer decât tinerii. Transferul de căldură și apă necesită, aproape întotdeauna, un minimum de mișcare a aerului. Determinarea limitelor ce se impun mișcării aerului pentru a nu dăuna confortului este dificil de stabilit și numai în condiții medii ca și pentru temperatură și umiditate, vârstă, sex, rasă etc, îmbrăcămintea jucând un rol important.

Dificultatea principală constă în aceea că aerul dintr-o încăpere ventilată nu este niciodată în repaus. Direcția și viteza aerului se schimbă în fiecare punct sub acțiunea diferențelor de temperatură și a forțelor de inerție. Este cert că amplitudinea și frecvența variațiilor de viteză au o influență asupra senzației de confort a organismului uman.

La temperaturi uzuale de 20...22°C, optimum de viteză, determinat experimental, este cuprins între 0,15 și 0,25 m/s. În norma DIN 1946 limitele valorilor pentru viteza aerului se consideră conform fig. 2.3.14. Aceste valori corespund mediei aritmetice a vitezei aerului într-un loc dat, pentru un individ în activitate, așezat și mediu îmbrăcat. Se poate accepta să se depășească aceste valori cu 10 % pentru un număr maxim de 10 puncte de măsură și dacă timpul de expunere nu depășește 1 minut.

În cazul în care un individ desfășoară o activitate susținută și dacă rezistența termică a îmbrăcămintei sale este mai mare se pot admite viteze mai mari ale aerului.

2.3.3.5 Îmbrăcămintea

Îmbrăcămintea joacă un rol considerabil asupra senzației de confort. Se poate resimți senzația de bine, foarte rapid, într-o încăpere mai rece, dar îmbrăcat mai gros și, invers, într-o încăpere mai caldă, cu o îmbrăcăminte mai lejeră.

Izolația termică dată de o ținută vestimentară poate varia în limite foarte largi. Rezistențele termice, $R_{v,i}$, pentru câteva elemente vestimentare sunt date în tabelul 2.3.3 iar pentru anumite ansambluri vestimentare în tabelul 2.3.7

Dacă se admite drept criteriu de confort că temperatura medie cutanată a unui individ în repaus sau într-o activitate lejeră trebuie să rămână constantă, se poate defini o temperatură de confort θ_c cu relația:

$$\theta_c = \theta_0 - q \cdot (1/U_i + R_{v,i} + 1/h_e) \text{ [°C]} \quad (2.3.14)$$

unde:

θ_0 - temperatura organismului uman, θ_0 = 37°C;

q - cedarea de căldură a organismului [W/m²] (conform tabelului 2.3.6);

U_i - coeficient de transmisie termică a pielii = 10...20 W/m²·K (în medie U_i = 15 W/m²·K);

$R_{v,i}$ - rezistență termică, [m²·K/W];

h_e - coeficient superficial exterior, $h_e \cong$ 9 W/m²·K în aer calm.

Această ecuație este reprezentată în fig. 2.3.15 pentru diferite activități metabolice și rezistențe ale îmbrăcămintei (ANFOR). În fig. 2.3.16 este dată temperatura optimă operativă în funcție de intensitatea muncii și rezistența îmbrăcămintei pentru PMV = 0 și φ = 50 %.

2.3.4. Condiții locale de confort

Deși corpul uman poate fi neutru într-un mediu anume, adică ecuația de confort termic să fie satisfăcută, nu va exista confort termic dacă o parte a corpului este caldă și o alta rece. Acest disconfort local poate fi cauzat de un câmp de radiație asimetric (exemplu: ferestre reci sau radiatoare calde), de contactul cu o pardoseală caldă sau rece, de un gradient de temperatură vertical sau de o răcire convectivă a corpului (senzația de curent).

Radiația termică asimetrică

În birouri și în clădirile de locuit radiația asimetrică este, în principal, datorată ferestrelor reci și plafoanelor încălzite, iar în clădirile industriale se datorează corpurilor de încălzire cu infraroșii, echipamentelor fierbinți sau reci, sau tuturor laolaltă. Asimetria radiației poate fi descrisă de un parametru numit temperatură asimetrică de radiație, ΔT_{pr}, definită ca diferența dintre temperaturile radiante a doi pereți plani

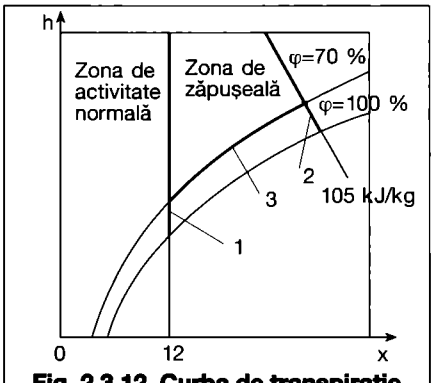


Fig. 2.3.12. Curba de transpirație și curba limită de activitate profesională în diagrama aerului umed:
1 - curba de transpirație; 2 - curba limită de activitate profesională; 3 - curba de începere a condensatului.

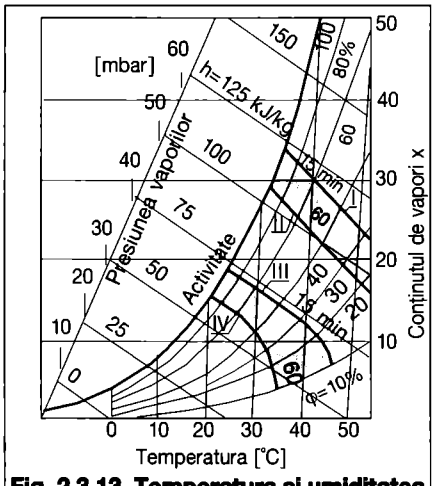


Fig. 2.3.13. Temperatura și umiditatea aerului maxime admisibile pentru o ședere de scurtă durată, în funcție de activitate (după DIN 33403):
I - muncă ușoară;
II - muncă fizică ușoară;
III - muncă fizică medie;
IV - muncă fizică grea

opuși unui element mic plan. Temperatura planului radiant, θ_{pr}, este temperatura uniformă a încăperii în care fluxul incident radiant, pe o parte a elementului mic radiant, este același ca în mediul real. Temperatura planului radiant este un parametru care descrie efectul radiației termice pe o direcție, spre deosebire de temperatura medie de radiație, θ_{mr}, care descrie radiația pe toate suprafețele înconjurătoare. Aceasta se poate calcula cu relația:

$$\theta_{pr} = \theta_1 F_{p-1} + \theta_2 F_{p-2} + ... + \theta_n F_{p-n} \quad (2.3.15)$$

în care:

θ_n - temperatura suprafeței n;

F_p - coeficientul unghiular între un element de suprafață mică și suprafața respectivă.

Relația este valabilă pentru suprafețe cu emisivitate mare (majoritatea materialelor de construcții), pentru diferențe mici între suprafețele încăperii și deoarece suma coeficienților unghiulari este 1. Studiile aspra asimetriei de radiație s-au finalizat în stabilirea unor limite pentru temperaturile radiante plane de către ISO și ASHRAE. Limita în direcția verticală este de 5 °C și în direcția orizontală de 10 °C. Amândouă aceste limite se referă la un plan orizontal mic (asimetrie verticală) sau la un plan vertical mic (asimetrie orizontală) la 0,6 m deasupra pardoselii.

Gradient vertical de temperatură a aerului

Temperatura aerului într-o încăpere, în mod normal, nu este constantă, ci crește pe verticală de la podea spre plafon, sau variază orizontal de la un perete sau fereastră exterioară către un perete interior. Gradientul de temperatură vertical este, în mod particular, o sursă de disconfort pentru o persoană șezând sau în picioare. Dacă acest gradient este mare, disconfortul încălzirii poate să apară la nivelul capului și/sau disconfortul răcirii să apară la picioare, deși corpul, ca întreg, poate fi, termic, neutru.

ISO 7730 recomandă gradientul maxim de temperatură a aerului, între 0,1 și 1,1 m deasupra pardoselii, de 3 °C, pentru persoane așezate, iar ASHRAE, același gradient, între 0,1 și 1,7 m, pentru o persoană în picioare.

Pardoseală caldă sau rece

Iarna, senzația de picioare reci este o cauză obișnuită a disconfortului termic printre subiecții sedentari în birouri și locuințe. Aceasta poate fi datorată unei temperauri scăzute la nivelul pardoselii și/sau unei stări generale a persoanei. Marja de temperaturi pentru o pardoseală mochetată și un picior gol este între 2 și 28 °C. Materialul pardoselii nu are influență semnificativă pentru piciorul încălțat. O temperatură optimă a pardoselii este de 25 °C pentru persoane așezate și 23 °C pentru persoane în mișcare.

Pentru activitate ușoară, sedentară, iarna, ISO 7730 recomandă o temperatură a pardoselii între 19 și 26 °C, iar ASHRAE, între 18 și 29 °C. Aceste limite sunt aplicabile subiecților încălțați corespunzător.

Viteza locală a curenților de aer

Curentul este definit ca o răcire nedorită a corpului uman datorată mișcărilor de aer. Este una din cele mai frecvente cauze de inconfort în interiorul unei clădiri răcite sau încălzite. Curentul produce un efect de răcire a pielii prin convecție care este dependentă de diferența de temperatură între aer și piele, viteza aerului, amplitudinea fluctuațiilor de viteză a aerului, adică de nivelul de turbulență.

Fanger propune o corelație între viteza medie, temperatura aerului și procentajul de insatisfăcuți; ca urmare ASHRAE și ISO folosesc un maximum al vitezei medii a aerului de 0,15 m/s, iarna, și 0,25 m/s, vara (fig. 2.3.14).

Senzația de curent este semnificativ influențată de intensitatea turbulenței curentului de aer. Pentru un procentaj dat de insatisfăcuți, o viteză semnificativ mai mare este permisă dacă TI (intensitatea turbulenței) este mai mică. Influența TI asupra femeilor este ușor mai ridicată decât asupra bărbaților, dar

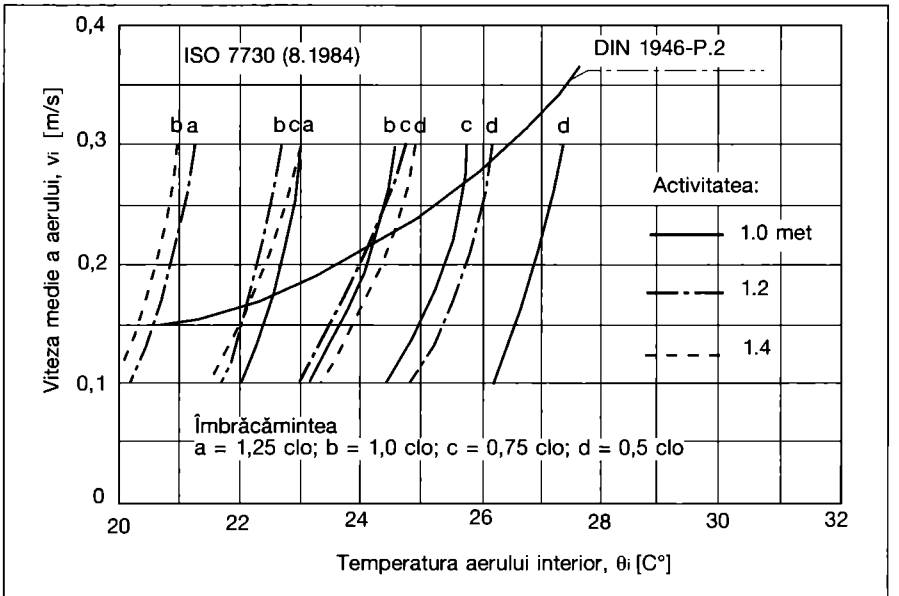


Fig. 2.3.14. Viteza medie a aerului în funcție de activitate, rezistența îmbrăcămintii și temperatura aerului interior (DIN 1946; ISO 7730).

Tabelul 2.3.7. Rezistența termică pentru câteva combinații vestimentare

Vestimentație	R_v [clo]
– subiect dezbrăcat	0
– îmbrăcăminte lejeră (șort, cămașă)	0,5
– cămașă, pantalon,șosete și încălțăminte	0,7
– salopetă clasică de lucru	0,8...1,0
– ținută sport cu vestă	1,0
– îmbrăcăminte, sub salopetă	1,25
– ținută de iarnă cu palton	1,5...2,0

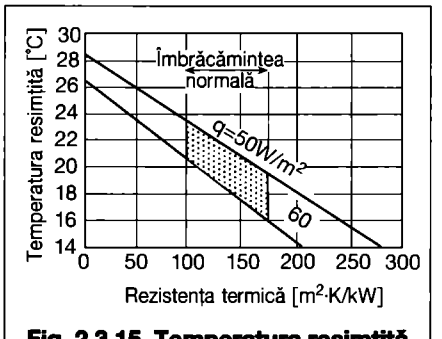


Fig. 2.3.15. Temperatura resimțită în aer calm în funcție de rezistența termică a îmbrăcămintii.

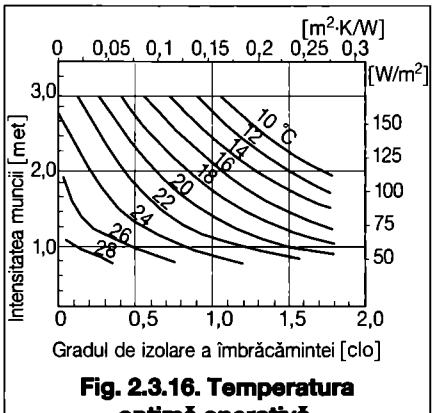


Fig. 2.3.16. Temperatura optimă operativă.

numai la viteze mici, și se manifestă, în general, la nivelul corpului. Procentul de insatisfăcuți poate fi calculat cu relația propusă de Fanger și acceptată de marea majoritate a cercetătorilor:

$$PI = (34 - \theta_i)\cdot(v_i - 0{,}05)^b\cdot(a + c\cdot TI) \quad (2.3.16)$$

unde:

PI - procentajul de insatisfăcuți [%];
v_i - viteza medie a aerului [m/s];
θ_i - temperatura aerului [°C];
TI - intensitatea turbulenței;
a - constantă = 3,143;
b - indice = 0,6223;
c - constantă = 0,3696.

Domeniile celor trei parametri folosiți în ecuația (2.3.16) sunt:

$20\ °C < \theta_i < 26\ °C$;
$0{,}05\ m/s < v_i < 0{,}4\ m/s$ și
$0\% < TI < 70\ \%$.

Procentajul de insatisfăcuți poate fi cuprins între 10 și 20 %.

Cercetări mai recente au arătat că viteza aerului pe care o adoptăm în aceleași condiții de confort poate îmbrăca valori diferite în funcție de gradul de turbulență al mișcării. Dezvoltarea tehnologiilor de vârf a cerut, pentru climatizarea spațiilor aferente, debite de aer mai mari, debite care conduc în secțiunile transversale de lucru la viteze corespunzător mai mari decât cele care rezultă din diagrama de confort. Apar astfel curgerile unidirecționale, numite în mod greșit curgeri laminare (pentru că mișcarea este turbulentă), mișcări cu turbulență mai scăzută care nu produc inconfort în condițiile unor viteze mai mari. Mayer și Fanger au indicat, sub formă grafică, noile dependențe dintre turbulență, viteză și temperatura mediului ambiant (temperatura resimțită). Cu ajutorul curbei din fig. 2.3.18 se poate determina coeficientul de schimb superficial, h_{cv}, pentru a nu crea senzația de inconfort. De exmplu, pentru o temperatură resimțită de 22°C coeficientul $h_{cv} \le 12$ W/m²·K. Pe baza valorii determinate cu ajutorul figurii 2.3.18, h_{cv} și a curbei corespunzătoare din figura 2.3.17 se poate găsi abaterea standard „s" sau „împrăștierea", respectiv, abaterea medie a vitezei aerului dintr-o distribuție normală de tip Gauss:

$$s = \sqrt{\frac{\sum (\bar{v} - v_i)^2}{n-1}}$$

cu o valoare medie aritmetică a vitezelor momentane:

$$v = \frac{\sum v_i}{n}$$

(în care n este numărul de măsurători, iar v_i viteza medie a aerului). Continuând exemplul rezultă pentru $h_{cv} = 12$ o valoare s = 7,15 cm/s. La o viteză medie a aerului v_i = 10 cm/s, turbulența trebuie să nu depășească $TI = (7{,}15/10)\cdot 100\ \% = 71{,}5\ \%$, iar la v_i = 30 cm/s, $TI \le (7{,}15/30)\cdot 100\ \% = 23{,}8\ \%$. Se vede deci că poate fi asigurat același confort atât la 0,1 m/s cu o turbulență de 71,5 % cât și la 0,30 m/s cu o turbulentă de numai 23,8 %.

2.3.5. Influențe diverse

Alături de cei șase factori menționați - temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea și viteza aerului, îmbrăcămintea, intensitatea activității - denumiți și factori principali ai confortului termic, există o serie de alți factori - secundari (conținut de praf, gaze, vapori, mirosuri, iluminat, starea electrică etc.) - care concură la realizarea unei microclime confortabile pentru o încăpere.

2.3.5.1 Conținutul de praf

În încăperile de locuit și birouri, bine întreținute, conținutul de praf din aer este normal și scăzut, ceea ce nu influențează starea de confort. Totuși iarna, în zilele foarte reci, praful din aer este carbonizat de corpurile de încălzire, mirosurile degajate fiind resimțite de persoanele sensibile.

Aerul din localurile publice are un conținut de praf mai mare, ceea ce poate provoca iritarea mucoasei și a căilor respiratorii. Aceste fenomene se pot accentua și complica în anumite industrii (metalurgică, a materialelor de construcții etc.) în care praful poate provoca anumite tulburări de sănătate ceea ce a făcut necesară elaborarea unor norme generale și de protecție a muncii (NGPM etc.) referitoare la concentrațiile de praf ce nu trebuie depășite într-o ambianță.

2.3.5.2 Gaze, vapori, mirosuri

Prezența acestora în aerul unei ambianțe este datorată surselor interioare: mobilier, tencuială, tapet, obiecte vopsite sau a altor materiale de construcții, toaletelor, locurilor de preparare a hranei (bucătării, oficii) dar și prin aport de aer exterior ce poate să conțină poluanți, în funcție de zona unde este amplasată clădirea (zona urbană, industrială, de trafic intens etc.). În afară de acțiunea directă asupra organismului, aceste nocivități pot reacționa chimic, între ele, producând mucegaiuri, ciuperci sau alte produse de descompunere. Marea majoritate a acestor produse dezagreabile sunt compuși organici complecși.

În încăperile industriale (curățătorii chimice, vopsitorii etc.) produsele secundare ale proceselor tehnologice, prezente în atmosfera de lucru, au o influență nefastă asupra confortului și/sau a sănătății organismului. Aceste încăperi trebuie prevăzute cu instalații de ventilare având un debit de aer controlat.

O poluare particulară a majorității încăperilor este cea produsă de fumul de țigară care conține un număr important de particule, atât solide cât și gazoase; 1g de tutun produce 0,5 până la 1 l de fum. O singură țigaretă degajă 70 mg de CO. Pentru a nu se depăși valoarea termică limită de 5 ppm de CO, este necesar să se dispună, pentru o țigară, de un volum de aer proaspăt de $70\cdot 0{,}9/5 = 12{,}5\ m^3/h$ ($1 mg/m^3$ CO = 0,9 ppm). Ceea ce pentru o încăpere de 30 m^3 corespunde o rată de schimb de $12{,}5/30 = 0{,}42\ h^{-1}$. Nefumătoriii suferă, foarte adesea, o iritare a mucoaselor și căilor respiratorii, iar copiii suferă de disfuncționalități și îmbolnăviri ale căilor respiratorii. Cei mai toxici componenți ai fumului de țigară sunt nicotina și oxidul de carbon; chiar și la concentrații mici provoacă persoanelor sensibile și copiilor grețuri și un început de intoxicație. În încăperile unde se fumează mult (restaurante, cluburi de noapte etc.) concentrațiile au aproximativ următoarele valori:

- CO ≅ 0,01% în volum = 100 ppm;
- nicotina ≅ 5 mg/m³;
- particule ≅ 300 000 part/l;

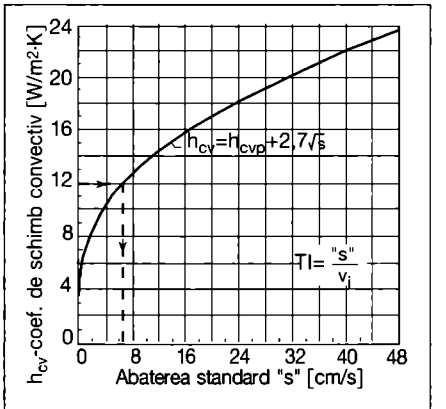


Fig. 2.3.17. Abaterea standard, *s*, a vitezei medii a aerului.

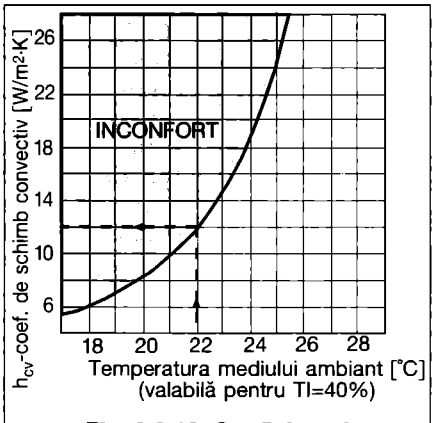


Fig. 2.3.18. Coeficientul de schimb superficial, h_{cv} (după Fanger și E. Mayer).

- nuclee de condensare ≈ $500 \cdot 10^7$/l.

Concentrația limită de la care sunt percepute mirosurile, de altfel foarte variabile, este conform tabel 2.3.8.

Eliminarea mirosurilor se face prin: condensare (răcire sub punctul de rouă), absorbție cu ajutorul unor soluții, adsorbție cu ajutorul cărbunelui activ, combustie etc.

Umiditatea modifică diferit modul de percepere olfactivă. Mirosurile de tutun și de bucătărie sunt mai puțin intense atunci când nivelul de umiditate este crescut și, dimpotrivă, mai intense, pentru mirosul de cauciuc, vopsea sau linoleum. Aceeași absorbție o pot avea anumite materiale (pereți, mobilă etc.) dar este foarte variabilă. După o perioadă de expunere prelungită la un miros, survine acomodarea. Există produse cu mirosuri aromatice care pot masca mirosurile urâte.

Volumul de aer proaspăt (exterior), pentru absorbția și evacuarea mirosurilor produse de organism, depinde, pe de o parte, de volumul de aer proaspăt necesar pentru o persoană și, pe de altă parte, de gradul de poluare; pentru aceste situații poate varia între 10 și 50 m^3/h persoană.

În încăperile cu un nivel mai scăzut de ocupare (locuințe, birouri) acest volum de aer proaspăt este ușor de realizat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor (ventilare naturală). Economia de energie face necesară etanșeitatea deschiderilor ceea ce face ca acest volum de aer să scadă la 1/10 din cel prevăzut, ceea ce duce la realizarea introducerii controlate a unui debit de aer, împiedicându-se în acest fel dispersia mirosurilor în toată clădirea și fiind asigurate și condițiile de igienă.

În încăperile cu densitate mare de ocupare (teatre, săli de reuniuni) și în cele

Tabelul 2.3.8. Acțiunea nocivă a unor gaze și vapori asupra organismului uman, după K.G. MÜLLER

Substanța	Formula chimică	Greutatea moleculară	Densitatea	Moarte instantanee sau rapidă	Pericol de moarte sau îmbolnăvire la inspirare 0,5...1 oră	Inspirat mai multe ore nu este indiferent	Pragul de excitație al mirosului	Concetrația maximă admisă	
			[mg/cm³]	[mg/l]	[mg/l]	[mg/l]	[mg/l]	[mg/l]	[cm³/m³]
Acetona	$(CH_3)_2CO$	58,08	2,4	-	24	4,8	1	2,4	1 000
Acid cianhidric	HCN	27,03	1,1	0,3	0,12...0,15	0,02...0,04	-	0,011	10
Acid clorhidric	HCl	36,46	1,5	5,5	1,8...2,6	0,01	0,07	0,007	5
Acid fluorhidric	HF	20,01	0,8	-	0,5	0,05...0,025	-	0,002	3
Alcool butilic	C_4H_9-OH	74,12	3,1	-	0,22	-	0,078	0,3	100
Alcool etilic	C_2H_5-OH	46,07	1,9	-	9,5...19	2...5	-	1,9	1 000
Alcool metilic	CH_3-OH	32,04	1,3	-	-	0,5	-	0,26	200
Alcool propilic	C_3H_7-OH	60,10	2,5	-	-	-	-	0,98	400
Aldehida formică	H-CHO	30,03	1,2	-	0,8	-	0,025	0,0012	1
Amoniac	NH_3	17,03	0,7	3,5...7	1,5...2,7	0,1	0,035	0,035	50
Anilina	C_6H_5-NH_2	93,13	3,9	-	-	0,5	<0,002	0,019	5
Benzen	C_6H_6	78,11	3,2	64	20...30	5...10	1	0,026	8
Benzina	C_7H_{16}	100,16	4,2	-	30...40	5...10	1,25	2	500
Bioxid de carbon	CO_2	44,01	1,8	360...550	90...120	20...30	inodor	9	5 000
Bioxid de sulf	SO_2	64,07	2,7	5,5	1...1,7	0,02...0,03	0,01	0,013	5
Brom	Br_2	159,83	6,6	5,5	0,04...0,06	0,01	0,033	0,0007	0,1
Bromura de metil	CH_3Br	94,95	3,9	80	8	-	-	0,08	20
Clor	Cl_2	70,91	2,9	2,5...3	0,1...0,15	0,01	0,01	0,0015	0,5
Cloroform	$CHCl_2$	119,39	5	350...410	80...200	25...30	-	0,05	10
Clorura de etil	C_2H_5Cl	64,52	2,7	400...800	160...270	3	-	2,6	1 000
Clorura de etilen	CH_2Cl=CH_2CL	98,97	4,1	-	-	-	0,023	0,8	20
Clorura de metil	CH_3Cl	50,49	2,1	300...600	100...200	1...2	-	0,105	50
Clorura de vinil	CH_2=CHCl	62,50	2,6	-	-	-	inodor	0,013	5
Dicloretilen	CHCl = CHCl	96,95	4	-	15	-	-	0,79	200
Eter etilic	C_2H_5-O-C_2H_5	74,12	3,1	124	31	5,5	0,001	1,2	400
Fosgen	$COCl_2$	98,92	4,1	0,8...2	0,02...0,1	0,005...0,01	0,02	0,0004	0,1
Freon 12	CF_2Cl_2	120,92	5	-	1 000...4 000	140...150	-	4,95	1 000
Hidrogen arseniat	AsH_3	77,93	3,2	0,2...0,3	0,02...0,03	0,01	0,004	0,0002	0,05
Hidrogen fosforat	PH_3	34	1,7	1,7	0,56...0,84	0,14	0,005	0,00015	0,1
Hidrogen sulfurat	H_2S	34,08	1,4	1,2...2,8	0,6...0,84	0,1...0,15	0,001	0,015	10
Mercur (vapori)	Hg	200,61	-	-	-	-	-	0,0001	0,10
Oxizi de azot	NO; NO_2	30,09; 46	1,2;1,9	0,45	0,05...0,1	-	0,01	0,009	5
Oxid de carbon	CO	28,01	1,2	6...12	2...3	0,2	inodor	0,055	50
Oxid de etilenă	H_2C-O-CH_2	44,05	1,8	-	-	-	-	0,09	50
Ozon	O_3	48	2	-	0,03	0,001	0,0002	0,0002	0,1
Percloretilena	CCl_2=CCl_2	165,85	6,9	-	-	-	-	0,67	100
Sulfura de carbon	CS_2	76,14	3,2	15	10...12	1...1,2	0,003	0,03	10
Tetraclorura de carbon	CCl4	153,84	6,4	19	6,4...12,8	0,6	0,45	0,065	10
Tetraclorura de etan	$CHCl_2$=$CHCl_2$	167,87	7	50	-	0,05	-	0,007	1
Toluen	C_6H_5-CH_3	92,14	3,8	75	19	10	-	0,75	200
Tricloretan	CH_3-CCl_3	133,42	5,6	15...17	11...15	1,2	0,55	1,08	200
Tricloretilena	CCl2-CHCl	131,40	5,5	-	-	-	-	2,6	50
Xilen	CH_3-C_6H_4-CH_3	106,17	4,4	88	22	-	-	0,87	200

în care nu există interdicție pentru fumat este indispensabilă o instalație de ventilare mecanică. Această ventilare mecanică este, evident, necesară în toate încăperile industriale în care diferitele procese tehnologice eliberează gaze și vapori nocivi. Ameliorarea stării aerului se va obține prin prevederea sistemelor de ventilare locală cu epuratoare de aer înainte de evacuarea în atmosferă.

În tabelul 2.3.9 sunt date valorile concentrațiilor maxime admisibile (CMA) pentru gaze și vapori, în tabelul 2.3.10 pentru pulberi (netoxice) și în tabelul 2.3.11 pentru hale zootehnice.

În cazul încăperilor din clădirile social-culturale, administrative și de locuit, în care nu se desfășoară procese tehnologice (exceptând garajele, bucătăriile, spălătoriile etc), în majoritatea cazurilor, degajările de gaze nocive se rezumă la CO_2 eliminat de oameni în procesul respiratoriu (tab. 2.3.12). O parte dintre substanțe prezintă o acțiune nocivă foarte pronunțată, chiar la durate scurte de expunere sau inhalare și la concentrații mici (tab. 2.3.8) necesitând măsuri complexe, atât pe linia procesului tehnologic, a măsurilor de protecție a muncii cât și a instalațiilor de ventilare. O altă categorie de substanțe prezintă, în amestec cu aerul încăperilor (în anumite procente volumice), pericol de inflamabilitate sau explozie (tab. 2.3.13), fiind necesară ventilarea încăperilor respective, astfel încât, în nici un moment, să nu se ajungă la limita inferioară de explozie sau la temperatura de inflamabilitate.

Puritatea aerului interior, respectiv concentrația unor noxe în aerul încăperilor, este influențată în mare măsură de noxele existente în aerul exterior și care sunt introduse, în încăperi, odată cu aerul de ventilare. Bioxidul de carbon este prezent pretutindeni dar, alături de acesta, se găsesc și alte noxe, mai ales în încăperile fabricilor sau pe platformele industriale ale marilor combinate, a căror concentrație se poate stabili prin măsurători la fața locului. În unele situații (platforme cu aer puternic impurificat) aerul proaspăt pentru ventilare trebuie adus de la mare distanță sau înălțime și, în anumite cazuri, trebuie epurat înainte de a fi introdus în încăperi. Pentru cazurile uzuale, concentrațiile unor nocivități în aerul exterior sunt indicate în tabelul 2.3.14.

2.3.5.3 Mirosul ca factor al confortului termic

Un număr mare de substanțe naturale și sintetice sunt compuse din molecule care au grupuri de atomi-radicali osmosferici, cu proprietatea de a crea senzația de miros, prin excitarea sistemului olfactiv. Mecanismul excitării

Tabelul 2.3.9. Concentrațiile maxime admisibile (CMA) de substanțe toxice în atmosfera zonei de muncă.

Nr. crt.	Denumirea substanței	Caracteristici		Concentrația admisibilă [mg/m³]	
				Medie	Vârf
1	Acetonă			200	500
2	Acid acetic			15	20
3	Acid cianhidric			0,3	1
4	Acid clorhidric			-	5
5	Acid formic			1	3
6	Acid sulfuric și anhidridă sulfurică			0,5	1
7	Acroleină			0,3	0,5
8	Alcool etilic			500	1 000
9	Alcool metilic		P	260	300
10	Amoniac			15	30
11	Arsen și compuși organici	C		0,01	0,1
12	Benzen	C	P	15	30
13	Bioxid de carbon			5 000	10 000
14	Bioxid de clor			0,1	0,3
15	Bioxid de sulf (anhidridă sulfuroasă)			5	10
16	Brom			1	2
17	Bromură de metil		P	400	500
18	Clor			-	1
19	Clor-benzen			50	100
20	Cloroform (triclormetan)	pC	P	30	50
21	Cupru (fumuri)			-	0,2
22	Cupru (pulberi)			0,5	1,5
23	Diclor-difluor-metan (freon 12)			2 000	3 000
24	Eter etilic			300	800
25	Fenol		P	5	10
26	Ferovanadiu (praf)			0,5	1,5
27	Fluor			0,1	0,2
28	Fosfor (galben)			0,05	0,15
29	Fosgen (clorură de carbonil)			0,2	0,5
30	Furfurol			15	10
31	Xenon			300	500
32	Hidrazină	pC	P	0,1	1
33	Hidrogen sulfurat			10	15
34	Iod			0,5	1
35	Mercaptan (metil și etil)			-	1
36	Mercur		P	0,05	0,15
37	Mercur (compuși organici)		P	-	0,01
38	Metan			1 200	1 500
39	Naftalină			20	30
40	Nicotină		P	0,3	0,6
41	Nitrobenzen		P	4	6
42	Nitroglicerină		P	0,05	2
43	Ozon			0,1	0,2
44	Oxid de calciu			2	5
45	Oxid de carbon			20	30
46	Oxid feric (fumuri)			5	10
47	Oxid de magneziu (fumuri)			5	15
48	Pentaclorură de fosfor			0,5	1,5
49	Plumb și compuși (în afară de PbS)			0,05	0,1
50	Propan			1 400	1 800
51	Seleniu și compuși exprimați în Se			0,1	0,2
52	Stiren			50	150
53	Sulfură de carbon		P	10	20
54	Terebentină		P	400	500
55	Tetraclorură de carbon	pC	P	30	50
56	Toluen			100	200
57	Tricloretilenă			100	150

Notă: P - substanțe care pot pătrunde în organism prin tegumente și mucoase intacte;
C - substanțe cu acțiune cancerigenă;
pC - substanțe cu acțiune puternic cancerigenă.

acestui simț este încă puțin cunoscut și sunt formulate mai multe teorii care încearcă să-l explice. Mirosul, în sine, nu este vătămător pentru organism, însă, în afara senzației dezagreabile și inconfortabile, creează reacții fiziologice ca: scăderea apetitului, diminuarea consumului de apă, stări de vomă, insomnii.

Deși există mijloace de măsurare a concentrației de substanță odorizantă, nu se poate măsura intensitatea senzației pe care aceasta le provoacă. Pentru un număr mare de persoane, s-a determinat concentrația medie de substanță de la care aceasta provoacă o senzație de miros, numită prag olfactiv al substanței respective (tab. 2.3.15).

Pentru a compara intensitatea mirosului se consideră pragul olfactiv (după Fanger) o intensitate egală cu 1 olf (limita de recunoaștere). O intensitate de 2 olf este concentrația dublă pragului olfactiv. Un olf este definit ca rată medie de emisie a poluanților de către o persoană standard. Este o unitate relativă bazată pe o evaluare subiectivă a mirosului și include atât simțul olfactiv cât și cel chimic. Unitatea este utilizată și pentru a determina mărimea celorlalte surse de poluare ca echivalent cu un număr de persoane standard (olf) necesare să producă același inconfort ca sursă poluantă.

Intensitatea percepută a poluării cauzată de o persoană standard (1 olf) ventilată cu 1 l/s de aer curat este 1 pol. Pentru poluanți mirositori se utilizează dpol-ul (0,1 pol) care se definește a fi intensitatea percepută a poluării aerului cauzată de o persoană standard (1 olf) ventilată cu 10 l/s de aer curat. În tabelul 2.3.16 se dau echivalențe între activitatea umană și numărul de olf, iar în figurile 2.3.19 și 2.3.20 este prezentată variația procentajului de insatisfăcuți în funcție de nivelul de ventilare pentru 1 olf (fig. 2.3.19) și în funcție de perceperea poluării aerului (fig. 2.3.20).

Nivelul de poluare într-o încăpere nu este cauzat exclusiv de emisia de noxe de la ocupanți. Astfel s-a determinat că 6...7 olf provin din alte surse de poluare decât de la ocupanții încăperii, într-o medie de:
1...2 olf de la materiale;
3 olf de la sistemul de ventilare;
2 olf de la fumul de țigară.

Tabelul 2.3.17 prezintă valorile debitelor de aer de ventilare după diferite standarde pentru un procent de 20% de insatisfăcuți (1, 4 dpol) și o sarcină de poluare de 0,7 olf/m^2.

Tabelul 2.3.10. Concentrațiile maxime admisibile (CMA) de pulberi în atmosfera zonei de muncă (după NGPM-1996).

Nr. crt.	Denumirea pulberilor	Concentrația maximă admisă în [mg/m^3]
	A. Pulberi cu conținut de SiO_2 liber cristalin	
	A.1 Pulberi totale cu SiO_2	
1	- peste 10 %	50 %SiO_2
2	- între 6 și 9 %	6
3	- sub 5 %	8
	A.2 Pulberi respirabile (determinate cu aparatură care realizează curba de reținere a pulberilor, recomandată de OMS- 1986)	
4	- pulbere cu SiO_2 liber cristalin	5 %SiO_2
5	- SiO_2 liber cristalin	0,05
	B. Pulberi fără conținut de SiO_2 liber cristalin (alumină, carbonat de calciu, sticlă, ciment, carborund, caolin, feldspat, lemn, făină, tutun etc)	
6	- pulberi totale	10
7	- pulberi respirabile	5
	C. Pulberi de cărbune (în exploatări miniere cu SiO_2 sub 5 %)	
8	- pulberi respirabile	2
9	D. Pulberi de azbest	1
10	E. Fibre minerale artificiale	3
11	F. Pulberi totale de cereale	4
12	G. Pulberi totale de bumbac, in, cânepă, iută, sisal	
	G.1 - în filaturi	2
13	G.2 - în celelalte operații	4

Notă: - Fibrele sunt particule având o lungime de peste 5 μm și un diametru sub 3 μm cu un raport de lungime/diametru = 3/1.
- Pentru pulberi de bumbac, in, cânepă se va recolta un volum corespunzător de aer în funcție de pulberea zonei de muncă (minimum 500 l aer).

Tabelul 2.3.11. Concentrațiile maxime admise ale gazelor și prafului în aerul zonei de ședere pentru hale zootehnice.

Încăperi pentru	Bioxid de carbon	Amoniac	Hidrogen sulfurat	Praf
	[cm^3/m^3]	[cm^3/m^3]	[cm^3/m^3]	[mg/m^3]
Păsări	1 500 ... 5 000	5 ... 50	10 ... 15	50
Porci	3 500	30	10	50
Vite	3 500	30	10	50

Tabelul 2.3.12. Concentrațiile maxime admise de CO_2, (Y_{CO_2}) în aerul încăperilor.

Destinația încăperii	Y_{CO_2}	
	[g/kg]	[l/m^3]
în care oamenii se află permanent	1,5	1,0
pentru copii și bolnavi	1,0	0,7
în care oamenii se află periodic (instituții)	1,75	1,26
în care oamenii se află scurt timp	3,0	2,0

2.3.5.4 Radioactivitatea

Materialele radioactive conțin atomi care, fără acțiuni exterioare, se dezintegrează și emit radiații α, β, γ, neutroni, protoni și alte particule. Există, până în prezent, aproximativ 40 de izotopi radioactivi naturali și 700 artificiali.

După construcția bombelor atomice și a centralelor nucleare, aerul, apa și solul conțin mai multe elemente radioactive care, printre alte efecte, au o acțiune nocivă asupra organismelor vii. Radiațiile distrug moleculele din țesuturile organismelor vii, modificând nucleul celulelor care, în final mor. Anumite organe sunt foarte sensibile la radioactivitate: splina, sângele etc.

Contaminarea mai frecventă are loc prin inspirația de aerosoli radioactivi. Ei se găsesc peste tot în laboratoarele de cercetări nucleare, reactoare atomice, săli de izotopi în spitale (de unde și necesitatea unui control riguros).

2.3.5.5 Zgomotul

Zgomotul este o suprapunere de sunete, având frecvențe și amplitudini variabile, producând o senzație auditivă considerată dezagreabilă sau jenantă. Atunci când intensitatea sa este importantă are efecte notabile asupra somnului, respirației, metabolismului și activității intelectuale (diminuarea concentrației). Aceste efecte nu au loc numai la zgomote „înalte" ci și la cele cu frecvență obișnuită, dar care sunt legate de durata de expunere, repetabilitate, de sensibilitatea organului auditiv, momentul zilei, locul de receptare (cameră, sală, magazin etc.).

Nivelul intensității unui zgomot se măsoară în decibeli dB(A) fiind un nivel sonor global ponderat cu o curbă de ponderare de tip A (există curbe de ponderare B și C) (cap. 10).

În ceea ce privește zgomotul la locurile de muncă există norme ce au la bază măsurarea nivelului de presiune acustică ponderată (A) care este determinată plecând de la un indice parțial de expunere la zgomot și de durata de expunere în cursul unei săptămâni. Aceste norme recomandă:

- în interiorul magazinelor nivelul sonor maxim 75 dB(A);
- muzica de ambianță să aibă nivelul de 65 dB(A) cu intervale de niveluri inferioare;
- nivelul de zgomot în locuințe nu trebuie să depășească 35 dB(A) iar în bucătării să nu depășească 38 dB(A).

2.3.5.6 Iluminatul

Un grad de iluminare suficient constituie un element de confort. Acesta depinde de munca efectuată și de destinația încăperii. Căldura cedată de iluminat la valori peste 30...35 W/m² devine inconfortabilă. Se poate diminua această sursă de căldură prin folosirea unor corpuri de iluminat prin care să se evacueze aerul viciat și odată cu acesta și căldura perceptibilă.

2.3.6. Criterii de apreciere a confortului

Pentru a avea o apreciere cât mai exactă asupra unei ambianțe este necesară cunoașterea a cel puțin patru factori ce o caracterizează: temperatura aerului, temperatura medie de radiație, umiditatea și viteza. Cercetări îndelungate au reușit să substituie acești parametri printr-o singură mărime care a permis aprecieri apropiate de confortul unei ambianțe, numite criterii de confort (măsura de integrare climatică). Dintre cele mai cunoscute, în evoluția lor, amintim:

Conținutul de CO_2. Creșterea conținutului de acid carbonic într-o încăpere datorită degajărilor de CO_2 de la persoanele prezente, nu constituie decât un indice secundar care poate să constituie un criteriu comparativ, permițând cuantificarea degradării aerului într-un volum închis dată de degajările organismelor vii. Singurele excepții sunt încăperile suprapopulate, adăposturile antiatomice sau submarinele. Se poate vorbi de aer viciat când conținutul de CO_2 este cuprins între 0,1 și 0,15 % ceea ce corespunde unei concentrații de 1 000 la 1 500 ppm. Efectul CO_2 devine dăunător pentru organism de la o concentrație de 2,5 %. Aerul normal conține 0,032 până la 0,035 % (320...350 ppm) ajungând în orașe la 0,04 % (400 ppm). În încăperile dens ocupate și neventilate, cum sunt sălile de clasă, conținutul de CO_2 poate ajunge în 10...15 min la peste 1 000 ppm, iar în cazul unui schimb redus prin neetanșeități la 2 500 ppm după aproximativ 45 min (fig. 2.3.21). CO_2 trebuie evacuat printr-o ventilare naturală intensă (deschiderea ferestrelor) sau ventilare mecanică. Organismul uman, fără activitate fizică, degajă aproximativ 15 l/h CO_2. Pentru a calcula, pentru o încăpere etanșă, volumul de aer proaspăt necesar pentru o persoană, pentru a nu se depăși concentrația maximă de CO_2, se poate utiliza relația:

$$\dot{V}_{ap} = \frac{Y_{CO_2}}{y_a - y_r} = \frac{20000\,ppm}{1500 - 400} = 18\,\frac{m^3}{h} \qquad (2.3.17).$$

Criteriul conținutului de CO_2 nu este folosit în instalațiile de ventilare sau climatizare decât ocazional pentru determinarea debitului minim de aer proaspăt sau pentru ventilarea naturală a unei încăperi ocupată de persoane. Fig. 2.3.22 indică debitul de aer proaspăt pe persoană pentru ca CO_2 să rămână sub concentrația admisibilă.

Temperatura pielii. Pielea fiind principalul organ prin care se fac schimburile de căldură și apă cu mediul ambiant

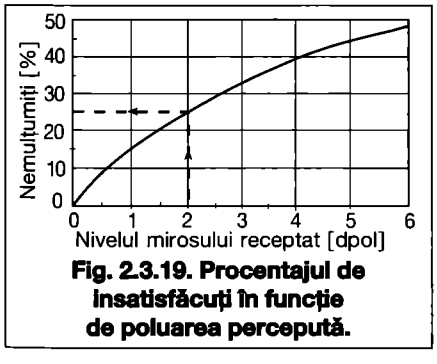


Fig. 2.3.19. Procentajul de insatisfăcuți în funcție de poluarea percepută.

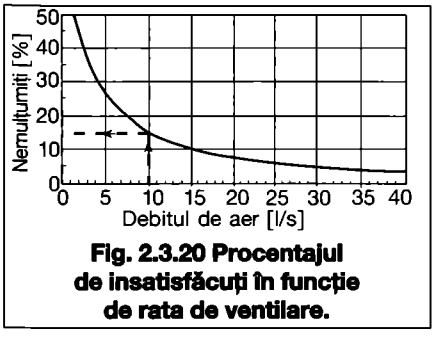


Fig. 2.3.20 Procentajul de insatisfăcuți în funcție de rata de ventilare.

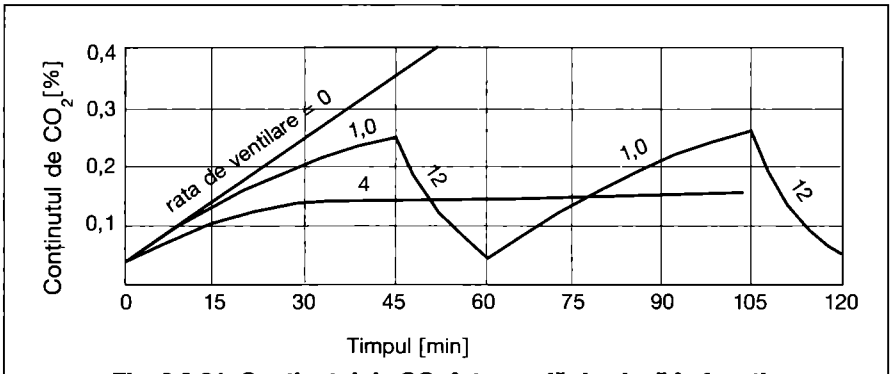


Fig. 2.3.21. Conținutul de CO_2 într-o sală de clasă în funcție de rata de ventilare. Volumul = 5 m³/pers.

Tabelul 2.3.13. Substanțe care prezintă pericol de aprindere și explozie (după Normele generale de protecție a muncii - 1996) - continuare p.32

Denumirea substanței	Starea de agregare la presiune normală și 20 °C	Temperatura de inflamabilitate [°C]	Temperatura de autoaprindere [°C]	Limita de explozie [% volum în aer] inf.	sup.	Materiale folosite pentru stingere
0	1	2	3	4	5	6
Acetat de etil	lichid	-5	460	2,2	11,4	IV, V VI
Acetat de metil	lichid	-13	455	3,1	16	IV, V
Acetilenă	gaz	-17,8	305	2,4	82	VI
Acetonă	lichid	-19	538	1,6	15,3	IV, V, VII, VIII
Acid acetic	lichid	40	426	3,1	12	IV, V
Acid cianhidric	lichid	-17,8	588	5,6	41	IV, V, VI, VII
Alcool etilic	lichid	9-32	425	2,6	18,9	IV, V VI
Alcool metilic	lichid	-1	470	6	36,5	IV, V, VI
Amoniac	gaz	-2	630	16	27	VI
Anilină	lichid	71	595	1,31	4,2	II, IV
Antracen	cristale	221	449	0,63	-	II, IV, V

Tabelul 2.3.13. Substanțe care prezintă pericol de aprindere și explozie (după Normele generale de protecție a muncii - 1996) - continuare -

0	1	2	3	4	5	6
Denumirea substanței	Starea de agregare la presiune normală și 20°C	Temperatura de inflamabilitate în [°C]	Temperatura de autoaprindere [°C]	Limite de explozie % volum în aer		Materiale folosite pentru stingere*
				inferioară	superioară	
Benzen	lichid	-11	540	1,35	9,5	IV, V, VI, VII
Benzină (de cracare)	lichid	-24	220...300	1,1	8	IV, V, VI, VII
Benzină solvent	lichid	-58-+10	220...300	1,1	6	IV, V, VI,VII, VIII
Bitum petrolier	solid	65...260	300	-	-	VII
Butan	gaz	-60	430	1,6	8,5	VI
Celuloid	solid	-	150...180	4	9	I, VI
Clorbenzen	lichid	28	590	1,3	9,6	IV, VI
Cloropren	lichid	-	-	1,6	8,6	II, III, IV
Clorură de vinil	gaz	-43	550	4	22	IV, VI
Diclor benzen	lichid	66	640	2,2	12	II, IV, V
Dicloretan	lichid	9	413	4,8	15,9	II, III, IV, V, VI
Difenil	cristale	113	578	0,7	3,4	I, II, IV, V
Dioxan	lichid	11	180	2	22	IV, V
Etan	gaz	-	470	3	15	VI
Eter de petrol	lichid	-50	280	1,4	8,9	IV, VI
Eter etilic	lichid	-41	160	1,2	51	IV, VI
Eter metilic	gaz	-37	190	2	10	IV, V
Etil-benzen	lichid	15	553	0,9	3,9	IV, V, VI
Etilen-glicol	lichid	111	416	3,2	6,35	II, IV, V
Etilenă	gaz	-	450	3,1	32	VI
Fenol	cristale	79	715	-	-	II, IV
Formaldehidă	gaz	54	430	17	73	VI
Gazolină	lichid	-43	257	1,4	7,6	IV, V
Glicerină	lichid	160	-	-	-	II, IV, V, VII
Grăsime animală	solid	265	-	-	-	II, IV, V
Gaz de cocserie	gaz	-	-	5,6	30,4	-
Hidrogen	gaz	-	570	4	75	VI
Hidrogen sulfurat	gaz lichid	-	290	4,3	45,5	VI
Izopren		37	214	1	9,6	IV, V
Lanolină	semisolid	238	445	-	-	II, IV, V
Metan	gaz	161	650	5	16	VI
Motorină	lichid	142	360	-	-	II, IV, VI
Naftalină	cristale	-	560	0,9	5,9	II, IV, V
Oxid de carbon	gaz	-	605	12,5	75	VI
Parafină	subst. ceroasă	-	310...432	-	-	II, IV, V
Păcură	lichid	50...58	420	-	-	IV, V
Petrol lampant	lichid	21...58	250...425	0,7	7,5	IV, V, VIII
Tetraetilplumb	lichid	-	-	1,8	-	II, IV, V
Propan	gaz	-105	446	1,5	9,5	VI
Propilenă	gaz	-	455	2	10,3	VI
Sulfură de carbon	lichid	-30	102	1	81,3	II, IV, V
Terebentină	lichid	30	253	0,69	-	IV, V
Toluen	lichid	4-7	552	1,2	7	IV, V
Țiței	lichid	-35...+34	531	1,1	6,4	II, IV, V
Ulei de floarea-soarelui	lichid	234	-	-	-	II, IV, V
Ulei de in	lichid	192	350	-	-	II, IV, V, VII
Ulei de parafină	lichid	100	-	-	-	II, IV, V
Ulei de porumb	lichid	254	-	-	-	II, IV V
Ulei de rapiță	lichid	163	446	-	-	II, IV, V
Ulei de transformator	lichid	135	300	-	-	II, IV, V
White-spirt	lichid	33	270	1,4	6	IV, V

*

I - apă sub formă de jet compact; II - apă pulverizată sub presiune; III - abur; IV - spumă chimică; V - spumă mecanică; VI - gaze inerte (CO_2, N); VII - pulberi stingătoare; VIII - prelate, pături, cuverturi.

s-a căutat relația care să permită legătura temperaturii superficiale a organismului cu diferite stări ale ambianțelor. Părțile corpului au temperaturi variabile, unele în raport cu altele, și, pentru a se face comparații, se apreciază o temperatură medie a corpului uman (mai este denumită temperatură frontală). Într-o ambianță de 19...21°C această temperatură este cuprinsă între 31 și 32°C. În practică, acest criteriu nu este ușor de aplicat ceea ce face să nu fie utilizat în controlul ventilării. În general, cu ajutorul temperaturii medii a pielii unui subiect se poate aprecia cantitatea de transpirație degajată, ceea ce poate fi un criteriu de confort.

Catatermometrul. Cu acest aparat se poate măsura intensitatea răcirii unei atmosfere, cu alte cuvinte cantitatea de căldură transmisă ambianței printr-o unitate de suprafață în unitatea de timp. În practica obișnuită, folosirea catatermometrului este foarte limitată.

Temperatura efectivă. Introdusă în 1923 de americani, este o metodă de exprimare printr-o singură cifră a gradului de confort. Temperatura efectivă (sau eficace) este o temperatură fictivă corespunzând unei anumite stări de temperatură, umiditate și viteză a aerului care dă un confort echivalent. În fig. 2.3.23 sunt date curbe de egală temperatură efectivă (trasate pe baza cercetărilor experimentale asupra unui număr de indivizi) pentru o persoană lejer îmbrăcată, fără activitate fizică și în aer calm. Pentru fiecare valoare a vitezei aerului corespunde o familie de curbe diferite. Temperatura efectivă nu se măsoară direct, se calculează plecând de la temperatura, umiditatea și viteza aerului pentru o situație dată. Pentru 50 % umiditate relativă, temperatura efectivă este egală cu temperatura aerului. Influența umidității asupra curbelor de egală temperatură efectivă este slabă dar crește odată cu creșterea temperaturii aerului.

Aceste curbe de confort sunt larg utilizate în America fără a se impune însă în Europa.

„Capul artificial" al lui Lutz. Este un aparat de măsurare direcțională a fluxului termic cu ajutorul unei sfere acoperite cu un strat subțire de izolație termică, formând patru segmente sferice independente și încălzite cu ajutorul unor rezistențe electrice astfel încât temperatura superficială rămâne constantă. Segmentul orientat spre o suprafață rece (pereți exteriori, fereastră) va fi încălzit mai puternic decât un segment orientat spre un perete cald (interior). Zona de confort se situează pentru o pierdere termică de aproximativ 100... 130 W/m^2. În afara acestui ecart subiectul simte prea cald sau prea rece.

Fig. 2.3.24 indică profiluri verticale ale pierderilor de căldură ale capului artificial pentru diferite sisteme de încălzire.

Temperatura rezultantă a lui Missenard. Este vorba de temperatura din zona de ședere, în funcție de temperatura rezultantă uscată, viteza și umiditatea relativă a aerului. Temperatura este măsurată cu un „termometru rezultant" ce se compune dintr-o sferă de cupru, înnegrită la exterior, având diametrul de 9 cm în care este un termometru cu mercur. Sfera este îmbrăcată cu două benzi din tifon, acoperind 36 % din ea, și ale căror capete sunt umezite. Indicațiile aparatului devin inexacte când viteza depășește 0,2 m/s.

Alte aparate de măsurare și/sau criterii de apreciere. Există și alte aparate care pot cuantifica diferite criterii de apreciere asupra ambianțelor termice folosite cu precădere în medicină și climatologie dar mai puțin utilizate în ambianțe termice:

- temperatura echivalentă măsurată cu eupatheoscopul lui Dufton;
- frigorimetrul lui Davos sau frigorimetrul direcțional al lui Frank;
- termometru glob, măsurând temperatura sensibilă după Vernon;
- formula de confort a lui Van Zuilen;

Condiții de confort termic după norma internațională ISO 7730

După normele ISO 7730 determinarea unui criteriu de confort termic se efectuează plecând de la o formulă determinată statistic asupra unui eșantion de 1000 de persoane.

Această formulă ține cont de:
- gradul de activitate M (rata metabolică);
- rezistența termică a îmbrăcămintei;
- temperatura ambiantă (interioară), θ_i;
- temperatura medie de radiație, θ_{mr}, a pereților din încăperea considerată;
- viteza aerului, v_i;
- umiditatea relativă a aerului, φ_i.

Calculul constă în determinarea unei mărimi PMV (vot mediu previzibil), în funcție de mărimile de influență arătate mai sus. El este efectuat pentru nouă valori pe o scară de senzație termică și indicele PPD (procentaj previzibil de nesatisfăcuți) corespunzător. Se observă că cele mai favorabile condiții au un număr de nesatisfăcuți de 5 %.

Calculul lui **PMV și PPD**

$$(M - W) - 3{,}05\cdot10^{3}[5733 - 6{,}99(M - W) - p_v] - 042[(M - W) - 58{,}15] - 1{,}7\cdot10^{-5} M(5867 - p_v) - 0{,}001(34 - \theta_i)M = 3{,}96\cdot10^{-8} f_v [(\theta_v + 273)^4 - (\theta_{mr} + 273)^4] - f_v h_{cv} (\theta_v - \theta_i)$$

Tabelul 2.3.14. Concentrația unor nocivități în aerul exterior.

Nocivitatea din aerul atmosferic	Concentrația nocivității, în		
	[mg/m³]	[l/m³]	[buc/m³]
A. În orașe și mediul rural			
1. Bioxid de carbon			
- mediu rural	500	0,33	-
- orașe mici	600	0,4	-
- orașe mari	750	0,5	-
2. Bioxid de sulf	0,5...1	-	-
3. Vapori de plumb	0,1	-	-
4. Praf:			
- Mediu rural (după ploaie)	0,05	-	-
(pe timp de secetă)	0,15	-	-
- Orașe mari			
• Zone cu locuințe	0,4	-	-
• Zone industriale	0,75	-	-
5. Microorganisme, microbi, bacterii			
- munte, mare	-	-	-
- parcuri	-	-	750
- străzi	-	-	4000
B. Platforme zootehnice			
1. Bioxid de carbon	-	0,5	-
2. Hidrogen sulfurat	-	-	-
3. Amoniac	-	-	-
4. Praf	50	-	-

Tabelul 2.3.15. Pragul olfactiv al diverselor substanțe.

Substanța	Pragul olfactiv [mg/l]	Descrierea mirosului
Acroleină	$35\cdot10^{-4}$	grăsimi arse
Acid butiric	$01\cdot10^{-6}$	foarte neplăcut
Acid valerianic	$26\cdot10^{-7}$	foarte neplăcut
Alilmercaptan	$15\cdot10^{-8}$	foarte neplăcut, usturoi
Amoniac	$26\cdot10^{-6}$	puternic înțepător
Bioxid de sulf	$79\cdot10^{-4}$	înțepător iritant
Clor	$29\cdot10^{-6}$	puternic neplăcut
Camfor	$01\cdot10^{-2}$	puternic neplăcut
Dimetilamina	$11\cdot10^{-4}$	puternic neplăcut
Disulfura de alil	$06\cdot10^{-8}$	puternic neplăcut
Etil mercaptan	$04\cdot10^{-8}$	varză stricată
Fenol	$12\cdot10^{-4}$	varză stricată
Hidrogen sulfurat	$15\cdot10^{-7}$	ouă stricate
Ozon	$20\cdot10^{-5}$	ușor iritant
Skatol	$01\cdot10^{-4}$	fecale
Sulfură de metil	$51\cdot10^{-6}$	legume stricate
Sulfură de etil	$92\cdot10^{-8}$	usturoi stricat, neplăcut
Tricloretilena	$96\cdot10^{-4}$	usturoi stricat, neplăcut
Trimetilamina	$135\cdot10^{-3}$	usturoi stricat, neplăcut

Tabelul 2.3.17. Rata de ventilare prevăzută de diferite standarde.

Sursa	Rata de ventilare	
	[l/s·m²]	[m³/h·m²]
ASHRAE STANDARD 62/1989	0,7	2,52
B S 5925	1,3	4,68
DIN 1946	1,9	6,84

Tabelul 2.3.18.

PMV	+3	+2	+1	+0,5	0	-0,5	-1	-2	-3
Senzația termică	foarte cald	cald	ușor cald		neutru		ușor rece	rece	foarte rece
PPD	90%	75%	25%	10%	5%	10%	25%	75%	90%

Tabelul 2.3.16.

a) Valorile olf corespunzătoare diferitelor activități umane.

Activitate	Număr de olf
Persoană sedentară (1 met)	1
Persoană activă (4 met)	5
Persoană foarte activă (6 met)	11
Fumător în timpul fumatului	25
Fumător (medie)	6

b) Valorile olf corespunzătoare pentru materiale de construcții.

Material	[olf/m²]
Mochetă din lână	0,2
Mochetă sintetică	0,4
PVC, linoleum	0,2
Marmură	0,01
Mastic de etanșeizare (ferestre, uși)	0,6

Plecând de la această relație funcțională, *Fanger* introduce o funcție statistică ce permite determinarea PMV (Predicted Mean Vote) vot mediu previzibil asupra unui grup de persoane expuse:

$PMV = (0{,}303\, e^{-0{,}036M} + 0{,}028)\{(M - W) - 3{,}35 \cdot 10^{-3}[5733 - 6{,}99(M - W) - p_v] - 0{,}42[(M - W) - 58{,}15] - 1{,}7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_v) - 0{,}0014(34 - \theta_i)M - 3{,}96 \cdot 10^{-8} f_v [(\theta_v + 273)^4 - (\theta_{mr} + 273)^4] - f_v h_{cv} (\theta_v - \theta_i)\}$

în care:

θ_v – temperatura suprafeței îmbrăcămintei calculată cu relația:

$\theta_v = 35{,}7 - 0{,}028(M - W) - 0{,}155 R_v (M - W) - 3{,}35 \cdot 10^{-3}[5733 - 6{,}99(M - W) - p_v] - 0{,}42[(M - W) - 58{,}15] - 1{,}7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_v) - 0{,}0014(34 - \theta_i)$

în care:

$h_{cv} = max\,[2{,}38(\theta_v - \theta_i)^{0{,}25};\ 12{,}06\, v_a^{0{,}5}];$

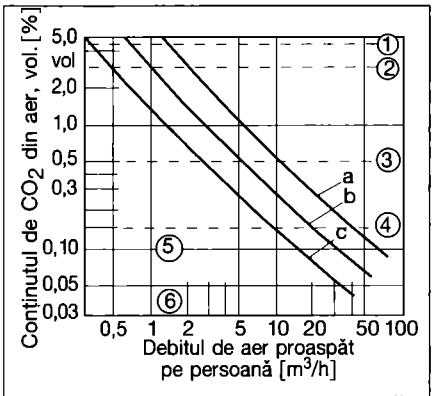


Fig. 2.3.22. Debitul de aer proaspăt pentru o persoană, în funcție de concentrația de CO_2 admisibilă:

a - muncă intensă - 400 W degajări; b - muncă ușoară - 200 W; c - așezat 100 W;

1 - aer expirat; 2 - încăperi subterane; 3 - concentrația maximă admisibilă în industrie; 4 - conținutul maxim pentru un birou; 5 - indicele lui Pettenkofer; 6 - aer exterior.

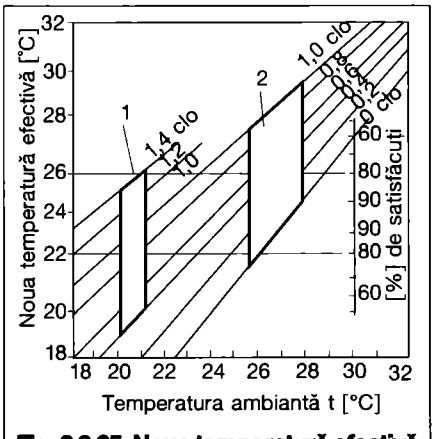


Fig. 2.3.25. Noua temperatură efectivă (după standardul ASHRAE 55-74) și procentajul de satisfăcuți în funcție de îmbrăcăminte și de recomandările FEA iarna/vara. Activitate șezând la birou: j = 40...60 %, v = 0,10...0,15 m/s:

1 - recomandare iarna;
2 - recomandare vara.

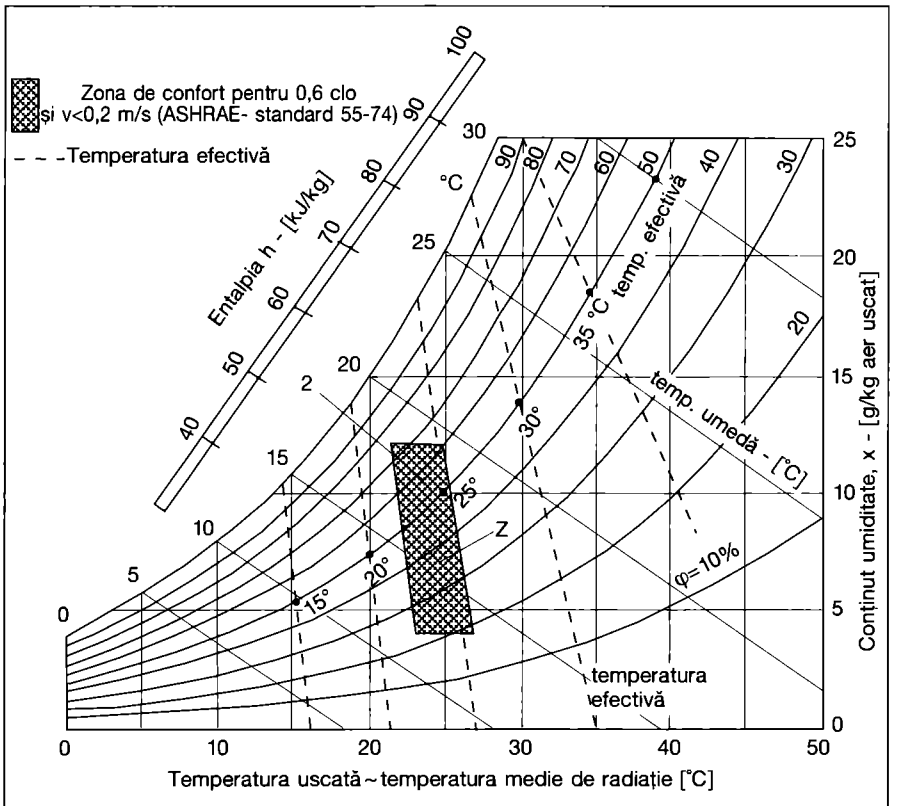


Fig. 2.3.23. Zona de confort și curbe de „temperaturi efective" reprezentate în diagrama de aer umed (ASHRAE).

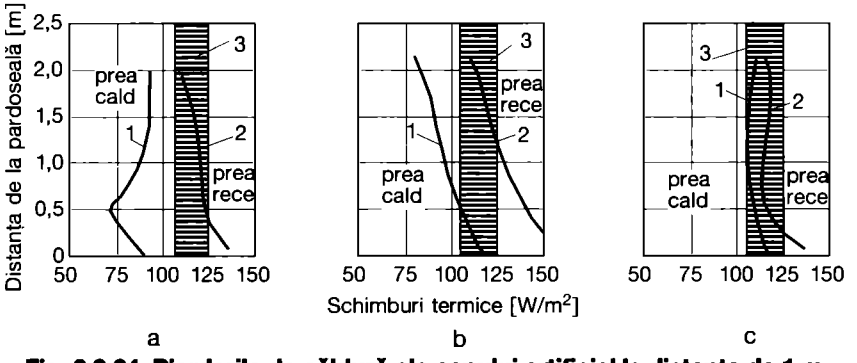


Fig. 2.3.24. Pierderile de căldură ale capului artificial la distanța de 1 m de fereastră în funcție de tipul de încălzire:

a - încălzire cu radiatoare: 55 °C; b - încălzire prin plafon: 33 - 35 °C; c - încălzire electrică: 26 °C;

1 - segmentul sferic dirijat spre fereastră; 2 - segmentul sferic dirijat spre perete interior; 3 - zone de confort.

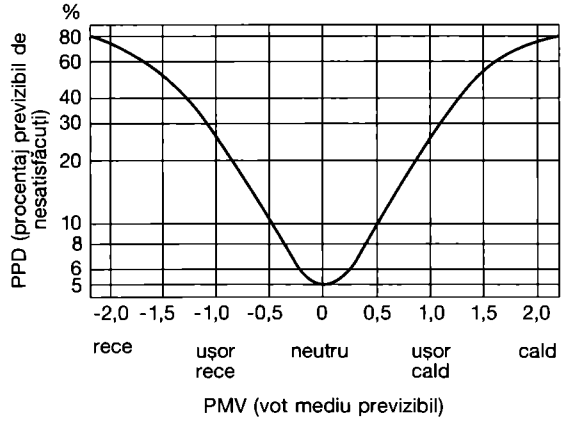


Figura 2.3.26. Exemplu de scală pentru o ambianță termică și relația dintre PPD și PMV

f_v - raportul dintre suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului nud calculat cu:

$f_v = 1+ 0,3\ R_v$ dacă $R_v < 0,5$ clo sau

$f_v = 1,05 + 0,1\ R_v$ dacă $R_v > 0,5$ clo.

Pentru un **PMV** obținut se calculează procentajul de persoane insatisfăcute **PPD** (Predictec Percentage of Dissatisfied) care corespunde unui criteriu de evaluare afectivă. **PPD** se calculează în funcție de PMV cu relația:

$$PPD = 100 - 95e^{\left[(-0,03353\ PMV^4 - 0,2179) PMV^2\right]}$$

[%] (13.2.8).

Situația de confort maximal, PPD = 5%, este obținută când indicele de termosensibilitate PMV = 0 așa cum se arată și în fig. 2.3.26.

- formula lui Fanger, permite determinarea influenței parametrilor confortului în vederea determinării procentului de satisfăcuți. Formula este complicată și inadaptabilă unui calcul normal. Fig. 2.3.25 reprezintă un exemplu de aplicație;
- înregistratorul de confort termic al lui Fanger, pus la punct de BRUEL & KJAER. Este un detector sensibil care simulează impresia resimțită de organismul uman în ambianță și, cu ajutorul unui calculator care memorează numărul de semnale, permite determinarea procentajului de insatisfăcuți (PPD) plecând de la formula lui Fanger;
- analizorul de ambianță termică pus la punct de SCHLÜTER este un aparat capabil de a măsura temperatura aerului, a pereților, umiditatea și mișcările aerului.

În concluzie se poate spune că nu există un criteriu sau un indice de măsurare a tuturor parametrilor de confort și nici aparate care printr-o singură măsurare să poată indica o valoare sau mărime care să caracterizeze, pe deplin, confortul. Pe de altă parte, ființa umană este rațională, nu un automat, deci resimțirea acțiunii ambianței asupra organismului este percepută subiectiv. În condiții considerate optimale, sondajele indică un procentaj de 5% de insatisfăcuți. Aceste sondaje s-au făcut în ambianță de laborator în care măsurarea parametrilor de confort a fost făcută în cel puțin 12 puncte simultan.

În condiții reale, ori de câte ori vom dori să avem sau să exprimăm date despre confortul unei ambianțe date, vom reveni la cele patru mărimi fundamentale:

- temperatura aerului,
- temperatura superficială a pereților și ferestrelor,
- umiditatea și
- mișcarea aerului.

Măsurarea acestor mărimi se va face cu termometrul uscat, cu termometrul umed, anemometre cu fir cald, iar concluziile se vor deduce ținând cont de îmbrăcăminte, activitate, condiții locale etc. Între altele, o ambianță ideală trebuie să fie fără gaze, vapori nocivi, pulberi, iar nivelul zgomotului să fie scăzut. Cât despre ceilalți factori ce pot influența confortul, vârsta, sexul, iluminatul etc., care nu toți pot fi cuantificați, fac să nu fie posibilă conturarea cu precizie a limitelor de variație a condițiilor confortabile pentru un individ.

2.3.7. Criterii sanitar-igienice

2.3.7.1. SBS - Sindromul clădirilor bolnave (Sick Building Syndrom)

Clădirile moderne de orice tip, în care oamenii lucrează întreaga zi - dar nu numai, sunt prevăzute de regulă cu instalații de climatizare (totală/parțială), care trebuie să asigure condițiile optime de confort de-a lungul întregului an, astfel încât randamentul ocupanților să fie cât mai ridicat. În clădirile administrative și de birouri, în mod deosebit, se constată totuși unele deranjamente ale confortului, ale condițiilor de lucru și uneori apar chiar îmbolnăviri ale unor persoane. S-a considerat la început că este vorba de aspecte psihologice, datorate condițiilor tehnice necorespunzătoare ale instalațiilor sau muncii încordate, dar cu timpul - pe bază de cercetări - s-a văzut că în spatele acestor fenomene se află o serie de cauze fizice, chimice si microbiologice ale aerului încăperilor. S-a constatat de asemenea că au existat importante abateri legate de asigurarea parametrilor microclimatului din încăperi și chiar efecte sinergice ale acestora asupra organismului uman.

Îmbolnăvirile semnalate în clădirile amintite (cu birouri sau administrative) sunt nespecifice, în sensul că apar la anumite persoane, uneori spontan sau cu caracter pasager și că nu reprezintă neapărat cazuri de îmbolnăviri reale. Ele pot fi grupate în două categorii:

1. Simptome ale sistemului nervos central (oboseală, deranjamente de concentrare, dureri de cap, somnolență și buimăceală) și
2. Iritații ale mucoaselor ochilor, căilor respiratorii (gât uscat, tuse, răgușeală, nas înfundat, nas care curge, iritații ale ochilor - în special la purtătorii de lentile de contact, mâncărimi și arsuri ale ploapelor și ochilor). Ocazional se constată crize astmatice și piele uscată.

Cauzele de mai sus sunt cele care influențează starea de bine, de confort. La acestea se mai pot adăuga și altele cum ar fi:

- senzația de curent (în special la persoanele cu afecțiuni reumatice sau cu înclinații spre răceală),
- disconfort termic (temperaturi fluctuante în decursul zilei, prea cald sau prea rece),
- lipsa aerului de calitate în încăperi (insuficientul aport de aer proaspăt prin ferestre sau cu ajutorul instalațiilor de ventilare, aer urât mirositor, sufocant etc.).

Se poate aprecia că îmbolnăvirile nu sunt datorate caracteristicilor instalațiilor sau lipsei de performanță a acestora ci faptului că în încăperi lucrează mai multe persoane decât ar fi normal (suprafața aferentă unei persoane este prea mică), că unele boli se manifestă cu intensitate sporită față de cea normală. Se constată de multe ori o normalizare a situației, dispariția simptomelor după părăsirea încăperii.Se poate vorbi în general de un fenomen colectiv și trebuie acceptat ca atare. Pentru toate acestea s-a introdus noțiunea de „Sindrom al clădirilor bolnave" (SBS - Sick Building Syndrom). Se poate vorbi de SBS atunci când mai mult de 20 % din numărul persoanelor din încăperi suferă de îmbolnăviri ale mucoaselor căilor respiratorii și ale ochilor și/sau mai mult de 30 % din persoane se plâng de îmbolnăviri ale sistemului nervos central. Se apreciază că randamentul activității poate să scadă cu până la 10% și că acest lucru nu s-ar datora insuficienței climatizării spațiilor. Clădirile în cauză sunt adesea total sau parțial climatizate, iar instalațiile aferente realizează un număr orar de schimburi de aer satisfăcător ($n_a \geq 2 \ldots 3\ h^{-1}$) față de clădirile prevăzute doar cu instalații de încălzire centrală, unde ventilarea se realizează pe cale naturală și unde numărul orar de schimburi de aer este mic ($n_a = 0,5 \ldots 1\ h^{-1}$).

Diverselor tipuri de manifestări și îmbolnăviri ale ocupanților li se asociază și cauze posibile cum ar fi:

a) Pentru senzații de uscăciune, în care apar iritații ale mucoaselor căilor respiratorii și ochilor, piele uscată, se consideră că acestea s-ar datora microbilor aerogeni (transmiși pe calea aerului) din instalațiile de climatizare: filtrele de aer nu sunt curățate, tubulatura de introducere a aerului este murdară, apa de pulverizare (pentru umidificarea aerului) conține microbi. (Din acest motiv se recomandă umidificarea cu abur), viteza aerului în zona de activitate, $v_i > 0,15$ m/s (mărește evaporarea la suprafața pielii), turbulența aerului din încăpere este ridicată și se antrenează mai ușor praful.

b) Pentru senzația de disconfort temic, în cazurile în care persoanele se plâng că este prea cald sau prea rece, când apar dureri reumatice, sau când este vorba de persoane predispuse la îmbolnăviri, cauzele trebuie atribuite: deranjamentelor în sistemele de reglare a instalațiilor, variației zilnice necorespunzătoare a parametrilor microclimatului,

umidității aerului, insuficientei protecții împotriva radiației solare, suprafețe de ferestre prea mari, masa de acumulare a căldurii de către elementele delimitatoare ale încăperii prea mică, performanțele instalațiilor de climatizare necorespunzătoare și reglaj necorespunzător, introducere (refulare) defectuasă a aerului în încăpere, turbulență și viteză a aerului prea mari etc.

c) Pentru senzația de „nedormit" manifestată prin deranjamente de concentrare, dureri de cap, oboseală trebuie să căutăm cauzele în: existența microbilor aerogeni, deranjamente ale sistemului termoregulator al organismului, zgomote cu frecvență joasă *(f<100* Hz*)* determinate de funcționarea instalațiilor, simptome ce însoțesc reacțiile alergice.

2.3.7.2. TBS - Sindromul clădirilor etanșe (Tight Building Syndrom)

În clădirile moderne, fără instalații de climatizare (totală/parțială), au fost constatate de multe ori îmbolnăviri care pot fi puse pe seama lipsei de aer proaspăt (exterior). Tâmplăria cu bună etanșare (de tip termopan sau similară), adoptată din motive de economisire a energiei, a redus drastic infiltrația de aer proaspăt conducând la un număr orar mic de schimburi de aer ($n_a < 0,4 \ldots 1$ h^{-1}). Ca urmare a reducerii cantității de aer exterior are loc o mărire a concentrației nocivităților din încăpere (CO_2, umiditate ridicată, mirosuri etc.). Avem de-a face cu o serie de compuși organici volatili (VOC - Volatile Organic Compounds) care se găsesc în stare de plutire în aerul încăperii și care, „biciuesc" organismul uman și care pot conduce la boli cronice.

Aceste îmbolnăviri se produc la persoanele sensibile. Cercetările din mai multe țări au arătat că până la 30 % din populație manifestă simptome alergice sau suferă de boli ale aparatului respirator sau ale pielii.

Alături de purtătorii de alergii pe calea aerului (polen, sporii ciupercilor, mucegaiurile) întâlnim și producători și purtători de alergii chiar în încăperi: animale de casă, moliile, mucegaiuri etc. Cauzele presupuse pentru prezența moliilor și mucegaiurilor sunt colțurile și ungherele camerelor unde temperatura este de 18 ... 26°C iar umiditatea relativă a aerului, $\varphi > 60$ %. Mai pot fi favorizate de umezirea unor elemente de construcții, de umezeala din baie, de praful fin din încăpere produs de saltele, covoare etc. Acestea sunt favorizate și de extinderea ținerii de animale de casă, tendință tot mai pronunțată în ultima vreme. Factorii alergici îi găsim în special în camerele în care sunt pisici. Pielea descuamată și saliva acestora se lipesc de praful fin (d < 3mm) și rămân în încăpere, în stare de plutire, timp îndelungat. Prin îmbrăcămintea purtată acestea sunt transportate și la locul de muncă și produc simptome celor alergici la pisici.

În concluzie se poate spune că problematica expusă și cauzele îmbolnăvirilor sau simptomelor sunt datorate unei rate prea mici a schimbului de aer a încăperilor din „clădirile etanșe" dar în același timp că îmbracă un alt spectru decât în cazul clădirilor climatizate.

2.4. Parametrii climatici de calcul

2.4.1. Parametrii climatici exteriori de calcul

2.4.1.1 Instalații de încălzire centrală

2.4.1.1.1 Temperatura aerului exterior iarna

Calculul instalațiilor de încălzire se efectuează folosind o temperatură a aerului exterior (de calcul) din apropierea suprafeței Pământului, pentru localitatea considerată. Corespunzător ciclului radiației solare, care duce la încălzirea solului, întâlnim o variație reală, anuală, lunară și zilnică a temperaturii aerului exterior. Temperatura aerului exterior mai este influențată de altitudine și de depărtarea localității considerate față de mări și oceane. Pentru instalațiile de încălzire este necesar a se cunoaște, în cazul unei localități, variațiile lunare de temperatură și, în mai mică măsură, variațiile zilnice.

Construcțiile interacționează cu mediul ambiant exterior și, corespunzător modului de alcătuire a clădirilor, al gradului de izolare termică și a masivității, vor rezula condiții interioare diferite. Este necesară o corelare între condițiile exterioare, astfel încât condițiile interioare pe care trebuie să le asigurăm unei încăperi, să fie identice în cazul utilizării unor materiale de construcții cu inerții termice diferite.

Definirea temperaturii exterioare de calcul pentru perioada rece a anului se face ținând seama de unele ipoteze și anume:

- temperatura aerului interior din încăperi (θ_i) se consideră constantă pe toată perioada duratei de încălzire;
- între temperatura aerului interior (θ_i) și temperatura superficială interioară a oricărui element de delimitare exterioară (θ_{si}) există o diferență de temperatură,

$\Delta T = \theta_{si} - \theta_i \leq \pm 0,3$ °C,

pentru structuri de închidere cu inerții termice diferite, în cazul unor variații ale temperaturii aerului exterior (exprimate prin curbe caracteristice medii de tip cvasicosinusoidale).

Curba caracteristică medie a 6...8 curbe reale de variație a temperaturii aerului exterior pentru un interval de

Tabelul 2.4.1. Temperaturi exterioare convenționale de calcul - iarna.

Denumirea localității	θ_e [°C]
Alba Iulia	-18
Alexandria	-15
Arad	-15
Bacău	-18
Baia Mare	-18
Baraolt	-21
Beclean	-21
Beiuș	-18
Bistrița	-21
Bârlad	-18
Blaj	-18
Botoșani	-18
Brașov	-21
Brăila	-15
București	-15
Buzău	-15
Călărași	-15
Ceahlău	-21
Câmpulung Muscel	-18
Cluj-Napoca	-18
Constanța	-12
Craiova	-15
Cristuru Secuiesc	-21
Deva	-15
Făgăraș	-21
Focșani	-18
Galați	-18
Gheorghieni	-21
Giurgiu	-15
Huedin	-18
Hunedoara	-15
Iași	-18
Lugoj	-12
Miercurea Ciuc	-21
Oradea	-15
Petroșani	-18
Piatra Neamț	-18
Pitești	-15
Ploiești	-15
Reghin	-21
Reșița	-12
Râmnicu Vâlcea	-15
Roman	-18
Satu Mare	-18
Sfântu Gheorghe	-21
Sibiu	-18
Sighișoara	-18
Sinaia	-18
Sângeorgiul de Pădure	-21
Slatina	-15
Slobozia	-15
Sovata	-21
Suceava	-21
Tecuci	-18
Timișoara	-15
Târgoviște	-15
Târgu Jiu	-15
Târgu Mureș	-21
Târgu Ocna	-18
Tulcea	-15
Drobeta-Turnu Severin	-12
Vaslui	-18
Vatra Dornei	-21
Zalău	-15

6...10 zile, când temperatura exterioară scade sub -5...-6 °C. Selectarea curbelor se face dintr-un interval lung de observații meteorologice (peste 20 ani). Rezultă deci că variația temperaturii exterioare (exprimată prin curba caracteristică medie pe durata considerată) pentru un element exterior de construcții, cu o anumită inerție termică, nu trebuie să producă, pe fața interioară, o oscilație cu amplitudine mai mare de ±0,3 °C. Obținem astfel, pentru o localitate dată, în cazul a n structuri diferite din punct de vedere al inerției termice, n temperaturi exterioare de calcul.

În trecut s-a adoptat, în practică, pentru pereții etalon de 1½ cărămidă ca temperatură exterioară de calcul, temperatura cu perioada de oscilație de 2 zile. Experiența de mulți ani a arătat că și în cazul altor materiale decât cărămida această considerație este valabilă. În acest mod se lucrează cu o singură temperatură exterioară de calcul, dar pentru a diferenția comportarea elementelor de construcții la variațiile temperaturii exterioare standard, este necesară introducerea unui coeficient de masivitate termică *m*:

$m = \theta_i - \theta_{ec} / \theta_i - \theta_e \geq 1$

în care:

θ_e - temperatura exterioară de calcul etalon corespunzătoare zidăriei pline de 1½ cărămidă [°C];

θ_{ec} - idem, corespunzătoare unei structuri cu o anumită masivitate termică [°C].

Teritoriul României a fost împărțit în 4 zone de temperatură în funcție de valorile temperaturilor exterioare convenționale de calcul pentru elementele de construcții etalon din Anexa IV volumul Instalații de încălzire, respectiv:

Zona I, $\theta_e = -12$ °C, pentru temperaturi exterioare de *-11...-13* °C;

Zona II, $\theta_e = -15$ °C, pentru temperaturi exterioare de *-14...-16* °C;

Zona III, $\theta_e = -18$ °C, pentru temperaturi exterioare de *-17....-19* °C;

Zona IV, $\theta_e = -21$ °C, pentru temperaturi exterioare de *- 20...-22* °C.

Valorile temperaturii exterioare de calcul, iarna, pentru principalele localități din România, în conformitate cu STAS 1907/1, sunt indicate în tabelul 2.4.1

Tabelul 2.4.2. Viteza vântului de calcul, iarna, *v* [m/s]

Zona eoliană	Amplasamentul construcției			
	în localitate		în afara localității	
	v	$v^{4/3}$	v	$v^{4/3}$
I	8,00	16,00	10,00	21,54
II	5,00	8,55	7,00	13,39
III	4,50	7,45	6,00	10,90
IV	4,00	6,35	4,00	6,35

Note:

1 - Vitezele convenționale ale vântului de calcul sunt valabile pentru altitudini sub 1 100 m. Pentru clădiri amplasate la altitudini mai mari, vitezele convenționale ale vântului de calcul se stabilesc pe baza datelor meteorologice privitoare la concomitența vântului cu temperaturi scăzute, astfel încât necesarul de căldură de calcul rezultat să nu fie depășit în mai mult de 10...20 ore pe an.

2 - Pentru toate nivelurile situate deasupra etajului 12 al clădirilor înalte, din cuprinsul orașelor, vitezele convenționale ale vântului de calcul sunt cele corespunzătoare clădirilor amplasate în afara localităților.

2.4.1.1.2 Viteza vântului iarna

• Zonele eoliene ale României

Pătrunderea aerului exterior în încăperi (aerul de infiltrație) are loc, pe de o parte, datorită acțiunii vântului și, pe de altă parte, diferenței de presiune dintre exterior și interior (urmare a temperaturilor diferite în exterior și interior). De regulă, temperaturile exterioare cele mai scăzute nu corespund cu vitezele cele mai ridicate ale vântului.

Prelucrările statistice ale concomitenței vânt-temperatură au condus la adaptarea unor valori de calcul ale vântului pe baza cărora se determină infiltrația de aer exterior. Similar zonării din punct de vedere al temperaturii aerului exterior, s-a făcut o zonare a teritoriului României și din punct de vedere eolian. În fig. din Anexa IV volumul Instalații de încălzire este redată, după STAS 1907-1, harta României cu cele patru zone eoliene, iar în tabelul 2.4.2 s-a indicat viteza vântului de calcul, *v*. Această viteză de calcul, ținând seama de înălțimea față de sol (2 m) la care se fac înregistrările meteo, este recomandată pentru înălțimi de maximum 10 m.

• Viteza vântului de calcul corectată în funcție de înălțimea față de sol

Pentru înălțimi mai mari de 10 m față de sol viteza vântului are o variație parabolică de tipul:

$v_h = v_{10} \cdot (h/10)^m$ [m/s] (2.4.1)

în care:

v_h - viteza vântului la o înălțime *h* față de sol [m/s];

v_{10} - idem, la înălțimea de 10 m deasupra solului [m/s];

m - 0,13 pentru condițiile eoliene ale țării noastre.

În tabelul 2.4.3 este indicată viteza v_h (viteza vântului de calcul iarna corectată) determinată pe baza relației 2.4.1.

Pentru altitudini mai mari de 1 100 m proiectantul poate corecta viteza vântului de calcul, iarna, pe baza datelor meteo (tab. 2.4.2).

Tabelul 2.4.3. Viteza vântului de calcul, iarna, corectată v_h [m/s].

Înălțimea h [m]	Viteza vântului de calcul v_{10}, conform SR 1907/1-90											
față de sol	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	4,22	5,27	6,32	7,38	8,43	9,49	10,54	11,59	12,65	13,70	14,76	15,81
20	4,38	5,47	6,56	7,66	8,75	9,85	10,94	12,04	13,13	14,22	15,32	16,41
25	4,50	5,63	6,76	7,88	9,01	10,13	11,26	12,39	13,52	14,64	15,77	16,90
30	4,61	5,76	6,92	8,07	9,22	10,38	11,53	12,69	13,84	14,99	16,15	17,30
35	4,71	5,88	7,06	8,24	9,42	10,59	11,77	12,94	14,12	15,30	16,48	17,65
40	4,79	5,98	7,18	8,38	9,58	10,77	11,97	13,17	14,37	15,56	16,76	17,96
45	4,86	6,08	7,30	8,51	9,73	10,94	12,16	13,38	14,59	15,81	17,02	18,24
50	4,93	6,16	7,40	8,63	9,86	11,10	12,33	13,56	14,79	16,03	17,26	19,49
60	5,05	6,31	7,57	8,83	10,10	11,36	12,62	13,88	15,15	16,41	17,67	18,93
70	5,15	6,44	7,73	9,01	10,30	11,59	12,88	14,17	15,45	16,74	18,03	19,32
80	5,24	6,55	7,86	9,17	10,48	11,79	13,10	14,41	15,72	17,03	18,34	19,65
90	5,32	6,65	7,98	9,31	10,64	11,97	13,31	14,64	15,97	17,30	18,63	19,96
100	5,40	6,74	8,09	9,44	10,79	12,14	13,49	14,84	16,19	17,54	18,88	20,23

Tabelul 2.4.5. Valorile $c \cdot A_z$ pentru perioada caldă a anului.

A_z ora	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
4	-2,8	-3,6	-4	-3	0,4	2,7	3,6	4	3,5	1,7	-0,7	-1,9
6	-4,2	-5,4	-6	-4,5	0,6	4,1	5,5	6	5,2	2,6	-1	-2,9
7	-4,9	-6,3	-7	-5,2	0,7	4,8	6,4	7	6,1	3	-1,2	-3,4

Tabelul 2.4.6. Valorile coeficientului de corecție, a_1, în funcție de gradul de poluare.

Zona	Factorul a_1
Localități rurale; parcuri	1,00
Localități urbane mici și medii	0,92
Localități urbane mari	0,85
Platforme industriale, iarna	0,78
Platforme industriale, vara	0,67

Tabelul 2.4.7. Valorile coeficientului de corecție, a_2, în funcție de altitudine.

Altitudinea *h* [m]	500	500	750	1 000	1 250	1 500	1 750	2 000
a_2	1,00	1,03	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14

2.4.1.2 Instalații de climatizare și ventilare mecanică sau naturală

2.4.1.2.1 Perioada caldă a anului

Parametrii climatici de calcul pentru vară (perioada caldă) au fost adoptați pentru luna iulie deoarece temperatura aerului exterior și radiația solară conduc la solicitarea termică exterioară cea mai defavorabilă. Pentru încăperi care nu sunt destinate să funcționeze în lunile iulie sau august (ex. teatre, opere) se adoptă valorile de calcul pentru luna iunie.

2.4.1.2.1.1 Instalații de climatizare

Pentru astfel de instalații în normele în vigoare (STAS 6648/2) se prescrie temperatura aerului exterior și conținutul de umiditate.

• Temperatura aerului exterior, θ_e, se calculează pentru fiecare oră a zilei cu relația:

$$\theta_e = \theta_{em} + c \cdot A_z \quad [°C] \qquad (2.4.2)$$

în care:

θ_{em} - temperatura medie zilnică, în funcție de localitate și de gradul de asigurare al încăperii, în conformitate cu STAS 6648/1, ale cărei valori sunt indicate în tabelul 2.4.4 (anexa 2.4);

$c \cdot A_z$ - abaterea temperaturii aerului exterior față de temperatura medie zilnică. Valorile acestea sunt indicate în tabelul 2.4.5.

Temperatura aerului exterior necesară pentru reprezentarea punctului de stare în cazul proceselor de tratare complexă, se determină cu relația 2.4.2 pentru $c = 1$. Pentru alte luni decât cea de calcul, se folosește tabelul 2.2.1 (anexa 2.2).

Conținutul de umiditate al aerului exterior, x_{ci}, necesar la reprezentarea punctului de stare, este dat tot în tabelul 2.4.4 (valorile din dreapta ale numitorului funcției), anexa 2.2.

• Intensitatea orară a radiației solare I, necesară la determinarea aporturilor de căldură din exterior se calculează cu relația:

$$I = a_1 \cdot a_2 \, I_D + I_d \quad [W/m^2] \qquad (2.4.3)$$

în care:

a_1 - coeficient de corecție în funcție de gradul de poluare a locului considerat, conform tabelului 2.4.6;

a_2 - coeficient de corecție pentru localități situate la altitudini mai mari de 500 m, conform tabelului 2.4.7;

I_D, I_d - intensitatea radiației solare directe, respectiv difuze, pentru luna iulie, conform tabelului 2.4.8.

• Viteza medie a vântului în luna iulie este indicată, pentru o serie de localități, în tabelul 2.4.9.

Se ține seama de observația făcută anterior că viteza maximă a vântului, după amiaza, depășește cu 50-60 % viteza medie. În cazul clădirilor înalte se determină viteza cu ajutorul diagramei din figura 2.2.20.

• Coeficientul de transfer termic la exterior, în condițiile de vară, are valoarea, $h_e = 17{,}5$ W/m²·K.

2.4.1.2.1.2 Instalații de ventilare mecanică sau naturală

• Temperatura aerului exterior, θ_e, necesară pentru calculul aportului de căldură din exterior, se determină cu relația 2.4.2. Temperatura aerului exterior necesară la reprezentarea punctului de stare a aerului exterior se determină cu ajutorul relației:

$$\theta_{ev} = \theta_{ml} + A_z \quad [°C] \qquad (2.4.4)$$

în care:

θ_{ml} - temperatura medie lunară conform tabelului 2.4.4. [°C];

A_z - amplitudinea oscilației zilnice de temperatură, în funcție de localitate, conform tabelului 2.4.4.

• Conținutul de umiditate al aerului exterior, x_{evm}, este indicat în tabelul 2.4.4 (valorile din stânga la numitor).

• Intensitatea radiației solare, viteza vântului și coeficientul de transfer termic la exterior se aleg în conformitate cu indicațiile date în § 2.4.1.2.1.1.

2.4.1.2.2 Perioada rece a anului

2.4.1.2.2.1 Instalații de climatizare

• Temperatura aerului exterior se alege, ca și pentru instalațiile de încălzire, în conformitate cu STAS 1907/1.

Valorile temperaturilor exterioare convenționale sunt indicate în tabelul 2.4.1 și în figura dată în Anexa IV, volumul Instalații de încălzire.

Temperaturile medii lunare, necesare la stabilirea necesarului lunar/anual de căldură, sunt indicate în Anexa II din volumul Instalații de Încălzire.

• Umiditatea relativă a aerului exterior se consideră pentru toate localitățile aceeași, $\varphi_e = 80$ %.

• Viteza de calcul a vântului se alege, în funcție de zona eoliană (I, II, III, IV) în care se găsește localitatea, conform tabelului 2.4.2.

Zona eoliană se poate determina cu ajutorul hărții din figura dată în Anexa IV, volumul Instalații de încălzire.

• Variația zilnică a temperaturii aerului exterior se calculează cu relația:

$$\theta_e = \theta_{ml} + c_i \cdot A_z \quad [°C] \qquad (2.4.5)$$

în care:

θ_{ml} - temperatura medie lunară, conform Anexei II din volumul Instalații de încălzire;

$c_i \cdot A_z$ - abaterea temperaturii aerului exterior față de temperatura medie zilnică a sezonului rece, conform Anexa II din volumul Instalații de Încălzire.

2.4.1.2.2.2 Instalații de ventilare mecanică sau naturală

Parametrii de calcul sunt aceiași cu cei de la §2.4.1.2.2.1.

2.4.2. Parametrii climatici de calcul ai aerului interior

2.4.2.1 Probleme generale

Parametrii microclimatului interior condiționează confortul termic al încăperilor civile, condițiile de muncă din încăperile de producție și condițiile tehnologice pentru realizarea unor produse, cu implicații directe asupra calității acestora. Parametrii climatici constituie, în același timp, și ipotezele pe baza cărora se dimensionează instalațiile de încălzire, ventilare sau climatizare. În anumite privințe acești parametri trebuie corelați și cu cei exteriori.

În continuare, sunt dați, atât pentru perioada rece cât și pentru perioada caldă a anului, parametrii de calcul pentru dimensionarea instalațiilor de încălzire, ventilare sau climatizare.

Tabelul 2.4.8. Radiația solară directă, I_D și difuză, I_d pentru 23 iulie [W/m²].

Orientarea			Ora zilei													I_{Dm} *) / I_{dm}
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
I_D	Suprafața verticală	N	53	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3	53	5
		NE	333	402	301	130	4	-	-	-	-	-	-	-	-	49
		E	383	568	575	498	338	144	-	-	-	-	-	-	-	105
		SE	188	370	468	514	485	393	241	58	-	-	-	-	-	113
		S	-	-	41	159	316	354	394	354	316	159	41	-	-	89
		SV	-	-	-	-	-	58	241	393	485	514	468	370	188	113
		V	-	-	-	-	-	-	-	144	338	498	575	568	383	105
		NV	-	-	-	-	-	-	-	-	4	130	301	402	333	49
	Suprafața orizontală		89	241	381	532	647	711	734	711	647	532	381	241	89	247
I_d			53	80	103	123	136	146	147	146	136	123	103	80	53	60

Observație: Orele din tabel reprezintă ore solare; *) - valoarea medie pe 24 ore

2.4.2.2 Parametrii de calcul pentru perioada caldă a anului

• **Temperatura aerului interior, θ_i, se alege diferit după destinația încăperii și tipul ventilării sau climatizării:**

- Climatizare în scopuri de confort:

$\theta_i = 10 + 0{,}5 \cdot \theta_{ev}$ sau

$\theta_i = \theta_{ev} - (4...10)$ °C

în care:

θ_{ev} - reprezintă temperatura maximă zilnică a aerului exterior din luna iulie (§ 2.4.1.2.1.1);

$\theta_{ev} = \theta_{em} + A_z$,

cu:

θ_{em} - temperatura medie zilnică.

- Climatizare tehnologică:

θ_i - se alege pe considerente tehnologice, conform procesului de producție.

- Ventilare mecanică sau naturală

După Normativul I.5

$\theta_i \leq \theta_e + 5$ °C

După N.R.P.M. - 1975 (încă în vigoare);

$\theta_i \leq \theta_e + 3$ °C pentru degajare mică de căldură (până la 23 W/m³);

$\theta_i \leq \theta_e + 5$ °C, pentru degajare mare de căldură (peste 23 W/m³);

în care:

$\theta_e = \theta_{mi} + A_z$,

cu:

θ_{mi} - temperatura medie lunară în luna iulie;

Tabelul 2.4.9. Viteza medie a vântului în lunile iulie și ianuarie.

Nr. crt.	Localitatea	v_m [m/s]	
		iulie	ian.
1	Alexandria	2,1	3,1
2	Arad	2,8	2,9
3	Bacău	2,8	5
4	Baia Mare	1,8	1,3
5	Bistrița	1,3	1
6	Botoșani	2,5	3,1
7	Brașov	2,25	2,8
8	București	2	2,9
9	Călărași	2,5	3,7
10	Cluj-Napoca	2,3	1,8
11	Constanța	4	5,8
12	Craiova	3,5	3,8
13	Deva	1,5	1,9
14	Drobeta-Tr. Severin	2,7	2,3
15	Galați	4,6	5,4
16	Giurgiu	2,3	2,7
17	Grivița (Slobozia)	2,7	4,3
18	Iași	3,1	4
19	Miercurea Ciuc	1,6	1
20	Oradea	2,8	2,9
21	Pitești	2,7	2,2
22	Ploiești	1,9	1,7
23	Rm. Vâlcea	1,7	1,2
24	Satu Mare	2,5	2,2
25	Timișoara	2,3	1,9
26	Târgu Jiu	1,2	0,7
27	Târgu Mureș	1,8	1,3
28	Târgu Neamț	3	3,3
29	Tulcea	2,7	3,8
30	Vaslui	2,7	3,5

A_z - amplitudinea oscilației zilnice de temperatură a aerului exterior (tab. 2.4.4).

• Umiditatea relativă a aerului interior φ_i, se alege ca și temperatura aerului pe considerente de confort sau tehnologice. Pentru instalații de confort se adoptă valori de ordinul 50...60 %. Umiditatea relativă este limitată superior în funcție de temperatura aerului, condiție care evită senzația de zăpușeală:

θ_i	22	23	24	25	26	27	[°C]
$\varphi_i \leq$	70	66	63	60	56	53	[%]

Pentru încăperile de producție umiditatea aerului interior este prescrisă la anumite valori, justificate pe considerente tehnologice.

În cazul ventilării mecanice, umiditatea relativă nu este controlată, ea rezultă odată cu determinarea stării aerului interior. Pentru încăperi cu degajare importantă de umiditate, φ_i, se limitează superior, în funcție de categoria muncii, la 65.....80 %.

• Viteza de mișcare a aerului interior, v_i, se stabilește în corelație cu temperatura aerului interior și categoria muncii în vederea evitării senzației de curent.

Pentru instalațiile de confort se adoptă, pentru zona de ședere, următoarele viteze [m/s]:

confort sporit 0,15...0,20

confort mediu 0,20...0,25

În cazul instalațiilor tehnologice viteza aerului se alege în limite mai largi, respectiv 0,5...1,5 m/s, în funcție de categoria muncii și intensitatea degajărilor de căldură.

• Temperatura medie de radiație a suprafețelor delimitatoare, θ_{mr}, de regulă, nu se prescrie.

Sunt situații speciale (de prelucrare mecanică, de exemplu, a unor piese foarte fine) în care este necesară prescrierea variațiilor temperaturii medii de radiație pentru a nu influența negativ operațiile tehnologice. Pentru înscrierea în anumite limite se recurge la mărirea gradului de izolare termică, la construcții de tip casă în casă etc. În unele situații apar restricții suplimentare referitoare la temperatura superficială a unor suprafețe calde încât nivelul radiațiilor termice să nu depășească limitele indicate în tabelul 2.4.11.

2.4.2.3 Parametrii de calcul pentru perioada rece a anului

• Temperatura aerului interior se alege în conformitate cu prevederile STAS 1907-2 (Calculul necesarului de căldură - Temperaturi interioare convenționale de calcul). Pentru clădiri de locuit, administrative și social-culturale ale întreprinderilor industriale, temperaturile se aleg în limitele următoare [°C]:

a. Locuințe, clădiri administrative și social-culturale în general 15...20
băi, dușuri, cabinete medicale 20...22
holuri, intrări, casa scării 10...15;

b. Creșe, grădinițe de copii, 18...22
băi, dușuri, cabinete medicale 24
holuri, intrări, camere anexe 8...12;

c. Spitale, clinici, maternități în general 20...22
rezerve, chirurgie, saloane sugari, săli de operație 24...25
intrări, camere anexe, WC, coridoare 8...18.

Pentru magazine și depozite speciale în care se impune menținerea unor temperaturi, pe considerente tehnologice, stabilirea acestora se va face de către proiectant împreună cu tehnologul.

Temperaturile de calcul ale aerului interior din încăperile de producție cărora nu le sunt impuse condiții tehnologice de microclimă se aleg din tabelul 2.4.12, în funcție de categoria muncii prestate.

Pentru încăperile de producție cărora le sunt impuse condiții tehnologice de microclimă temperaturile de calcul ale aerului interior se stabilesc corespunzător acestor condiții.

Temperatura interioară de calcul și umiditatea relativă pentru o serie de ramuri industriale este indicată în tabelul 5.3.1.

Temperatura aerului interior la climatizarea în scopuri de confort este necesar să fie limitată inferior la +20 °C deoarece introducerea aerului în încăperi cu o temperatură care să înlăture senzația de curent ($\theta_{refulare} \geq +15$ °C) conduce în unele situații (exemplu: sălile aglomerate) la debite de aer pentru climatizare mai mari, la o investiție și la cheltuieli de exploatare care depășesc economia realizată prin reducerea temperaturii interioare de la 20 la 18 °C.

La proiectarea instalațiilor de gardă pentru stații de pompare a apei, garaje, stații hidrofor, săli de motoare termice, stații de compresoare răcite cu apă etc. se adoptă o temperatură interioară de calcul de 5 °C, în afara cazurilor când această temperatură se stabilește pe criterii de protecție a materialelor și utilajelor, de evitare a condensării umidității etc.

• Umiditatea relativă a aerului interior,

Tabelul 2.4.10. Valorile $c_i \cdot A_z$ pentru perioada rece a anului.

A_z \ ora	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
3	-1,8	-2,4	-2,9	-3	-2,3	0,5	2,4	3	2,8	2	0,7	-0,7
4	-2,4	-3,2	-3,8	-4	-3	0,7	3,2	4	3,7	2,6	1	-0,9
5	-3	-4	-4,8	-5	-3,8	0,9	4	5	4,7	3,3	1,2	-1,1
6	-3,5	-4,7	-5,8	-6	-4,5	1	4,8	6	5,6	3,9	1,4	-1,3

Tabelul 2.4.11. Aprecierea nivelului radiațiilor calorice la locurile de muncă pe baza senzației termice în zona cutanată expusă.

Timpul de suportare a expunerii	Nivelul estimat al radiațiilor calorice, [W/m^2]
4 min	700
50 s	1 400
20 s	2 100

Tabelul 2.4.12. Temperaturi interioare pentru încăperi de producție fără condiții tehnologice de microclimă impuse.

Procesul tehnologic	Categoria muncii prestate	Temperatura interioară, [°C]
Procese de producție cu degajări mici de căldură, cu sau fără degajări de umiditate	ușoară	16
	medie	15
	grea	10
Procese de producție cu degajări importante de căldură, mai ales sub formă radiantă	ușoară	15
	medie	13
	grea	8

Observații:
- „Muncă ușoară" - activitate caracterizată printr-o degajare mai mică de 1 400 Wh în timpul unui schimb de lucru
- „Muncă medie" - idem, 1 400...2 300 Wh/schimb
- „Muncă grea" - idem, peste 2 300 Wh/schimb

φ_i, se alege corespunzător condițiilor de confort sau cerințelor procesului tehnologic, adoptându-se valori similare situației de vară. Se recomandă valorile inferioare recomandate în vederea reducerii consumului de energie termică pentru încălzirea aerului de ventilare.

- Viteza de mișcare a aerului interior, v_i, rămâne, în cazul instalațiilor de ventilare cu debit de aer constant, aceeași din situația de vară. Este preferabil însă, la stabilirea vitezei v_i, să se adopte limitele inferioare, lucru realizabil, implicit, la instalațiile cu debit valabil. O atenție deosebită trebuie acordată cazurilor în care refularea aerului în încăperi se face cu o temperatură inferioară celei ambiante, aceste situații generând majoritatea cazurilor de apariție a senzației de curent.

- Temperatura medie de radiație, θ_{mr}, joacă un rol important în sezonul rece, apărând senzația de „radiație rece", ca urmare a unor suprafețe vitrate mari - în special, când locurile de muncă (ședere) se află lângă aceste suprafețe vitrate sau senzația de disconfort determinată de prezența unor pardoseli reci. Efectele neplăcute pot fi prevenite prin adoptarea de mijloace constructive adecvate - ecranarea ferestrelor la interior și exterior, adoptarea unor pardoseli mai calde sau termoizolarea mai bună a acestora - concomitent cu amplasarea judicioasă a corpurilor de încălzire sau a dispozitivelor de introducere a aerului. Trebuie avut, în permanență, în vedere faptul că omul percepe concomitent efectul combinat al aerului interior de temperatură θ_i, și al elementelor delimitatoare (inclusiv corpurile de încălzire) de temperatură θ_{mr}, și că această corelație, în majoritatea cazurilor este de forma $0,5\ (\theta_i + \theta_{mr})$.

Anexa 2.1

Tabelul 2.2.5. Durata medie orară, *t*, de strălucire a soarelui la ora 12 (11,30...12,30) și sumele medii lunare.

Nr. crt.	Denumirea locatității	Durata medie orară la ora 12, în luna												Sumele medii lunare, în luna [h/lună]											
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
1	Adamclisi	0,37	0,40	0,47	0,61	0,66	0,75	0,80	0,83	0,78	0,69	0,44	0,35	76,5	81,8	126,1	183	244,1	285	303,4	286,3	225,8	180,4	96,6	68,4
2	Alexandria	0,33	0,40	0,51	0,65	0,70	0,78	0,83	0,85	0,79	0,68	0,44	0,33	68,6	85,7	144	206,6	254,5	285,1	312,4	291,2	231,9	181,4	96,3	66,0
3	Avrămeni	0,33	0,34	0,44	0,55	0,62	0,69	0,72	0,76	0,67	0,54	0,30	0,28	62,4	69,3	119,9	171,1	222,7	253,7	262,2	258,6	197,6	138,7	63,1	52,5
4	Bacău	0,35	0,39	0,49	0,58	0,60	0,69	0,70	0,78	0,69	0,61	0,36	0,32	67,0	77,1	125,9	171,3	213,1	242,6	262,4	253,7	195,5	151,3	74,7	61,5
5	Balintești	0,33	0,34	0,42	0,54	0,63	0,72	0,74	0,77	0,71	0,63	0,34	0,28	71,4	75,3	123,6	174,5	233,1	273,3	289,3	276,6	214,4	170,3	74,0	56,1
6	Basarabi	0,39	0,39	0,49	0,61	0,62	0,71	0,79	0,82	0,77	0,68	0,46	0,36	76,6	79,8	125	183	252,2	296,6	317,8	293,4	227,3	178,1	98,7	67,5
7	Bârlad	0,39	0,39	0,50	0,62	0,68	0,77	0,80	0,83	0,76	0,67	0,40	0,35	78,6	86,2	137,9	196,5	250,0	290,6	304,8	266,1	228,1	178,7	87,0	69,8
8	Bistrița	0,39	0,44	0,55	0,55	0,61	0,64	0,68	0,76	0,67	0,63	0,37	0,24	73,2	90,9	147,8	171,4	218,7	236,8	257,4	256,4	194,4	168,9	76,8	46,6
9	Botoșani	0,38	0,38	0,48	0,57	0,63	0,70	0,71	0,77	0,68	0,56	0,35	0,34	69,9	77,2	126,5	173,3	220,2	256,6	262,5	256,4	196,8	146,6	70,5	62,4
10	Brașov	0,43	0,46	0,56	0,52	0,58	0,62	0,65	0,73	0,67	0,65	0,44	0,33	87,7	97,3	151,7	162,6	203,7	224,5	243,2	238,3	188,9	167,1	94,7	63,9
11	Afumați	0,37	0,40	0,52	0,61	0,69	0,75	0,79	0,84	0,76	0,68	0,42	0,23	68,6	81,8	135,2	186,3	244,4	273,8	294,3	279,3	218,2	174,5	67,7	60,0
12	Buzău	0,39	0,37	0,48	0,59	0,65	0,65	0,74	0,79	0,72	0,68	0,45	0,37	80,6	82,8	139,3	188,5	244,1	270,9	291,5	277,2	217,9	183,0	99,4	75,3
13	Calafat	0,32	0,38	0,54	0,62	0,72	0,74	0,83	0,85	0,77	0,64	0,41	0,33	67,3	85,4	148,3	191,6	252,6	284,2	320,3	291,8	231,9	167,1	92,8	69,3
14	Caransebeș	0,38	0,40	0,52	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,69	0,66	0,42	0,29	78,7	82,1	138,7	162,6	216,1	241,9	269,7	253,9	199,6	170,4	88,3	55,3
15	Câmpina	0,48	0,43	0,53	0,49	0,53	0,54	0,61	0,68	0,55	0,54	0,43	0,48	91,7	92,5	147	159,2	199,5	217,4	240,4	228,0	160,9	145,7	87,5	86,1
16	Câmpulung Muscel	0,46	0,44	0,52	0,49	0,51	0,54	0,61	0,68	0,65	0,62	0,5	0,45	105,5	101,7	150,7	162,8	198,5	224,3	256,8	237,3	199,9	175,6	114,2	96,1
17	Cluj-Cetățuie	0,42	0,47	0,58	0,51	0,61	0,5	0,61	0,63	0,71	0,60	0,32	0,31	83,7	104,2	168,9	169,2	219,7	238,8	236,1	222,6	201,1	162,1	65,8	62,0
18	Cluj-Someșeni	0,35	0,38	0,52	0,55	0,61	0,67	0,76	0,84	0,75	0,70	0,42	0,23	63,0	75,5	133,8	173,2	223,0	247,1	301,3	283,4	207,1	173,3	79,3	38,2
19	Constanța	0,39	0,37	0,48	0,58	0,67	0,78	0,82	0,85	0,80	0,68	0,46	0,35	78,6	80,7	131,2	182,4	254,6	307,3	330,1	310,2	243,1	182,7	106,0	70,9
20	Corugea	0,40	0,39	0,51	0,63	0,70	0,79	0,81	0,81	0,75	0,72	0,44	0,34	78,0	84,2	137,2	190,8	253,6	297,9	310,8	290,6	221,3	192,7	92,2	63,7
21	Cotnari	0,39	0,40	0,50	0,59	0,64	0,73	0,74	0,79	0,71	0,61	0,37	0,38	82,2	85,5	139,8	182,5	230,6	264,4	279,0	274,7	214,4	163,8	80,8	73,3
22	Craiova	0,31	0,39	0,51	0,62	0,74	0,73	0,82	0,85	0,73	0,65	0,40	0,40	64,2	80,5	141,3	188,1	252,9	273,0	310,3	287,9	208,5	161,3	81,7	74,6
23	Craiova-Tarom	0,32	0,36	0,55	0,60	0,71	0,73	0,78	0,80	0,76	0,64	0,42	0,31	65,3	78,4	156,5	187,5	252,4	282,1	320,2	282,6	220,8	167,2	89,0	55,2
24	Dej	0,35	0,42	0,56	0,59	0,69	0,70	0,75	0,78	0,72	0,63	0,34	0,24	64,3	82,9	147,4	174,5	224,7	244,3	259,8	247,0	188,8	150,6	65,2	41,3
25	Deva	0,30	0,39	0,54	0,53	0,60	0,60	0,73	0,75	0,71	0,67	0,34	0,23	55,7	78,9	142,6	164,2	209,0	213,2	263,8	245,4	194,3	163,3	67,8	38,5
26	Dorohoi	0,33	0,37	0,45	0,57	0,61	0,68	0,68	0,75	0,66	0,55	0,33	0,31	65,6	79,0	122,2	172,9	219,3	250,7	258,5	252,9	195,9	145,3	71,4	57,7
27	Drăgășani	0,40	0,42	0,53	0,61	0,70	0,75	0,81	0,82	0,77	0,67	0,42	0,37	87,3	93,9	149,2	188,4	244,2	275,0	310,3	281,1	227,0	182,5	98,0	76,8
28	Drobeta - Turnu Severin,	32	0,42	0,55	0,59	0,69	0,71	0,80	0,82	0,76	0,65	0,41	0,35	69,4	86,4	150	187,5	244,7	274,3	313,2	284,2	222,4	165,3	88,5	70,4
29	Dumbrăveni	0,40	0,47	0,59	0,56	0,65	0,65	0,72	0,77	0,71	0,65	0,41	0,30	81,6	98,7	163,0	171,1	218,8	231,0	257,1	246,1	196,2	167,1	86,8	53,8
30	Făgăraș	0,43	0,46	0,57	0,60	0,64	0,67	0,70	0,76	0,70	0,68	0,47	0,36	80,9	94,9	152,7	174,1	213,6	230,0	253,1	244,9	193,6	162,9	92,3	61,5
31	Fălticeni	0,41	0,42	0,51	0,55	0,58	0,65	0,67	0,74	0,67	0,61	0,40	0,40	80,0	86,0	136,8	172,9	213,3	244,4	258,1	254,3	198,3	161,4	85,0	72,6
32	Fundulea	0,36	0,40	0,53	0,62	0,69	0,76	0,79	0,82	0,77	0,68	0,44	0,32	72,2	84,0	142,0	189,3	248,8	276,2	301,5	286,3	226,5	183,3	93,1	60,3
33	Galați	0,37	0,37	0,50	0,63	0,68	0,79	0,82	0,83	0,78	0,68	0,40	0,39	76,0	81,8	138,4	192,7	250,7	293,6	307,5	292,7	230,4	185,2	85,0	62,6
34	Greaca	0,32	0,39	0,45	0,60	0,67	0,65	0,78	0,84	0,78	0,67	0,40	0,31	68,5	83,3	133,6	194,4	256,1	282,3	317,0	302,6	236,5	183,1	91,8	61,6
35	Grivița	0,35	0,37	0,50	0,62	0,71	0,73	0,81	0,84	0,77	0,70	0,40	0,32	73,2	83,4	138,1	188,2	257,3	286,3	309,0	294,1	228,0	193,0	93,7	63,2
36	Huși	0,36	0,35	0,47	0,55	0,66	0,76	0,77	0,79	0,72	0,61	0,33	0,28	73,0	79,0	137,6	189,5	242,8	278,0	293,0	284,2	226,5	168,5	73,0	52,8
37	Iași	0,37	0,36	0,47	0,56	0,64	0,72	0,75	0,79	0,71	0,59	0,33	0,32	71,1	73,3	127,2	173,9	229,0	259,1	272,2	264,8	205,0	154,3	71,4	55,0
38	Joseni	0,33	0,43	0,58	0,53	0,53	0,58	0,59	0,67	0,57	0,60	0,33	0,25	73,5	87,7	155	163,6	194,2	211,5	224,5	220,4	172,5	149,2	66,5	47,4

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
39	Jurilovca	0,39	0,38	0,46	0,59	0,70	0,76	0,82	0,85	0,75	0,68	0,44	0,36	80,6	81,4	125,5	183,2	258,1	303,6	320,0	298,5	229,5	183,5	99,4	72,2
40	Medgidia	0,37	0,38	0,46	0,60	0,66	0,70	0,76	0,80	0,71	0,67	0,44	0,35	78,2	81,8	131,9	191,2	259,4	299,2	318,4	297,3	233,8	187,2	101,6	70,9
41	Miercurea Ciuc	0,41	0,45	0,58	0,54	0,53	0,57	0,61	0,70	0,62	0,65	0,36	0,28	74,9	85,5	149,3	165,1	190,0	212,5	231,8	227,2	183,4	157,8	69,9	49,9
42	Moldova Veche	0,33	0,41	0,59	0,56	0,64	0,66	0,71	0,72	0,65	0,59	0,39	0,31	72,9	86,0	160,6	171,5	225,8	238,5	272,8	250,9	190,0	152,4	83,9	59,5
43	Muntele Păltiniș	0,51	0,47	0,48	0,46	0,44	0,41	0,51	0,54	0,46	0,63	0,52	0,45	111,4	110,7	143,8	158,5	184,3	194,4	230,3	222,6	185,1	187,1	119,2	92,2
44	Muntele Semenic	0,36	0,37	0,42	0,42	0,48	0,51	0,57	0,63	0,50	0,57	0,38	0,35	83,4	84,7	113,6	133,5	183,3	204,9	234,8	226,2	177,5	155,6	90,8	77,9
45	Oncești	0,36	0,39	0,50	0,54	0,62	0,70	0,73	0,77	0,64	0,59	0,38	0,36	76,4	83,4	134,3	170,1	218,8	262,8	276,8	262,1	202,0	157,1	82,0	69,2
46	Oradea	0,33	0,40	0,55	0,62	0,67	0,68	0,74	0,76	0,67	0,67	0,36	0,28	65,2	84,4	145,8	191,8	245,2	260,5	285,9	266,2	209,0	175,2	75,9	50,8
47	Pâclișa	0,41	0,48	0,61	0,51	0,58	0,57	0,66	0,68	0,67	0,64	0,46	0,35	84,9	96,1	174,2	165,7	211,2	224,3	255,8	238,1	188,9	167,2	90,3	65,2
48	Pitești	0,43	0,43	0,52	0,60	0,65	0,70	0,75	0,79	0,71	0,65	0,45	0,41	92,4	91,2	150,2	186,5	232,6	261,3	288,4	272,4	223,3	178,2	104,0	83,1
49	Ploiești	0,41	0,40	0,53	0,60	0,65	0,70	0,73	0,79	0,72	0,64	0,44	0,37	82,5	84,4	144,5	182,8	231,4	269,7	281,5	269,9	215,6	172,6	99,0	72,4
50	Poiana Stampei	0,44	0,46	0,54	0,51	0,51	0,54	0,58	0,67	0,65	0,64	0,41	0,32	86,6	93,5	135,5	156,4	181,0	195,4	212,8	212,3	172,4	152,9	78,7	57,2
51	Polovragi	0,40	0,39	0,48	0,50	0,56	0,57	0,66	0,69	0,67	0,60	0,43	0,38	85,8	85,3	139,9	160,6	202,0	221,8	255,8	235,7	200,5	165,2	98,1	78,7
52	Râmnicu Sărat	0,42	0,40	0,49	0,62	0,66	0,66	0,76	0,81	0,73	0,67	0,44	0,40	89,3	86,8	141,4	189,8	241,1	258,5	292,4	277,1	222,4	182,6	97,5	78,5
53	Râmnicu Vâlcea	0,38	0,39	0,52	0,59	0,63	0,68	0,74	0,77	0,71	0,65	0,43	0,35	75,0	80,1	138,9	174,9	216,5	243,8	277,9	256,6	202,5	168,7	91,1	64,4
54	Satu Mare	0,35	0,41	0,55	0,60	0,66	0,62	0,74	0,74	0,70	0,63	0,33	0,25	70,8	90,3	150,6	190,2	244,6	262,5	279,1	260,4	204,6	166,4	70,5	47,9
55	Sânicolaul Mare	0,35	0,43	0,56	0,59	0,67	0,70	0,75	0,78	0,73	0,67	0,39	0,28	71,3	91,1	153,4	190,7	250,9	270,7	302,1	279,5	219,3	180,8	83,5	55,9
56	Sebeș Alba	0,36	0,45	0,62	0,59	0,67	0,69	0,74	0,77	0,72	0,67	0,39	0,27	71,9	96,4	168,9	178,7	230,1	237,6	271,4	254,2	206,8	171,9	82,3	50,7
57	Sf. Gh. Deltă	0,39	0,34	0,48	0,64	0,78	0,82	0,85	0,86	0,81	0,67	0,44	0,33	79,0	76,2	134,5	206,5	307,2	329,0	342,1	316,2	243,6	185,0	100,3	69,6
58	Sighetul Marmației	0,37	0,43	0,50	0,56	0,60	0,59	0,64	0,71	0,65	0,60	0,33	0,26	71,0	87,1	136,5	172,2	213,3	228,5	293,8	240,4	178,8	158,6	66,7	46,2
59	Stolnici	0,39	0,40	0,52	0,60	0,68	0,72	0,78	0,81	0,75	0,66	0,41	0,35	83,1	89,3	149,4	190,9	215,9	280,0	311,7	287,5	227,1	183,8	96,3	71,7
60	Suceava	0,38	0,39	0,49	0,52	0,56	0,61	0,65	0,71	0,65	0,57	0,39	0,35	77,1	79	133,2	157,8	204,6	231,9	242,8	241,3	186,6	150,7	81,8	66,7
61	Ștei	0,37	0,40	0,53	0,52	0,57	0,57	0,65	0,70	0,60	0,65	0,39	0,29	78,5	87,8	143,6	168,7	221,7	239,9	268,0	258,0	201,7	176,7	85,7	57,1
62	Târgoviște	0,43	0,43	0,53	0,59	0,65	0,73	0,77	0,80	0,73	0,67	0,47	0,40	86,5	88,0	141,9	180,5	226,4	258,4	285,3	266,9	210,3	174,4	101,9	75,9
63	Târgu Jiu	0,34	0,40	0,52	0,58	0,66	0,67	0,75	0,78	0,76	0,63	0,39	0,31	63,4	77,8	139,2	174,2	225,4	246,4	272,8	257,5	204,8	159,3	80,7	56,2
64	Târgu Mureș	0,31	0,40	0,55	0,57	0,65	0,69	0,73	0,77	0,72	0,63	0,39	0,24	60,3	82,0	147,3	173,2	219,6	239,8	258,4	252,6	195,0	160,6	78,3	43,9
65	Târgu Neamț	0,44	0,42	0,51	0,54	0,57	0,63	0,64	0,72	0,65	0,60	0,42	0,39	89,4	94,2	139,0	168,4	212,5	237,9	257,1	251,7	197,7	164,7	92,8	81,8
66	Târgu Ocna	0,40	0,44	0,51	0,53	0,56	0,65	0,65	0,73	0,67	0,62	0,44	0,43	86,8	87,0	136,1	167,3	203,7	238,0	256	252,5	197,4	168,4	94,6	80,9
67	Tg. Secuiesc	0,49	0,49	0,59	0,56	0,60	0,63	0,65	0,75	0,71	0,67	0,48	0,37	97,7	103,1	159,5	172,7	211,9	230,1	245,6	249,8	208,0	179,0	103,9	72,8
68	Tecuci	0,38	0,37	0,47	0,60	0,68	0,74	0,78	0,80	0,73	0,66	0,40	0,21	72,9	77,7	127,9	176,0	229,4	268,1	286,1	263,1	209,7	169,9	80,4	58,9
69	Timișoara	0,36	0,40	0,57	0,57	0,66	0,68	0,75	0,77	0,71	0,65	0,39	0,37	75,5	88,6	156,9	184,8	240,3	263,6	297,3	276,4	216,0	175,3	83,9	53,6
70	Vaslui	0,35	0,36	0,47	0,59	0,64	0,73	0,74	0,81	0,73	0,62	0,36	0,36	70,3	74,3	128,5	181,5	230,4	269,4	281,7	272,8	217,3	162,4	73,1	69,2
71	Vf. Ceahlău	0,43	0,41	0,48	0,40	0,39	0,41	0,45	0,52	0,53	0,57	0,41	0,37	105,2	99,7	140,4	136,5	162,2	176,3	192,5	200,0	171,6	167,7	97,0	83,3
72	Vf. Lăcăuți	0,40	0,35	0,42	0,41	0,44	0,45	0,50	0,55	0,55	0,55	0,39	0,36	97,6	85,9	120,2	135,0	169,7	183,7	200,7	201,1	170,3	158,9	96,6	83,7
73	Vf. Omul	0,46	0,45	0,46	0,39	0,33	0,33	0,33	0,42	0,50	0,56	0,45	0,44	111,5	111,2	129,7	122,0	131,3	136,1	150,4	160,6	159,1	165,8	113,0	101,3
74	Vf. Vlădeasa	0,44	0,37	0,40	0,36	0,40	0,33	0,43	0,43	0,40	0,53	0,41	0,35	101,1	93,1	119,4	130,5	171,1	172,7	202,1	189,8	152	154,5	99,4	85,0
75	Videle	0,35	0,40	0,51	0,61	0,68	0,59	0,77	0,82	0,77	0,67	0,43	0,31	71,7	85,9	147,3	197,5	254,0	278,2	307,5	291,0	228,5	184,8	93,0	62,9
76	Viziru	0,37	0,38	0,50	0,62	0,68	0,75	0,80	0,83	0,76	0,70	0,41	0,30	77,1	84,9	140,5	192,3	256,2	293,8	313,1	293,4	232,6	192,7	89,6	61,2
77	Zalău	0,39	0,41	0,53	0,53	0,50	0,62	0,69	0,70	0,66	0,60	0,39	0,28	78,0	90,6	146,8	168,5	222,1	238,7	267	243,5	194,5	166,5	80,8	54,9

Anexa 2.2

Tabelul 2.4.4 Valori de calcul ale temperaturii medii (zilnice lunare) și conținutului de umiditate ale aerului exterior în luna iulie

Nr. crt.	Localitatea	Grad de asigurare [%]			Temperatura medie lunară	Amplitudinea zilnică
		95	90	80		
		$\frac{\theta_{em}}{x_{evm};\ x_{cl}}\left(\frac{\theta_{exterioară\ medie\ zilnică}}{x_{ventilare\ mecanică};\ x_{climatizare}}\right)$			$\frac{\theta_{ml}}{x_{evm};\ x_{cl}}$	A_z
0	1	2	3	4	5	6
1	Alba Iulia	21,2 / 9,75; 10,6	20,4 / 9,7; 10,5	19,3 / 9,6; 10,45	17,2 / 9,4; 10,25	7
2	Alexandria	26,5 / 10,7; 11,3	25,5 / 10,65;11,2	24,4 / 10,6; 11	22,4 / 10,45; 10,75	7
3	Arad	26 / 10,25; 10,95	24,7 / 9,95; 10,65	23,3 / 9,50; 10,25	20,9 / 8,7; 9,6	7
4	Bacău	23,8 / 10,9; 11,95	23 / 10,65; 11,7	22,2 / 10,3; 11,45	19,9 / 9,65; 10,85	6
5	Baia Mare	24,5 / 10,6; 12,1	23,7 / 10,25; 11,8	22,5 / 9,75; 11,5	19,9 / 8,5; 10,5	6
6	Bârlad	25,4 / 10,9; 11,8	24,4 / 10,4; 11,4	23,4 / 10,05; 11,1	20,7 / 9,15; 10,25	6
7	Bistrița	22,7 / 9,65; 11,2	22 / 9,55; 11,05	21 / 9,35; 10,7	18,5 / 8,9; 9,85	7
8	Botoșani	24,4 / 10; 11,40	23,5 / 9,9; 11,4	22,4 / 9,65; 11,35	20 / 9,4; 11,25	6
9	Brașov	21,6 / 10,25; 10,4	20,7 / 10,25; 10,3	19,6 / 10,25; 10,15	17,8 / 10,25; 9,9	7
10	Brăila	26,7 / 10,5; 11,55	25,8 / 10,3; 11,35	24,6 / 10,05; 11,15	22,2 / 9,55; 10,7	7
11	București	26,5 / 10,4; 11,8	25,7 / 10,2; 11,65	24,6 / 10,05; 11,50	22,4 / 9,65; 11,15	7
12	Buzău	26,6 / 10,9; 12,15	25,5 / 10,45; 11,8	24,3 / 10,1; 11,50	22 / 9,35; 10,9	6
13	Călărași	26,8 / 10,15; 11,8	25,9 / 10,05; 11,55	24,8 / 9,95; 11,25	22,3 / 9,65; 10,6	7
14	Cluj-Napoca	23 / 9,3; 10,15	22,2 / 9,15; 10,05	21,1 / 8,95; 9,95	18,7 / 8,5; 9,55	6
15	Constanța oraș	25,6 / 12,5; 12,7	24,8 / 12,35; 12,65	23,9 / 12,25; 12,4	21,8 / 11,9; 12,10	4
16	Craiova	26,4 / 10,25; 11	25,1 / 9,95; 10,8	23,6 / 9,7; 10,6	21,4 / 9,2; 10,2	7
17	Dej	23,3 / 9,55; 10,9	22,4 / 9,2; 10,55	21,4 / 9; 10,25	19,2 / 8,4; 9,55	7
18	Deva	23,7 / 10,05; 10,85	22,9 / 9,95; 10,8	21,8 / 9,85; 10,7	19,7 / 9,65; 10,5	7
19	Drobeta-Tr. Severin	26,2 / 10,25; 10,8	25,2 / 10,1; 10,7	24,1 / 9,85; 10,15	22,1 / 9,45; 10,15	7
20	Focșani	26,2 / 10,65; 12	25,1 / 10,4; 11,7	23,9 / 10; 11,4	21,6 / 9,25; 10,7	6
21	Galați	26,7 / 10,5; 11,55	25,8 / 10,3; 11,35	24,6 / 10,05; 11,15	22,2 / 9,55; 10,7	6
22	Giurgiu	26,5 / 10,4; 11,8	25,7 / 10,2; 11,65	24,6 / 10,05; 11,5	22,4 / 9,65; 11,15	7
23	Hunedoara	21,2 / 9,75; 10,6	20,4 / 9,7; 10,55	19,3 / 9,6; 10,45	17,2 / 9,4; 10,25	7
24	Iași	25 / 10,50; 11,35	24,1 / 10,25; 11,2	22,9 / 10,0; 11,0	20,4 / 9,50; 10,45	6
25	Mediaș	22,5 / 9,2; 10,7	21,7 / 9; 10,5	20,7 / 8,8; 10,25	18,6 / 8,4; 9,8	7
26	Mc.Ciuc	20,4 / 8,25; 9,2	19,3 / 8,2; 8,8	18,2 / 8,15; 8,5	16,5 / 8; 8	7
27	Odorheiul Secuiesc	21,9 / 8,3; 9,55	20,8 / 8,25; 9,25	19,7 / 8,2; 8,95	18 / 8,15; 8,55	7
28	Onești	23,5 / 10,85; 11,85	22,7 / 10,5; 11,65	21,9 / 10,25; 11,4	19,6 / 9,5; 10,75	6
29	Oradea	25,5 / 9,75; 10,15	24,4 / 9,65; 10,1	23,2 / 9,55; 10,05	20,7 / 9,4; 10	7

0	1	2	3	4	5	6
30	Petroșani	21,6	20,4	19,1	17,1	
		9; 9,6	8,75; 9,25	8,4; 8,9	8; 84	6
31	Piatra Neamț	23,7	22,7	21,6	19,2	
		9,9; 11,35	9,75; 11,15	9,65; 10,9	9,2; 10,4	6
32	Pitești	24,3	23,3	22,2	20	
		9,35; 10,5	9,25; 10,3	9,10; 10,05	8,95; 9,6	7
33	Ploiești	25,6	24,3	23,1	20,9	
		9,75; 10,8	9,55; 10,7	9,35; 10,6	9; 10,3	7
34	Reșița	23,2	22,2	21	18,7	
		9,95; 11	9,6; 10,75	9,25; 10,4	8,7; 9,95	6
35	Râmnicu Vâlcea	25	23,6	22,6	20,7	
		10,2; 11,35	9,95; 11	9,75; 10,75	9,5; 10,3	6
36	Roman	24,1	23,1	22	19,6	
		11; 12,05	10,65; 11,4	10,25; 11,45	9,45; 10,8	6
37	Satu Mare	24,8	23,9	22,7	19,9	
		9,9; 11,4	9,75; 11,05	9,55; 10,8	9,2; 9,95	7
38	Sfântu Gheorghe	21,6	20,7	19,6	17,8	
		10,25; 10,4	10,25; 10,3	10,25; 10,15	10,25; 9,9	7
39	Sibiu	22,7	21,9	20,8	18,9	
		9,9; 11,25	9,75; 11,05	9,4; 10,85	8,9; 10,5	7
40	Sighișoara	23	22,1	21	18,9	
		9,4; 10,5	9,25; 10,35	9,1; 10,2	8,7; 9,95	6
41	Slatina	26	25	24,2	20,7	
		10,7; 11,25	10,65; 11,1	10,6; 11	10,4; 10,7	7
42	Slobozia	26	25,2	24,1	21,7	
		9,70; 11,1	9,5; 10,9	9,25; 10,65	8,75; 10,1	7
43	Suceava	22,3	21,5	20,5	18,1	
		9,2; 10,25	9,1; 10,15	9; 10	8,9; 9,7	6
44	Târgoviște	25	23,8	22,6	20,5	
		10,85; 12,45	10,45; 12,15	10,1; 11,8	9,55; 11,25	7
45	Târgu Jiu	25	23,9	22,7	20,9	
		8,25; 10,75	8; 10,65	7,75; 10,3	7,3; 9,75	7
46	Târgu Mureș	23,6	22,7	21,6	19,5	
		9,45; 10,55	9,35; 10,45	9,15; 10,3	8,75; 10	6
47	Tecuci	26,5	25,6	24,4	22	
		10,45; 11,5	10,25; 11,3	10; 11,1	9,5; 10,65	6
48	Timișoara	25,6	24,7	23,6	21,2	
		9,95; 10,8	9,5; 10,5	9,45; 10,3	9; 9,55	7
49	Tulcea	26,4	25,5	24,4	22,2	
		11,5; 12,8	11,25; 12,45	10,9; 12,05	10,3; 11,4	6
50	Turda	23,5	22,7	21,6	19,2	
		9,4; 10,25	9,25; 10,2	9; 10	9,55; 9,65	7
51	Turnu Măgurele	27	26	24,9	22,9	
		10,75; 11,4	10,7; 11,25	10,65; 11,05	10,5; 10,8	7
52	Vaslui	24,7	23,8	22,6	20,2	
		9,85; 10,65	9,7; 10,55	9,5; 10,45	9,1; 10,1	6
53	Zalău	24,6	23,6	22,3	19,7	
		8,9; 9,75	8,7; 9,55	8,4; 9,3	7,8; 8,75	6

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 3
Aerul umed

3.1. Compoziția aerului umed

Aerul atmosferic este un amestec binar de aer uscat și vapori de apă. Deși cantitatea de vapori de apă din aer este mică (la presiunea de 101,325 kPa, maximum 3,82 g/kg la 0 °C și maximum 42,41 g/kg la 30°C), ea joacă un rol important atât prin efectele fizice, fiziologice și meteorologice cât și prin cantitățile de căldură vehiculate în timpul transformărilor termodinamice. Cu excepția poluanților, a căror participație este variabilă în timp și în spațiu, compoziția aerului uscat poate fi considerată practic constantă. După Harrison compoziția normală a aerului curat, uscat este cea din tabelul 2.1.1. Corespunzător acesteia, rezultă masa moleculară a amestecului, M_a = 28,9645 și constanta caracteristică a aerului uscat R_a:

$R_a = R/M_a$ = 287 J/kg·K (3.1.1)

unde R = 8314,41 J/kmol·K este constanta universală a gazelor.

Masa moleculară a vaporilor de apă este M_v = 18,015 și astfel constanta caracteristică a vaporilor R_v rezultă:

$R_v = R/M_v$ = 461,5 J/kg·K (3.1.2).

3.2. Legile gazelor perfecte aplicate la studiul aerului umed

În aplicațiile inginerești curente, aerul umed poate fi tratat, cu o aproximație suficient de bună, ca un gaz perfect. Pentru calcule mai exacte se recomandă relațiile stabilite de Hyland și Wexter (1983).

Ecuația de stare a gazelor perfecte poate fi aplicată amestecului de aer umed sau fiecărui constituent în parte.

Astfel:

- pentru aer umed (amestec)
  $pV = nRT$ (3.2.1);
- pentru aer uscat
  $p_aV = n_aRT = m_aR_aT$ (3.2.2);
- pentru vapori de apă
  $p_vV = n_vRT = m_vR_vT$ (3.2.3),

unde:

p - presiunea [Pa];
V - volumul [m³];
n - număr de moli;

Tabelul 3.3.1 Parametrii aerului umed.

Simbol	Denumire	UM	Definiție	Relații de calcul
θ T	Temperatura uscată	[°C] [K]	Parametru termodinamic. Se măsoară cu ajutorul unui termometru cu bulbul ferit de radiație.	
θ_u	Temperatura umedă	[°C]	Temperatura de saturație izobară și adiabatică. Se măsoară aproximativ cu termometrul umed (bulbul învelit în tifon umed, în curent de aer).	Se deduce din: $h + (x_s - x) \cdot h_{apa} = h_s$ (3.3.1) $h_{apa} = 4,186 \cdot \theta_u$ (3.3.2) x_s și h_s se calculează la temperatura θ_u.
θ_r	Temperatura punctului de rouă	[°C]	Temperatura de saturație izobară la conținut de umiditate constant. Este egală cu temperatura unei suprafețe pe care vaporii de apă din aerul umed condensează.	(din relațiile 3.2.5. și 3.2.6): pentru $p_v \geq 610,7$ Pa: $\theta_r = 3928,5/(23,3693 - \ln p_v) - 231,667$ (3.3.3) pentru $p_v < 610,7$ Pa: $\theta_r = 6150,6/(28,9165 - \ln p_v) - 273,33$ (3.3.4)
x	Conținutul de umiditate	[kg_v/kg_a]	Raportul dintre masa vaporilor de apă și masa aerului uscat dintr-un volum de aer.	$x = m_v / m_a$ (3.3.5) $x = 0,622 \cdot p_v / (p - p_v)$ (3.3.6) la saturație: $x_s = 0,622 \cdot p_s / (p - p_s)$ (3.3.7)
φ	Umiditatea relativă	[%]	Raportul dintre masa vaporilor de apă dintr-un volum de aer și masa maximă a vaporilor din acel volum, la saturație, la aceeași temperatură și presiune.	$\varphi = m_v / m_s = \rho_v / \rho_s = p_v / p_s$ (3.3.8)
χ	Concentrația de umiditate (umiditate specifică)	[kg_v/kg]	Raportul dintre masa vaporilor de apă și masa totală de aer (umed) dintr-un volum dat (sau conținutul de vapori de apă dintr-un kilogram de aer umed).	$\chi = m_v / m$ (3.3.9) $\chi = x / (1 + x)$ (3.3.10) $\chi = 0,622 \cdot p_v / (p - 0,378 \cdot p_v)$ (3.3.11)
a	Umiditatea absolută	[kg/m³]	Masa vaporilor de apă dintr-un metru cub de aer umed.	$a = \rho_v$ (3.3.12)
μ	Grad de saturare	-	Raportul dintre conținutul de umiditate al aerului umed și conținutul maxim de umiditate la saturație, la aceeași temperatură și presiune.	$\mu = x / x_s$ (3.3.13)
ρ	Densitatea aerului umed	[kg/m³]	Masa unui metru cub de aer umed.	$\rho = m/V = (m_a + m_v)/V = \rho_a + \rho_v$ (3.3.14) $\rho = p/R_a \cdot T - (p_v/T) \cdot (1/R_a - 1/R_v) =$ $0,00348\, p/T - 0,00132 \cdot p_v/T$ (3.3.15)
c_p	Căldura masică (la presiune constantă) a aerului umed	[KJ/kg·K]	Căldura necesară unui kilogram de aer umed pentru a-și ridica temperatura cu 1 °C.	$c_p = (c_{pa} + x \cdot c_{pv})/(1+x)$ (3.3.16) se aproximează cu: $c_p = c_{pa} + x \cdot c_{pv} = 1+1,86 \cdot x$ (3.3.17) (raportată la 1 kg de aer uscat)
h	Entalpia	[kJ/kg]	Căldura necesară pentru a obține izobar, (1+x) kg de aer umed de temperatură θ, plecând de la 1 kg de aer uscat și de la x kg de apă având temperatura de 0 °C. Suma dintre entalpia aerului uscat și a vaporilor de apă.	$h = [c_{pa} \cdot \theta + (c_{pv} \cdot \theta + r) \cdot x] / (1 + x)$ (3.3.18) se aproximează cu: $h = c_{pa} \cdot \theta + (c_{pv} \cdot \theta + r) \cdot x$ (3.3.19) $h = 1,0 \cdot \theta + (1,86 \cdot \theta + 2501) \cdot x$ (3.3.20) (raportată la 1 kg de aer uscat)

T - temperatura [K].

Indicele „*a*" se referă la aerul uscat, indicele „*v*" la vaporii de apă. Mărimile fără indice se referă la aerul umed (la amestecul format din aer uscat și vapori de apă).

Legea lui Dalton exprimă relația dintre presiunile parțiale ale constituenților și presiunea totală a amestecului:

$p = p_a + p_v$ [Pa] (3.2.4).

La saturație, presiunea parțială a vaporilor, p_v, devine egală cu presiunea de saturație, p_s.

În domeniul de temperaturi (-40 ... 150°C) presiunea de saturație se poate determina cu o eroare mai mică de 0,5 % cu una din relațiile:

- pentru $\theta \le 0$ °C

$$p_s = 3,61633 \cdot 10^{12} \cdot e^{\frac{-6150,6}{\theta+273,33}} \quad (3.2.5);$$

- pentru $\theta > 0$ °C

$$p_s = 1,40974 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{-3928,5}{\theta+231,667}} \quad (3.2.6).$$

3.3. Parametrii aerului umed

3.3.1. Relații de calcul

Pentru definirea stării aerului umed și pentru a urmări evoluția lui în diferite transformări termodinamice, se utilizează parametrii de stare și alte mărimi caracteristice ale amestecului. Aceste mărimi sunt cuprinse în tabelul 3.3.1. Relațiile de calcul au rezultat din definiții și din aplicarea legilor gazelor perfecte prezentate anterior.

În tabelul 3.3.1 s-au folosit, în plus, notațiile:

m_s - masa vaporilor saturați [kg];

x_s - conținutul de vapori la saturație, [kg vapori apă/kg aer uscat];

p_s - presiunea parțială a vaporilor la saturație [Pa];

r - căldura latentă de vaporizare/ condensare a apei (r = *2501* kJ/kg);

h_{apa} - entalpia apei [kJ/kg].

Folosind relațiile date în tabelul 3.1.1, cunoscând presiunea amestecului și oricare alte două mărimi caracteristice se pot determina toate celelalte. Pentru ilustrare se prezintă, în continuare, două exemple de calcul.

Exemplul de calcul 1

Se determină grafic și analitic parametrii aerului umed având starea definită prin temperatura uscată θ = 20°C și umiditatea relativă φ = 50 %; presiunea barometrică se consideră p = *101325* Pa ≈ *1,013* bar.

Se procedează după cum urmează:

- presiunea la saturație se calculează cu relația 3.2.6, rezultând p_s = *2343* Pa;
- presiunea parțială a vaporilor de apă rezultă pe baza relației 3.3.8: $p_v = \varphi \cdot p_s$ = *1172* Pa;
- temperatura punctului de rouă calculată cu relația 3.3.4 este θ_r = *9,3* °C;
- conținutul de vapori calculat cu relația 3.3.6 este: x = *7,28·10⁻³* kg/kg$_a$ = 7,28 g/kg$_a$;
- densitatea aerului calculată cu relația 3.3.15 este: ρ = *1,199* kg/m³;
- entalpia aerului umed calculată cu formula 3.3.18 sau 3.3.20 este: h = *38,48* kJ/kg.

Exemplul de calcul 2

Se calculează conținutul de vapori x al aerului umed a cărui stare este caracterizată de temperatura uscată, θ = 25 °C și temperatura umedă, θ_u = 15 °C. Presiunea barometrică este p = *101325* Pa ≈ *1,013* bar.

Se determină:

- entalpia aerului la 25 °C în funcție de x și θ (relația 3.3.20) este: $h = 25 + 2547,5 \cdot x$ kJ/kg;
- presiunea de saturație (izobară și adiabatică) corespunzătoare temperaturii umede de 15 °C, folosind relația 3.2.6 rezultă p_s = *1707,74* Pa;
- conținutul de umiditate la saturație, x_s, pentru o presiune parțială a vaporilor p_s = *1707,74* Pa, calculată cu relația 3.3.7 este: x_s = 0,010663 kg/kg$_a$;
- entalpia apei de 15 °C rezultă din relația 3.3.2: h_{apa} = *62,79* kJ/kg$_{apa}$;
- entalpia aerului saturat la *15* °C, cu un conținut de umiditate, x_s, calculată cu relația 3.3.20 este: h_s = *41,965* kJ/kg$_a$;
- relația 3.3.1 devine: *25+2547,5·x+(0,01066-x)·62,79 = 41,96* din care rezultă conținutul de umiditate x = *6,57·10⁻³* kg/kg$_{apa}$.

3.3.2. Tabele de valori

În practica inginerească, pentru a facilita calculul rapid, se folosesc tabele de valori sau diagrame psihrometrice.

În tabelele 3.3.2 ... 3.3.5 sunt date mărimile caracteristice ale aerului umed nesaturat și saturat, ale vaporilor de apă conținuți în aerul umed, precum și densitatea aerului umed, la presiunea de 1 bar (10^5 Pa).

3.3.3.Diagrame psihrometrice

Reprezentarea grafică a relațiilor dintre caracteristicile aerului umed este foarte răspândită datorită posibilităților de calcul rapid, cu o eroare neglijabilă, pentru situațiile practice. Există numeroase variante în funcție de alegerea axelor de coordonate și de zona de parametri care se dorește a fi reprezentată cu o bună lizibilitate. Fiecare

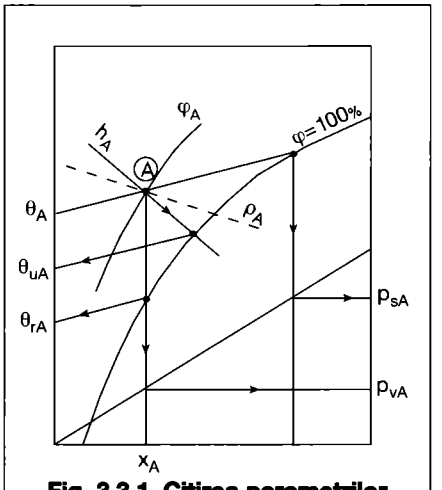


Fig. 3.3.1. Citirea parametrilor aerului umed în diagrama *h-x*.

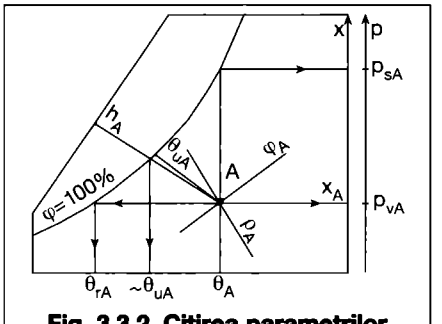


Fig. 3.3.2. Citirea parametrilor aerului umed în diagrama *θ-x*.

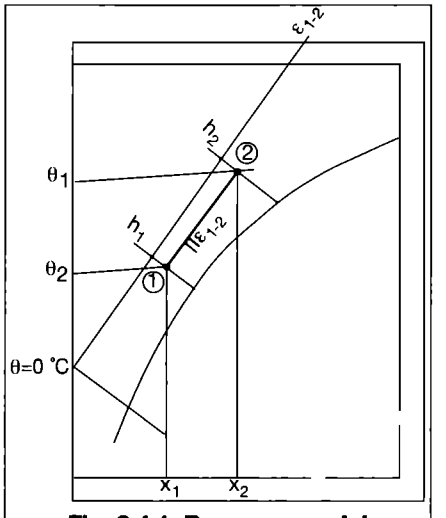


Fig. 3.4.1. Raza procesului în diagrama *h-x*.

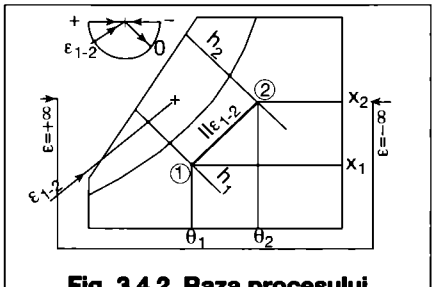


Fig. 3.4.2. Raza procesului în diagrama *θ - x*.

diagramă este construită pentru o presiune dată și permite citirea tuturor parametrilor pentru o stare a aerului definită prin două mărimi (căreia îi corespunde un punct în planul diagramei).

În țările Europei de Est și în Germania se utilizează diagrama cunoscută sub numele de „diagrama Mollier", construită în coordonate entalpie-conținut de umiditate *(h-x)* care fac între ele un unghi la 135°. În România este cunoscută sub numele de diagrama *i-x;* în lucrarea de față s-a schimbat notația pentru entalpie, din *i* în *h,* pentru a respecta notațiile internaționale.

Pe axa orizontală se citește conținutul de umiditate (ce a fost proiectat de pe axa de coordonate oblică) iar pe axa verticală (în stânga) se citește temperatura uscată, θ. Entalpia, *h,* este notată direct pe dreptele oblice de h = constant.

În Franța și în Statele Unite ale Americii se utilizează o diagramă *h-x* care are axele de coordonate inversate față de diagrama Mollier. Deoarece pe axa orizontală se citește temperatura uscată, θ, iar pe axa verticală (în dreapta) se citește conținutul de umiditate, *x,* această diagramă va fi denumită θ-*x.* În realitate, dreptele θ = constant nu sunt paralele între ele ci constituie un fascicul de drepte.

Citirea parametrilor aerului umed în aceste diagrame este ilustrată schematic în fig. 3.3.1, respectiv, 3.3.2.

Diagrama *h-x* la presiunea de 1013 mbar este reprezentată în figura 3.3.3. Planul unei diagrame psihrometrice este împărțit în două zone prin curba de umiditate relativă φ = 100 % pe care se citesc mărimile corespunzătoare saturației. Citirile se fac în zona de aer nesaturat, deasupra curbei de saturație - φ = 100 %.

3.4. Transformări simple ale aerului umed

• Probleme generale

Aerul introdus în încăperile ventilate (climatizate) este, de obicei, tratat pentru a se obține o stare ce corespunde funcției pe care o are în procesele din încăpere. Tratarea aerului este realizată prin înserierea unor procese simple care sunt prezentate în tabelul 3.4.1. În tabel sunt date și relațiile de calcul curente necesare pentru alegerea aparatelor de tratare.

O mărime ce caracterizează transformarea termodinamică a aerului umed este raza procesului (de preluare simultană a căldurii și umidității) denumită și raport de termoumiditate.

Această mărime se poate stabili atât pentru procesele de tratare a aerului cât și pentru a urmări evoluția lui în încăperi.

Raza procesului, ε, este definită prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\dot{V}} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad [kJ/kg]$$

în care:

Φ, $\dot{V}$ - reprezintă debitul de căldură, respectiv, de umiditate preluate/cedate de aer în procesul de transformare;

Δh, Δx - variația de entalpie, respectiv, de umiditate între starea inițială și finală ale transformării (fig. 3.4.1 și 3.4.2)

Fiind o mărime ce reflectă direct modul în care s-a produs transformarea stării aerului, ea este evaluată frecvent, așa cum se arată și în tabelul 3.4.1.

• Procese simple prezentate în diagramele psihrometrice

Pentru a facilita specialiștilor urmărirea evoluției aerului în diagramele psihrometrice, majoritatea cuprind, în diferite forme grafice, reprezentări ale razei procesului.

Pentru diagramele curent folosite (fig. 3.4.1 și 3.4.2) se urmărește evoluția aerului între o stare inițială 1 și o stare finală 2 și modul în care este utilizată raza procesului. Orice proces caracterizat printr-o valoare ε a razei procesului este reprezentat printr-o dreaptă paralelă cu ε = constant.

Diferitele procese de tratare simplă cuprinse în tabelul 3.4.1 sunt reprezentate în diagramele psihrometrice din fig. 3.4.3...3.4.8.

Procesul de uscare adiabatică se realizează în sens invers procesului de umidificare adiabatică.

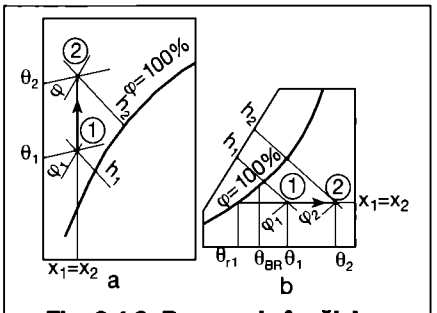


Fig. 3.4.3. Proces de încălzire:
a - în diagrama *h-x*;
b - în diagrama θ-*x*.

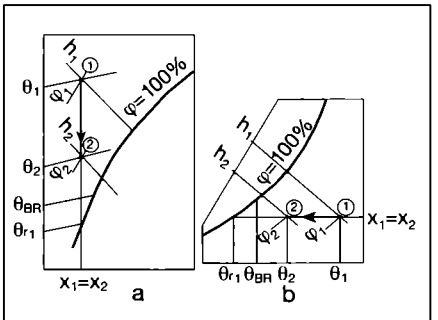


Fig. 3.4.5. Proces de răcire umedă:
a - în diagrama *h-x*; b - în diagrama θ-*x*.

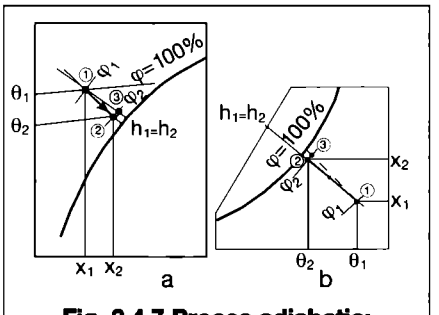


Fig. 3.4.7 Proces adiabatic:
a - în diagrama *h-x*;
b - în diagrama θ-*x*.

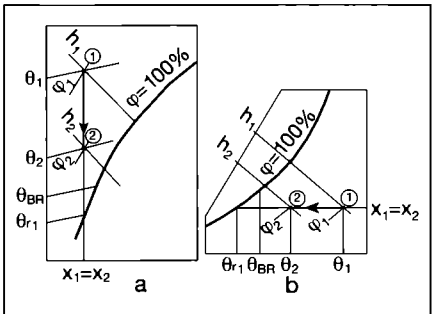


Fig. 3.4.4. Proces de răcire uscată:
a - în diagrama *h-x*; b - în diagrama θ-*x*.

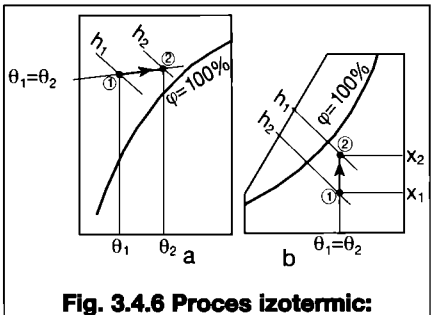


Fig. 3.4.6 Proces izotermic:
a - în diagrama *h-x*;
b - în diagrama θ-*x*.

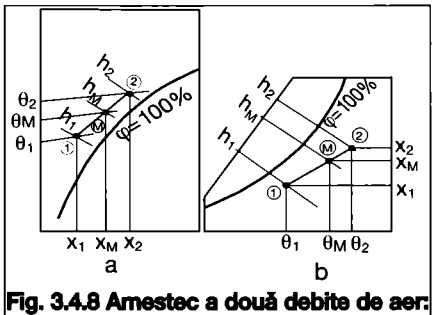


Fig. 3.4.8 Amestec a două debite de aer:
a - în diagrama *h-x*;
b - în diagrama θ-*x*.

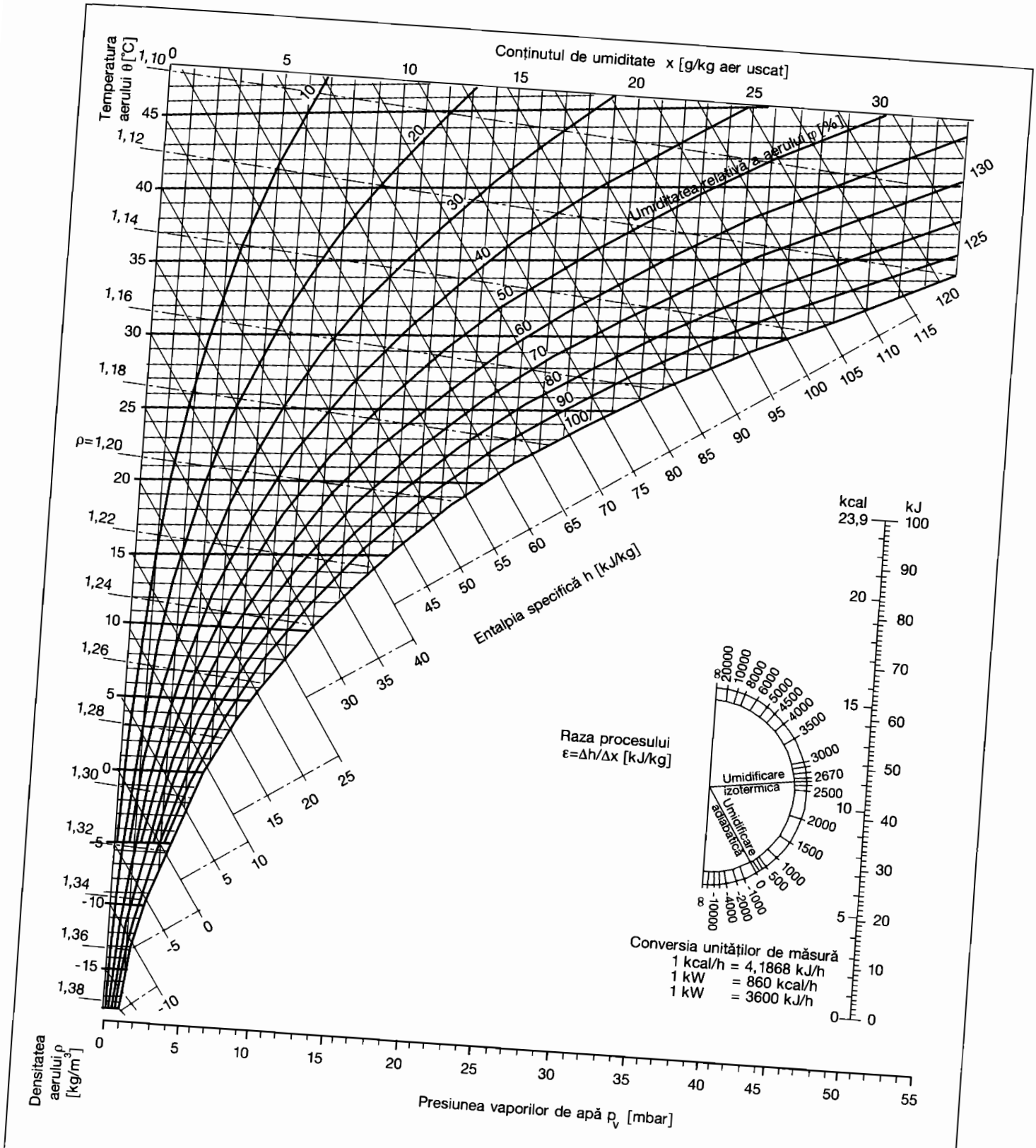


Fig. 3.3.3. Diagrama θ-x, pentru aerul umed, la presiunea de 1013 mbar.

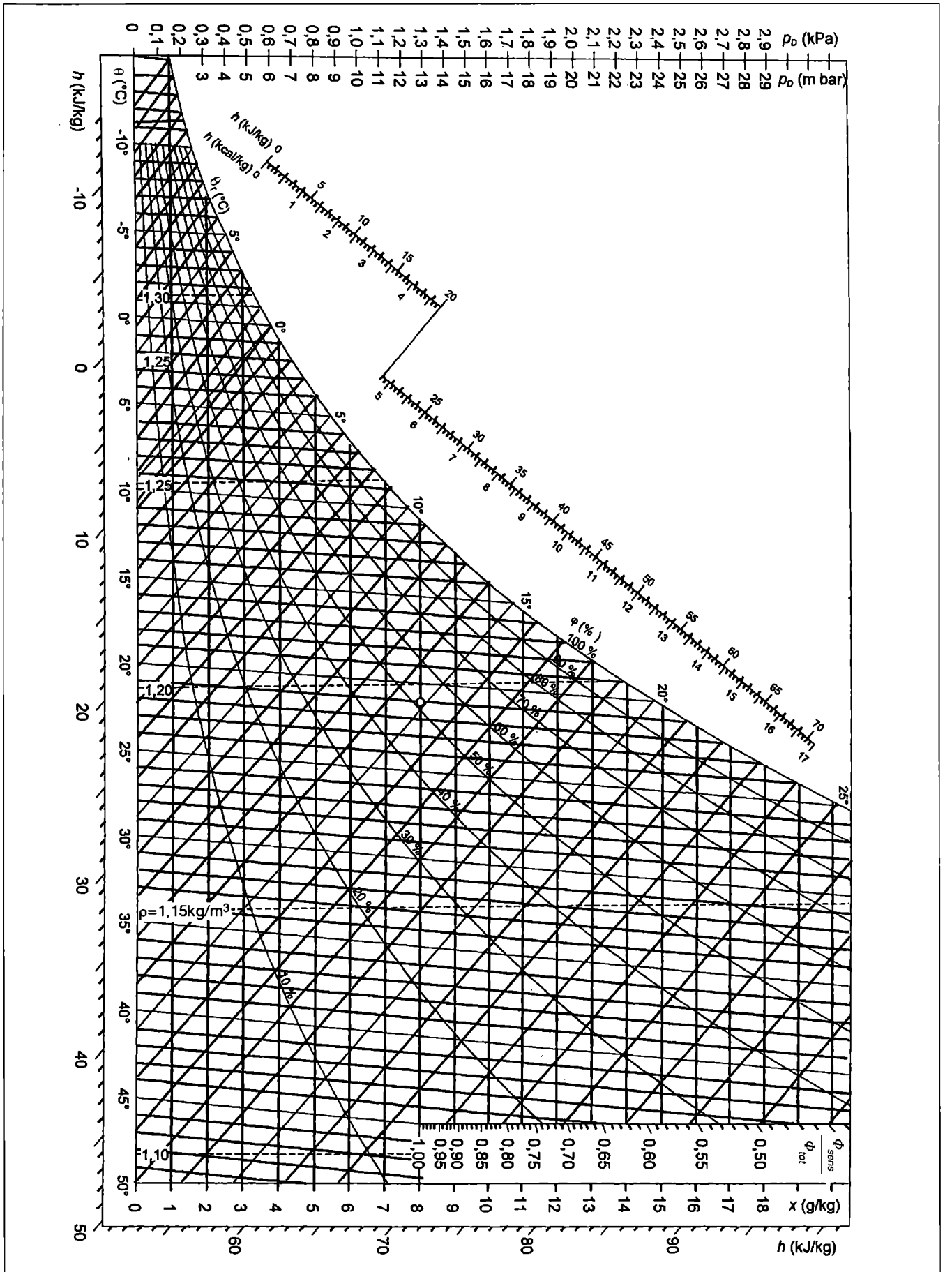


Fig. 3.3.4. Diagrama h-x (Carrier), pentru aerul umed, la presiunea de 1013 mbar.

Tabelul 3.3.2. Mărimile caracteristice ale aerului umed nesaturat, la presiunea de 1 bar (10^5 Pa).

θ - temperatura aerului [°C];
x - conținutul de umiditate [g/kg aer uscat] - rândul de sus;
h - entalpia aerului umed [kJ/kg] - rândul de jos.

	Umiditatea relativă φ [%]								
θ [°C]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
0	0,38 0,95	0,76 1,9	1,14 2,85	1,52 3,8	1,91 4,75	2,29 5,70	2,67 6,65	3,06 7,60	3,44 8,55
1	0,41 2,02	0,82 3,05	1,23 4,07	1,63 5,07	2,05 6,12	2,46 7,15	2,87 8,18	3,28 9,20	3,69 10,2
2	0,44 3,10	0,88 4,20	1,32 5,30	1,76 6,40	2,20 7,50	2,64 8,60	3,09 9,73	3,53 10,8	3,97 11,9
3	0,47 4,17	0,94 5,35	1,42 6,55	1,89 7,73	2,37 8,93	2,84 10,1	3,31 11,3	3,79 12,5	4,26 13,7
4	0,50 5,25	1,02 6,55	1,52 7,81	2,03 9,09	2,54 10,4	3,05 11,6	3,56 12,9	4,07 14,2	4,59 15,5
5	0,54 6,35	1,08 7,71	1,63 9,09	2,17 10,4	2,72 11,8	3,27 13,2	3,82 14,6	4,37 16,0	4,92 17,3
6	0,58 7,45	1,17 8,93	1,75 10,4	2,34 11,9	2,92 13,3	3,51 14,8	4,10 16,3	4,69 17,8	5,28 19,3
7	0,62 8,55	1,25 10,1	1,87 11,7	2,50 13,3	3,13 14,9	3,75 16,4	4,38 18,0	5,02 19,6	5,65 21,2
8	0,67 9,68	1,33 11,3	2,01 13,1	2,68 14,7	3,35 16,4	4,03 18,1	4,70 19,8	5,38 21,5	6,06 23,2
9	0,72 10,8	1,43 12,6	2,15 14,4	2,87 16,2	3,59 18,0	4,31 19,8	5,04 21,7	5,76 23,5	6,49 25,3
10	0,77 11,9	1,53 13,9	2,30 15,8	3,07 17,7	3,84 19,7	4,61 21,6	5,39 23,6	6,17 25,5	6,94 27,5
11	0,82 13,1	1,63 15,1	2,46 17,2	3,28 19,3	4,11 21,4	4,93 23,4	5,76 25,5	6,60 27,6	7,43 29,7
12	0,87 14,2	1,75 16,4	2,62 18,6	3,50 20,8	4,39 23,1	5,28 25,3	6,16 27,5	7,05 29,8	7,94 32,0
13	0,93 15,3	1,87 17,7	2,81 20,1	3,75 22,5	4,70 24,9	5,65 27,3	6,60 29,7	7,55 32,1	8,51 34,5
14	1,00 16,5	2,00 19,1	3,00 21,6	4,01 24,1	5,02 26,7	6,3 29,2	7,05 31,8	8,06 34,4	9,09 37,0
15	1,06 17,7	2,12 20,4	3,19 23,1	4,26 25,8	5,34 28,5	6,41 31,2	7,49 33,9	8,58 36,7	9,66 39,4
16	1,13 18,9	2,27 21,7	3,41 24,6	4,56 27,5	5,71 30,4	6,85 33,3	8,00 36,2	9,15 39,1	10,3 42,1
17	1,21 20,1	2,42 23,1	3,63 26,2	4,85 29,3	6,08 32,4	7,30 35,5	8,58 38,7	9,79 41,8	11,0 44,8
18	1,28 21,2	2,57 24,5	3,87 27,8	5,17 31,1	6,47 34,4	7,81 37,8	9,09 41,10	10,4 44,3	11,8 47,9
19	1,37 22,5	2,74 25,9	4,13 29,5	5,51 33,0	6,92 36,5	8,32 40,1	9,73 43,7	11,1 47,1	12,6 50,9
20	1,46 23,7	2,92 27,4	4,39 31,1	5,87 34,9	7,36 38,7	8,83 42,4	10,4 46,4	11,9 50,2	13,3 53,7
21	1,55 24,9	3,11 28,9	4,67 32,9	6,24 36,8	7,81 40,8	9,41 44,9	11,0 48,9	12,6 53,0	14,3 57,3
22	1,65 26,2	3,30 30,4	4,97 34,6	6,66 38,9	8,32 43,1	10,1 47,7	11,7 51,7	13,4 56,0	15,2 60,0
23	1,75 27,4	3,52 32,0	5,28 36,4	7,06 41,0	8,83 45,5	10,6 50,0	12,5 54,8	14,3 59,4	16,2 64,2
24	1,86 28,7	3,73 33,5	5,62 38,3	7,49 43,1	9,41 47,9	11,3 52,8	13,3 57,8	15,2 62,7	17,1 67,5
25	1,98 30,0	3,96 35,1	5,97 40,2	8,00 45,4	9,99 50,4	12,1 55,8	14,1 60,9	16,2 66,3	18,3 71,6
26	2,10 31,3	4,21 36,7	6,35 42,2	8,45 47,5	10,6 53,0	12,8 58,6	15,0 64,2	17,2 69,8	19,4 75,4
27	2,22 32,7	4,47 38,4	6,73 44,2	9,02 50,0	11,3 55,8	13,6 61,7	15,9 67,5	18,3 73,7	20,6 79,6
28	2,36 34,0	4,74 40,1	7,11 46,1	9,54 52,3	12,0 58,6	14,5 65,0	16,9 71,1	19,4 77,5	21,9 83,9

Tabelul 3.3.2 Mărimile caracteristice ale aerului umed nesaturat, la presiunea de 1 bar (10^5 Pa) - continuare -

	Umiditatea relativă φ [%]								
θ [°C]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
29	2,5 35,4	5,02 41,8	7,55 48,3	10,1 54,8	12,7 61,4	15,3 68,1	17,9 74,7	20,6 81,6	23,2 88,3
30	2,65 36,8	5,32 43,6	8,00 50,4	10,8 57,6	13,5 64,5	16,2 71,4	19,0 78,6	21,8 85,7	24,7 93,1
31	2,81 3,82	5,64 45,4	8,51 52,8	11,4 60,2	14,3 67,6	17,2 75,0	20,2 82,7	23,2 90,3	26,2 98,0
32	3,14 39,6	5,97 47,3	9,02 55,1	12,1 63,0	15,2 70,9	18,3 78,8	21,4 86,8	24,6 95,0	27,8 103,2
33	3,14 41,0	6,35 49,3	9,54 57,4	12,8 65,8	16,0 74,0	19,4 82,7	22,7 91,1	26,1 99,9	29,5 108,6
34	3,33 42,5	6,66 51,1	10,1 59,9	13,5 68,6	17,0 77,6	20,5 86,5	24,0 95,5	27,6 104,7	31,3 114,2
35	3,52 44,0	7,05 53,1	10,7 62,4	14,3 71,7	18,0 81,2	21,7 90,7	25,5 100,4	29,3 110,2	33,2 120,2
36	3,72 45,5	7,49 55,2	11,3 65,0	15,2 75,0	19,0 84,8	23,0 95,0	27,0 105,3	31,2 116,1	35,2 126,4
37	3,92 47,1	7,94 57,4	11,9 67,6	16,0 78,1	20,2 88,9	24,3 99,4	28,6 110,5	32,9 121,5	37,3 132,8
38	4,5 48,7	8,32 59,4	12,6 70,4	16,9 81,4	21,3 92,8	25,7 104,1	30,3 115,9	34,8 127,5	39,4 139,3
39	4,38 50,3	8,83 61,7	13,3 73,2	17,9 85,1	22,6 97,1	27,3 109,2	32,1 121,6	36,9 133,9	41,8 146,5
40	4,62 51,9	9,34 64,0	14,1 76,3	18,9 88,7	23,8 101,3	28,8 114,1	33,8 127,0	39,0 140,4	44,2 153,8
41	4,88 53,6	9,86 66,4	14,8 79,1	20,0 92,5	25,2 105,9	30,5 119,6	35,8 133,3	41,3 147,4	46,8 161,6
42	5,14 55,3	10,4 68,8	15,7 82,5	21,1 96,4	26,6 110,6	32,2 125,0	37,9 139,7	43,7 154,7	49,6 159,9
43	5,42 57,0	11,0 71,4	16,5 85,6	22,3 100,5	28,1 115,5	34,0 130,7	40,1 146,5	46,2 162,2	52,5 178,5
44	5,71 58,7	11,5 73,7	17,5 89,2	23,5 104,7	29,7 120,7	35,9 136,8	42,3 153,2	48,8 170,0	55,5 187,3
45	6,02 60,6	12,2 76,5	18,4 92,5	24,8 109,2	31,3 125,9	38,0 143,2	44,7 160,5	51,7 178,6	58,7 196,7
46	6,35 62,4	12,8 79,1	19,4 96,2	26,1 113,5	33,0 131,3	40,1 149,7	47,3 168,3	54,6 187,2	62,1 206,6
47	6,66 54,2	13,5 81,9	20,4 99,8	27,5 118,2	34,9 137,3	42,3 156,5	49,9 176,1	57,7 196,3	65,7 217,0
48	7,05 66,3	14,2 84,8	21,6 103,9	29,0 123,1	36,8 143,3	44,7 163,7	52,7 184,5	61,0 206,0	69,4 227,7
49	7,36 68,1	15,0 87,9	22,7 107,8	30,6 128,3	38,8 149,5	47,1 171,0	55,7 193,3	64,5 216,1	73,5 239,5
50	7,75 70,1	15,8 91,0	23,9 112,0	32,3 133,8	40,9 156,1	49,7 178,9	58,8 202,5	68,1 226,6	77,7 251,5

Tabelul 3.3.3. Densitatea aerului umed, ρ [kg/m^3] la presiunea de 1 bar (10^5 Pa).

θ [°C]	Umiditatea relativă φ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
-20	1,337	1,377	1,377	1,377	1,376	1,376	1,376	1,376	1,376	1,376
-19	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371
-18	1,366	1,366	1,366	1,366	1,366	1,366	1,365	1,365	1,365	1,365
-17	1,361	1,360	1,360	1,360	1,360	1,360	1,360	1,360	1,360	1,360
-16	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355	1,355
-15	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,350	1,349	1,349	1,349	1,349
-14	1,345	1,345	1,345	1,344	1,344	1,344	1,344	1,344	1,344	1,344
-13	1,340	1,339	1,359	1,339	1,339	1,339	1,339	1,339	1,339	1,339
-12	1,334	1,334	1,334	1,334	1,334	1,334	1,334	1,334	1,334	1,333
-11	1,329	1,329	1,329	1,329	1,329	1,329	1,329	1,328	1,328	1,328
-10	1,324	1,324	1,324	1,324	1,324	1,324	1,323	1,323	1,323	1,323
-9	1,319	1,319	1,319	1,319	1,319	1,319	1,318	1,318	1,318	1,318
-8	1,314	1,314	1,314	1,314	1,314	1,313	1,313	1,313	1,313	1,313
-7	1,309	1,309	1,309	1,309	1,309	1,308	1,308	1,308	1,308	1,308
-6	1,304	1,304	1,304	1,304	1,304	1,303	1,303	1,303	1,303	1,303
-5	1,299	1,299	1,299	1,299	1,299	1,298	1,298	1,298	1,298	1,298
-4	1,295	1,294	1,294	1,294	1,294	1,294	1,293	1,293	1,293	1,293
-3	1,290	1,290	1,289	1,289	1,289	1,289	1,288	1,288	1,288	1,283
-2	1,285	1,285	1,285	1,284	1,284	1,284	1,284	1,283	1,283	1,283
-1	1,280	1,280	1,280	1,279	1,279	1,279	1,279	1,278	1,278	1,278
0	1,276	1,275	1,275	1,275	1,274	1,274	1,274	1,274	1,273	1,273
1	1,271	1,271	1,270	1,270	1,270	1,269	1,269	1,269	1,268	1,268
2	1,266	1,266	1,266	1,265	1,265	1,265	1,264	1,264	1,264	1,263
3	1,262	1,261	1,261	1,261	1,260	1,260	1,259	1,259	1,259	1,258
4	1,257	1,257	1,256	1,256	1,256	1,255	1,255	1,254	1,254	1,254
5	1,253	1,252	1,252	1,251	1,251	1,250	1,250	1,250	1,249	1,249
6	1,248	1,248	1,247	1,247	1,246	1,246	1,245	1,245	1,244	1,244
7	1,243	1,243	1,243	1,242	1,242	1,241	1,241	1,240	1,240	1,239
8	1,239	1,239	1,238	1,238	1,237	1,237	1,236	1,236	1,235	1,235
9	1,235	1,234	1,234	1,233	1,232	1,232	1,231	1,231	1,230	1,230
10	1,230	1,230	1,229	1,229	1,228	1,227	1,227	1,226	1,226	1,225
11	1,226	1,225	1,225	1,224	1,223	1,223	1,222	1,222	1,221	1,220
12	1,221	1,221	1,220	1,220	1,219	1,218	1,218	1,217	1,216	1,216
13	1,217	1,216	1,216	1,215	1,214	1,214	1,213	1,212	1,212	1,211
14	1,213	1,212	1,211	1,211	1,210	1,209	1,208	1,208	1,207	1,206
15	1,209	1,208	1,207	1,206	1,206	1,205	1,204	1,203	1,202	1,202
16	1,204	1,204	1,203	1,202	1,201	1,200	1,199	1,199	1,198	1,197
17	1,200	1,199	1,198	1,198	1,197	1,196	1,195	1,194	1,193	1,192
18	1,196	1,195	1,194	1,193	1,192	1,191	1,191	1,190	1,189	1,188
19	1,192	1,191	1,190	1,189	1,188	1,187	1,186	1,185	1,184	1,183
20	1,188	1,187	1,186	1,185	1,184	1,182	1,181	1,180	1,179	1,178
21	1,184	1,183	1,181	1,180	1,179	1,178	1,177	1,176	1,175	1,174
22	1,180	1,178	1,177	1,176	1,175	1,174	1,172	1,171	1,170	1,169
23	1,175	1,174	1,173	1,172	1,170	1,169	1,168	1,167	1,165	1,164
24	1,171	1,170	1,169	1,167	1,166	1,165	1,164	1,162	1,161	1,160
25	1,167	1,166	1,165	1,163	1,162	1,160	1,159	1,158	1,156	1,155
26	1,163	1,162	1,160	1,159	1,158	1,156	1,155	1,153	1,152	1,150
27	1,159	1.158	1.156	1.155	1.153	1.152	1,150	1,149	1,147	1,145
28	1,156	1,154	1,152	1,151	1,149	1,147	1,146	1,144	1,142	1,141
29	1,152	1,150	1,148	1,146	1,145	1,143	1,141	1,139	1,138	1,136
30	1,148	1,146	1,144	1,142	1,140	1,138	1,137	1,135	1,133	1,131
31	1,144	1,142	1,140	1,138	1,136	1,134	1,132	1,130	1,128	1,126
32	1,140	1,138	1,136	1,134	1,132	1,130	1,128	1,126	1,124	1,121
33	1,136	1,134	1,132	1,130	1,127	1,125	1,123	1,121	1,119	1,117
34	1,132	1,130	1,128	1,125	1,123	1,121	1,119	1,116	1,114	1,112
35	1,128	1,126	1,124	1,121	1,119	1,116	1,114	1,112	1,109	1,107
36	1,125	1,122	1,120	1,117	1,115	1,112	1,110	1,107	1,104	1,102
37	1,121	1,118	1,116	1,113	1,110	1,108	1,105	1,102	1,100	1,097
38	1,117	1,114	1,112	1,109	1,106	1,103	1,100	1,098	1,095	1,092
39	1,113	1,110	1,108	1,105	1,102	1,099	1,096	1,093	1,090	1,087

Tabelul 3.3.3. Densitatea aerului umed la presiunea de 1 bar - continuare -

θ [°C]	Umiditatea relativă φ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
40	1,110	1,107	1,104	1,100	1,097	1,094	1,091	1,088	1,085	1,082
41	1,106	1,103	1,099	1,096	1,093	1,090	1,086	1,083	1,080	1,077
42	1,102	1,099	1,095	1,092	1,089	1,085	1,082	1,078	1,075	1,071
43	1,099	1,095	1,091	1,088	1,084	1,081	1,077	1,073	1,070	1,066
44	1,095	1,091	1,087	1,084	1,080	1,076	1,072	1,069	1,065	1,061
45	1,091	1,087	1,083	1,079	1,075	1,072	1,068	1,064	1,060	1,056
46	1,088	1,084	1,079	1,075	1,071	1,067	1,063	1,059	1,054	1,050
47	1,084	1,080	1,075	1,071	1,067	1,062	1,058	1,054	1,049	1,045
48	1,081	1,076	1,071	1,067	1,062	1,058	1,053	1,048	1,044	1,039
49	1,077	1,072	1,067	1,063	1,058	1,053	1,048	1,043	1,039	1,034
50	1,073	1,068	1,063	1,058	1,053	1,048	1,043	1,038	1,033	1,028
55	1,056	1,049	1,043	1,037	1,030	1,024	1,018	1,011	1,006	0,999
60	1,038	1,030	1,022	1,014	1,007	0,999	0,991	0,983	0,975	0,967
65	1,021	1,011	1,001	0,992	0,982	0,972	0,962	0,953	0,943	0,933
70	1,004	0,992	0,980	0,968	0,956	0,944	0,932	0,920	0,908	0,896
75	0,986	0,972	0,957	0,943	0,928	0,913	0,899	0,884	0,870	0,855
80	0,969	0,951	0,934	0,916	0,898	0,881	0,863	0,845	0,828	0,810
85	0,952	0,930	0,909	0,888	0,867	0,845	0,824	0,803	0,782	0,760
90	0,934	0,909	0,883	0,858	0,832	0,807	0,782	0,756	0,731	0,705
95	0,916	0,886	0,856	0,826	0,795	0,765	0,735	0,705	0,674	0,644
100	0,898	0,862	0,827	0,790	0,755	0,719	0,684	0,648	0,612	0,576

Tabelul 3.3.4. Mărimile caracteristice ale aerului umed saturat, la presiunea de 1 bar (10^5 Pa).

θ - temperatura aerului [°C];
p_s - presiunea la saturație a vaporilor de apă [mbar];
x_s - conținutul de umiditate la saturație [g/kg aer uscat];
h_s - entalpia aerului saturat [kJ/kg]

θ	p_s	x_s	h_s	θ	p_s	x_s	h_s	θ	p_s	x_s	h_s
-20	1,03	0,64	-18,5	10	12,27	7,73	29,5	40	73,75	49,52	167,7
-19	1,13	0,71	-17,4	11	13,12	8,27	31,9	41	77,77	52,45	176,4
-18	1,25	0,78	-16,4	12	14,01	8,84	34,4	42	81,98	55,54	185,5
-17	1,37	0,85	-15,0	13	15,00	9,45	37,0	43	86,39	58,82	195,0
-16	1,50	0,94	-13,8	14	15,97	10,10	39,5	44	91,00	62,26	205,0
-15	1,65	1,03	-12,5	15	17,04	10,78	42,3	45	95,82	65,92	218,6
-14	1,81	1,13	-11,3	16	18,17	11,51	45,2	46	100,85	69,76	226,7
-13	1,98	1,23	-10,0	17	19,36	12,28	48,2	47	106,12	73,84	238,4
-12	2,17	1,35	-8,7	18	20,62	13,10	51,3	48	111,62	78,15	250,7
-11	2,37	1,48	-7,4	19	21,96	13,97	54,5	49	117,36	82,7	263,6
-10	2,59	1,62	-6,0	20	23,37	14,88	57,9	50	123,35	87,52	277,3
-9	2,83	1,77	-4,6	21	24,85	15,85	61,4	51	128,6	92,62	291,7
-8	3,09	1,93	-3,2	22	26,42	16,42	65,0	52	136,13	98,01	306,8
-7	3,38	2,11	-1,8	23	28,08	17,97	68,8	53	142,93	103,73	322,9
-6	3,68	2,30	-0,3	24	29,82	19,12	72,8	54	150,02	109,80	339,8
-5	4,01	2,50	1,2	25	31,67	20,34	76,9	55	157,41	116,19	357,7
-4	4,37	2,73	2,8	26	33,6	21,63	81,3	56	165,09	123,00	376,7
-3	4,75	2,97	4,4	27	35,64	22,99	85,8	57	173,12	130,23	396,8
-2	5,17	3,23	6,0	28	37,78	24,42	90,5	58	181,46	137,89	418,0
-1	5,62	3,52	7,8	29	40,04	25,94	95,4	59	190,15	146,04	440,6
0	6,11	3,82	9,5	30	42,41	27,52	100,5	60	199,17	154,72	464,5
1	6,56	4,11	11,3	31	44,91	29,25	106,0	65	250,10	207,44	609,2
2	7,05	4,42	13,1	32	47,53	31,07	111,7	70	311,60	281,54	811,1
3	7,57	4,75	14,9	33	50,29	32,94	117,6	75	385,50	390,20	1105,7
4	8,13	5,10	16,8	34	53,18	34,94	123,7	80	473,60	559,61	1563,0
5	8,72	5,47	18,7	35	56,22	37,05	130,2	85	578,00	851,90	2351,0
6	9,35	5,87	20,7	36	59,40	39,28	137,0	90	701,10	1459,0	3983,0
7	10,01	6,29	22,8	37	62,74	41,64	144,0	95	845,20	3396,0	9190,0
8	10,72	6,74	25,0	38	66,24	44,12	151,6	100	1013,0	-	-
9	11,47	7,22	27,2	39	69,91	46,75	159,5	-	-	-	-

Tabelul 3.3.5. Mărimile caracteristice ale vaporilor de apă conținuți în aerul umed, la presiunea de 1 bar (10^5 Pa).

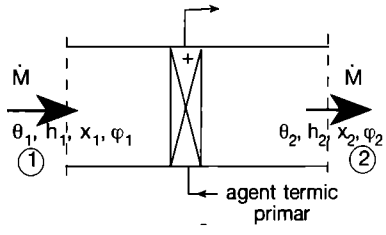
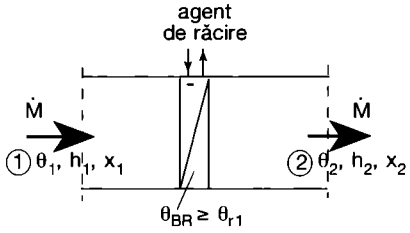
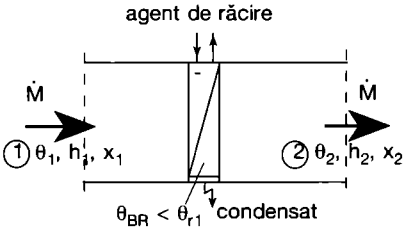
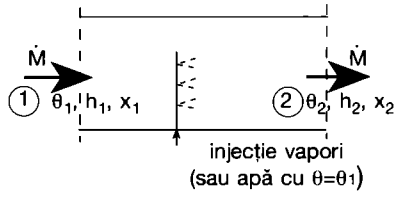
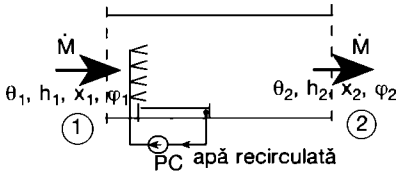
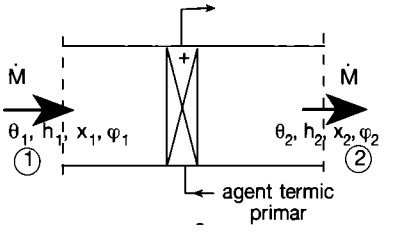
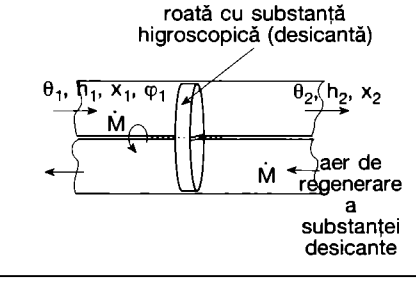
θ - temperatura aerului umed [°C];
p_v - presiunea parțială a vaporilor de apă [mbar] - rândul de sus;
ρ_v - densitatea vaporilor de apă [g/m³] - rândul de jos.

θ [°C]	Umiditatea relativă φ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0,61	1,22	1,83	2,44	3,06	3,67	4,28	4,89	5,50	6,11
	0,5	1,0	1,4	1,9	2,4	2,9	3,4	3,8	4,3	4,8
1	0,66	1,31	1,97	2,62	3,28	3,94	4,59	5,25	5,90	6,56
	0,5	1,0	1,6	2,1	2,6	3,1	3,6	4,2	4,7	5,2
2	0,71	1,41	2,12	2,82	3,53	4,23	4,94	5,64	6,35	7,05
	0,6	1,1	1,7	2,2	2,8	3,4	3,9	4,5	5,0	5,6
3	0,76	1,51	2,27	3,03	3,79	4,54	5,30	6,06	6,81	7,57
	0,6	1,2	1,7	2,4	3,0	3,5	4,1	4,7	5,3	5,8
4	0,81	1,63	2,44	3,25	4,07	4,88	5,69	6,50	7,32	8,13
	0,6	1,3	1,9	2,6	3,2	3,8	4,5	5,1	5,8	6,4
5	0,87	1,74	2,61	3,48	4,36	5,23	6,10	6,97	7,84	8,72
	0,7	1,4	2,0	2,7	3,4	4,1	4,8	5,4	6,1	6,8
6	0,93	1,87	2,81	3,74	4,68	5,61	6,55	7,48	8,42	9,35
	0,7	1,5	2,2	2,9	3,7	4,4	5,1	5,8	6,6	7,3
7	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,01
	0,8	1,5	2,3	3,1	3,9	4,6	5,4	6,2	6,9	7,7
8	1,07	2,14	3,22	4,29	5,36	6,43	7,50	8,58	9,65	10,7
	0,8	1,7	2,5	3,3	4,2	5,0	5,8	6,6	7,5	8,3
9	1,15	2,29	3,44	4,59	5,74	6,88	8,03	9,18	10,32	11,47
	0,9	1,8	2,6	3,5	4,4	5,3	6,2	7,0	7,9	8,8
10	1,23	2,45	3,68	4,91	6,14	7,36	8,59	9,82	11,04	12,27
	0,9	1,9	2,8	3,8	4,7	5,6	6,6	7,5	8,5	9,4
11	1,31	2,68	3,94	5,25	6,56	7,87	9,18	10,50	11,80	13,1
	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
12	1,40	2,80	4,20	5,60	7,01	8,41	9,81	11,20	12,60	14,0
	1,1	2,1	3,2	4,3	5,4	6,4	7,5	8,6	9,6	10,7
13	1,50	3,00	4,50	6,00	7,50	9,00	10,5	12,0	13,5	15,0
	1,1	2,3	3,4	4,4	5,7	6,8	7,9	9,0	10,2	11,3
14	1,60	3,20	4,80	6,40	8,00	9,60	11,2	12,8	14,4	16,0
	1,2	2,4	3,6	4,8	6,1	7,3	8,5	9,7	11,0	12,1
15	1,70	3,40	5,11	6,81	8,52	10,2	11,9	13,6	15,3	17,0
	1,3	2,6	3,8	5,1	6,4	7,7	9,0	10,2	11,5	12,8
16	1,81	3,63	5,45	7,27	9,09	10,9	12,7	14,5	16,4	18,2
	1,4	2,7	4,1	5,4	6,8	8,2	9,5	10,9	12,2	13,6
17	1,94	3,87	5,81	7,74	9,68	11,6	13,6	15,5	17,4	19,4
	1,5	2,9	4,4	5,8	7,3	8,7	10,1	11,6	13,0	14,5
18	2,06	4,12	6,19	8,25	10,3	12,4	14,4	16,5	18,6	20,6
	1,5	3,1	4,6	6,2	7,7	9,2	10,8	12,3	13,9	15,4
19	2,20	4,39	6,59	8,78	11,0	13,2	15,4	17,6	19,8	20,0
	1,6	3,3	4,8	6,5	8,2	9,8	11,4	31,1	14,7	16,4
20	2,34	4,67	7,01	9,35	11,7	14,0	16,4	18,7	21,0	23,4
	1,7	3,5	5,2	6,9	8,7	10,4	12,0	13,9	15,6	17,3
21	2,49	4,97	7,46	9,94	12,4	14,9	17,4	19,9	22,4	24,9
	1,8	3,7	5,5	7,3	9,2	11,0	12,8	14,7	16,5	18,3
22	2,64	5,28	7,93	10,6	13,2	15,9	18,5	21,1	23,8	26,4
	1,9	3,9	5,8	7,8	9,7	11,6	13,6	15,5	17,5	19,4
23	2,81	5,63	8,42	11,25	14,0	16,8	19,7	22,5	25,3	28,1
	2,1	4,1	6,2	8,2	10,3	12,4	14,4	16,5	18,6	20,6
24	2,98	5,96	8,95	11,9	14,9	17,9	20,9	23,9	2,68	29,8
	2,2	4,4	6,5	8,7	10,9	13,1	15,3	17,5	19,6	21,8
25	3,17	6,33	9,50	12,7	15,8	19,0	22,2	25,3	28,5	31,7
	2,3	4,6	6,9	9,2	11,5	13,8	16,1	18,4	20,7	23,0
26	3,36	7,62	10,1	13,4	16,8	20,2	23,5	26,9	30,2	33,6
	2,4	4,9	7,3	9,8	12,2	14,6	17,1	19,5	22,0	24,4
27	3,56	7,13	10,7	14,3	17,8	21,4	24,9	28,5	32,1	35,6
	2,6	5,2	7,7	10,6	12,9	15,5	18,1	20,6	23,2	25,8
28	3,78	7,56	11,3	15,1	18,9	22,7	26,4	30,2	34,0	37,8
	2,7	5,4	8,2	11,0	13,6	16,3	19,1	21,8	24,5	27,2

Tabelul 3.3.5. Mărimile caracteristice ale vaporilor de apă conținuți în aerul umed la presiunea de 1 bar - continuare -

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
29	4,00	8,00	12,00	16,0	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0
	2,9	5,8	8,7	11,5	14,4	17,3	20,2	23,0	25,9	28,8
30	4,24	8,48	12,7	17,0	21,2	25,4	29,7	33,9	38,2	42,4
	3,0	6,1	9,1	12,0	15,2	18,2	21,3	24,3	27,4	30,4
31	4,49	8,98	13,5	18,0	22,5	26,9	31,4	35,9	40,4	44,9
	3,2	6,4	9,6	12,8	16,0	19,2	22,4	25,6	28,8	32,0
32	4,75	9,51	14,3	19,0	23,8	28,5	33,3	38,0	42,8	47,5
	3,4	6,8	10,2	13,5	16,9	20,3	23,7	27,0	30,2	33,8
33	5,03	10,1	15,1	20,1	25,1	30,2	35,2	40,2	45,3	50,3
	3,6	7,1	10,7	14,3	17,9	21,4	25,0	28,6	32,1	35,7
34	5,32	10,6	16,0	21,3	26,6	31,9	37,2	42,5	47,9	53,2
	3,8	7,5	11,3	15,1	18,8	22,6	26,4	30,2	33,8	37,6
35	5,62	11,2	16,9	22,5	28,1	33,7	39,4	45,0	50,6	56,2
	4,0	7,9	11,9	15,8	19,8	23,8	27,8	31,7	35,6	39,6
36	5,94	11,9	17,8	23,8	29,7	35,6	41,6	47,8	53,5	59,4
	4,2	8,3	12,5	16,7	20,8	25,0	29,2	33,4	37,6	41,7
37	6,27	12,6	18,8	25,1	31,4	37,6	43,9	50,2	56,5	62,7
	4,4	8,8	13,2	17,6	21,9	26,3	30,7	35,2	39,6	43,9
38	6,62	13,2	19,9	26,5	33,1	39,7	46,4	53,0	59,6	66,2
	4,6	9,2	13,9	18,5	23,1	27,7	32,3	37,0	41,6	46,2
39	6,99	14,0	21,0	28,0	35,0	42,0	49,0	56,0	63,0	69,9
	4,9	9,7	14,6	19,5	24,3	29,2	34,0	38,9	43,7	48,6
40	7,38	14,8	22,1	29,5	36,9	44,3	51,6	59,0	66,4	73,8
	5,1	10,2	15,3	20,6	25,6	30,6	35,8	40,9	46,0	51,1
41	7,78	15,6	23,3	31,1	38,9	46,7	54,4	62,2	70,0	77,8
	5,4	10,8	16,2	21,5	26,9	32,2	37,6	43,0	48,4	53,8
42	8,20	16,2	24,6	32,8	41,0	49,2	57,4	65,6	73,8	82,0
	5,7	11,3	17,0	22,6	28,2	33,9	39,6	45,2	50,8	56,5
43	8,64	17,3	25,9	34,6	43,2	51,8	60,5	69,1	77,8	86,4
	5,9	11,9	17,8	23,8	29,6	35,6	41,6	47,5	53,5	59,4
44	9,1	18,2	27,3	36,4	45,5	54,6	63,7	72,8	81,9	91,0
	6,2	12,5	18,7	24,9	31,1	37,4	43,6	49,9	56,2	62,3
45	9,58	19,2	28,7	38,3	47,9	57,5	67,1	76,7	86,2	95,8
	6,5	13,1	19,6	26,2	32,6	39,4	45,7	52,4	58,9	65,4
46	10,1	20,2	30,3	40,3	50,4	60,5	70,6	80,7	90,8	100,8
	6,9	13,7	20,6	27,4	34,3	41,2	48,1	55,0	61,8	68,7
47	10,6	21,2	31,8	42,2	53,1	63,7	74,3	84,9	95,5	105,1
	7,2	14,4	21,6	28,8	36,0	43,2	50,4	57,6	64,8	72,0
48	11,2	22,3	33,5	44,6	55,8	67,0	78,1	89,3	100,4	111,6
	7,6	15,1	22,7	32,2	37,7	45,2	52,8	60,4	68,0	75,5
49	11,7	23,5	35,2	46,9	58,7	70,4	82,2	93,9	105,7	117,4
	7,9	15,8	23,8	31,6	39,6	47,5	55,4	63,4	71,3	79,2
50	12,3	24,7	37,0	49,3	61,7	74,0	86,3	98,7	111,0	123,3
	8,3	16,6	24,9	33,2	41,5	49,7	58,1	66,4	74,6	83,0

Tabelul 3.4.1. Transformări simple ale aerului umed

Transformarea ε - [kJ/kg]	Schemă realizare proces	Relații de calcul
1. Încălzire uscată (proces 1-2) $\varepsilon = +\infty$. Se realizează cu o baterie de încălzire.		Debitul de căldură preluat de aer, respectiv cedat de bateria de încălzire: $\Phi_{BI} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_1)$ sau, aproximativ, $\Phi_{BI} = \dot{M} \cdot (\theta_2 - \theta_1)$.
2. Răcire uscată (proces 1-2) $\varepsilon = -\infty$. Se realizează cu o baterie de răcire având temperatura medie $\theta_{BR} \geq \theta_{r1}$.		Debitul de căldură extras aerului supus răcirii și preluat de bateria de răcire: $\Phi_{BR} = \dot{M} \cdot (h_1 - h_2)$ sau aproximativ $\Phi_{BI} = \dot{M} \cdot (\theta_1 - \theta_2)$.
3. Răcire cu uscare (proces 1-2) $\varepsilon > 0$. Se realizează cu o baterie de răcire având $\theta_{BR} < \theta_{r1}$.		Debitul de căldură preluat de la aer: $\Phi_{BR} = \dot{M} \cdot (h_1 - h_2)$. Debitul de vapori de apă condensați: $\dot{M}_V = \dot{M} \cdot (x_1 - x_2)$.
4. Umidificare izotermică (proces 1-2) $\varepsilon = h_v$. Se realizează prin injecție de abur saturat (sau prin pulverizare de apă cu temperatura θ).		Debitul de vapori preluat de aer: $\dot{M}_V = \dot{M} \cdot (x_2 - x_1)$. Debitul de căldură preluat de aer: $\Phi = \dot{M} \cdot (h_2 - h_1)$.
5. Umidificare adiabatică, practic, $\varepsilon = 0$ (proces 1-2). Proces real $\varepsilon = c_{p\,apă} \cdot \theta_a$ (proces 1-3) $c_{p\,apă} = 4{,}186$ kJ/kg (căldura masică a apei la presiune constantă). Se realizează prin pulverizarea de apă în circuit închis când temperatura apei $\theta_a = \theta_u$.		Debitul de vapori preluat de aer: aproximativ: $\dot{M}_V \approx \dot{M} \cdot (x_2 - x_1)$, respectiv real: $\dot{M}_V = \dot{M} \cdot (x_3 - x_1)$.
6. Amestec de aer $\varepsilon = (h_2 - h_1) / (x_2 - x_1)$ (1 și 2 sunt stările aerului care se amestecă, având debitele q_{m1}, respectiv q_{m2}).		Starea finală a aerului amestecat M va avea entalpia, h_m și conținutul de umiditate x_m: $h_m = \dfrac{h_1 \cdot \dot{M}_1 + h_2 \cdot \dot{M}_2}{\dot{M}_1 + \dot{M}_2}$ $x_m = \dfrac{x_1 \cdot \dot{M}_1 + x_2 \cdot \dot{M}_2}{\dot{M}_1 + \dot{M}_2}$
7. Uscare adiabată, practic $\varepsilon = 0$ (proces 1-2). Proces real $\varepsilon = -c_{pv} \cdot \theta_1$. Se realizează prin trecerea aerului peste o substanță absorbantă (desicantă): silicagel, sulfat de calciu, clorură de calciu etc.		Debitul de vapori condensați: $\dot{M}_V = \dot{M} \cdot (x_2 - x_1)$. Debitul de căldură preluat de aer la trecerea prin roata cu substanță desicantă se poate aproxima cu relația: $\Phi = r \cdot \dot{M}_V = 2501 \cdot \dot{M}_V$

Notații:
$\dot{M}$ - debit de aer [kg/s]; Φ - debit de căldură [kW]; $\dot{M}_V$ - debit de vapori [kg/s].

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 4

Procedee de tratare a aerului

4.1. Probleme generale

Aerul încăperilor din clădirile civile și industriale tinde să-și modifice permanent parametrii de stare ca urmare a aporturilor (pierderilor), a degajărilor de căldură și a degajărilor și consumurilor de umiditate sau, altfel spus, ca urmare a variației permanente a sarcinilor (bilanțurilor) termice și de umiditate. Menținerea aerului din încăperi la parametrii prescriși presupune extragerea căldurii și umidității în exces sau introducerea acestora acolo unde sunt deficitare, pentru a se menține starea de echilibru. Sistemele de tratare a aerului se referă numai la procesele termice, menținerea concentrațiilor celorlalte două noxe (gaze sau vapori, praf) sub sau la valorile admisibile presupune introducerea în încăperi a anumitor debite de aer, indiferent de tratamentele termice la care acestea sunt supuse. Menținerea stării de echilibru termic, în condițiile unui debit de aer pentru ventilare, dat, presupune introducerea aerului în încăperea sau încăperile considerate cu parametri permanent variabili, dar în strânsă dependență cu variația bilanțurilor termice și de umiditate. Realizarea parametrilor variabili ai aerului refulat are loc în afara încăperii deservite, în echipamente special construite. În unele situații particulare (de exemplu, umidificarea aerului cu abur sau apă) procesul de tratare a aerului are loc chiar în încăperea considerată. Chiar și în condițiile utilizării unor instalații cu debit de aer variabil, parametrii aerului refulat în încăperi sunt variabili de-a lungul anului, în funcție de temperatura aerului exterior, variațiile, însă, sunt mai mici, deoarece acordarea cu variațiile sarcinii termice și de umiditate se face prin modificarea debitului de aer și nu a parametrilor momentani. Încălzirea sau răcirea aerului într-o încăpere, față de temperatura normală a acesteia, sunt situații particulare cauzate de punerea în funcțiune sau de oprirea instalației și nu prezintă importanță pentru problema în studiu. În același mod trebuie privite și abaterile umidității aerului. Procesele simple de încălzire, de răcire, la x = constant și de amestec au fost tratate la §3.4.

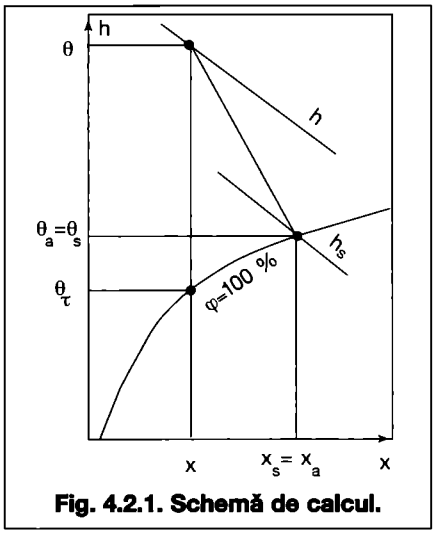


Fig. 4.2.1. Schemă de calcul.

4.2. Tratarea aerului cu apă

Modificarea stării aerului prin punerea acestuia în contact cu apa este un procedeu destul de vechi, folosit pe larg și în prezent, cu toate că asistăm la o accentuare a crizei de apă. În acest din urmă caz se urmărește utilizarea unor procedee care să ducă la reducerea debitului specific de apă pentru tratarea aerului [kg apă/kg aer tratat]. Concomitent se urmărește și reducerea dimensiunilor echipamentului de tratare a aerului cu apă. Se au în vedere procesele termodinamice ce au loc între aer și apă, urmând ca aspectele legate de conținutul de impurități al apei de tratare să fie luat în considerare la descrierea echipamentului respectiv.

- **Modelul simplificat al schimbului dintre aer și apă**

Pentru a înțelege mai ușor modificarea stării aerului, respectiv, direcția în lungul căreia are loc această evoluție se recurge la o analogie cu amestecul a două cantități de aer, cu stări diferite (fig. 4.2.2).

Aerul de stare 1 este alcătuit dintr-o infinitate de picături fine având temperatura θ_1 și conținutul de umiditate x_1. Starea 2 este alcătuită, la rândul ei, dintr-o infinitate de particule fine de apă, acoperite cu un film foarte subțire de aer (strat limită) având aceeași temperatură cu a apei, constantă și egală cu θ_2. Se acceptă deci simplificarea că se amestecă aer cu stările 1 și, respectiv, 2. De la amestecul a două cantități de aer se știe că starea finală se găsește pe dreapta care unește cele două stări, inițială și finală, deci în 3. Starea 3 se află mai aproape de 2 dacă numărul particulelor de „aer" de stare 2 este mai mare, respectiv, debitul de apă pulverizată este mai mare. În realitate, direcția desfășurării proceselor se abate de la dreapta 1-2, evoluând pe traiectorii apropiate 1-4-3' sau 1-5-3", în funcție de sensul relativ aer - apă și de finețea particulelor.

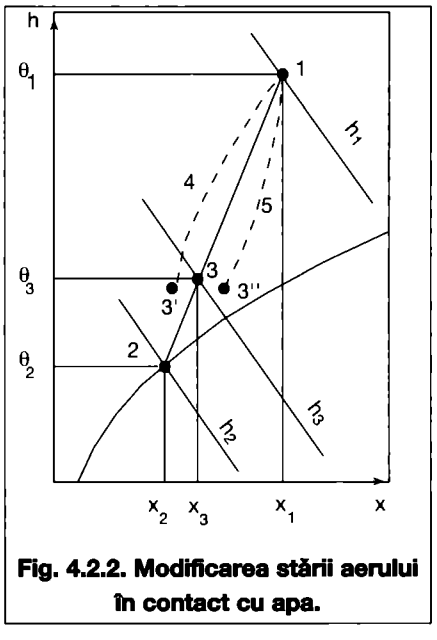


Fig. 4.2.2. Modificarea stării aerului în contact cu apa.

În practică se consideră, în mod convențional, că evoluția stării aerului în contact cu apa se desfășoară pe direcția 1-2 dată de starea inițială a aerului 1 și de temperatura inițială a apei, $\theta_a = \theta_2$, considerată constantă în procesul de schimb.

4.2.1. Procese posibile de modificare a stării aerului în contact cu apa

- **Analiza proceselor de modificare a stării aerului în contact cu apa**

Studiul proceselor de schimbare a stării aerului în contact cu apa se poate face pe baza expresiei fluxului elementar de căldură dat de relația (fig. 4.2.2):

$$\Delta\Phi = [h\cdot(\theta - \theta_a) + \sigma\cdot r_0\cdot(x - x_a)]\cdot dA$$

Plecăm de la observația că pot avea loc situațiile:

$$\theta \begin{vmatrix} > \\ = \\ < \end{vmatrix} \theta_a \; ; \; x \begin{vmatrix} > \\ = \\ < \end{vmatrix} x_a$$

În cazul schimbului de căldură perceptibilă $\Delta q_p = h\cdot(\theta - \theta_a)\cdot dA$ cele 3 cazuri reprezintă:

$\theta > \theta_a$, $\Delta q_p > 0$, aerul cedează căldură apei, răcindu-se;

$\theta = \theta_a$, $\Delta q_p = 0$, aerul își menține temperatura neexistând schimb de căldură perceptibilă;

$\theta < \theta_a$, $\Delta q_p < 0$, aerul primește căldură de la apă, încălzindu-se.

În cazul schimbului de căldură latentă, $\Delta q_l = \sigma\cdot r_o\cdot(x - x_a)\cdot dA$ cele trei cazuri reprezintă: $x > x_a$, respectiv $\theta_a < \theta_t$; $\Delta q_l < 0$, aerul cedează apei căldura latentă (odată cu vaporii de apă ce condensează) și se usucă; $x = x_a$, respectiv $\theta_a = \theta_t$, schimbul de căldură latentă este nul, $\Delta q_l = 0$; $x > x_a$, respectiv, $\theta_a > \theta_t$, $\Delta q_l < 0$, aerul primește căldură latentă odată cu apa care se evaporă.

În realitate, au loc procese în care se modifică atât temperatura cât și conținutul de umiditate rezultând mai multe procese (încălzire cu umidificare, răcire cu umidificare, răcire cu uscare etc).

Analiza proceselor posibile de schimbare a stării aerului în contact cu apa se face în diagrama *h-x* utilizând scara unghiulară (raza procesului) $\varepsilon = \Delta h/\Delta x$. După cum se poate observa în diagrama din figura 4.2.3, procesele pot evolua pe 7 direcții, direcții stabilite în raport cu dreptele caracteristice unei stări inițiale A: θ = constant, h = constant, x = constant. Au fost notate cu 1, 2, ..., 7 stările finale ale aerului în procesele reale și cu 1', 2', ..., 7', în cele ideale.

Procesele de schimbare a stării aerului în contact cu apa se pot desfășura după cum se vede în zona cuprinsă în diagrama *h-x* între tangentele A-1' și A-7' la curba de saturație. Dacă temperatura corespunzătoare punctului 7' este mai mică decât 0 °C, limitele proceselor se restrâng. Procesele posibile de tratare a aerului cu apă sunt redate sintetic în tabelul 4.2.1. Procesele A-1, 3, 5, 7 sunt procese politropice. Procese de tip A-1 au loc în turnurile de răcire a apei, domeniu aparținând instalațiilor frigorifice. Dintre procesele prezentate, cele mai utilizate sunt cele care decurg la x = constant, h = constant și θ = constant.

4.2.2 Umidificarea izotermică

În practică acest proces este mai comod să se realizeze cu abur saturat uscat, decât cu apă pulverizată. Este util de știut care este valoarea razei procesului ε după care se desfășoară.

Cu notațiile din fig. 4.2.3. putem scrie $\theta_A = \theta_2 = \theta$:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_2 - h_A}{x_2 - x_A} =$$

$$= \frac{c_p \cdot \theta + (r_0 + c_{pv} \cdot \theta) \cdot x_2 - c_p \cdot \theta - (r_0 + c_{pv} \cdot \theta) \cdot x_A}{x_2 - x_A} =$$

$$= r_0 + c_{pv} \cdot \theta = h_v \qquad (4.2.1)$$

în care:

h_v - entalpia vaporilor de apă.

Temperatura poate avea valori cuprinse între 0 și 100 °C pentru care ε este cuprins între 2500 și 2684. În realitate, apa pulverizată nu depășește 30 °C astfel că ε = *2500...2550.* Având în vedere că unghiul format de cele două direcții (2500 și 2550) este foarte mic, în practică se poate considera că evoluția proceselor de umidificare izotermică are loc după direcția ε = *2500.*

4.2.3. Umidificarea adiabatică

Procesul de umidificare la ε = constant (fig. 4.2.3 și 4.2.4) presupune că $\varepsilon = 0$ deoarece $\Delta h = 0$. Scriind sub formă dezvoltată $\Delta h = 0$ și notând $h_A = h_4 = h$ se obține:

$$c_p\theta_A + \left(r_0 + c_{pv}\theta_A\right) \cdot x_A =$$

$$= c_p\theta_4 + \left(r_0 + c_{pv}\theta_4\right) \cdot x_4$$

sau

$$c_p(\theta_A - \theta_2) =$$

$$= r_0(x_4 - x_A) + c_{pv}(\theta_4 x_4 - \theta_A x_A)$$

deoarece:

$$c_{pv}(\theta_4 x_4 - \theta_A x_A) \ll r_0(x_4 - x_A),$$

se poate neglija acest termen și deci:

$$c_p(\theta_A - \theta_4) \approx r_0(x_4 - x_A) \qquad (4.2.2)$$

Căldura perceptibilă pe care o cedează aerul răcindu-se de la θ_A la θ_4 (procesul se mai numește și de „răcire adiabatică") servește la evaporarea unei cantități de apă proporțională cu: $x_4 - x_A = \Delta x$.

Aerul, răcindu-se, cedează apei o cantitate de căldură perceptibilă $r_0\Delta x$ (raportarea se face la 1 kg de aer) care servește la evaporarea a Δx kg de apă, vapori preluați de aer. Aerul primește odată cu vaporii și căldura perceptibilă conținută în apa care s-a evaporat, respectiv, $(r_0 + c_a\theta_a)\cdot\Delta x$.

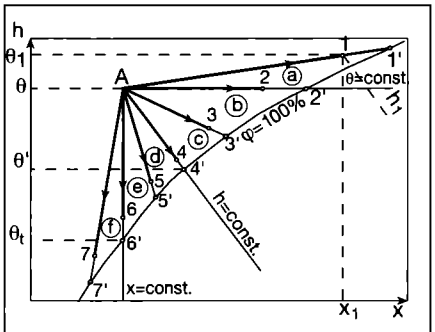


Fig. 4.2.3. Cazurile posibile de modificare a stării aerului în contact cu apa.

Diferența entalpiilor finală și inițială este:

$\Delta h = (r_0 + c_a\theta_a)\Delta x - r_0\Delta x = c_a\theta_a\,\Delta x,$

iar raza procesului:

$\varepsilon' = \Delta h/\Delta x = c_a\theta_a = c_a\theta'$ (4.2.3)

direcție după care are loc, în realitate, umidificarea adiabatică.

Deoarece temperatura apei pulverizate, θ_a, cu care se lucrează în mod curent este mică și valorile ε' rezultate vor fi mici iar unghiul dintre ε' și ε fiind foarte mic se poate considera, pentru practică, o evoluție convențională după direcția $\varepsilon = 0$. Umidificarea adiabatică este larg utilizată în instalațiile de climatizare, în mod curent, în perioada de iarnă. Pentru unele procese de tratare complexă se folosește umidificarea adiabatică tot timpul anului. Acest procedeu este simplu și avantajos, realizat cu ajutorul unei instalații de pulverizare în circuitul căreia se intercalează o pompă. Aceasta preia apa din bazinul camerei de tratare și o pulverizează, prin intermediul unor duze, în curentul de aer. Apa evaporată (circa 2...3 % din apa recirculată) este completată prin intermediul unui robinet cu plutitor. Temperatura apei pulverizate se menține permanent la valoarea temperaturii după termometrul umed, $\theta_a = \theta'$, nefiind deci necesară nici încălzirea, nici răcirea acesteia. Chiar în condițiile în care temperatura apei este diferită de θ', după scurt timp, aceasta tinde către valoarea de echilibru θ'.

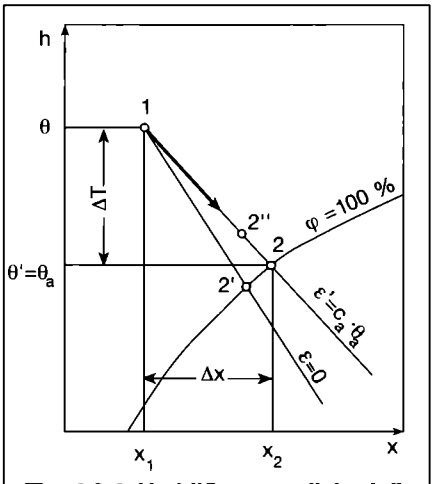


Fig. 4.2.4. Umidificarea adiabatică.

Tabelul 4.2.1. Procese posibile de modificare a stării aerului în contact cu apa.

Proces după direcția	Temperatura apei, θ_a	Raza procesului, ε	Δx	Δh	ΔT	Denumirea procesului
A-1	$\theta_a > \theta$	$\varepsilon > h_v$	>0	>0	>0	umidificare cu încălzire
θ = const. (A-2)	$\theta_a = \theta$	$\varepsilon = h_v$	>0	>0	=0	umidificare izotermică
A-3	$\theta_a > \theta > \theta'$	$0 < \varepsilon < h_v$	>0	>0	<0	umidificare cu răcire și creșterea entalpiei
h = const. (A-4)	$\theta_a = \theta'$	$\varepsilon \approx 0$	>0	=0	<0	umidificare adiabatică
A-5	$\theta' > \theta_a > \theta_\tau$	$-\infty < \varepsilon < 0$	>0	<0	<0	umidificare cu răcire și scăderea entalpiei
x = const. (A-6)	$\theta_a = \theta_\tau$	$\varepsilon = -\infty$	=0	<0	<0	răcire la x = constant
A-7	$\theta_\tau > \theta_a > 0$°C	$\varepsilon > 0$	<0	<0	<0	răcire cu uscare

Procesul real, 2", va fi cu atât mai aproape de cel ideal, 2, cu cât coeficientul de stropire (pulverizare) va fi mai mare. Acest coeficient de pulverizare reprezintă raportul dintre cantitatea de apă pulverizată și debitul de aer tratat ceea ce înseamnă același lucru cu cantitatea de apă necesară tratării unui kg de aer și se exprimă în [kg apă/kg aer tratat].

4.2.4. Procese politropice

Spre deosebire de umidificarea adiabatică, la care temperatura apei de tratare rămâne constantă, în cazul proceselor politropice, alături de modificarea stării aerului, are loc și o modificare a temperaturii apei pulverizate, aspect care rezultă din relația de bilanț termic:

$$\Phi_{real} = q_m(h_1 - h_2) = \dot{M}_a c_a(\theta_{a2} - \theta_{a1}) \quad (4.2.4)$$

în care:

Φ_{real} - schimbul real de căldură dintre aer și apă [kW];

$\dot{M}$ - debitul de aer supus tratării [kg/s];

h_1, h_2 - entalpiile inițială și finală ale aerului supus tratării [kJ/kg];

$\dot{M}_a$ - debitul de apă pulverizată [kg/s];

c_a - căldura specifică a apei [kJ/kg·K];

θ_{a1}, θ_{a2} - temperaturile inițială și finală ale apei pulverizate [°C].

Din relația 4.2.3, rezultă:

$$\Delta h = \mu \cdot \Delta T_a \quad (4.2.5)$$

ceea ce înseamnă că variația entalpiei este direct proporțională cu coeficientul de stropire, μ, și cu diferența de temperatură a apei. Mărind coeficientul de stropire, se mărește Δh, procesul real apropiindu-se de procesul ideal. Această mărire a coeficientului μ nu se poate face oricât, fiind limitat pe considerente economice.

Se consideră un proces politropic de răcire și uscare (fig. 4.2.5), aerul având starea inițială 1, iar apa, starea inițială 3. Punând în contact direct aerul având starea 1 cu apa de stare 3, se constată că starea aerului se deplasează de la 1 spre 2, în timp ce temperatura apei, crește de la 3 spre 4.

Starea 2 este starea finală a aerului în procesul real iar 4, starea finală a apei, tot în procesul real, procese realizate în condițiile utilizării unui anumit coeficient de pulverizare μ.

Se poate mări coeficientul de pulverizare astfel încât starea finală a aerului 5 și apei 6 să se găsească pe aceeași adiabată, soluție care reprezintă maximum posibil de uscare și răcire a aerului, soluție întâlnită când temperatura apei devine egală cu temperatura după termometrul umed. Mărind, în continuare, debitul de apă, evoluția aerului va avea loc, la h = constant, de la 5 la 6. În procesul ideal, stările finale ale aerului și apei (pentru un coeficient de stropire $\mu = \infty$) vor fi 6.

Procesul de răcire și uscare 1 - 5 continuă cu un proces de umidificare, nedorit, 5 - 6. Cercetări recente asupra camerelor de pulverizare au arătat că din cauza imposibilității înlăturării formării picăturilor foarte fine de apă, în procesul de stropire, acestea se evaporă, practic, instantaneu, astfel că procesul de răcire și uscare este însoțit totdeauna și de un proces de umidificare adiabatică.

Procesele politropice de variație a stării aerului în contact cu apa din camerele de pulverizare pot fi construite în diagrama h-x, pentru procese în echicurent și în contracurent (fig. 4.2.6).

Deoarece în practică nu interesează stările intermediare ale aerului, ci numai cele inițială și finală, se consideră, că evoluția are loc în lungul dreptei ce unește cele două stări.

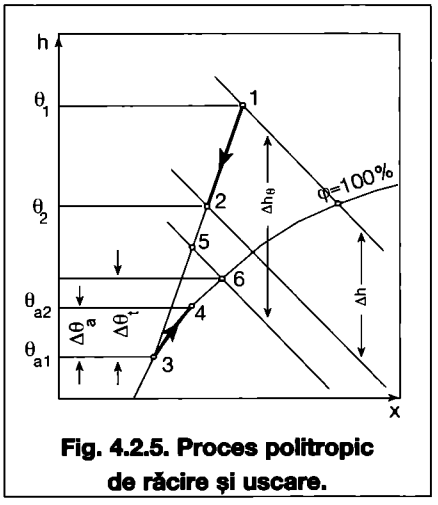


Fig. 4.2.5. Proces politropic de răcire și uscare.

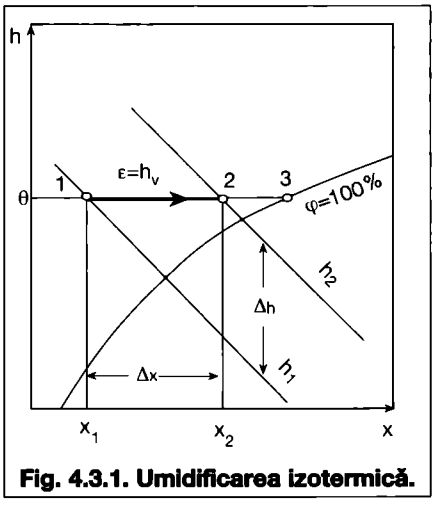


Fig. 4.3.1. Umidificarea izotermică.

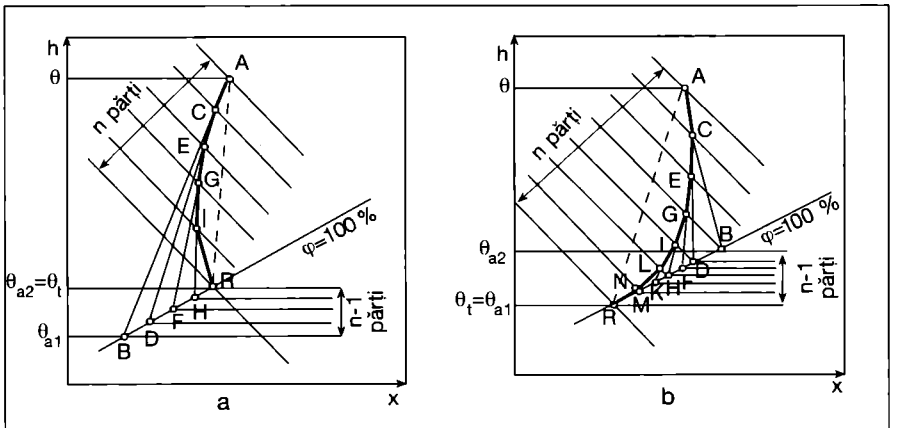


Fig. 4.2.6. Construirea proceselor politropice de răcire și uscare:
a - pulverizare în echicurent; b - pulverizare în contracurent.

4.3. Tratarea aerului cu abur

Procedeul de tratare a aerului cu abur saturat uscat constă în injectarea de abur direct în curentul de aer. Injectarea, în funcție de posibilitățile locale și de echipamentul adoptat, se face în agregatul de ventilare sau climatizare, pe rețeaua canalelor de introducere sau direct, în încăperea deservită. Evoluția stării aerului are loc la θ = constant (fig. 4.3.1). Aerului de stare 1 i se adaugă o cantitate de vapori Δx având entalpia h_a astfel încât aerul va avea în starea finală 2 entalpia $h_2 = h_1 + \Delta x \cdot h_a$.

Raza procesului (direcția de desfășurare) va fi:

$$\varepsilon = \frac{h_1 + \Delta x \cdot h_a - h_1}{\Delta x} = h_a .$$

Entalpia aburului saturat uscat, h_a, injectat în curentul de aer, este puțin diferită de entalpia vaporilor de apă corespunzătoare temperaturii aerului, h_v, astfel că se poate considera, cu suficientă exactitate, că procesul decurge după θ = constant, adică $\varepsilon \cong h_v$.

Dacă debitul de abur injectat este mare, starea aerului interior ajunge la saturație în 3.

Dacă se continuă injectarea după atingerea saturației, se produce ceață, o parte din abur condensează, cedând căldura de evaporare aerului care-și va mări temperatura, evoluția, în continuare, având loc pe curba de saturație.

Asupra calității aburului injectat în aer se vor face referiri la descrierea echipamentului respectiv, §8.8.3.

4.4. Tratarea aerului cu substanțe desicante

Substanțele desicante, în stare solidă sau lichidă, posedă proprietatea de a elimina apa dintr-un corp, cel mai adesea gaz (aer), uscându-l.

4.4.1. Tratarea aerului cu substanțe absorbante lichide

Uscarea aerului se obține utilizând soluții apoase cu diverse concentrații (clorură de litiu, clorură de calciu, trietilenglicol etc.) Condensarea vaporilor de apă din aerul ce urmează a fi uscat la contactul cu soluțiile folosite (contactul se produce în camere de tratare în care se pulverizează soluția în curentul de aer cu ajutorul unor duze) are la bază următorul mecanism: presiunea parțială a vaporilor de apă la suprafața unei soluții $p^*_{v\text{-}apă}$, este mai mică decât presiunea vaporilor de apă, $p_{v\text{-}apă}$ la suprafața unei pânze de apă curată (fig. 4.4.1.) în aceleași condiții de temperatură (temperatura apei θ_a, fiind egală cu temperatura soluției, θ_{ap}) datorită proprietății acestor soluții apoase de a reduce presiunea vaporilor de echilibru sub presiunea de echilibru a vaporilor apei pure. Soluțiile cu asemenea proprietăți se numesc absorbanți lichizi. Presiunea vaporilor este cu atât mai scăzută cu cât temperatura este mai mică și cu cât concentrația soluției este mai mare (fig. 4.4.2). Dacă se notează cu Δp_1 diferența dintre presiunile parțiale ale vaporilor de apă din aerul încăperii și la suprafața soluției, respectiv:

$$\Delta p_1 = p'_{v\text{-}aer} - p^*_{v\text{-}apă} \quad (4.4.1)$$

și cu Δp_2 diferența dintre presiunile parțiale ale vaporilor de apă din aerul încăperii și la suprafața apei, deci:

$$\Delta p_2 = p_{v\text{-}aer} - p_{v\text{-}apă} \quad (4.4.2)$$

rezultă că:

$$\Delta p_1 > \Delta p_2 \quad (4.4.3).$$

Presiunea vaporilor de echilibru ai soluției fiind inferioară tensiunii (presiunii) vaporilor mediului ambiant, o parte din vaporii de apă din aer vor condensa, cantitatea fiind cu atât mai mare cu cât diferența de presiune este mai mare, proces care va dura până la stabilirea unui echilibru, adică până când diferența dintre presiuni devine nulă. Ca urmare, în cazul pulverizării soluțiilor absorbante are loc un transfer mai rapid al vaporilor de apă de la aer (aerul supus uscării) la soluția utilizată, deci o uscare mai puternică a acestuia prin condensarea vaporilor decât în cazul pulverizării de apă, datorită condiției 4.4.3. Ca urmare a condensării vaporilor de apă din aer și preluării acestora de către soluție scade și concentrația soluției și, bineînțeles, și eficacitatea ei. Este deci necesar ca soluția să fie regenerată din timp în timp, proces care constă, de regulă, în încălzirea acesteia și deci evaporarea apei aflată în exces, vaporii de apă fiind preluați de un curent de aer. În fig. 4.4.2 sunt prezentate pe diagrama *h-x* (a aerului umed) curbele de saturație pentru câteva soluții cu diverse concentrații, soluții frecvent utilizate în practica uscării aerului cu substanțe absorbante.

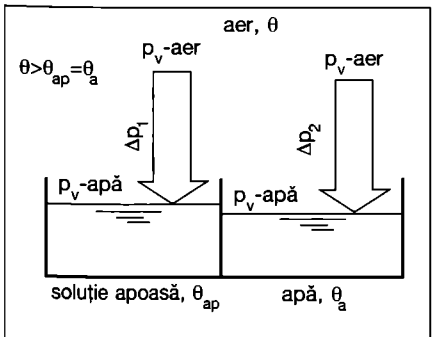


Fig. 4.4.1. Mecanismul condensării vaporilor de apă din aer în contact cu soluțiile apoase.

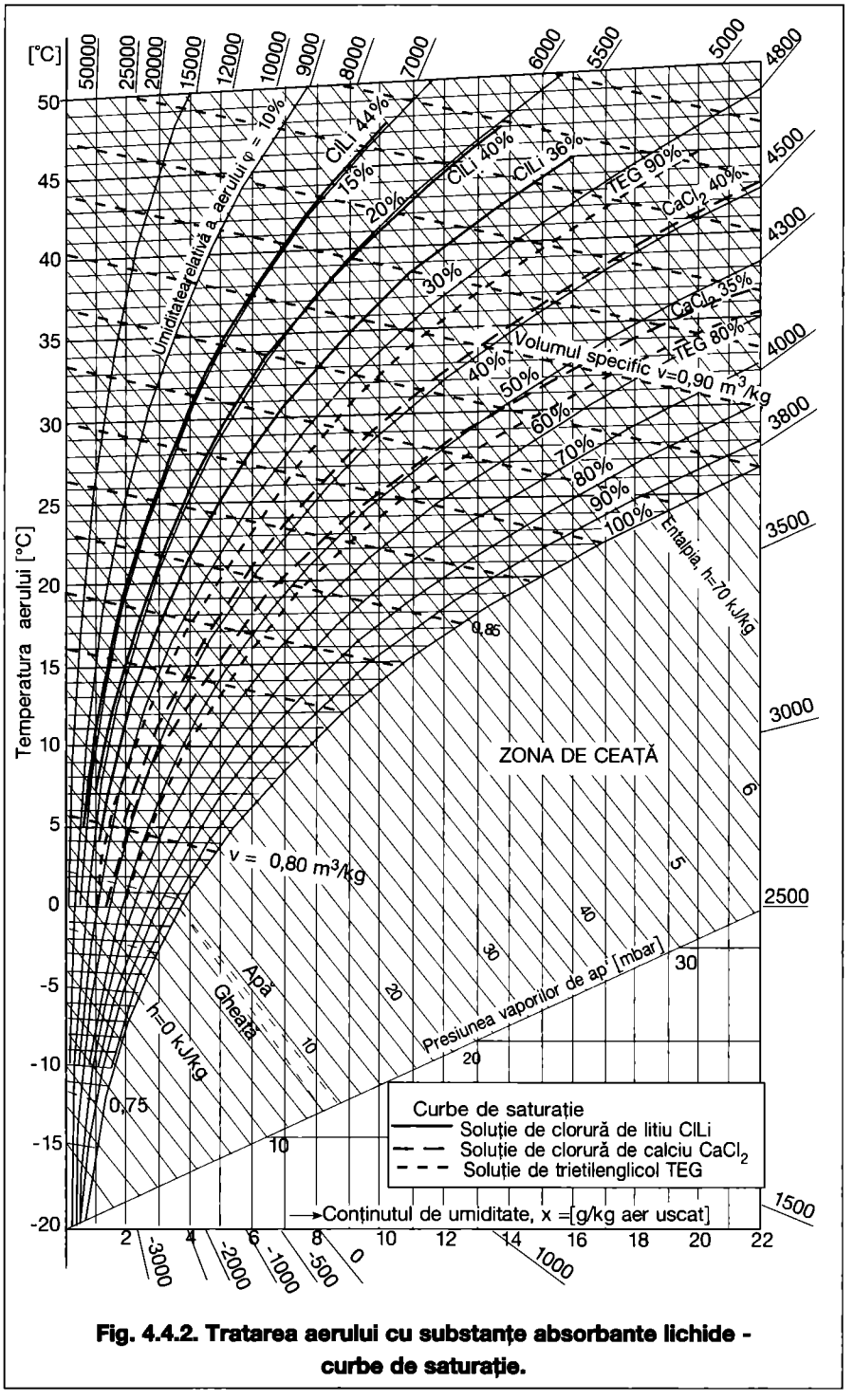


Fig. 4.4.2. Tratarea aerului cu substanțe absorbante lichide - curbe de saturație.

4.4.2. Tratarea aerului cu substanțe adsorbante

Substanțele adsorbante solide au o structură foarte poroasă oferind sub un volum redus o suprafață deosebit de mare. Astfel 1 g silicagel (care este bioxid de siliciu obținut printr-un procedeu special) are o suprafață interioară de cca 300...500 m^2, iar 1 g de alumogel (trioxid de aluminiu) circa 250 m^2. În capilarele substanțelor adsorbante (având proprietatea de reținere a particulelor pe suprafață ca urmare a unor forțe de tip Van der Waals) se găsește o anumită cantitate de apă pe suprafața căreia condensează o parte din vaporii de apă ai aerului ce străbate stratul granular de material desicant. Din cauza concavității, presiunea parțială a vaporilor de apă de la suprafața lichidului din capilare este mai mică decât cea de la o suprafață de apă, la aceeași temperatură, și, ca urmare, procesul de condensare a vaporilor de apă din aerul ce străbate stratul granular este mult mai accentuat.

Materialele desicante se prezintă sub formă de granule având, de regulă, dimensiunile 2...4 mm. Temperaturile de lucru sunt circa 25 °C la alumogel și circa 35 °C la silicagel.

Capacitatea de reținere (raportată la greutatea materialului uscat) este de 8...10 % la silicagel și 4...10 % la alumogel.

La condensarea vaporilor de apă se eliberează căldura latentă de vaporizare și, ca urmare, are loc o încălzire atât a aerului cât și a stratului granular, proces ce se poate considera că decurge aproximativ la entalpie constantă, h, cu creșterea temperaturii, deci un proces de uscare adiabatică.

Practic, se consideră că procesul decurge la $\varepsilon = 0$ (similar procesului de umidificare adiabatică); în realitate, el decurge după o direcție $\varepsilon = \theta$, în care θ este temperatura finală a aerului supus tratării.

Suprafața frontală a stratului granular adsorbant este dată de relația:

$$A = \dot{M}/(3600 \cdot v \cdot \rho) \quad [m^2] \qquad (4.4.4)$$

în care:

$\dot{M}$ - debitul de aer tratat [kg/h];

ρ - densitatea aerului [kg/m^3];

v - viteza aerului raportată la suprafața frontală a stratului granular, egală cu 0,15...0,50 m/s (v_{optim} = 0,2 m/s).

Considerând umiditatea (vaporii de apă) extrasă din aer $\dot{M} \cdot \Delta x$ [kg], rezultă volumul necesar de substanță desicantă:

$$V = \frac{\dot{M} \cdot \Delta x}{a \cdot \rho_a} t \quad [m^3] \qquad (4.4.5)$$

în care:

a - cantitatea limită de vapori adsorbiți la saturația adsorbantului [kg apă/kg adsorbant];

ρ_a - densitatea adsorbantului [kg/m^3];

t - timpul de adsorbție [h].

Pierderea de sarcină la trecerea aerului printr-un strat granular de grosime d se determină, în mod aproximativ, cu relația:

$$\Delta H = (35...40) \cdot d \cdot v^2 \quad [Pa] \qquad (4.4.6).$$

După un timp de funcționare (până la 8...10 ore) materialul adsorbant trebuie regenerat, operație care constă în trecerea unui curent de aer, gaze de ardere filtrate sau abur supraîncălzit având o temperatură de 150...200 °C. Regenerarea, care durează un timp egal cu cel de adsorbție, are drept urmare evaporarea apei din capilare. În timpul regenerării are loc încălzirea stratului până la circa 100...110°C fiind necesară răcirea acestuia înainte de a fi utilizat din nou. Pentru ca instalația să funcționeze continuu se prevăd 2 uscătoare, în paralel, unul în funcțiune și unul în regenerare.

4.5. Sinteza posibilităților de tratare a aerului

Trecerea în revistă a modalităților de tratare a aerului arată că există multiple posibilități de modificare a parametrilor acestuia. Adoptarea unui anumit procedeu este legată, în primul rând, de natura procesului pe care urmează să-l sufere aerul și economicitatea procedeului, respectiv, a echipamentului. Teoretic, procesele din diagrama h-x pot evolua după orice direcție, în practică, se recurge însă la un număr mai restrâns, la anumite direcții, trecerea de la o stare la alta fiind de cele mai multe ori mai ușor de obținut (mai economic) și de stăpânit prin 2-3 procese, cu evoluții după direcții diferite fiecare. În fig. 4.5.1 s-a încercat o sintetizare a posibilităților practice și economice de tratare a aerului prin diverse procedee. În figură s-a notat cu I starea inițială a aerului care urmează să fie tratat. Starea finală poate să rezulte în diferite zone ale diagramei h-x, în funcție de procedeul adoptat. Astfel dacă se utilizează substanțe desicante aerul evoluează de la I la H, proces ce se desfășoară după h = constant. Procesele cuprinse în evantaiul AF pot fi realizate prin pulverizare de apă în circuit deschis și, bineînțeles, cu condiția ca temperatura de stropire să fie superioară celei de 0 °C.

4.6. Tratarea complexă a aerului de climatizare

Se presupune realizarea unor agregate alcătuite din camere de amestec, filtre, baterii de încălzire și răcire, camere de pulverizare, ventilatoare și diverse accesorii care să asigure realizarea unor procese simple de tratare a aerului, într-o anumită ordine, ușor controlabile și reglabile cu ajutorul cărora se aduce aerul la starea necesară (temperatură, umiditate, entalpie etc.) pentru a fi introdus în încăperi. Modificarea stării aerului în interiorul agregatului de climatizare poate fi realizată în multe feluri, folosind, după caz, un număr mai mare sau mai mic de procese simple a căror alegere presupune o analiză tehnico-economică și faptul că instalația în care este implementat agregatul funcționează tot timpul anului, deci la parametri ai aerului exterior cu variații foarte mari.

Mărimea agregatului de climatizare este determinată, pe de o parte, de debitul de aer tratat, iar, pe de altă parte, de sarcinile termice (de răcire și de încălzire) pe care trebuie să le realizeze. Aparatajul din componența agregatelor necesită surse de căldură (abur, apă caldă, apă fierbinte, energie electrică), de frig (apă rece, apă răcită), de apă și electricitate, aspecte care trebuie avute în vedere la alcătuirea proceselor de tratare complexă și la care se adaugă și cele legate de reglarea proceselor.

Rezolvarea tratării complexe presupune, pe de o parte, transpunerea în diagrama h-x a proceselor simple în succesiunea lor logică, atât pentru situația de iarnă cât și pentru cea de vară (ca limite extreme între care variază parametrii aerului în tot timpul anului), iar, pe de altă parte, alcătuirea constructivă a agregatului de climatizare capabil să realizeze procesele amintite.

4.6.1. Procese de tratare complexă a aerului iarna

Se analizează procesele în funcție de anotimp, poziția punctului de amestec față de curba de saturație și de schema de ventilare.

4.6.1.1 Punctul de amestec M este situat deasupra curbei de saturație

4.6.1.1.1 Schema de ventilare „sus-jos"

Pentru construcția proceselor se cunosc sau urmează a fi stabilite punctele de stare determinante.

Se cunosc:

- starea aerului interior: I (θ_i, φ_i);
- starea aerului exterior: E (θ_e, x_e).

Se determină:

- starea aerului climatizat C, situată la intersecția unei paralele la raza procesului iarna, ε_i cu unul din parametrii x_c sau h_c.

$$x_c = x_i - \dot{G}_i/\dot{M} \quad [g/kg] \qquad (4.6.1)$$

$$h_c = h_i - \Phi_i/\dot{M} \quad [kJ/kg] \qquad (4.6.2)$$

$$\varepsilon_i = \Phi_i/G_i \quad [kJ/kg] \qquad (4.6.3)$$

în care:

$\dot{M}$ - este debitul de aer tratat [kg/s];
G_i - sarcina de umiditate iarna [kg/s];
Φ_i - sarcina termică de iarnă [kW];
- starea aerului amestecat M, situată la intersecția dreptei IE cu unul din parametrii x_m sau h_m.

$$x_m = \frac{\dot{M}_e x_e + \dot{M}_i x_i}{\dot{M}_e + \dot{M}_i} \quad (4.6.4)$$

$$h_m = \frac{\dot{M}_e h_e + \dot{M}_i h_i}{\dot{M}_e + \dot{M}_i} \quad (4.6.5)$$

unde:
$\dot{M}_e = \dot{M}_p$ - este debitul de aer proaspăt în situația de calcul [kg/s] sau [kg/h];
$\dot{M}_i = \dot{M}_r = \dot{M} - \dot{M}_p$ - debitul de aer recirculat [kg/s] sau [kg/h];
- starea punctului de rouă corespunzătoare stării finale a aerului R, care rezultă la intersecția dreptei x_c cu $\varphi = 0{,}9\text{-}0{,}95$;
- starea P rezultă la intersecția dreptelor x_m și h_r.

Rezultă următoarea succesiune de procese și aparataje necesare pentru realizarea lor, indicate în figura 4.6.1.

I+E⟹M - proces de amestec, realizat într-o cameră de amestec CA, prevăzută cu jaluzele reglabile pe cele două racorduri;

MP - proces de preîncălzire, realizat prin trecerea aerului amestecat printr-o baterie BPI;

PRi - umidificare adiabatică obținută în camera de pulverizare CP prin pulverizarea apei în circuit închis;

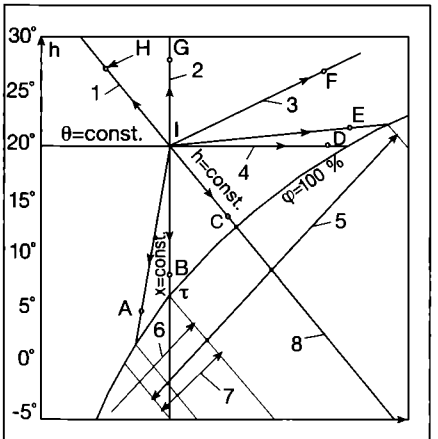


Fig. 4.5.1. Sinteza posibilităților de tratare a aerului:
1 - tratarea cu substanțe absorbante sau adsorbante;
2 - baterii de încălzire; 3 - tratarea cu abur supraîncălzit;
4 - tratare cu abur saturat uscat;
5 - tratare cu apă în circuit deschis;
6 - tratare directă cu agenți frigorifici;
7 - baterii de răcire alimentate cu apă rece sau răcită; 8 - tratare cu apă recirculată.

RiC - reîncălzirea aerului, realizată cu bateria BRI;

CI - evoluția aerului interior iarna ca urmare a preluării simultane de căldură și umiditate.

În fig. 4.6.1 este indicat și cazul în care nu este permisă recircularea aerului interior, situație în care tot debitul de aer este preluat din exterior. În locul punctului P apare starea P_1 rezultată la intersecția dreptelor h_r și x_e. Lipsa amestecului (punctul M) nu atrage după sine obligativitatea dispariției camerei de amestec CA, deoarece ea constituie locul de acces pentru scoaterea elementelor filtrante în vederea curățirii lor și, de multe ori, păstrează și racordul de recirculare folosit, din considerente economice, la aducerea încăperii în stare de regim.

Schema tehnologică a agregatului indicat în partea de jos a fig. 4.6.1. rezultată ca sumă a elementelor comune și necomune din procesele de tratare

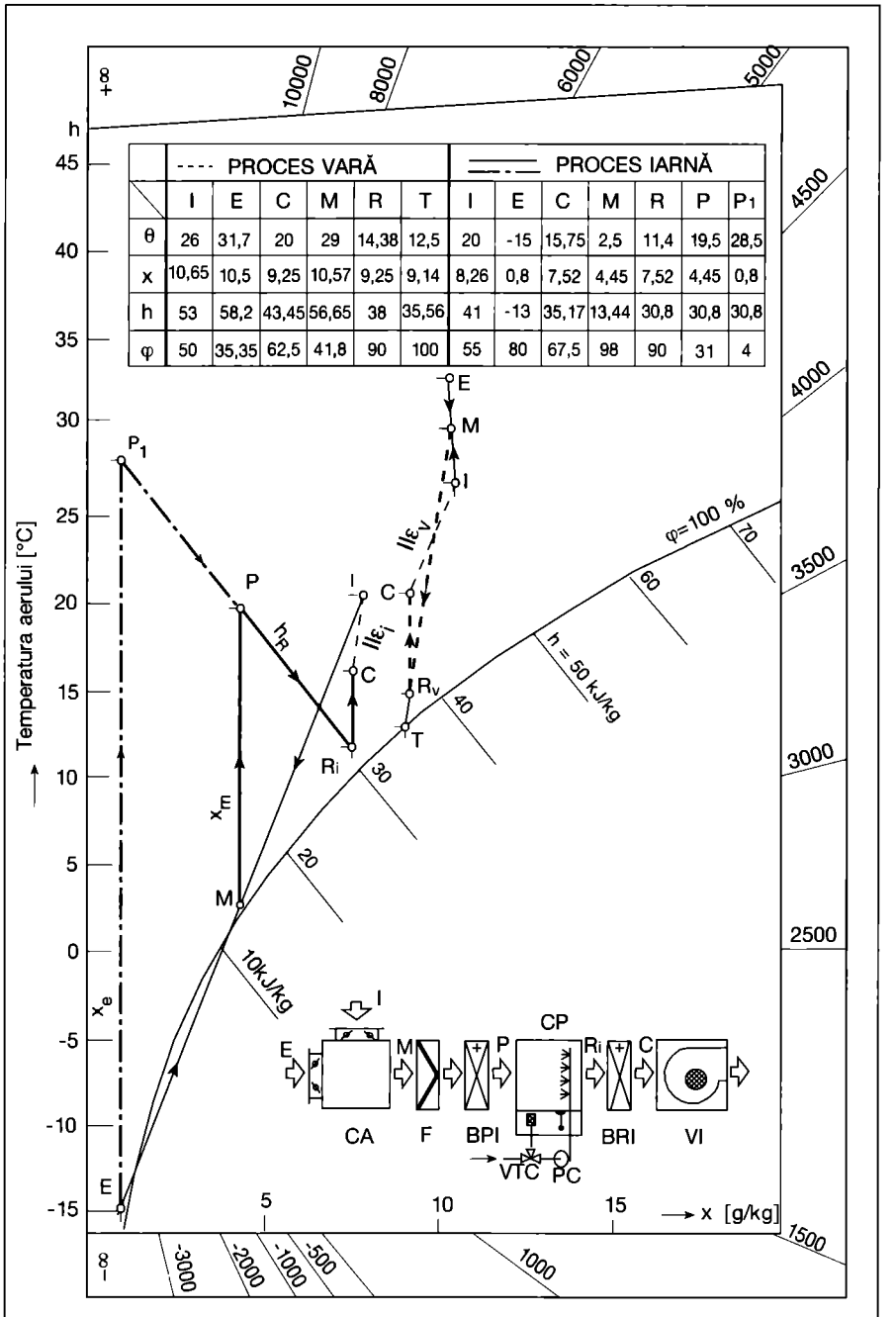


Fig. 4.6.1. Tratarea complexă a aerului iarna, cazul în care punctul M este situat deasupra curbei de saturație:
CA - cameră de amestec; F - filtru de praf; BPI - baterie de preîncălzire; CP - cameră de pulverizare; BRI - baterie de reîncălzire; VI - ventilator de introducere; PC - pompă de circulație; VTC - ventil cu trei căi; I - starea aerului interior; E - idem, exterior; M - idem, amestecat; P - idem, preîncălzit; R_i - idem, umidificat; R_v - idem, răcit și uscat; C - idem, tratat; T - temperatura teoretică a apei de răcire sau a agentului frigorific.

iarna și vara, la care se adaugă întotdeauna un filtru de praf F, înaintea bateriei de preîncălzire BPI, pentru a se evita colmatarea acesteia.

Elementele comune (bateria de reîncălzire BRI, camera de pulverizare CP etc.) se dimensionează pentru situația cea mai defavorabilă și se verifică pentru cea favorabilă.

Înscrierea parametrilor punctelor de stare pe figură este, de asemenea, importantă, deoarece aceștia, împreună cu debitul de aer tratat, constituie ipotezele principale pentru dimensionarea tuturor elementelor componente.

Exemplul de calcul 1

a - Se trasează procesul de tratare complexă a aerului iarna cunoscându-se următoarele date:
stările:
I ($\theta_i = 20$ °C, $\varphi_i = 55$ %);
E ($\theta_e = -15$ °C, $x_e = 0,8$ g/kg);
- sarcina termică, $\Phi_i = 58,3$ kW;
- sarcina de umiditate, $G_i = 7,4 \cdot 10^{-3}$ kg/s,
- debitul de aer proaspăt, $\dot{M}_p = 5,1$ kg/s
- debitul de aer recirculat, $\dot{M}_r = 4,9$ kg/s.

b - Se reprezintă procesele în cazul când întreg debitul de aer este preluat din exterior și se compară debitele de căldură și umiditate preluate de aer în cele două situații.

c - Se analizează, sub aspect energetic, ce s-ar întâmpla dacă pentru aceeași temperatură a aerului interior s-ar considera o altă umiditate relativă, diferită de cea considerată (55 %).

Rezolvare

a - Pentru trasarea proceselor se reprezintă, în diagrama *h-x*, stările I și E cu valorile indicate, citindu-se totodată și ceilalți parametri înscriși în tabelul din fig. 4.6.1. O citire cât mai exactă presupune asigurarea corelării permanente a mărimilor θ, h, x citite și calculate.

Exemplu de citire:
$h_e = -13$ kJ/kg, iar prin calcul:
$h_e = -15+[1,84 \cdot (-15)+2\,500] \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} =$
$= -13,02 \approx -13$ kJ/kg.

- Se reprezintă starea aerului C, pentru care se calculează, în prealabil, mărimile x_c, h_c și ε_i cu relațiile: 4.6.1, 4.6.2, 4.6.3:
$x_c = 8,26 - 7,4/10 = 7,52$ g/kg,
$h_c = 41 - 58,3/10 = 35,17$ kJ/kg,
$\varepsilon_i = 58,3/7,4 \cdot 10^{-3} = 7878$ kJ/kg.
Intersecția unei paralele cu $\varepsilon_i = 7878$, dusă prin I, cu $x_c = 7,52$ g/kg regăsește valoarea $h_c \cong 35,15$ kJ/kg, deci una din condiții este suplimentară, folosindu-se doar ca verificare. Din diagrama *h-x* citim: $\theta_c = 15,75$ °C; $\varphi_c = 67,5$ %.

- Se reprezintă starea punctului de amestec M, calculându-se x_m și h_m cu relațiile: 4.6.4, 4.6.5:
$x_m = (5,1 \cdot 0,8+4,8 \cdot 8,26)/10 = 4,37$ g/kg
$h_m = [5,1 \cdot (-13)+4,9 \cdot 41]/10 = 13,46$ kJ/kg.
Intersecția lor dă punctul M situat pe dreapta IE, din diagrama *h-x* rezultând $\theta_m = 2,5$ °C; $\varphi_m = 98$ %.

- La intersecția dreptei $x_c = 7,52$ g/kg cu $\varphi = 0,9$ rezultă punctul R_i, pentru care corespund $h_r = 30,8$ kJ/kg; $\theta_{ri} = 11,4$ °C.

- La intersecția dreptelor $h_r = 30,8$ și $x_m = 4,45$ rezultă starea P, pentru care obținem: $\theta_p = 19,5$ °C și $\varphi_p = 31$ %.

Aceste puncte sunt reprezentate în fig. 4.6.1, iar parametrii punctelor de stare, în tabelul de la partea superioară.

b - În cazul când nu este permis amestecul, punctele I, E, C și R_i se stabilesc la fel ca în cazul anterior.

Starea P_1 rezultă la intersecția dreptelor:
$x_e = 0,8$ g/kg și $h_r = 30,8$ kJ/kg pentru care obținem $\theta_{p1} = 28,75$ °C și
$\varphi_{m1} = 4$ %.
Verificare:
$h_{p1} = 28,75+(1,84 \cdot 28,75+2\,500) \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}$
$\cong 30,8$ kJ/kg.
În cazul folosirii amestecului:
- Debitul de căldură preluat de aer este:
$\Phi_1 = \Phi_{MP}+\Phi_{RC} = \dot{M} \cdot (h_p - h_m)+q_m \cdot (h_c - h_r) =$
$= \dot{M} \cdot (h_c - h_m) =$
$= 10\,(35,17 - 13,44) = 217,3$ kW.
- Debitul de umiditate preluat din aer este:
$G_1 = G_{PR} = \dot{M}(x_r - x_p) =$
$= 10 \cdot (7,52 - 4,45) =$
$= 30,7$ g/s $= 100,52$ kg/h.

În ipoteza utilizării aceluiași debit total de aer, $\dot{M} = 10$ kg/s și luării lui, în întregime, din exterior, debitul de căldură preluat de aer va fi:
$\Phi_2 = \Phi_{EP1}+\Phi_{RC} = \dot{M}(h_{p1} - h_e)+\dot{M}(h_c - h_r) =$
$= \dot{M}(h_c - h_e) =$
$= 10 \cdot [35,17 - (-13)] = 481,7$ kW
deci un spor de circa 121,7 % față de cazul anterior:

$$\frac{\Phi_2 - \Phi_1}{\Phi_1} \cdot 100 = \frac{481,7 - 217,3}{217,3} \cdot 100 \cong$$

$\cong 121,7$ %

Iar consumul de umiditate:
$G_2 = \dot{M}(x_{ri} - x_{p1}) =$
$= 10 \cdot (7,52 - 0,8) =$
$= 67,2$ g/s $= 241,92$ kg/h,
adică un consum suplimentar de apă de 118,9 %.

$$\frac{G_2 - G_1}{G_1} 100 = \frac{67,2 - 30,7}{30,7} 100 \cong$$

$\cong 118,9$ %

Din compararea rezultatelor de mai sus se impune concluzia că recircularea aerului evacuat este soluția cea mai eficientă și cea mai simplă pentru recuperarea căldurii conținută de acesta și, în general, pentru reducerea necesarului de căldură și apă în procesele de tratare complexă.

c - Alegerea unei umidități relative mai mici sau mai mari decât cea inițială, în condițiile menținerii aceleiași temperaturi, duce la modificarea consumului de căldură și apă necesare pentru tratarea aerului.

Acest lucru este explicabil deoarece odată cu deplasarea punctului *I* se deplasează și punctul *C* care rămâne întotdeauna pe paralela la ε_i dusă prin punctul *I* deci și θ_c rămâne constant. De exemplu, dacă umiditatea s-ar micșora de la 55 la 45 % în punctul I_1, din diagrama *h-x* rezultă:
$x_{i1} = 6,6$ g/kg și $h_{i1} = 36,7$ kJ/kg.
Punctul C_1 va avea $\theta_{c1} = 15,75$ °C și conform relației 4.6.1:
$x_{c1} = 6,6 - 7,4/10 = 5,86$ g/kg
$h_{i1} = 15,75+(1,84 \cdot 15,75+2\,500) \cdot 5,86 \cdot 10^{-3} =$
$\cong 30,55$ kJ/kg.
Noile consumuri vor fi:
$\Phi = \dot{M} \cdot (h_{c1} - h_m) =$
$= 10 \cdot (30,55 - 13,44) = 171,1$ kW
$G = \dot{M} \cdot (x_{c1} - h_m) =$
$= 10 \cdot (5,86 - 4,45) = 14,1$ g/s.
Față de rezultatele obținute la punctul b, reducerea debitului de căldură este de circa 21 % și, respectiv, a celui de apă cu circa 54 %, ambele procente nefiind deloc de neglijat, cu mențiunea că, pentru multe încăperi, creșterea umidității relative a aerului interior se poate face prin alte procedee mai puțin costisitoare.

Un raționament analog arată că prin mărirea umidității relative cresc și consumurile energetice (căldură și apă).

Tabelul 4.6.1. Repartizarea de căldură și umiditate.

Mărimea	Schema „sus-jos"	Schema „jos-sus"	
	Sarcini totale	Zona de ședere/lucru	Zona superioară
Căldură: Φ_i [kW]	Φ_i	$\Phi_i^{zs} = \alpha \cdot \Phi_i$	$\Phi_i^{s} = (1 - \alpha) \cdot \Phi_i$
Umiditate: G_i [kg/s]	G_i	$G_i^{zs} = \beta \cdot G_i$	$G_i^{s} = (1 - \beta) \cdot G_i$
Raza procesului: ε [kJ/kg]	$\varepsilon_i = \Phi_i / G_i$	$\varepsilon_i^{zs} = \Phi_i^{zs} / G_i^{zs}$	$\varepsilon_i^{s} = \Phi_i^{s} / G_i^{s}$

4.6.1.1.2 Schema de ventilare „jos-sus"

- Stările E și I se stabilesc analog cazului anterior, cu precizarea că parametrii aerului pentru punctul I sunt valabili la nivelul zonei de ședere sau de lucru.

- Starea aerului climatizat C se determină pe baza căldurii și umidității preluate în zona de lucru sau de ședere, calculându-se h_c și x_c, sau folosind, suplimentar, raza procesului pentru această zonă:

$x_c = x_i - G_i^{zs} / \dot{M}$ [g/kg] (4.6.6)
$h_c = h_i - \Phi_i^{zs} / \dot{M}$ [kJ/kg] (4.6.7)
$\varepsilon_i^{zs} = \Phi_i^{zs} / G_i^{zs}$ [kJ/kg] (4.6.8).

Căldura și umiditatea preluate în zona de ședere sau de lucru se determină folosind coeficienții de preluare a căldurii α și, respectiv a umidității β.

$\Phi_i^{zs} = \alpha \cdot \Phi_i$; $G_i^{zs} = \beta \cdot G_i$ (4.6.9)

Φ_i și G_i - fiind sarcinile totale, termică și, respectiv, de umiditate ale încăperii.

Repartizarea celor două sarcini, după schema de circulație a aerului se urmărește în tabelul 4.6.1.

În particular, pentru sălile aglomerate Φ_i^{zs} se poate determina și prin bilanț termic direct, iar preluarea de umiditate în zona de ședere se consideră neglijabilă, deci $G_i^{zs} \cong 0$ și $G_i^s = G_i$.

- Stabilirea parametrilor aerului amestecat M se face tot pe baza relațiilor 4.6.4 și 4.6.5, dar în locul parametrilor h_i și x_i se folosesc cei corespunzători stării aerului de la partea superioară a încăperii I_s (h_s, x_s) care intră în amestec și care se determină cu relațiile:

$h_s = h_i + \Phi_i^s / \dot{M}$ [kJ/kg] (4.6.10)

$x_s = x_i + G_i^s / \dot{M}$ [g/kg] (4.6.11).

Punctele R și P se stabilesc analog cazului anterior.

Procesele și schema tehnologică ale agregatului, indicate în fig. 4.6.2 sunt, în principiu, aceleași ca în cazul precedent, cu mențiunea că, aici, dreapta CI reprezintă evoluția aerului în zona de ședere, iar I-I_s - deasupra acesteia, până la evacuarea din încăpere.

Exemplul de calcul 2

Se reprezintă procesele de tratare complexă, iarna, pentru o sală de spectacole ventilată după schema de principiu „jos-sus", cunoscându-se următoarele date:

I ($\theta_i = 20$ °C; $\varphi_i = 50$ %);

E ($\theta_e = -15$ °C; $x_e = 0{,}8$ g/kg);

- debitul de aer proaspăt $\dot{M}_p = 3{,}67$ kg/s;
- debitul de aer recirculat $\dot{M}_r = 4{,}33$ kg/s.

Prin bilanț direct:

$\Phi_i^{zs} = 19{,}6$ kW și $G_i^{zs} = 0$.

Restul sarcinii termice și de umiditate preluate la partea superioară a încăperii sunt:

$\Phi_i^s = 44{,}4$ kW; $G_i^s = 6 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

- Se reprezintă în diagrama *h-x* punctele I și E, citindu-se și ceilalți parametri care sunt indicați în tabelul din fig. 4.6.2.

- Se calculează, conform relației 4.6.7

$h_c = 38{,}85 - 19{,}6/8 = 36{,}4$ kJ/kg,

punctul C rezultând la intersecția acestei drepte cu $x_i = 7{,}35$ g/kg deoarece:

$\varepsilon_i^{zs} = \Phi_i^{zs} / G_i^{zs} = \infty$,

din diagrama *h-x* citindu-se ceilalți parametri înscriși în tabel.

- Se reprezintă starea aerului la partea superioară, calculându-se, în prealabil, parametrii h_s și x_s conform relațiilor 4.6.10 și 4.6.11.

$h_s = 38{,}85 + 44{,}4/8 = 44{,}4$ kJ/kg

$x_s = 7{,}35 + 6/8 = 8{,}10$ g/kg.

Pentru verificare se calculează:

$\varepsilon_i^s = \Phi_i^s / G_i^s = 44{,}4 / 1{,}67 \cdot 10^{-3} = 7\,400$ kJ/kg

și o paralelă cu această valoare dusă prin punctul I trebuie să treacă prin I_s.

- Se calculează parametrii punctului M

$h_m = [3{,}67(-13) + 4{,}33 \cdot 44{,}4]/8 = 18{,}07$ kJ/kg

$x_m = (3{,}67 \cdot 0{,}8 + 4{,}33 \cdot 8{,}1)/8 = 4{,}75$ g/kg.

Suplimentar, trebuie verificată condiția dacă punctul M astfel rezultat aparține dreptei EI_s, lucru îndeplinit conform fig. 4.6.2.

- La intersecția dreptei $x_c = 7{,}35$ g/kg cu $\varphi = 0{,}9$ rezultă punctul R_i, iar la intersecția $x_m = 4{,}75$ g/kg și $i_r = 29{,}6$ kJ/kg starea P; restul mărimilor citite în diagrama *h-x* sunt trecute în tabelul din figura menționată.

• Cazul particular când entalpia punctului de amestec h_m este mai mare decât h_r (fig. 4.6.3 a). Pentru a se evita o răcire sau răcire și uscare de la M la R, se deplasează punctul M în poziția M_1, adică la intersecția dreptei IE cu h_r, prin aceasta mărindu-se debitul de aer proaspăt, rezultând cazul fără baterie de preîncălzire, procesul M_1R obținându-se folosind așa-zisa „răcire liberă".

4.6.1.2 Punctul de amestec M este situat sub curba de saturație

Evitarea aspectelor pe care le poate genera apariția condensatului se poate face prin una din următoarele trei modalități:

a - Folosind două preîncălziri (fig. 4.6.3 b). Punctele de stare I, E, M', C, R și P se definesc analog cazului 4.6.1.

Se preîncălzește mai întâi numai aerul exterior până la o temperatură θ_p,

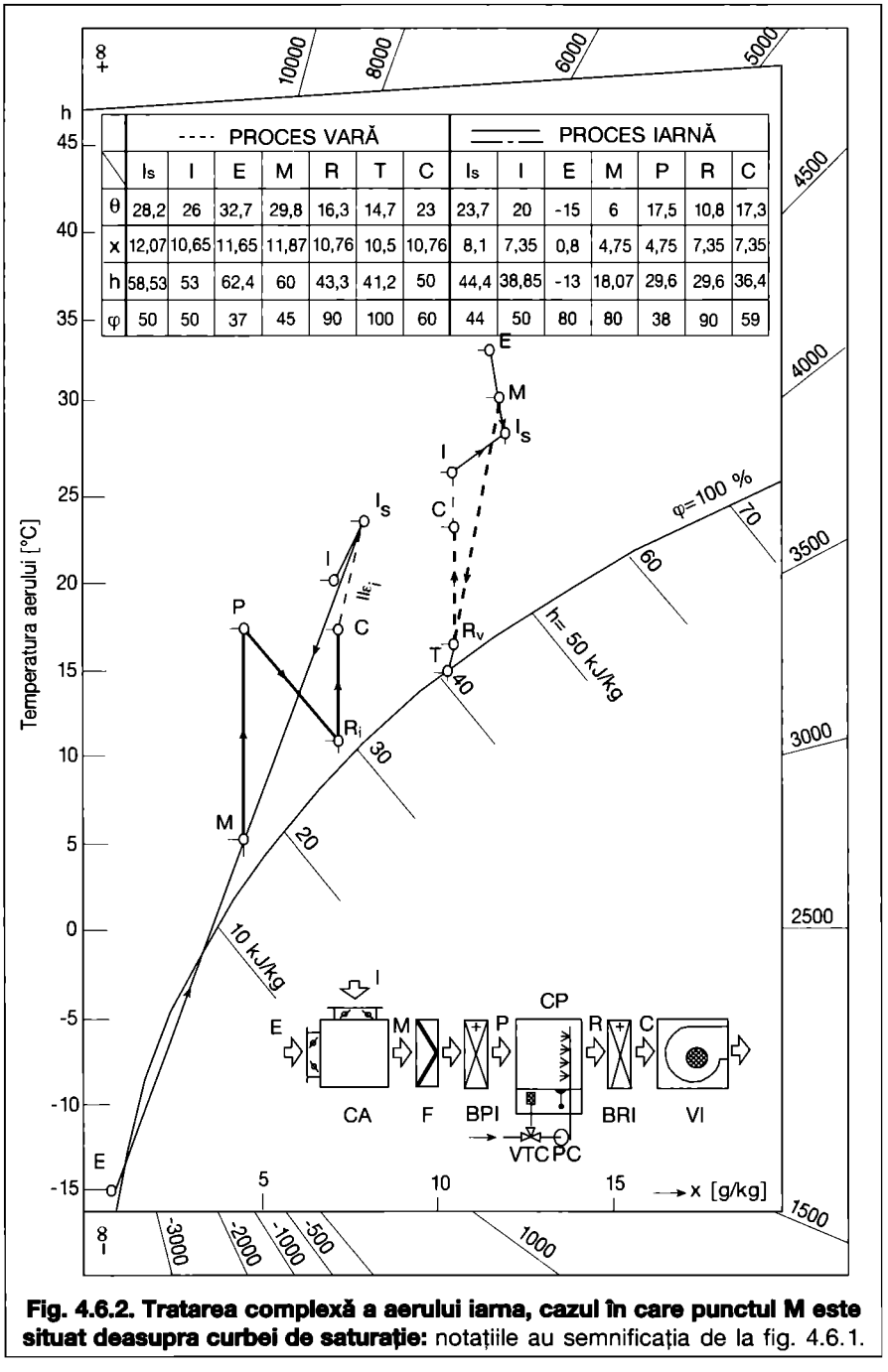


Fig. 4.6.2. Tratarea complexă a aerului iarna, cazul în care punctul M este situat deasupra curbei de saturație: notațiile au semnificația de la fig. 4.6.1.

de *5-10* °C, starea P' rezultând la intersecția acestei temperaturi cu dreapta x_e. Amestecând aerul de stare P' cu cel interior I, respectând același raport de amestec (aici, același x_m) rezultă starea M care, spre deosebire de M', este situată deasupra curbei de saturație. Pentru a ajunge la procesul de umidificare adiabatică pe dreapta h_r apare necesară o a doua baterie de preîncălzire BPI_2 și deci, practic, de la punctul M se regăsește situația de la cazul 4.6.1.1a.

În schema tehnologică a agregatului indicată în figură apare bateria de încălzire BPI_1 și eventual un filtru de praf înaintea BPI_1. Uneori se recurge și la un by-pass suplimentar la camera de amestec pentru a se evita trecerea aerului prin această baterie pentru temperaturi exterioare mai mari decât $\theta_{p''}$.

b - Folosirea unei singure baterii de preîncălzire pe circuitul aerului exterior (fig. 4.6.3 c).

În acest caz punctul M este situat la intersecția dreptelor x_m și h_r. Dacă se încălzește aerul exterior (proaspăt) până la starea P obținută la intersecția prelungirii dreptei IM cu dreapta x_e, prin amestec cu aerul interior de stare I, rezultă punctul M, deci nu mai este necesară o a doua preîncălzire, ca în cazul anterior, tratarea continuându-se cu umidificarea adiabatică MR și reîncălzirea RC.

În schema tehnologică a agregatului din fig. 4.6.3 c se observă că, față de cea din fig. 4.6.1, bateria de preîncălzire și filtrul de praf respectiv s-au deplasat înaintea camerei de amestec.

c - Prin încălzirea aerului recirculat (fig. 4.6.3 d) punctele I, E, M', C, R, P se stabilesc similar situației 4.6.1.

În acest caz se alege un punct M situat la intersecția curbei $\varphi = 0{,}95$ cu dreapta x_m, deci respectând raportul de amestec dat. Punctul până la care trebuie încălzit aerul interior I_1 se obține ca intersecție a dreptelor EM și x_i. Prin amestecul dintre aerul de stare E și aerul de stare I_1 rezultă punctul M, procesele în continuare fiind, principial, aceleași cu cele din fig. 4.6.1 deci din situația 4.6.1 a (exemplul de calcul 1). Examinând schema tehnologică

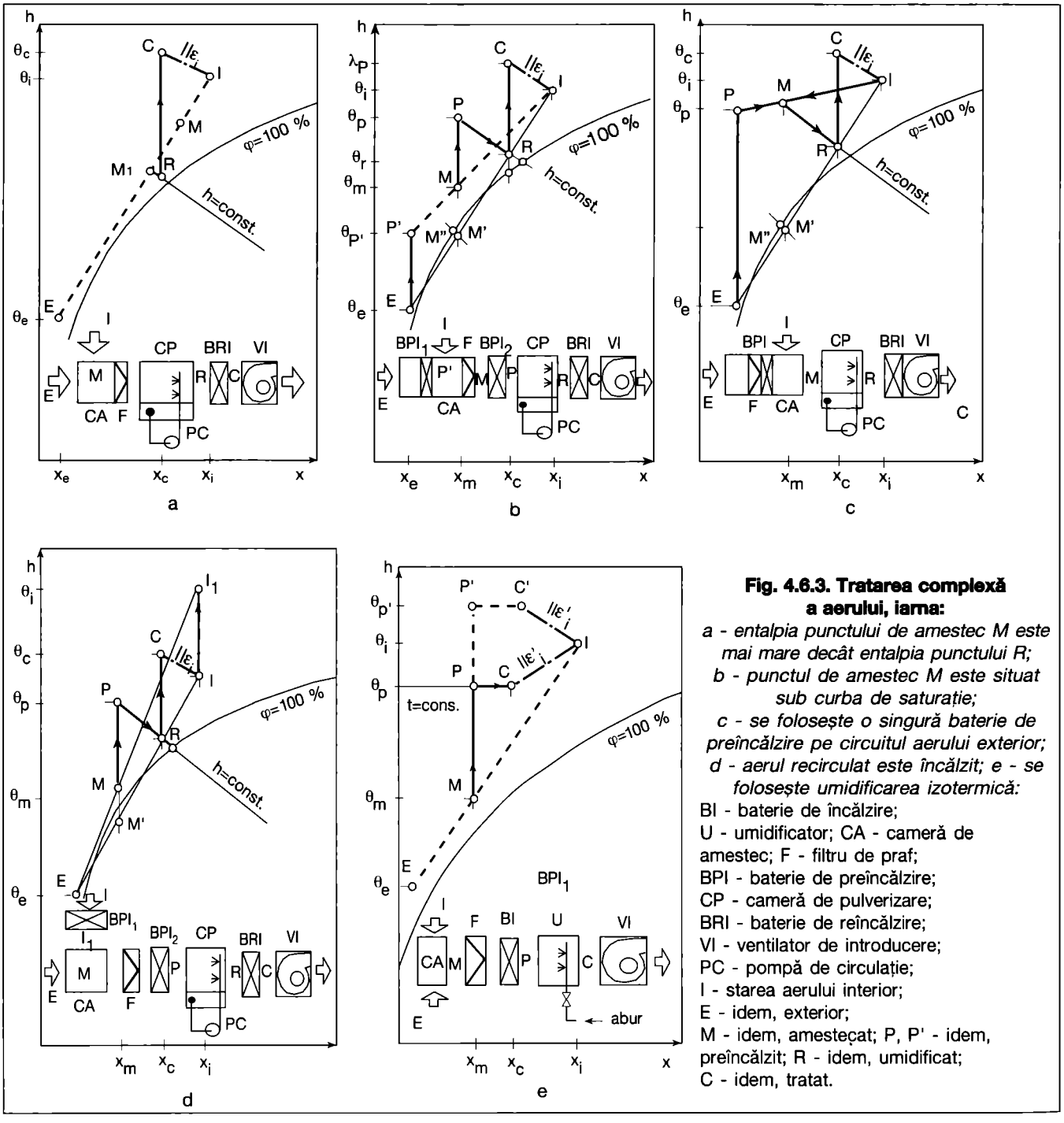


Fig. 4.6.3. Tratarea complexă a aerului, iarna:

a - entalpia punctului de amestec M este mai mare decât entalpia punctului R;
b - punctul de amestec M este situat sub curba de saturație;
c - se folosește o singură baterie de preîncălzire pe circuitul aerului exterior;
d - aerul recirculat este încălzit; e - se folosește umidificarea izotermică:

BI - baterie de încălzire;
U - umidificator; CA - cameră de amestec; F - filtru de praf;
BPI - baterie de preîncălzire;
CP - cameră de pulverizare;
BRI - baterie de reîncălzire;
VI - ventilator de introducere;
PC - pompă de circulație;
I - starea aerului interior;
E - idem, exterior;
M - idem, amestecat; P, P' - idem, preîncălzit; R - idem, umidificat;
C - idem, tratat.

din fig. 4.6.3 d, se constată că ea diferă de cea din fig. 4.6.1, numai prin faptul că pe racordul de recirculare se intercalează bateria de încălzire, BPI_1 și eventual un filtru de praf.

4.6.1.3 Folosirea umidificării izotermice (fig. 4.6.3 e)

Punctele I, E, M și C se stabilesc analog fig. 4.6.1. Starea aerului climatizat poate fi aceeași din cazurile anterioare, în poziția C sau C', după cum sarcina termică de iarnă poate fi pozitivă, respectiv, negativă. Singurul punct definit în mod specific este P sau P' care rezultă la intersecția dreptei x_m cu izoterma θ_c.

Rezultă procesele:

I + E → M, proces amestec, MP - proces de încălzire și PC - umidificare izotermică. Includerea aparatelor necesare pentru aceste procese, în ordinea menționată, conduce la schema tehnologică din fig. 4.6.3 e, evident mai simplă, cu atât mai mult cu cât compartimentul de umidificare U poate fi montat și după ventilatorul de introducere VI sau poate fi realizat uneori direct în canalul de aer.

Exemplul de calcul 3

Se calculează consumurile de căldură și umiditate necesare pentru tratarea complexă a aerului în cazul folosirii umidificării izotermice, respectând datele de bază din exemplul de calcul 1.

Rezolvare:

Respectând debitul total de aer, $\dot{M} = 10$ kg/s și aceiași parametri pentru stările M și C, adică $x_m = 4,45$ g/kg; $h_m = 13,44$ kJ/kg; $x_c = 7,52$ g/kg; $h_c = 35,17$ kJ/kg rezultă:

- debitul de căldură preluat de aer:

$\Phi = \Phi_{MP} + \Phi_{PC} = \dot{M} \cdot (h_p - h_m) + \dot{M} \cdot (h_c - h_p) =$
$= \dot{M} \cdot (h_c - h_m) =$
$= 10 \cdot (35,17 - 13,44) = 217,3$ kW

- debitul de abur (sau apă) preluat:

$G = G_{PC} = \dot{M} \cdot (x_c - x_p) =$
$= 10 \cdot (7,25 - 4,45) =$
$= 28$ g/s $= 100,52$ kg/h.

După cum se observă sunt identice cu cele din exemplul de calcul 1, lucru evident, deoarece consumurile energetice într-o transformare a unor parametri de stare nu depind de drumul urmat, ci numai de starea lor inițială și finală.

4.6.2. Procese de tratare complexă a aerului vara

Diversele modalități folosite în mod curent se deosebesc după modul în care se realizează procesul de răcire și uscare în cazul soluțiilor clasice cu trecere prin punctul de rouă corespunzător stării aerului climatizat la care se adaugă alte cazuri particulare.

4.6.2.1 Realizarea procesului de răcire și uscare prin pulverizare de apă răcită (fig. 4.6.4)

4.6.2.1.1 Schema de ventilare „sus-jos"

Pentru trasarea proceselor, în acest caz, se cunosc sau urmează a fi stabilite

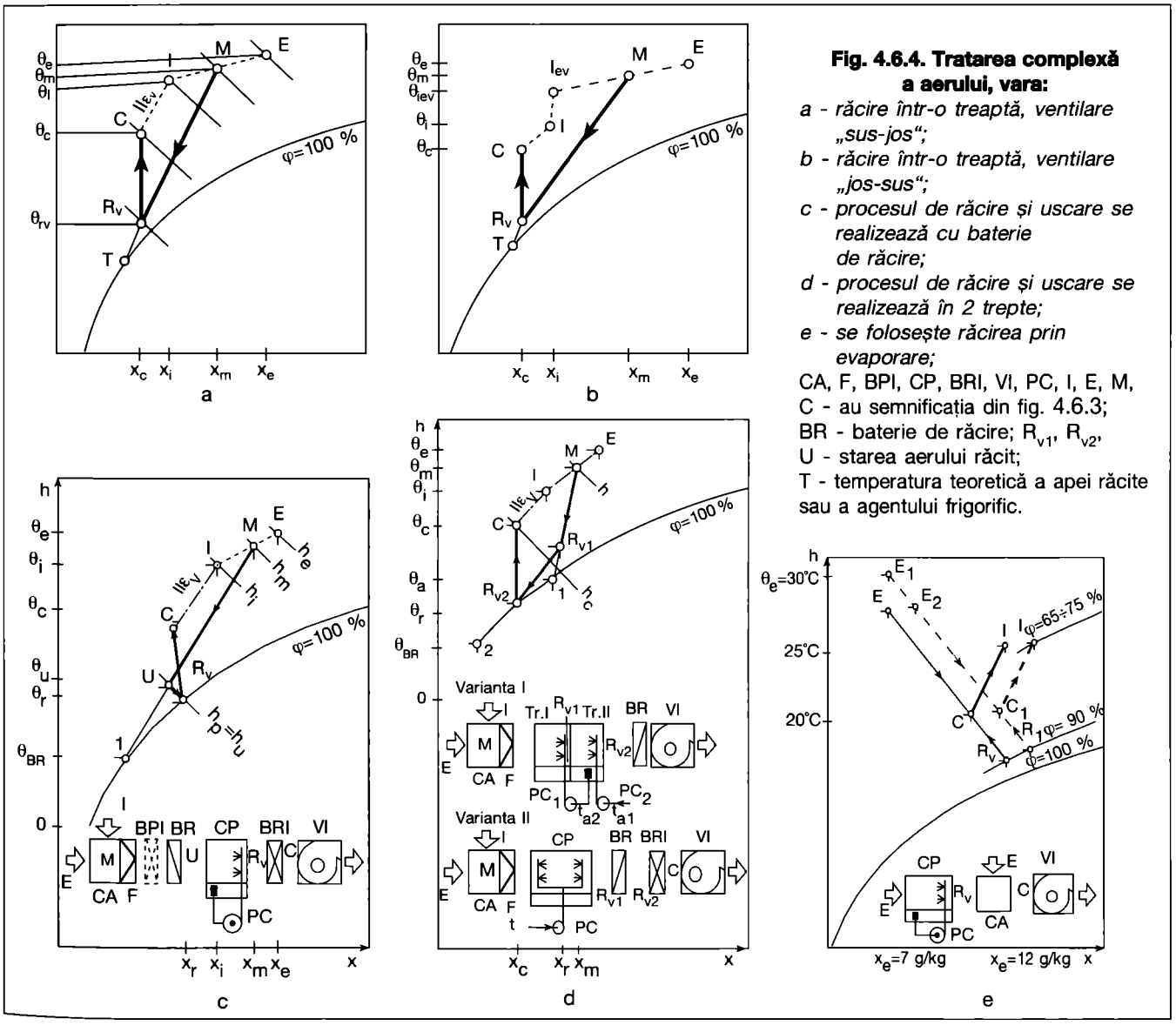


Fig. 4.6.4. Tratarea complexă a aerului, vara:

a - răcire într-o treaptă, ventilare „sus-jos";
b - răcire într-o treaptă, ventilare „jos-sus";
c - procesul de răcire și uscare se realizează cu baterie de răcire;
d - procesul de răcire și uscare se realizează în 2 trepte;
e - se folosește răcirea prin evaporare;

CA, F, BPI, CP, BRI, VI, PC, I, E, M, C - au semnificația din fig. 4.6.3;
BR - baterie de răcire; R_{v1}, R_{v2},
U - starea aerului răcit;
T - temperatura teoretică a apei răcite sau a agentului frigorific.

punctele de stare determinante:

- Se reprezintă stările aerului interior I (θ_i, φ_i) și exterior E (θ_{ev}, x_e). Din diagrama *h-x* se citesc și ceilalți parametri indicați în tabelul din fig. 4.6.1.

- Se determină starea aerului amestecat M prin calculul parametrilor x_m și h_m cu relațiile 4.6.4 și 4.6.5, în care valorile x_e, x_i, h_e și h_i se iau cele corespunzătoare situației de vară stabiliți mai sus.

- Se determină starea aerului tratat C, care este situată la intersecția dintre o paralelă la raza procesului ε_v, dusă prin punctul I și izoterma θ_c. Valoarea θ_c se consideră:

$$\theta_c = \theta_i - \Delta T \quad [°C] \qquad (4.6.12)$$

unde: $\Delta T = 4...7$ °C pentru sistemele obișnuite sus-jos.

$$\varepsilon_v = \Phi_v / G_v \quad [kJ/kg] \qquad (4.6.13).$$

Ca verificare, punctul M rezultat trebuie să se găsească pe dreapta IE.

- Se reprezintă punctul de rouă corespunzător aerului tratat R_v, situat la intersecția x_c cu $\varphi = 0,85 - 0,9$.

Pentru calculul camerelor de pulverizare se trec și parametrii punctului T, situat la intersecția dreptei MR cu $\varphi = 1$ (tab. din fig. 4.6.1).

Procesele necesare pentru tratare, vara, sunt:

I + E → M, proces de amestec, realizat într-o cameră de amestec, procesul de răcire și uscare MR care se realizează în camera de pulverizare CP, prin pulverizare de apă răcită, provenită de la o sursă artificială și, mai rar, naturală; RC - proces de reîncălzire realizat cu bateria BRI, CI - reprezentând evoluția aerului în încăpere, vara.

Din schema tehnologică indicată în fig. 4.6.1, care satisface simultan procesele de tratare iarnă-vară, se constată că bateria de preîncălzire nu este necesară vara, iar camera de pulverizare CP capătă o nouă funcțiune de lucru, pentru procese politropice, caz în care apa de pulverizare este preluată prin intermediul ventilului cu trei căi VTC din exterior.

	PROCES VARĂ						PROCES IARNĂ					
	I	E	C	M	R	T	I	E	C	M	R	P
t	22	31	18	26,5	12,5	10,1	22	-12	28	5	12,5	20,5
x	9,25	19,9	8,25	10,2	8,25	7,7	9,25	1	8,25	5,1	8,25	5,1
h	45,3	62,5	39	54	33,1	29,5	45,3	-5,1	49	19,5	33,1	31,1
φ	55	44	63	49	90	100	55	80	35	91	90	34

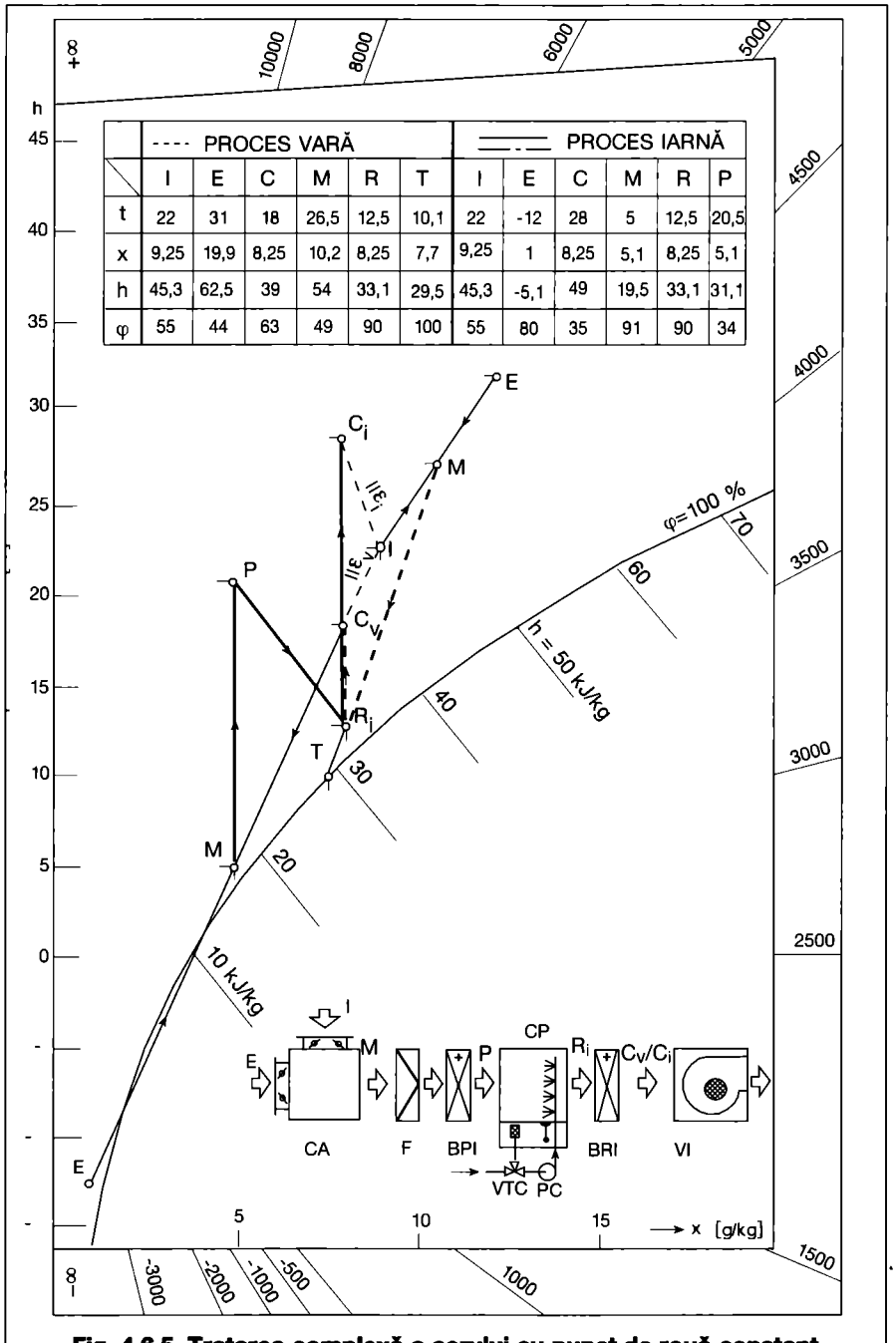


Fig. 4.6.5. Tratarea complexă a aerului cu punct de rouă constant.
(Legenda este cea din figura 4.6.1).

Exemplul de calcul 4

Se trasează procesele de tratare complexă, vara, cunoscându-se următoarele date:

I ($\theta_i = 26$ °C; $\varphi_i = 50$ %);
E ($\theta_{ev} = 31,7$ °C; $x_e = 10,5$ g/kg);
$\varepsilon_v = 6\,985$ kJ/kg;
$\dot{M}_e = 5,1$ kg/s; $\dot{M}_i = 4,9$ kg/s.

Rezolvare:

- După reprezentarea punctelor I și E în diagrama *h-x* se citesc și ceilalți parametri care se înscriu în tabelul din fig. 4.6.1.

- Cu relațiile 4.6.4 și 4.6.5 se calculează parametrii punctului M:

$x_m = (5,1 \cdot 10,5 + 4,9 \cdot 10,65)/10 = 10,57$ g/kg
$h_m = (5,1 \cdot 58,2 + 4,9 \cdot 53)/10 = 55,65$ kJ/kg.

- Se determină starea aerului C, ducând prin punctul I o paralelă la $\varepsilon_v = 6985$ kJ/kg intersectată cu:

$\theta_c = \theta_i - 6 = 20$ °C.

Din diagrama *h-x* rezultă:
$x_c = 9,25$ g/kg; $h_c = 43,25$ kJ/kg;
$\varphi_c = 62,5$ %.

- Intersectând $x_c = 9,25$ g/kg cu $\varphi = 90$ % rezultă starea R, citindu-se ceilalți parametri ai acestuia.

- Se figurează starea T; parametrii rezultați fiind trecuți, ca și procesele rezultate, în fig. 4.6.1.

4.6.2.1.2 Schema de ventilare „jos-sus"

- Punctele I, E, R și T se stabilesc analog cazului anterior.

- Starea aerului se determină la intersecția paralelei ε_v^{zs} dusă prin I cu izoterma $\theta_c = \theta_i - \Delta T$, adoptându-se în acest caz $\Delta T = 2-3$ °C, după locul de montare a orificiilor de refulare.

$$\varepsilon_v = \Phi_v^{zs} / G_v^{zs} \quad [kJ/kg] \qquad (4.6.14)$$

unde:

Φ_v^{zs} și G_v^{zs} - reprezintă căldura și umiditatea preluate în zona de ședere, determinate pentru situația de vară conform indicațiilor de la § 4.6.1.1.2.

- Pentru determinarea punctului M trebuie stabiliți, mai întâi, parametrii aerului la partea superioară, I^s (h_s, x_s):

$$h_s = h_i + \Phi_v^s / \dot{M} \quad [kJ/kg] \qquad (4.6.15)$$

$x_s = x_i + G_v^s/\dot{M}$ [g/kg] (4.6.16)
unde:
$\Phi_v^s = (1-\alpha)\cdot\Phi_v$ și $G_v^s = (1-\beta)\cdot G_v$ (4.6.17)
în care:
Φ_v^s și G_v^s - reprezintă sarcinile termică și de umiditate preluate deasupra zonei de ședere sau de lucru;
Φ_v și G_v - sunt sarcinile termică și de umiditate totale, vara,
α și β - coeficienții de preluare a căldurii și umidității în zona de lucru sau de ședere.

- Parametrii punctului M rezultă aplicând relațiile 4.6.4 și 4.6.5 particularizate pentru cele două stări care intră în amestec, E și I_s.

O exemplificare cu valori reale este indicată în fig. 4.6.2, cu precizarea că, fiind vorba de o „încăpere aglomerată", s-a considerat neglijabilă preluarea de umiditate în zona de ședere ($\varepsilon_{ci} = +\infty$), iar $\Delta T = \theta_c - \theta_i = 3$ °C.

4.6.2.2 Amplasarea bateriei de răcire înaintea camerei de pulverizare (fig. 4.6.4 c)

Punctele I, E, M, C și R se stabilesc analog fig. 4.6.1. Pentru stabilirea punctului U se fixează, mai întâi, punctul 1 care reprezintă intersecția dintre temperatura medie a bateriei de răcire și curba φ = 100 %, punctul rezultând la intersecția dreptelor 1M și h_p.

Procesele rezultate și reprezentate în fig. 4.6.4 a sunt: I + E→ M - amestec; MU - proces de răcire și uscare, realizat la trecerea aerului prin bateria de răcire BR; UR_v - proces de umidificare, realizat în camera de pulverizare CP, care, de această dată, funcționează ca și iarna, în regim de umidificare adiabatică, adică prin pulverizarea apei în circuit închis; R_vC - procesul de reîncălzire la trecerea prin bateria de reîncălzire BRI.

4.6.2.3 Tratarea complexă cu procese de răcire și uscare în două trepte (fig. 4.6.6 d)

Punctele I, E, M, C (C_i; C_v) și R_v se stabilesc similar fig. 4.6.1. Singurul punct particular este R_{v1} pentru a cărui definire este necesară, mai întâi, reprezentarea punctelor 1 și 2 indicate în fig. 4.6.4 d. Punctul 1 reprezintă intersecția dintre temperatura apei θ_{a2}, pulverizată în treapta I a camerei de pulverizare (varianta I) sau în camera de pulverizare CP (varianta a II-a) și curba φ = 100 %, iar punctul 2 reprezintă, la fel, intersecția curbei de saturație cu cea a temperaturii apei pulverizate θ_{a2}, din treapta a doua (varianta I) sau a temperaturii medii a bateriei de răcire, θ_{BR} (varianta a II-a). În aceste condiții punctul R_{v2} rezultă ca intersecție a dreptelor $2R_{v1}$ și 1M.

Succesiunea proceselor care conduc la cele două variante de scheme tehnologice ale agregatelor indicate în fig. 4.6.4d este următoarea:

I + E → amestec; MR_{v1} - proces de răcire și uscare în treapta I, realizat prin pulverizare de apă cu temperatura θ_a, preluată din bazinul treptei a doua (varianta I) sau tot prin pulverizare de apă, în circuit deschis, în camera de pulverizare CP (varianta a II-a); $R_{v1}R_{v2}$ - proces de răcire și uscare, treapta a doua realizat prin pulverizare de apă cu temperatura θ_{a1} în camera de pulverizare-treapta a II-a (varianta I) sau la trecerea aerului prin bateria de răcire BR (varianta a II-a).

4.6.3. Alte soluții

4.6.3.1. Sistemul de răcire a aerului folosind umidificarea adiabatică

• Pentru unele secții industriale umede unde sunt necesare umidități relative de 65 - 75 % este posibilă folosirea „răcirii prin evaporare" care, prin controlul automat al debitului de apă pulverizat, nu mai ajunge până la punctele de rouă R_v, R_1 din fig. 4.6.4 e, ci se opresc în punctele C sau C_1 eliminând, în acest fel, și prezența bateriilor de încălzire pentru vară. Procedeul este avantajos deoarece nu solicită o sursă artificială de frig, însă este limitat la tipurile de încăperi menționate și în care condițiile interioare realizate depășesc limitele obișnuite ale confortului. O aplicabilitate mult mai mare o are în regiunile de pe glob cu climat cald uscat.

• Un caz special de tratare complexă cu „punct de rouă constant" (fig. 4.6.5), apare în situația unor încăperi speciale unde trebuie realizate aceleași condiții, vara și iarna.

• În cazul utilizării umidificării izotermice - pentru tratarea aerului iarna, pentru a satisface și situația de vară, apare necesitatea montării și a unei baterii de răcire înaintea celei de încălzire din fig. 4.6.3 e.

4.6.3.2. Sistemul de tratare a aerului tip „Dessicant Cooling"

Sistemul „Dessicant Cooling" folosește apa și potențialul ei de schimbare de fază pentru a răci aerul introdus într-o încăpere.

Un sistem de climatizare de tip Dessicant Cooling, prezentat în fig. 4.6.6, folosește în principal un recuperator de

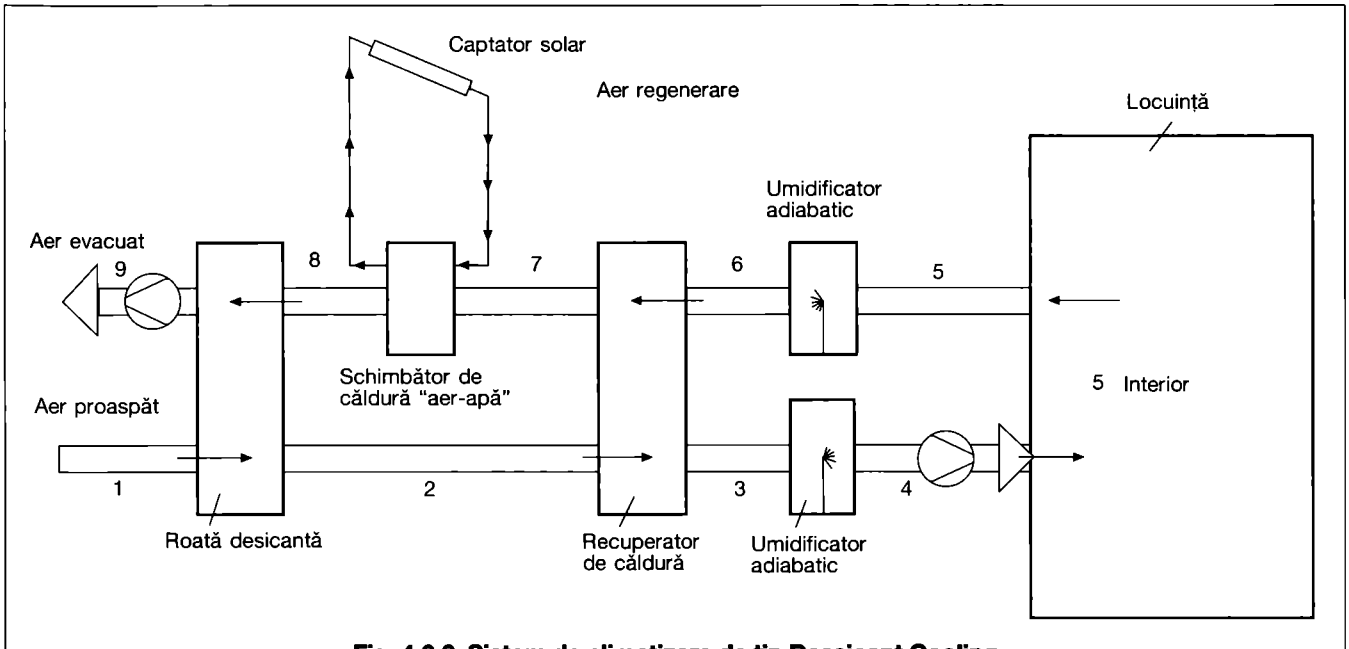


Fig. 4.6.6. Sistem de climatizare de tip Dessicant Cooling

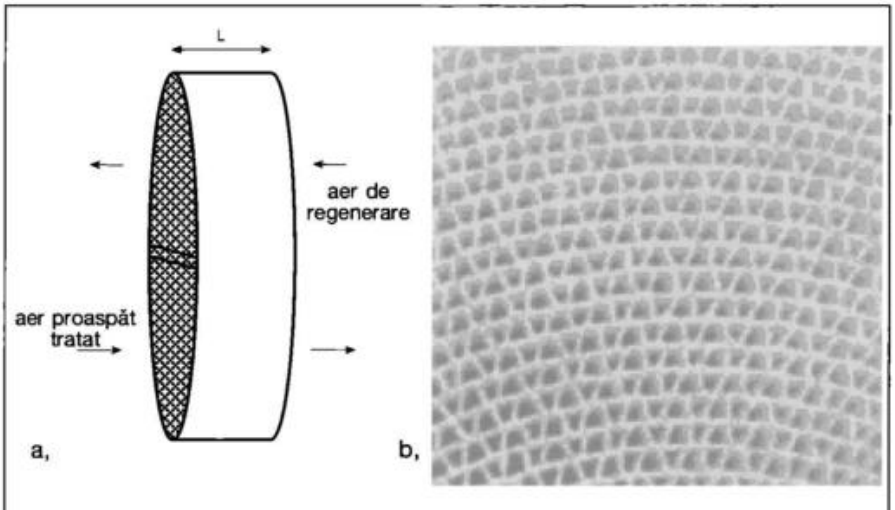


Figura 4.6.7. Roata desicantă

a, forma constructivă, b - detaliu al structurii de tip fagure

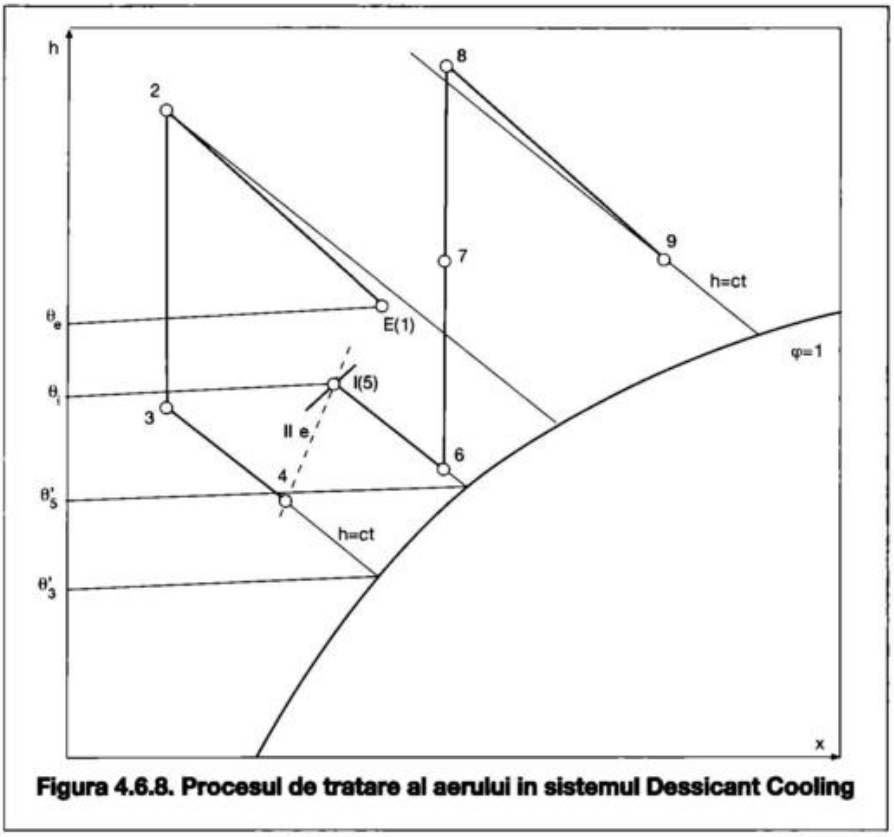


Figura 4.6.8. Procesul de tratare al aerului in sistemul Dessicant Cooling

căldură de tip rotativ, regenerativ, cu substanțe desicante (silicagel, silicat de titan, clorură de litiu etc), numit în literatură roata desicantă. Acest recuperator de căldură este format dintr-o roată cilindrică de lungime L, care are o structură de tip fagure prezentată în fig. 4.6.7. pe care este depusă substanța desicantă. Roata desicantă este împărțită în două zone, o zonă de tratare, în care pătrunde aerul proaspăt și o zonă de regenerare. Aerul proaspăt trece prin spațiile libere ale zonei de tratare a roții desicante, cedează vaporii de apă, se usucă și se încălzește (vezi fig. 4.6.8., procesul 1-2).

Aerul uscat și încălzit este răcit într-un recuperator de căldură de tip rotativ (procesul 2-3) apoi răcit și umidificat într-o cameră de pulverizare adiabatică unde are loc un proces de răcire evaporativă (procesul 3-4) după care este introdus în încăpere.

Aerul evacuat din încăpere cu starea 5 este utilizat pentru regenerarea soluției desicante astfel: aerul interior este umidificat într-o cameră de umidificare adiabatică, (procesul 5-6) după care se încălzește preluând căldura de la aerul tratat, prin recuperatorul rotativ, (procesul 6-7), este reîncălzit într-un schimbător de căldură care utilizează apa caldă de temperatură redusă de la panouri solare sau în lipsa radiației solare de la un cazan în condensație (procesul 7-8) și intra în roata desicantă unde regenerează soluția desicantă, eliminând vaporii de apa preluați de aceasta de la aerul tratat (procesul 8-9). Procesul de tratare este prezentat în fig. 4.6.8.

Procesul de tratare a aerului cu substanțe desicante prezentat, utilizează agent termic încălzit, produs cu ajutorul unor surse regenerabile sau a unor echipamente de încălzire în condensație, eliminând utilizarea frigului care este mult mai scump.

Pe de altă parte eliminarea frigului conduce la protecția mediului prin eliminarea agenților frigorifici dar și prin reducerea consumului de energie.

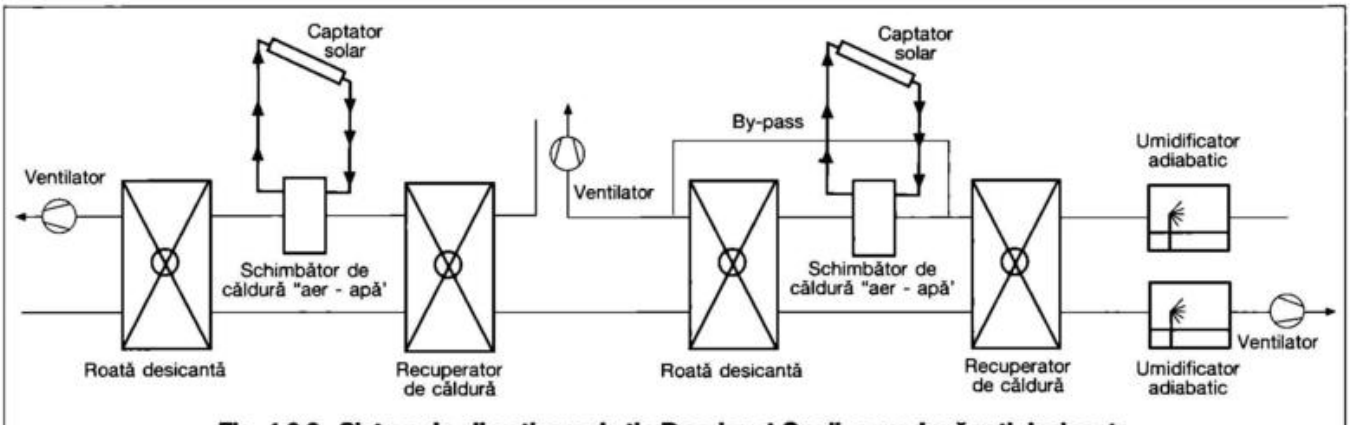


Fig. 4.6.9. Sistem de climatizare de tip Dessicant Cooling cu două roți desicante

Pentru cerințele unei dezumidificări puternice în zonele cu conținutul de vapori de apă al aerului exterior mai mare de 15 g/kg, este necesar un echipament suplimentar pentru dezumidificare. Se poate utiliza în acest caz sistemul prezentat în fig. 4.6.9 care are a doua roată desicantă și un al doilea recuperator de căldură, care măresc dezumidificarea aerului și implicit capacitatea de răcire.

Pentru o siguranță mai mare în funcționare se utilizează sisteme combinate care folosesc în locul umificatoarelor adiabatice de aer un sistem de răcire cu apă preluată din puțuri de adâncime. Acest sistem este prezentat în fig. 4.6.10.

Aerul exterior este dezumidificat în roata desicantă, apoi răcit într-un recuperator rotativ, ca la sistemul din fig. 7.1.1, apoi răcit într-o baterie de răcire care utilizează apă răcită preluată din puțuri de adâncime. Pentru mărirea capacității de răcire de la puțurile de adâncime se preia apă care este utilizată într-o pardoseală rece.

Pentru regenerare, apa caldă este preluată de la un cazan în condensație sau de la un sistem de cogenerare.

În situația de iarnă sistemul prezentat poate utiliza încălzirea în pardoseală folosind agent termic de joasă

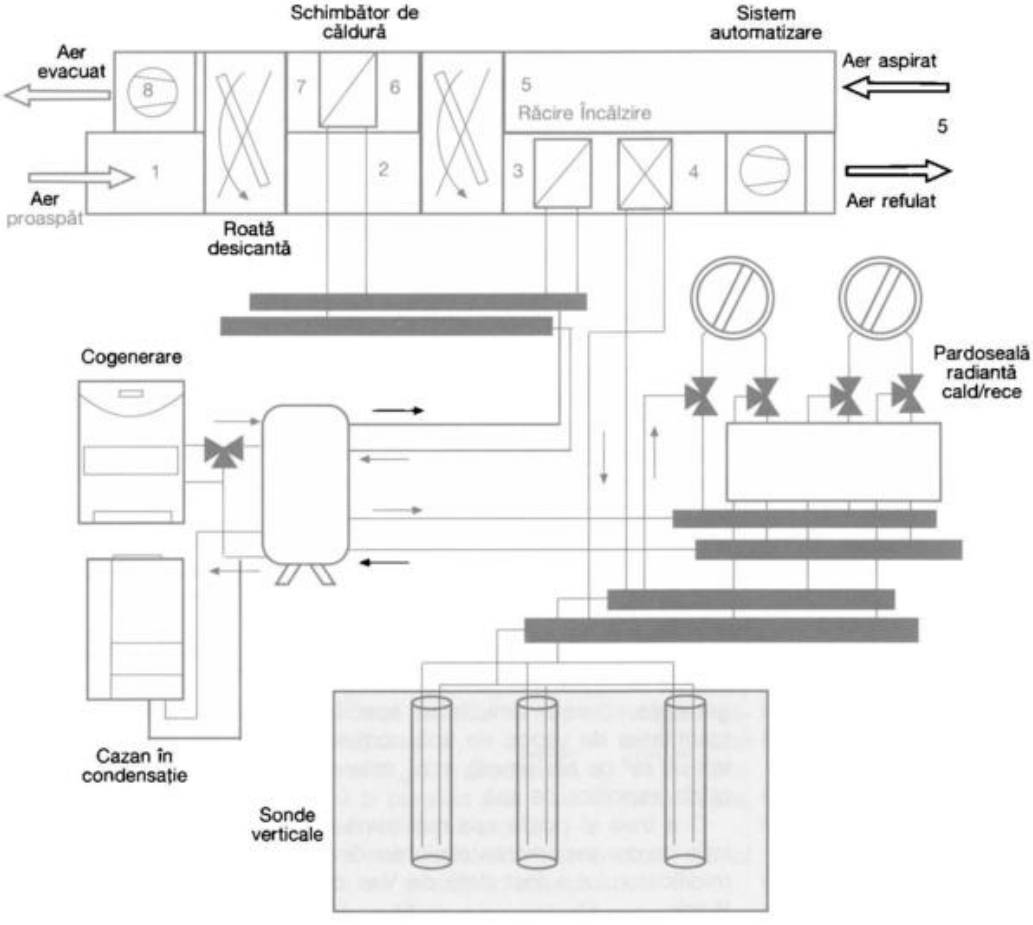


Fig. 4.6.10. Sistem de climatizare combinat

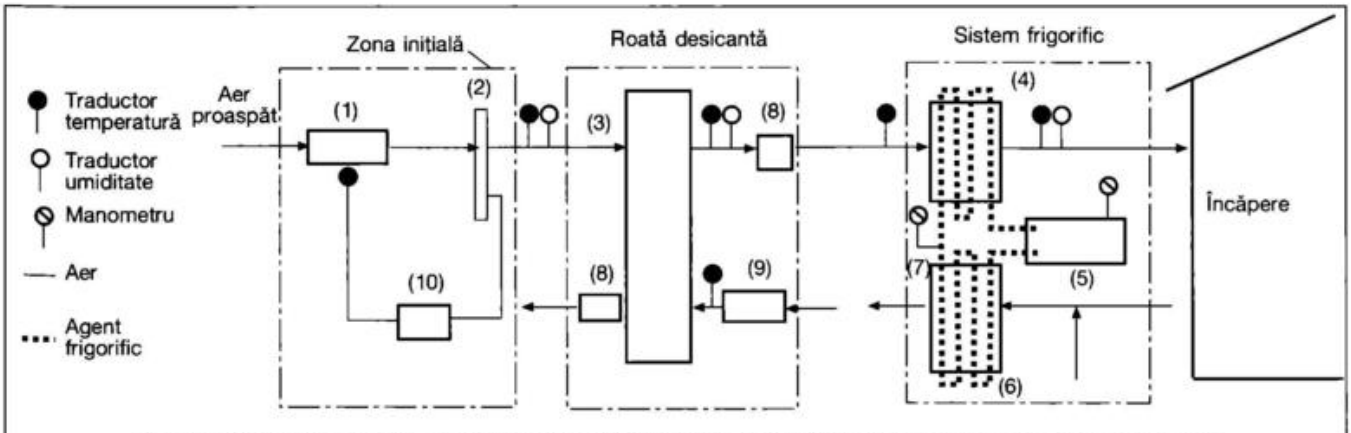


Fig. 4.6.11. Sistem de climatizare de tip DESSICANT COOLING, combinat cu un sistem frigorific

1 - baterie încălzire, 2 -umidifcator electric, 3 - roată desicantă, 4 - evaporatorul instalației frigorifice, 5 - compresor, 6 condensator, 7 - ventil laminare, 8 - ventilator, 9 - baterie de încălzire de regenerare electrică, 10 - automatizare

temperatură de la sursele existente în sistem.

Un sistem mai simplu care folosește în locul umidificatoarelor adiabatice, pentru răcire un sistem frigorific, este prezentat în fig. 4.6.11.

Sistemul de răcire cu agregat frigorific îmbunătățește controlul temperaturii de refulare în încăpere iar combinarea agregatului frigorific cu o roată desicantă face ca, consumul global de energie pentru climatizarea încăperii să scadă. Condensatorul agregatului frigorific va fi folosit pentru încălzirea parțială a aerului de regenerare, încălzirea suplimentară fiind realizată cu o baterie electrică sau dacă e posibil cu o sursă de joasă temperatură ca și la celelalte sisteme. Umidificatorul cu abur produs electric poate mări conținutul de vapori inițial, pentru ca să se realizeze un control al umidității finale a aerului refulat.

Pentru a reduce sarcina termică pentru regenerarea desicantului s-a realizat o schemă cu by-pass. O parte a debitului de aer aspirat din încăpere ocolește bateria de încălzire reducând sarcina termică a acesteia (v. fig. 4.6.12).

Având în vedere noutatea sistemului dar și multitudinea schemelor, nu există o metodologie unanim recunoscută pentru calculul sistemelor de tip Dessicant Cooling. Unul din principalii parametri care descriu performanța întregului sistem este coeficientul de performanță COP. Pentru calcularea COP-ului se folosesc diferențele de entalpii în locul diferențelor de temperatură pentru a arata influența dezumidificării. Pentru a calcula entalpiile necesare pentru determinarea COP-ului trebuie evaluate stările aerului de-a lungul sistemului. Aceste stări nu pot fi calculate decât prin cunoașterea performanțelor echipamentelor componente.

$$COP = \frac{\Phi_{răcire}}{\Phi_{regenerare}} = \frac{m_a(h_5 - h_4)}{m_a(h_8 - h_7)} \quad (4.6.18)$$

unde:

$\Phi_{răcire}$ - este debitul de căldură evacuat din interiorul clădirii în care s-a produs răcirea aerului,

$\Phi_{regenerare}$ - este debitul de căldură furnizat aerului (folosit pentru regenerarea absorbantului din dezumidificator),

m_a - este masa de aer și h este entalpia aerului umed.

Considerând egale masele de aer de pe circuitul de proces, respectiv de regenerare a aerului, eficiența recuperatorului de căldură rotativ poate fi exprimată prin relația:

$$\varepsilon_{RR} = \frac{\theta_2 - \theta_3}{\theta_2 - \theta_6} \quad (4.6.19)$$

unde θ este temperatura aerului.

Eficiența roții desicante poate fi exprimată într-un mod asemănător:

$$\varepsilon_{D,1} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_8 - \theta_1} \quad (4.6.20)$$

O alta relație pentru exprimarea eficienței dezumidificatorului se bazează pe performanța dezumidificării, ținând cont de căldura pentru regenerare:

$$\varepsilon_{D,2} = \frac{(\zeta_1 - \zeta_2)h_{fv}}{h_8 - h_7} \quad (4.6.21)$$

unde numărătorul reprezintă căldura latentă iar numitorul căldura pentru regenerare, ζ este umiditatea specifică (cantitatea de vapori de apă conținută într-un m^3 de aer umed), și h_{fv} este entalpia vaporilor de apă.

O a treia și poate cea mai bună relație pentru exprimarea eficientei dezumidificatorului a fost dată de Van den Bulck:

$$\varepsilon_{D,3} = \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{\zeta_1 - \zeta_{2,ideal}} \quad (4.6.22)$$

unde:

$\zeta_{2,ideal}$ - este umiditatea specifică la ieșirea din dezumidificator în cazul ideal.

Valoarea sa poate fi considerată zero întrucât în cazul ideal dezumidificatorul ar usca în mod complet aerul.

Relațiile pentru exprimarea eficienței umidificatoarelor adiabatice utilizate pentru răcirea evaporativă sunt următoarele:

$$\varepsilon_{U1} = \frac{\theta_3 - \theta_4}{\theta_3 - \theta'_3} \quad (4.6.23)$$

$$\varepsilon_{U2} = \frac{\theta_5 - \theta_6}{\theta_5 - \theta'_5} \quad (4.6.24)$$

unde:

θ'_3, θ'_5, - reprezintă temperatura aerului măsurată cu termometrul umed.

De asemenea, se poate determina cantitatea de umiditate preluată de aer în umidificatoarele de pe circuitul de proces, respectiv circuitul de regenerare.

$$\dot{M}_{x1} = m_a\left(x_4 - x_3\right) \quad (4.6.25)$$

$$\dot{M}_{x2} = m_a\left(x_6 - x_5\right) \quad (4.6.26)$$

unde:

$\dot{M}_{x1}$ - este debitul de umiditate preluat de aer în umidificatorul de pe circuitul de proces, iar

$\dot{M}_{x2}$ - este debitul de umiditate preluat de aer în umidificatorul de pe circuitul de regenerare (retur).

Acest lucru arată că este extrem de folositoare instalarea unui sistem de tip „Dessicant Cooling" lucrând doar pentru dezumidificarea prin absorbție, care este mult mai puțin consumatoare de energie decât dezumidificarea în sistemele obișnuite de condiționare a aerului deoarece în cazul sistemelor obișnuite de climatizare aerul trebuie să fie răcit la o temperatura mai mică decât temperatura punctului de rouă și acest lucru necesită un consum semnificativ de energie.

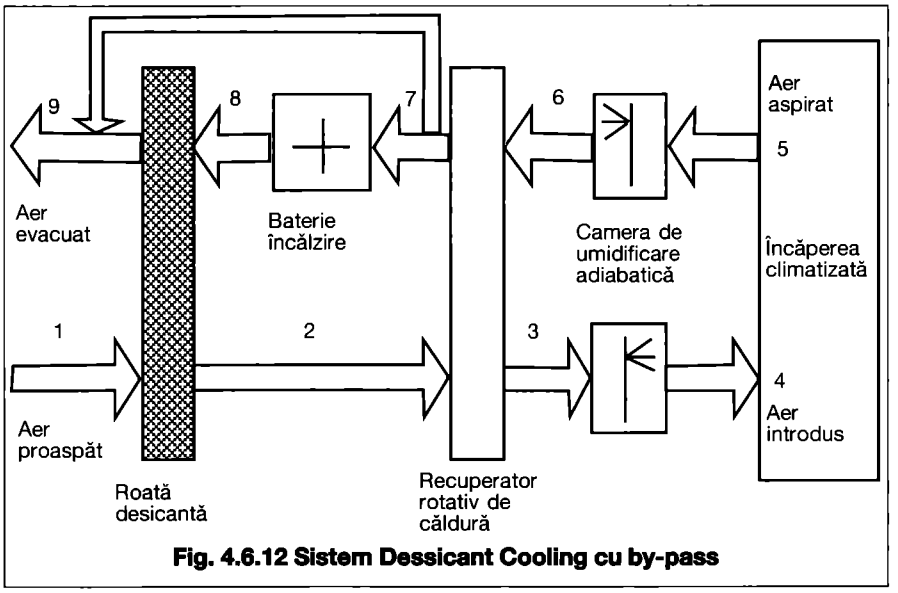


Fig. 4.6.12 Sistem Dessicant Cooling cu by-pass

4.6.4. Procese de tratare complexă vara și iarna fără umidificarea aerului

În practica uzuală tratarea complexă a aerului se face fără a se utiliza umidificarea. Motivul principal invocat de beneficiarii instalațiilor de tratare complexă a aerului este costul relativ ridicat al instalațiilor de umidificare (ca investiție) și al energiei electrice pentru producerea aburului (ca exploatare). La clădirile civile se folosește de o bună bucată de vreme procedeul de umidificare cu ajutorul aburului, produs cel mai adesea pe cale electrică, argumentele în folosul acestuia

fiind numeroase. Pentru producerea unui kg de abur se folosește o cantitate de energie de cca. *0,75* kWh, ceea ce nu este de neglijat. În sezonul de vară (dar și în cele de tranziție) umiditatea relativă a aerului din încăperile climatizate cu centrale de tratare complexă fără umidificare se situează în limitele 38...48 %, valori care se apropie de cele de confort. În sezonul rece (iarna) datorită conținutului scăzut de umiditate al aerului exterior (x_e = *0,5... 1,5* g/kg aer uscat) umiditatea relativă a aerului interior este mai mică, situându-se în plaja de valori *10...15* % (la temperaturi exterioare de *-10...-15* °C), ceea ce este prea puțin. Abia la temperaturi exterioare mai mari de 5 °C umiditatea relativă a aerului interior se apropie de 30 %. În continuare vor fi prezentate procesele de tratare complexă a aerului vara și iarna în centrale fără umidificare pentru două situații:
- fără recuperarea căldurii din aerul care se evacuează în exterior și
- cu recuperarea căldurii.

4.6.4.1. Tratarea complexă a aerului fără umidificare și fără recuperarea căldurii din aerul evacuat în exterior

În fig. 4.6.13 sunt reprezentate procesele de tratare complexă a aerului atât vara cât și iarna. Punctele de stare a aerului sunt reprezentate cu aceleași simboluri care s-au folosit anterior, respectiv:
- I - starea aerului interior;
- E - starea aerului exterior.
- M - starea aerului rezultată din amestecul aerului interior (recirculat) și exterior;
- C - starea aerului tratat (care este introdus în încăperi);
- θ_a - temperatura inițială a apei de răcire (7 °C ca parametru standard).

Fiecare parametru de stare are un indice:
- v, pentru procesul de vară;
- i, pentru procesul de iarnă.

4.6.4.1.1. Construirea procesului de tratare complexă a aerului iarna

Se înscrie în diagrama h-x punctul de stare a aerului exterior E_i, la intersecția temperaturii exterioare de calcul pentru localitatea considerată (v. fig. 4.6.13) cu curba de umiditate relativă $\varphi = 80$ %. Conținutul de vapori al aerului exterior îl vom nota cu x_e (g/kg aer uscat). Punctul de stare a aerului interior I_i se determină pe baza temperaturii aerului interior, θ_i (aleasă conform destinației sau procesului tehnologic) și a conținutului de umiditate al aerului interior, x_i, care deocamdată este necunoscut. Conținutul de umiditate, x_i, se va stabiliza la o valoare finală, x_f, determinată de introducerea debitului de aer proaspăt (exterior), $\dot{M}_p$, cu conținut foarte redus de umiditate iarna ($x_e < 1$ g/kg aer uscat) și datorită degajărilor interioare de umiditate (vapori de apă).

Determinarea valorii x_i se face plecând de la relația 9.4.3. scrisă pentru: $y_f = x_f$; $y_r = x_e$; $Y = G_i = \Delta G_v$; $\dot{M}$ - $\dot{M}_p$ (q - debitul de aer) respectiv:

$$x_f = \left(x_e + \frac{\Delta G_v}{q_{vp}}\right)\left(1 - e^{-\frac{q_{vp} \cdot t}{v}}\right) + x_{initial} \cdot e^{-\frac{q_{vp} \cdot t}{v}} \quad (4.6.26)$$

Pentru simplificare vom considera: $x_{inițial} = 0$ și $t = \infty$ (funcționare îndelungată/permanentă a instalației) astfel că:

$$x_i = x_f = x_e + 1000 \frac{\Delta G_v}{\dot{M}_p} \left[\text{g / kg aer uscat}\right] \quad (4.6.27)$$

Se unesc punctele E_i și I_i și pe baza valorilor $\dot{M}_p$ (aer proaspăt adus din exterior, având parametrii E_i) și $\dot{M}_R$ (aer recirculat adus din interior, având parametrii I_i) se determină punctul de stare a aerului amestecat, M_i. Din M_i se ridică o verticală (încălzirea aerului într-o baterie la x_m = constant) care se intersectează cu dreapta paralelă la ε_i (cu valoare negativă) dusă prin I_i, rezultând punctul de stare a aerului tratat C_i (aer care se introduce în încăperi și care evoluează pe dreapta C_iI_i).

Corespunzător punctului C_i rezultă temperatura aerului refulat în încăperi, respectiv θ_c. Sarcina termică a bateriei de încălzire va fi:

$$\Phi_{BI} = \dot{M}\,(h_c - h_m) \quad [\text{kW}] \quad (4.6.28)$$

Dacă bilanțul termic al încăperii climatizate, $\Phi_i = \Phi_{degajări} - \Phi_{pierderi}$ este pozitiv, raza procesului, ε_i, va fi pozitivă și paralela prin I_i se va trasa în jos, rezultând punctul C'i.

Dacă instalația funcționează numai cu aer proaspăt, atunci:

$\dot{M}_p = \dot{M}$, $x_i = x_e + G_v/\dot{M}$

iar sarcina bateriei de încălzire devine:

$\Phi_{BI} = \dot{M}\,(h_c - h_e)$.

4.6.4.1.2. Construirea procesului de tratare complexă a aerului vara

Se înscrie în diagrama h - x punctul de stare a aerului exterior, E_v.

Conținutul de umiditate al aerului interior x_i (corespunzător lui I_i) va fi determinat de uscarea aerului care are loc la trecerea acestuia prin bateria de răcire. Avem de a face pe de o parte cu o uscare a debitului de aer proaspăt (exterior), $\dot{M}_p$ și pe de altă parte cu o creștere a conținutului de umiditate a debitului de aer total, $\dot{M}$, introdus în încăpere, pe seama degajărilor de umiditate ale acesteia. Urmare acestor două procese se stabilizează umiditatea relativă a aerului interior.

Pe baza celor de mai sus se poate scrie concentrația aerului interior, x_i:

$$x_i = x_e - \Delta x_{usc}^{q_{mp}} + \Delta x_{umid}^{q_m} - m_c \quad [g/kg] \quad (4.6.29)$$

$\Delta x_{usc}^{q_{mp}} = x_e - x_c^*$ (uscarea aerului exterior) (4.6.30)

$\Delta x_{umid}^{q} = 1000 \frac{G_v}{\dot{M}}$ (umidificarea aerului introdus în încăperi) (4.6.31)

- m_c - coeficient de corecție care ține seama de faptul că x_c^* nu coincide cu x_c (x_c^* corespunde punctului C_v^* determinat de intersecția dreptelor E_vT_a și θ_c;
- x_c - corespunde punctului C_v determinat de intersecția dreptelor M_vT_a și θ_e);

$m_c \triangleq 0,25...0,3$ g/kg aer uscat.

Ca urmare:

$$x_i = x_c^* + 1000 \frac{G_v}{\dot{M}} - (0,25 \ldots 0,3)$$

[g/kg aer uscat] (4.6.32)

Cu:

G_v = sarcina de umiditate a încăperii, [kg vapori/kg aer uscat].

Pentru a putea determina mărimea:

$$\Delta x_{umid}^{q} = 1000 \frac{G_v}{\dot{M}}$$

se aproximează valoarea umidității relative a aerului interior, $\varphi_i = 35...40\%$. La intersecția θ_i cu φ_i rezultă I_v (estimat) pentru care se citesc h_i și x_i. Se duce prin I_v o paralelă la ε_v până intersectează θ_c = *15... 16* °C, rezultând C_v (preliminar) pentru care se determină h_c și x_c. Se calculează mărimea debitului de aer (cu relația cunoscută, $\dot{M} = \Delta\Phi_v/(h_i - h_c)$, pe baza acestuia se determină valoarea $1000\,G_v/\dot{M}$ și mai departe, folosind relația 4.6.24 se stabilește valoarea reală a lui x_i.

La intersecția x_i cu θ_i rezultă punctul de stare I_v. Prin C_v se duce (în sus) o paralelă la raza procesului $\varepsilon_v = \Delta\Phi_v/G_v$. Ea, conform celor de mai sus, va trebui să treacă prin I_v, dreapta C_vI_v reprezentând evoluția aerului introdus în încăpere (care preia degajările de căldură și de umiditate ale acesteia).

Sarcina termică a bateriei de răcire va fi:

$$\Phi_R^{\cdot} = \dot{M}(h_m - h_c) = \Delta\Phi_v + \Phi_{q_p}^R = \Phi_R + \Phi_{q_p}^R \quad [\text{kW}] \quad (4.6.35)$$

în care:
- $\Delta\Phi_v = \Phi_R$ - sarcina de răcire a încăperii, [kW]
- $\Phi_{q_p}^R$ - sarcina de răcire a aerului proaspăt, [kW]
- Φ_R^* - se mai numește și sarcina de răcire a instalației.

Procesele de tratare complexă a aerului, reprezentate în fig. 4.6.13. pot fi realizate cu centrala de climatizare reprezentată în fig. 4.6.14.

Exemplul de calcul 5

Se trasează în diagrama h - x procesele de tratare complexă a aerului vara și iarna, pentru climatizarea unei încăperi, cunoscându-se următoarele date:

E_v (θ_{ev} = *35 °C*; φ_e = *32 %*);

E_i (θ_{ei} = *-15 °C*; φ_e = *80 %*).

θ_{iv} = *26 °C*, θ_{ii} = *20 °C*

$\Delta\Phi_v = \Phi_R$ = *20* kW, $\Delta\Phi_i = \Phi_I$ = *13* kW

ΔG_v^{vara} = *0,001* kg/s = *3,6* kg/h

ΔG_v^{iarna} = *0,000538* kg/s = *1,94* kg/h

Nr. de persoane, N = 68

Rezolvare

1) Cazul de vară

- Se determină raza procesului:

$\varepsilon_v = \Delta\Phi_v / \Delta G_v^{vara}$ = *20/0,001=20.000* kJ/kg

- Se reprezintă în diagrama h - x punctul E_v și se citesc mărimile caracteristice.

- Se estimează φ_i = *38 %* și pe baza acesteia și a θ_i se stabilește pe diagramă I_v, rezultând h_i = *46* kJ/kg.

Prin punctul I_v se duce o paralelă la ε_v = *20.000* care intersectează θ_c = *15* °C în C_v.

Se citește h_c = *33* kJ/kg.

- Se calculează debitul de aer preliminar, $\dot{M}$:

$\dot{M} = \Delta\Phi_v / (h_i - h_c)$ = *1,583 kg/s* = *=1,326 m³/s* = *4.800* m³/h

- Se determină conținutul real de umiditate al aerului interior, x_i. Mai întâi se citește x_c^* pentru punctul C_v^* determinat la intersecția dreptelor E_vT_a și θ_c = *15* °C; rezultă x_c^* = *7,65* g/kg aer uscat și mai departe pe baza relației 4.6.32 se obține:

x_i = *7,65+1000·0,001/1,583 - 0,3 = 7,65 + 0,65 - 0,3 = 8* g/kg aer uscat.

- Se reprezintă pe diagramă punctul real I_v la interecția dreptelor θ_i = *25* °C și x_i = *8* rezultând h_i = *46* kJ/kg

- Se determină punctul C_v la intersecția dreptelor $x_c = x_c^* - 0,3$ = *7,65 - 0,3 = 7,35* g/kg aer uscat și θ_c = *15* °C și se citește h_c = *33* kJ/kg.

În cazul de față valorile estimate au coincis cu cele calculate. În caz contrar se repetă procedura.

Dreapta C_vI_v reprezintă paralela dusă prin Iv la raza procesului ε_v = *20.000* kJ/kg, care reprezintă evoluția aerului refulat în încăpere, aer care preia concomitent excesul de căldură, $\Delta\Phi_v$ = *20* kW și de umiditate, ΔG_v = *3,6* kg/h.

- Debitul de aer proaspăt:

$\dot{M}_p$ = *68* pers. x 25 m³/h,pers.=1700m³/h

iar cel recirculat:

$\dot{M}_R = \dot{M} - \dot{M}_p$ = *4800 - 1700 = 3100* m³/h.

- Se determină M_v cu ajutorul debitelor de aer $\dot{M}_p$ și $\dot{M}_R$ și se citește entalpia h_m = *52* kJ/kg. Dreapta M_vT_a, dacă reprezentarea a fost făcută corect, trebuie să treacă prin C_v.

- Se determină sarcina termică a bateriei de răcire, Φ_R^*:

$\Phi_R^* = \dot{M}(h_m - h_c)$ = *1,538 (52 - 33) = = 29,20* kW

din care:

$\Phi_V^R = \Phi_R^* - \Phi_R$ = *29,20 - 20 = 9,20* kW

La temperaturi exterioare ridicate, debitul de aer proaspăt se poate reduce progresiv până la jumătate pentru a se reduce cheltuielile de investiție și de exploatare astfel că bateria de răcire se va alege pentru o sarcină termică:

Φ_R^* = *20 + 0,5 x 9,2 = 24,6* kW

2 Cazul de iarnă

- Debitele de aer se mențin cele determinate în condiții de vară, respectiv:

$\dot{M}$ = *4800* m³/h;

$\dot{M}_p$ = *1799* m³/h;

$\dot{M}_R$ = *3100* m³/h.

- Se reprezintă pe diagramă punctul E_i determinat la intersecția dreptei de temperatură, θ_{ei} = *-15* °C cu curba umidității relative, φ_e = *80 %*, pentru care corespunde x_e = *0,80* g/kg aer uscat.

- Se calculează (v. relația 4.6.27)

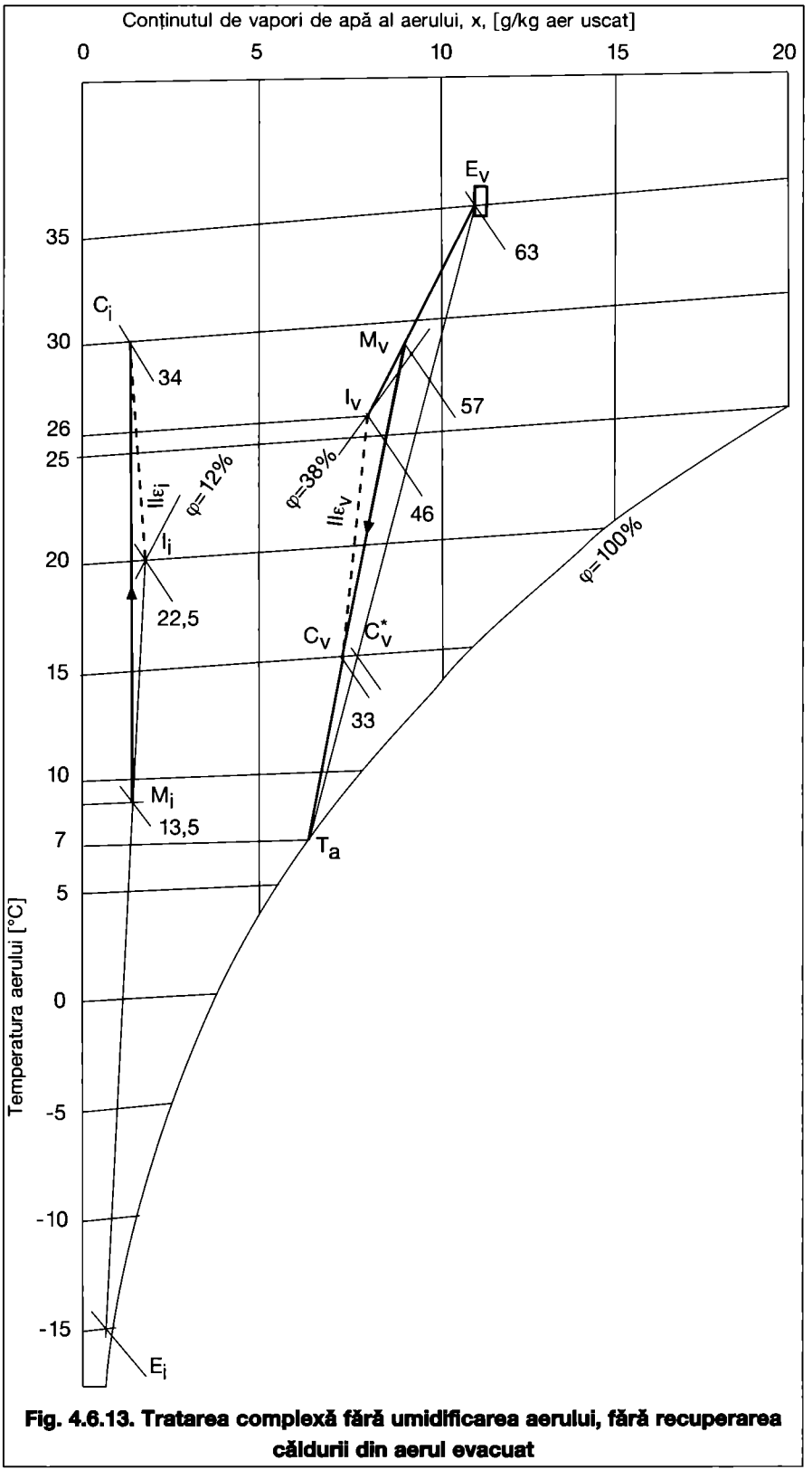


Fig. 4.6.13. Tratarea complexă fără umidificarea aerului, fără recuperarea căldurii din aerul evacuat

conținutul de umiditate al aerului interior, x_i:

$x_i = 0,80 + 1000 \cdot 0,000538/0,843 =$
$= 0,80 + 0,64 = 1,44$ g/kg aer uscat.

- Se poziționează starea aerului interior, I_i, la intersecția dreptelor $\theta_i = 20$ °C și $x_i = 1,44$ g/kg aer uscat și se citesc mărimile:

$h_i = 25,5$ kJ/kg și $\varphi_i = 13$ %

Se unește I_i cu E_i și pe dreapta I_iE_i se stabilește punctul M_i pe baza valorilor $\dot{M}_R$ și $\dot{M}_p$. Se citesc valorile $h_m = 13,5$ kJ/kg și $x_m = 1$ g/kg aer uscat.

- Se determină entalpia punctului C_i până la care se face încălzirea aerului de stare M_i.

$\Delta\Phi_i = \dot{M}\,(h_c - h_i)$

$h_c = h_i + \Delta\Phi_i/\dot{M} = 25,5 + 13/1,538 =$
$25,5 + 8,5 = 34$ kJ/kg

Intersecția entalpiei $h_c = 34$ cu conținutul de umiditate $x_m = 1,0$ determină punctul C_i până la care trebuie încălzit aerul de stare M_i.

Temperatura este, $\theta_c = 30$ °C

- Se calculează sarcina termică a bateriei de încălzire, Φ_{BI}:

$\Phi_{BI} = \dot{M}\,(h_c - h_m) = 1,538\,(34-13,5) =$
$= 31,5$ kW

Ținând seama de observația făcută anterior că la temperaturi exterioare scăzute debitul de aer proaspăt se reduce la jumătate, vom reduce corespunzător sarcina termică a bateriei de încălzire.

$\Phi_{BI} = \Delta\Phi_i + \Phi'_V$;

Φ'_V - sarcina termică pentru încălzirea aerului proaspăt

$\Phi'_V = \Phi_{BI} - \Delta\Phi_i = 31,5 - 13 = 18,5$ kW

Sarcina termică a bateriei de încălzire va fi:

$\Phi^*_{BI} = \Delta\Phi_i + 0,5 \cdot \Phi'_V = 13 = 0,5 \times 18,5$
$\triangleq 22,5$ kW în loc de $31,5$ kW.

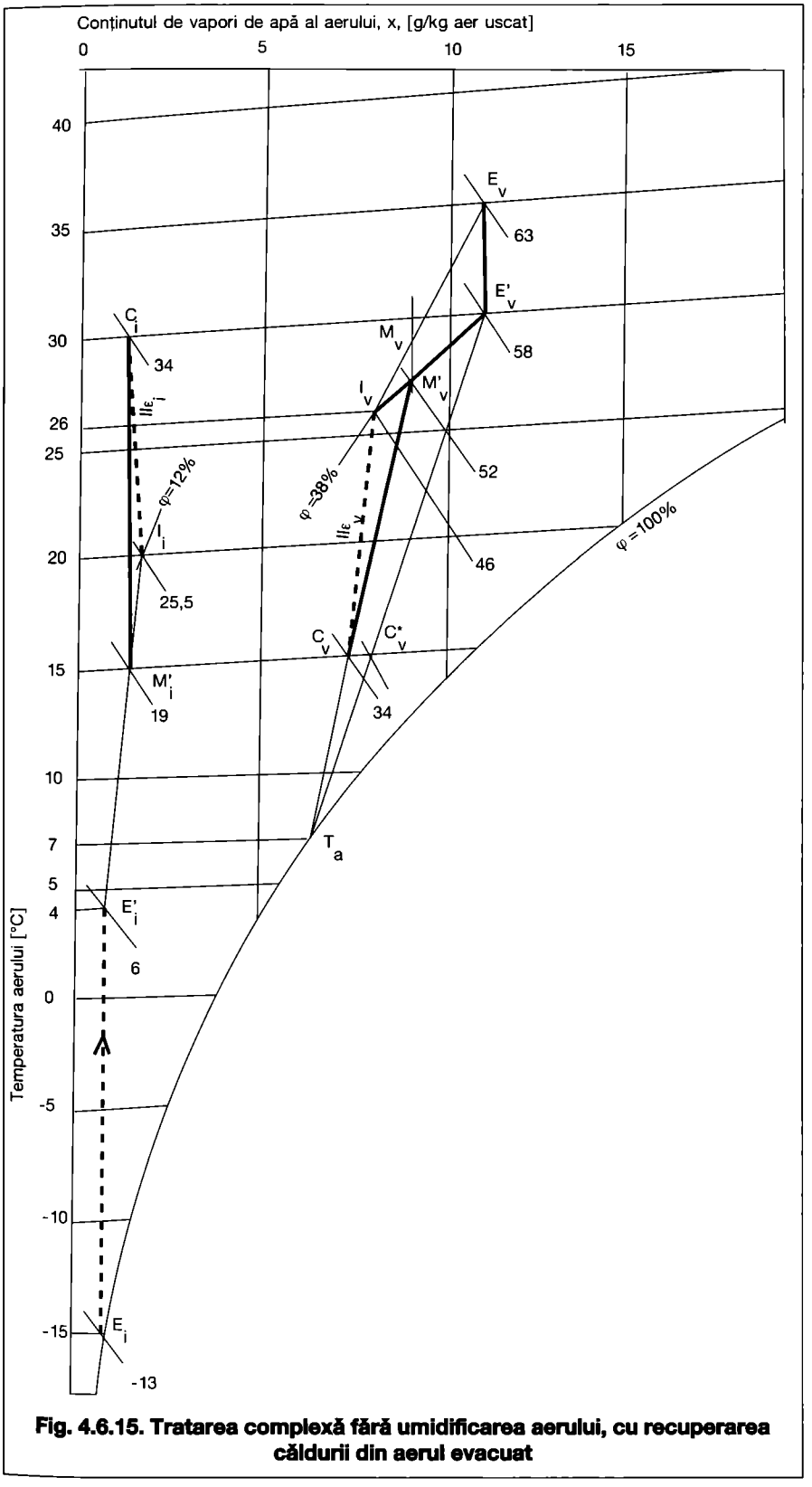


Fig. 4.6.15. Tratarea complexă fără umidificarea aerului, cu recuperarea căldurii din aerul evacuat

4.6.4.2. Tratarea complexă a aerului fără umidificare, cu recuperarea căldurii din aerul evacuat în exterior

În fig. 4.6.15 sunt prezentate procesele de tratare complexă a aerului, atât vara cât și iarna, în ipoteza că folosim un recuperator de căldură care preia căldura de la aerul interior care se evacuează în exterior și o transferă aerului proaspăt (adus din exterior) care se va introduce în clădire.

Procesele de tratare complexă a aerului sunt similare cu cele tratate anterior cu deosebirea că stările aerului exterior E_v (vara) și E_i (iarna) devin, după trecerea aerului prin recuperatorul de căldură (RC), E'_v și respectiv E'_i. Răcirea aerului vara, de la E_v la E'_v și încălzirea aerului iarna de la E_i la E'_i au loc în recuperatorul de căldură RC, procese (de răcire vara, de încălzire iarna) care au loc la x = constant. Dacă noile stări ale aerului exterior sunt acum E'_v și E'_i (în loc de E_v și E_i), construirea proceselor de tratare complexă va fi similară celor din fig. 6.4.13.

Determinarea noilor stări ale aerului exterior, E'_v și E'_i

În fig. 6.4.15 sunt notate stările aerului exterior înainte de intrarea în recuperatorul de căldură, θ_{e1} și la ieșirea din recuperator, θ_{e2} precum și ale aerului interior care se evacuează în exterior, θ_{i1}, respectiv θ_{i2}. Eficiența ϕ a recuperatorului de căldură se exprimă prin relațiile:

$$\phi = \frac{\theta_{i1} - \theta_{i2}}{\theta_{i1} - \theta_{e1}} = \frac{\theta_{e2} - \theta_{e1}}{\theta_{i1} - \theta_{e1}} \qquad (4.6.36)$$

În lipsa datelor indicate de producătorii recuperatoarelor de căldură se pot folosi următoarele date pentru debite egale de aer exterior și interior:

$\phi = 0,50...0,55$ - pentru recuperatoare

de căldură cu plăci
$\phi = 0{,}60...0{,}65$ - pentru recuperatoare de căldură rotative

Din relația 4.6.36 deducem:

$\theta_{i2} = \theta_{i1} - \phi\,(\theta_{i1} - \theta_{e1})$ [°C] (4.6.37)

$\theta_{e2} = \theta_{e1} + \phi\,(\theta_{i1} - \theta_{e2})$ [°C] (4.6.38)

Punctul de stare E'_v se obține din intersecția verticalei prin punctul E'v (răcire care decurge după *x = constant*) și temperatura θ_{e2} (calculată cu relația 4.7.28 pentru cazul de vară). Cantitatea de frig recuperată va fi dată de expresia:

$\Phi^v_{RC} = \dot{M}_p\,(h_e - h'_e)$ [kW] (4.7.39)

În continuare procesul de tratare complexă a aerului, atât vara cât și iarna, se construiește identic cu cel prezentat în fig. 4.6.13.

Sarcina termică a bateriei de răcire în cazul în care nu se face recuperare:

$\Phi_{BR} = \dot{M}\,(h_m - h_c)$ [kW] (4.6.40)

iar în cazul în care se face recuperare:

$\Phi'_{BR} = \dot{M}\,(h_{m'} - h_c)$ [kW] (4.6.41)

După cum se vede pe figura $\Phi_{BR} < \Phi_{BR}$.

Punctul de stare I'_v se obține la intersecția verticalei prin punctul E_i.

Punctul de stare I'_v se obține la intersecția verticalei prin punctul E_i (încălzire care decurge după *x = constant*) cu temperatura θ_{e2} (calculată cu relația 4.7.28 pentru cazul de iarnă). Cantitatea de căldură recuperată va fi:

$\Phi_{RC} = \dot{M}_p\,(h_{e'} - h_e)$ [kW] (4.6.42)

În continuare aerul de stare E' se amestecă cu aerul interior, de stare I_i, rezultând (pe baza debitelor de aer $\dot{V}_p$ și $\dot{V}_R$) punctul M_i, stare de la care aerul este încălzit până în C_i.

Dacă nu s-ar face recuperare, sarcina termică a bateriei de încălzire ar fi:

$\Phi_{BI} = \dot{M}\,(h_c - h_m)$ [kW] (4.6.43)

iar în cazul în care se face recuperare va fi:

$\Phi'_{BI} = \dot{M}\,(h_c - h_{m'})$ [kW] (4.6.44)

După cum se vede $\Phi'_{BI} < \Phi_{BI}$.

Construirea procesului de tratare complexă este identic cu cel din fig. 4.6.13.

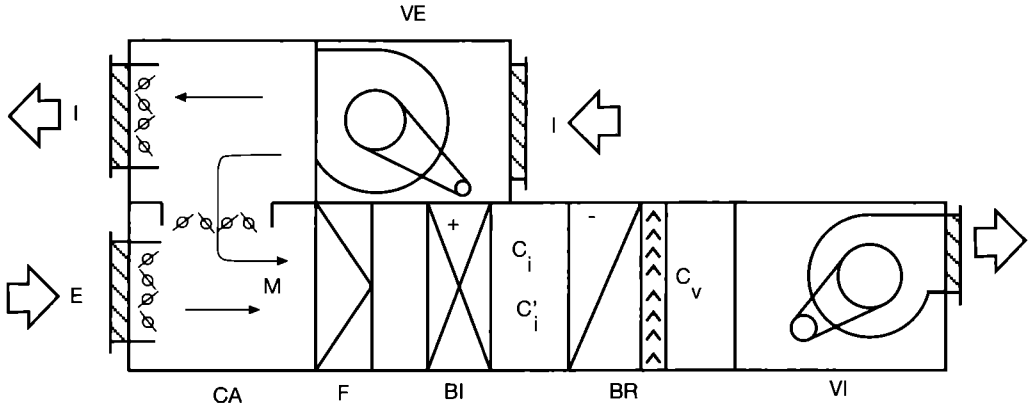


Fig. 4.6.14. Centrală de tratare a aerului fără umidificare și fără recuperare de căldură, care poate realiza procesele din fig. 4.6.13. Notațiile au semnificația din figurile anterioare.

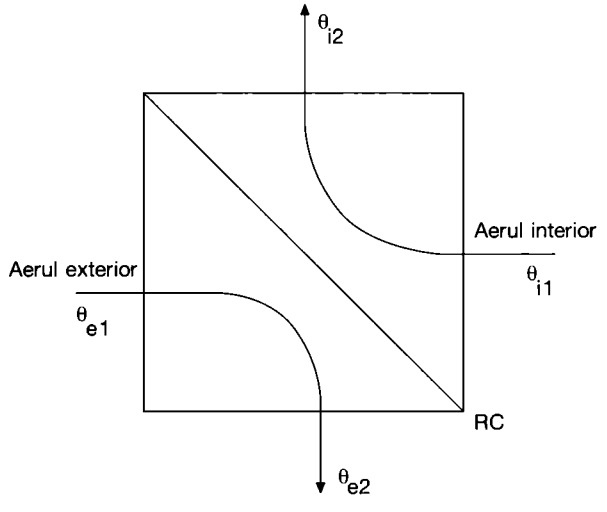


Fig. 4.6.16. Calculul temperaturilor aerului la ieșirea din recuperatorul de căldură. RC - recuperator de căldură.

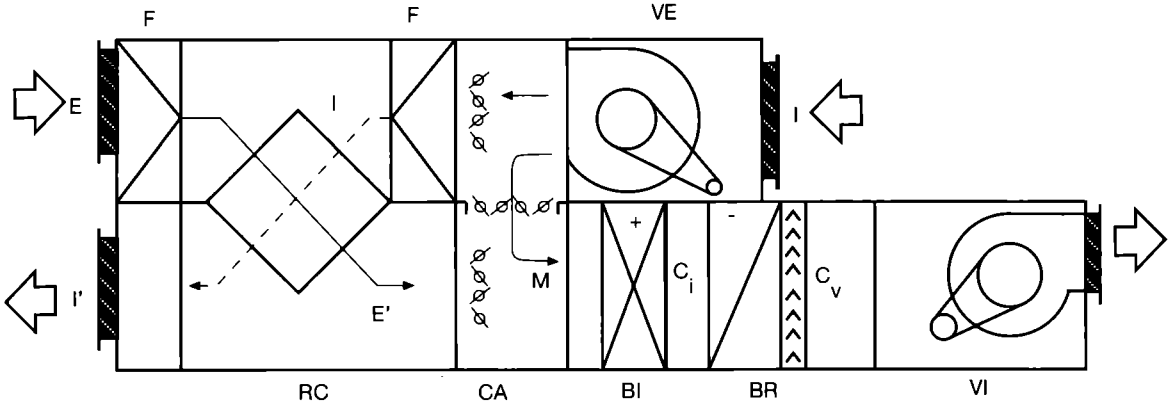


Fig. 4.6.17. Centrală de tratare a aerului fără umidificare, cu recuperare de căldură, care poate realiza procesele din fig. 4.6.15. RC - recuperator de căldură; restul notațiilor au semnificația din figurile anterioare.

Exemplul de calcul 6

Se trasează în diagrama h - x procesele de tratare complexă a aerului vara și iarna pentru climatizarea unei încăperi în cazul recuperării de căldură folosind un recuperator de căldură cu plăci. Datele de calcul sunt cele din exemplul 5.

Rezolvare

1. Cazul de vară

- Se determină temperatura punctului E_v' (temperatura θ_{e2} din fig. 4.6.16).

Pe baza relației 4.6.38 se obține (pentru recuperator cu plăci):

$\theta_e' = \theta_{e2} = 35 + 0,55\ (26 - 35) =$
$= 35 - 5 = 30$ °C

Intersecția verticalei prin E_v cu izoterma de 30 °C determină punctul E_v' pentru care corespunde $h_e' = 58$ kJ/kg. Punctul I_v are parametrii determinați în exemplul de calcul 5 respectiv:

$h_i = 46$ kJ/kg; $x_i = 8$ g/kg aer uscat.

- Punctul de amestec M_v (în cazul în care nu se face recuperare) are parametrii: $h_m = 52$ kJ/kg; $x_m = 9$ g/kg aer uscat, iar punctul M_v' (în cazul în care se face recuperare) are parametrii:

$h_m' = 50,5$ kJ/kg;
$x_m' = 9$ g/kg aer uscat.

- Sarcina bateriei de răcire în cazul în care nu se face recuperare este:

$\Phi_R^* = 29,20$ kW (determinată la exemplul de calcul 5).

- Sarcina bateriei de răcire în cazul în care se sface recuperare va fi:

$\Phi_{BR\ rec}^* = \dot{M}\ (h_m' - h_c) =$
$= 1,538\ (50,5 - 34) = 25,40$ kW

Economia de energie, în cazul recuperării, pentru o proporție de aer proaspăt de 35 %, este de:

$29,20 - 25,40\ 25,4\ 100 = 15$ %

Dacă proporția de aer proaspăt crește, economia de energie se mărește corespunzător. Dacă instalația ar funcționa numai cu aer proaspăt, sarcina bateriei de răcire ar fi:

$\Phi_{BR} = \dot{M}\ (h_e - h_c) = 1,538\ (63-34) =$
$= 44,6$ kW (fără recuperare) (*100* %)
$\Phi_{BR} = \dot{M}\ (h_e' - h_c) = 1,538\ (58-35) =$
$= 35,4$ kW (cu recuperare) (*79,4* %)

2. Cazul de iarnă

- Se determină temperatura punctului E_v':

$\theta_e' = -15 + 0,55\ (20 - 15) =$
$= -15 + 19,2 = 4,2$ °C

Intersecția verticalei prin E_i cu izoterma de *4,2* °C determină punctul E_i' pentru care corespunde $h_e' = 6$ kJ/kg.

- Căldura recuperată va fi:

$\Phi_{RC} = 1,538\ (5 + 13) = 27,7$ kW

- Starea aerului amestecat, M_i', are entalpia $h_m' = 19$ kJ/kg

- Sarcina termică a bateriei de încălzire va fi:

$\Phi_{BI} = \dot{M}\ (h_c - h_m') =$
$= 1,538\ (34 - 19) = 32,3$ kW

- Sarcina termică a bateriei de încălzire în cazul în care instalația funcționează numai cu aer proaspăt:

$\Phi_{BI} = \dot{M}\ (h_c - h_e) = 1,538\ (34 + 13) =$
$= 72,3$ kW (fără recuperare) (100 %)
$\Phi_{BI} = \dot{M}\ (h_c - h_e') = 1,538\ (34 - 19) =$
$= 43$ kW (cu recuperare) (60 %)

Procesele de tratare complexă a aerului, reprezentate în fig. 4.6.15. pot fi realizate cu centrala de climatizare reprezentată în fig. 4.6.17.

Alegerea mărimii bateriilor de răcire și încălzire trebuie să se facă ținând seama de faptul că la temperaturi exterioare foarte ridicate și foarte scăzute debitul de aer proaspăt poate fi redus la jumătate.

a. În cazul bateriilor de răcire:

$\Phi_{BR\ rec}^* = \Phi_R + \Phi_{\dot{V}}^R = 20 + \Phi_{\dot{V}}^R = 25,4$ kW;
$\Phi_{\dot{V}}^R = 25,4 - 20 = 5,4$ kW

Bateria de răcire se va alege pentru o sarcină termică:

$\Phi_{BR\ rec} = \Phi_R + 0,5 \cdot \Phi_{\dot{V}} = 20 + 0,5 \times 5,4$
$= 22,7$ kW

realizând o economie de energie de:
$(25,4 - 22,7)/22,7 \cdot 100 = 12$ %

b. În cazul bateriilor de încălzire:

$\Phi_{BI\ rec}^* = \Phi_I + \Phi_{\dot{V}}^I = 13 + \Phi_{\dot{V}}^I = 32,3$ kW;
$\Phi_{\dot{V}}^I = 32,3 - 19,3$ kW

Bateria de încălzire se va alege pentru o sarcină termică:

$\Phi_{BI\ rec} = \Phi_I + 0,5\ \Phi_{\dot{V}} =$
$= 13 + 0,5 \times 30 = 28$ kW

realizând o economie de energie de:
$(32,3 - 28)/28 \cdot 100 =$ **15,4** %.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 5

Sisteme pentru clădiri civile

Sistemele de ventilare și climatizare îmbracă o mare diversitate atât sub aspectul alcătuirii, al modului de echipare a instalațiilor, al tipului elementelor componente, al dimensiunii instalațiilor după mărimea debitelor de aer vehiculate, al puterilor termice (de încălzire, de răcire) și al presiunilor generate cât și după modul de realizare a schimbului de aer al încăperilor, al nivelurilor de temperatură, presiune și umiditate realizate în încăperi. Tipul clădirii căreia îi este destinată o instalație de ventilare sau climatizare își pune amprenta specifică asupra instalației, în special, prin soluția adoptată, modul de realizare tehnică (aspect, trasee, etanșeitate, asigurare parametri, nivel de zgomot, automatizare, exploatare și întreținere etc.).

Pentru clasificarea instalațiilor de ventilare și climatizare vezi §1.6.

5.1. Ventilarea naturală (VN)

5.1.1. Ventilarea naturală neorganizată

Înlocuirea aerului dintr-o încăpere de un număr de ori, în timp de o oră, ca urmare a acțiunii independente sau simultane a factorilor naturali (presiunea termică și presiunea vântului) poartă numele de „ventilare naturală". Dacă schimbul de aer al unei încăperi se realizează prin neetanșeitățile acesteia (rosturile din jurul ferestrelor și ușilor, porii materialelor) putem vorbi de o ventilare naturală, neorganizată. Valoarea schimbului de aer din acest caz este mică (n = 0,5...1,5 schimburi /h; în medie, 1 schimb/h). Valori mai mari se obțin atunci când diferențele de temperatură dintre interior și exterior sunt mai mari sau când vântul suflă cu viteze mari.

5.1.2. Ventilarea naturală organizată

Dacă schimbul de aer al unei încăperi se realizează prin deschideri având suprafețe date, iar acestea sunt amplasate la anumite înălțimi în pereții exteriori, înlocuirea aerului se numește „ventilare naturală organizată". Numărul orar de schimburi de aer este în funcție, și în acest caz, de diferența de temperatură dintre interior și exterior, de viteza (respectiv presiunea) vântului dar și de suprafață și distanța dintre axele deschiderilor prin care aerul pătrunde în încăpere, respectiv, iese din încăpere. Valorile medii ale acestor schimburi de aer, în perioada de vară (situația cea mai nefavorabilă, determinată de diferențe mici de temperatură între interior și exterior și de viteze mici ale vântului), sunt de ordinul n = 3...5, valoarea mică fiind pentru încăperi normale ($h \leq 3$ m) iar valoarea mare pentru încăperi înalte. Din cele spuse rezultă că schimbul de aer realizat este variabil în timp și deci necontrolabil, fiind în raport direct cu mărimile diferențelor de temperatură și de presiune.

Cum atât temperatura aerului exterior cât și viteza vântului sunt permanent variabile rezultă că și schimbul de aer al încăperilor este permanent variabil. Se utilizează cu precădere sistemul de ventilare naturală organizată la încăperile în care există permanent o diferență de temperatură importantă între interior și exterior, în tot timpul anului.

În cazul încăperilor prevăzute cu instalații mecanice de ventilare, sistemul de ventilare naturală (organizată) reprezintă sistemul de rezervă. În cazul ventilării naturale nu se poate recupera căldura din aerul evacuat.

5.1.2.1 Factorii care asigură schimbul natural de aer

Schimbul de aer al unei încăperi este cauzat de existența unor diferențe de presiune între interiorul și exteriorul acesteia. Aceste diferențe de presiune sunt create, fie de diferențe de temperatură ale aerului interior și exterior, fie de acțiunea vântului, fie de acțiunea combinată a celor două.

5.1.2.1.1 Presiunea termică

Temperaturile aerului sunt diferite în interiorul și exteriorul unei încăperi și, ca urmare, și densitățile.

Coloanele de aer creează, pe suprafețele interioară și exterioară ale unei ferestre, presiuni proporționale cu densitatea și accelerația gravitației, respectiv, o diferență de presiune (pe care o denumim „presiune termică"). Dacă în locul geamului avem un gol (o deschidere), aerul, sub influența diferenței de presiune create, se va deplasa prin acest gol fie spre interior fie spre exterior. Pentru a pune în evidență cele afirmate să considerăm o încăpere a cărei secțiune transversală este indicată în fig. 5.1.1.

Temperatura aerului interior se notează cu θ_i iar densitatea corespunzătoare ρ_i.

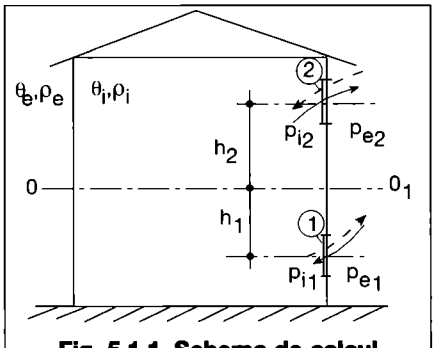


Fig. 5.1.1. Schema de calcul a presiunilor.

Pentru aerul exterior vom avea, similar, θ_e și ρ_e. Considerăm un plan O-O_1, paralel cu pardoseala, situat la jumătatea înălțimii. În peretele exterior se vor practica două deschideri 1 și 2 amplasate la distanțele h_1, respectiv, h_2 față de O-O_1. Dacă în planul O-O_1 practicăm orificii de dimensiuni foarte mici vom constata, experimental, că prin acestea nu circulă aer, nici într-un sens, nici în celălalt, ceea ce înseamnă că presiunile interioară și exterioară sunt egale între ele și egale cu presiunea atmosferică B. Acest plan se numește plan neutru sau zonă neutră. Față de acest plan sau față de alt plan de referință (stabilit arbitrar), se pot determina presiunile interioară, p_i și exterioară, p_e. De exemplu, pentru cele două deschideri 1 și 2:

$p_{i1} = B + g \cdot h_1 \cdot \rho_i$; $p_{e1} = B + g \cdot h_1 \cdot \rho_e$ (5.1.1)

$p_{i2} = B - g \cdot h_2 \cdot \rho_i$; $p_{e2} = B - g \cdot h_2 \cdot \rho_e$ (5.1.2).

Dacă $\theta_i > \theta_e$ atunci $p_i < p_e$ și $p_{e1} > p_{i1}$, respectiv, $p_{e2} < p_{i2}$.

Înseamnă deci că, prin deschiderea 1, aerul exterior va pătrunde în încăpere, iar prin deschiderea 2, aerul interior va ieși în exterior ca urmare a diferențelor de presiune Δp_1, Δp_2 care au rezultat, respectiv:

$\Delta p_1 = p_{e1} - p_{i1} = g \cdot h_1 (\rho_e - \rho_i)$ (5.1.3)

$\Delta p_2 = p_{i2} - p_{e2} = - g \cdot h_2 \cdot \rho_i + g \cdot h_2 \cdot \rho_e = g \cdot h_2 (\rho_e - \rho_i)$ (5.1.4).

În exprimarea diferenței de presiune, Δp, presiunea barometrică B s-a eliminat din această relație, ceea ce nu înseamnă însă că presiunea atmosferică nu mai există, de aceea, diferența Δp trebuie înțeleasă ca o suprapresiune (în cazul de față $\Delta p_1 > 0$), sau o subpresiune ($\Delta p_2 < 0$). Acest lucru rezultă imediat dacă scriem uzual:

$\Delta p_2 = p_{e2} - p_{i2} = -g \cdot h_2 (\rho_e - \rho_i)$.

În mod general:

$\Delta p = g \cdot h \cdot (\rho_e - \rho_i) = g \cdot h \cdot \Delta \rho$ (5.1.5).

Din relația 5.1.5 se vede că mărirea diferenței de presiune Δp se poate obține mărind înălțimea h sau diferența de densitate (diferența de temperatură) sau ambele.

În fig. 5.1.2 este arătată repartiția presiunilor pe suprafețele pereților, plafonului și pardoselii pentru cele două situații ce se pot întâlni în practică. Săgețile indică și sensul de mișcare a aerului în cazul în care în elementele de construcții ar fi practicate goluri.

Poziția planului neutru (zonei neutre) poate fi modificată dacă se apelează la o introducere sau o evacuare de aer pe cale mecanică (cu ajutorul ventilatoarelor). Astfel, dacă se introduce aer în mod forțat, planul neutru O-O_1 se va deplasa în jos în cazul a ($\theta_i > \theta_e$) sau în sus în cazul b, ($\theta_i < \theta_e$) (fig. 5.1.3).

Prin evacuare de aer din încăpere,

pe cale artificială, lucrurile se vor întâmpla exact invers, și anume: în cazul a ($\theta_i > \theta_e$) planul neutru se va deplasa în sus, putând depăși nivelul plafonului, iar în cazul b ($\theta_i < \theta_e$) planul neutru se va deplasa în jos, putând coborî sub nivelul pardoselii (fig. 5.1.4).

5.1.2.1.2 Presiunea vântului

Se referă la presiunile ce apar pe suprafețele exterioare ale elementelor de construcții la acțiunea vântului asupra acestora. Clădirile constituie un obstacol în calea vântului; acesta își schimbă direcția, atât în plan orizontal cât și în plan vertical, ocazie cu care o parte din energia cinetică a vântului se transformă în energie potențială rezultând un câmp de presiune pe întregul contur al clădirii, câmp care este în funcție de configurația (forma) clădirii și de dimensiunile relative ale acesteia. Pe fața clădirii bătută de vânt apar suprapresiuni, iar pe fața nebătută, subpresiuni.

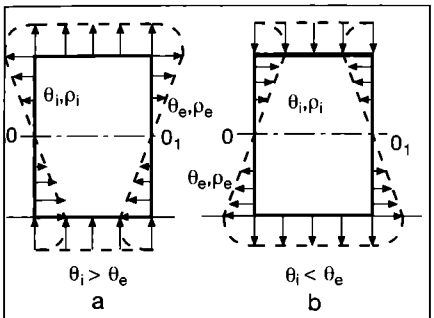


Fig. 5.1.2. Repartiția presiunilor într-o încăpere.

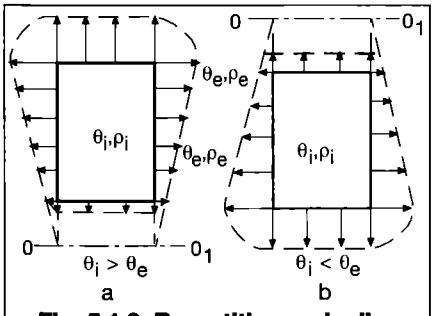


Fig. 5.1.3. Repartiția presiunilor într-o încăpere în care se introduce aer pe cale mecanică.

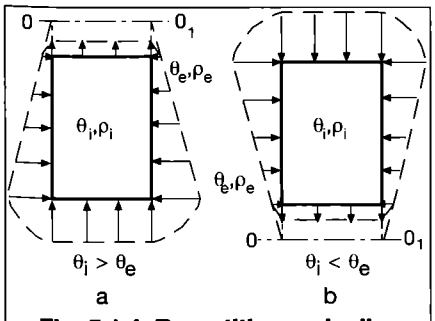


Fig. 5.1.4. Repartiția presiunilor într-o încăpere din care se evacuează aer pe cale mecanică.

Pe muchiile construcțiilor (colțuri, acoperiș etc.) se produc desprinderi ale curentului de aer, generând zone de circulație inversă (umbre aerodinamice) cu o turbulență crescută, având forme și dimensiuni dependente de profilul și dimensiunile clădirii. Acestea pot fi puse în evidență pe machete ale clădirilor studiate în tuneluri aerodinamice.

În fig. 5.1.5 se arată, pentru o clădire paralelipipedică, formele simplificate ale zonelor de circulație a aerului.

În cazul clădirilor cu lățime mare (pe direcția de circulație a aerului) cu $b > 2,5$ h apar două zone de circulație, una pe acoperiș - în zona frontală și una în zona nebătută de vânt (fig. 5.1.5 a), între cele două mișcarea aerului apropiindu-se de cea normală, din amonte de clădire. La clădiri cu lățime mică ($b \leq 2,5$ h) cele două zone de circulație sunt reunite (fig. 5.1.5 b), neexistând spațiul necesar pentru uniformizarea mișcării aerului.

Presiunea pe fața exterioară a clădirii, datorată acțiunii vântului (p_v) se calculează cu relația:

$$p_v = K_0 \cdot v^2 \cdot \rho_e / 2 \quad [\text{Pa}] \qquad (5.1.6)$$

în care:

v - viteza vântului de calcul pentru perioada caldă a anului (luna iulie) [m/s];

ρ_e - densitatea aerului exterior [kg/m^3], corespunzătoare temperaturii exterioare de calcul;

K_0 - coeficientul aerodinamic pentru zona considerată de pe conturul exterior al clădirii.

Acest coeficient adimensional se exprimă ca raport al suprapresiunii, sau subpresiunii create și energia cinetică a vântului. Așa cum s-a văzut, mărimea acestui coeficient depinde de forma clădirii, dimensiunile relative ale acesteia, sensul și direcția de mișcare a vântului.

Presiunea pe fața bătută de vânt când acesta acționează perpendicular pe clădire se poate considera, cu totul aproximativ, circa +0,6 iar pe fața opusă circa -(0,3...0,4).

5.1.2.1.3 Presiunea totală; presiunea convențională

O încăpere sau clădire se găsește sub acțiunea simultană a celor doi factori naturali amintiți. Presiunea totală pe suprafața exterioară a unui orificiu de ventilare naturală va rezulta din însumarea algebrică a celor două presiuni (termică și a vântului) determinate ca mai sus. Spre exemplificare, în fig. 5.1.6 este arătat modul de scriere a presiunilor interioare și exterioare în fața orificiilor (ferestrelor) de ventilare ale unei hale cu o singură deschidere, considerându-se că temperatura aerului interior este constantă pe toată înălțimea încăperii. Sub acțiunea factorilor naturali, în interiorul încăperii, se creează o anumită subpresiune p_x pentru cazul uzual ($\theta_i > \theta_e$). Pentru simplificare vom considera că planul de referință trece prin axele orificiilor 1 și 3 pentru care $h = 0$. Pentru a evita introducerea în calcul a unei presiuni interioare variabilă cu înălțimea h, care îngreunează calculele, se propune înlocuirea presiunilor reale (fig. 5.1.6 a) cu presiunile fictive, convenționale, indicate în fig. 5.1.6 b.

Deoarece debitul de aer care trece printr-un orificiu depinde de diferența presiunilor de pe cele două fețe ale sale, înlocuirea presiunilor reale cu cele convenționale este posibilă. Astfel diferența de presiune, de exemplu, pentru orificiul 4 se poate scrie:

$$\Delta p_4 = \Delta p_{i4} - \Delta p_{e4} = \\ = p_x - g \cdot h_4 \cdot \rho_i - (p_{v4} - g \cdot h_4 \cdot \rho_e) \qquad (5.1.7).$$

Aceeași diferență poate fi scrisă și

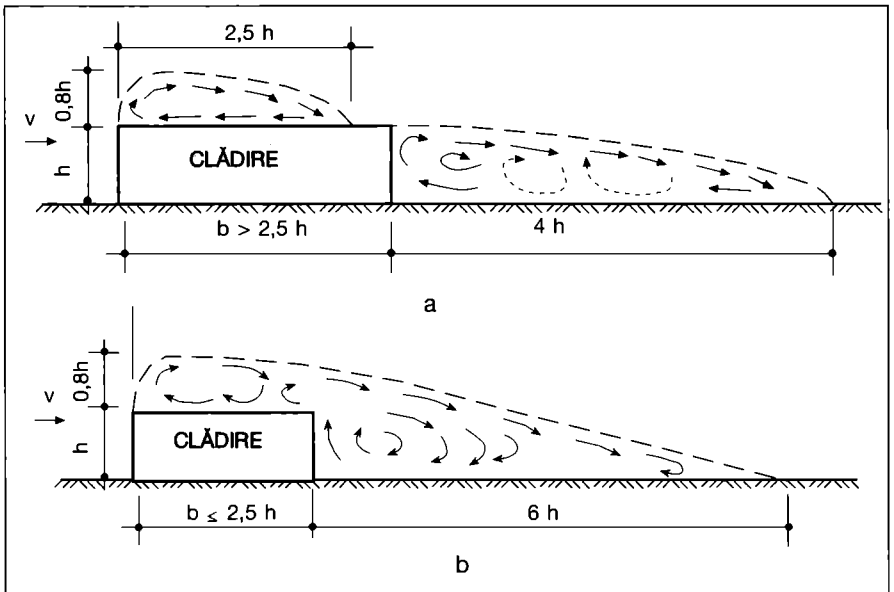


Fig. 5.1.5. Circulația aerului în jurul unei clădiri:
a - clădire cu lățime mare, b - clădire cu lățime mică.

sub forma:

$\Delta p_4 = p_x - [p_{v4} - g \cdot h_4 (\rho_e - \rho_i)]$ (5.1.8)

în care:

p_x - este presiunea convențională interioară,

$p_{v4} - g \cdot h_4 \cdot (\rho_e - \rho_i)$ - este presiunea convențională exterioară.

Avantajul acestei metode (metoda presiunilor convenționale) constă în aceea că presiunea fictivă (convențională) p_x din interiorul încăperii poate fi considerată aceeași în fața tuturor orificiilor, indiferent de înălțimea lor de amplasare.

5.1.2.2 Dispozitive de ventilare naturală

Diferențiate în mare măsură după tipul clădirilor la care se montează (civile, industriale) au fost concepute pentru introducerea și evacuarea lesnicioasă a aerului, pentru reglarea debitului de aer introdus (în special, în perioada rece a anului), pentru dirijarea acestuia spre anumite zone ale încăperii, pentru încălzirea lui în timpul iernii, pentru mărirea debitului de aer evacuat sau pentru realizarea unui schimb minim de aer. Unele dispozitive sunt concepute pentru a fi combinate și cu ventilatoare axiale (în special) sau centrifugale, care să intre în funcțiune în perioada în care diferența de temperatură dintre interior și exterior devine mică sau degajările nocive, din anumite motive neprevăzute, depășesc valorile pentru care aceste dispozitive au fost dimensionate. Dispozitivele de ventilare naturală se grupează în următoarele tipuri constructive: ferestre, coșuri de ventilare, deflectoare și luminatoare. La clădirile civile se folosesc, în mod curent, primele două tipuri. Pentru deflectoare și luminatoare vezi §6.1.

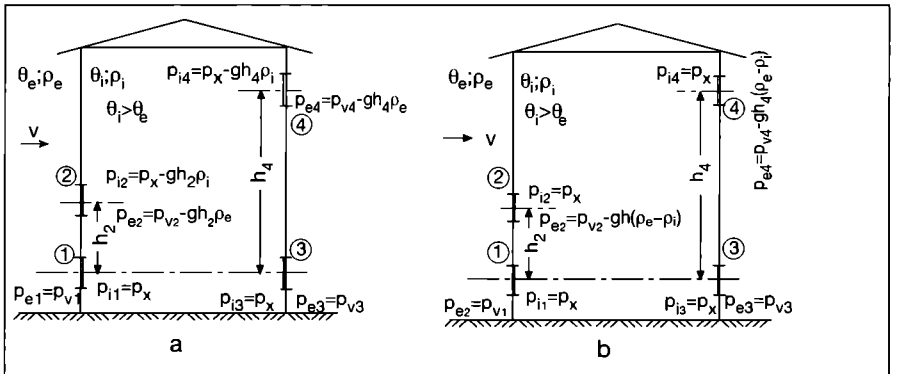


Fig. 5.1.6. Schema de calcul al presiunilor convenționale:
a - presiunile reale; b - presiunile convenționale.

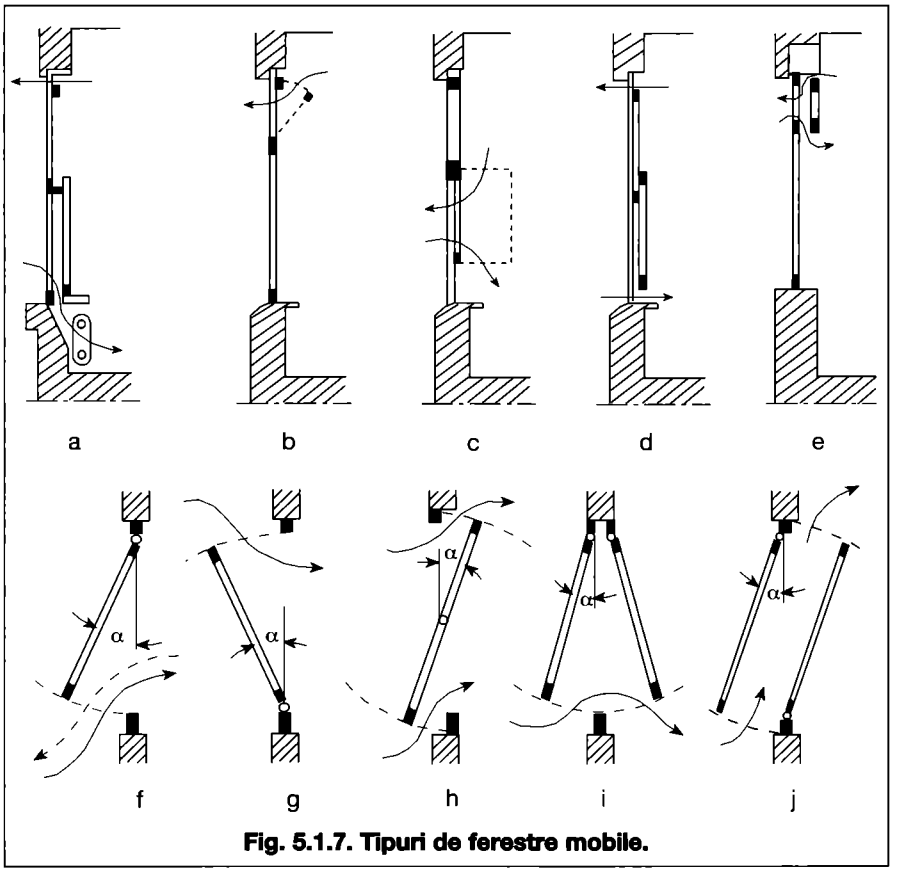


Fig. 5.1.7. Tipuri de ferestre mobile.

5.1.2.2.1 Ferestre (ochiuri mobile)

Ventilarea prin ferestre se obține prin deschiderea acestora. Dacă aerul interior este mai cald decât cel exterior atunci aerul exterior (la viteze mici ale vântului) pătrunde în încăpere pe la partea inferioară iar cel interior iese, în exterior, pe la partea superioară. În timpul iernii, prevenirea apariției curenților reci de aer nu este posibilă, de aceea ferestrele sunt deschise scurt timp, la anumite intervale, pentru primenirea aerului. Vara, intensitatea ventilării depinde de viteza vântului și de diferențele de temperatură ce apar ca urmare a însoririi diferite a diverșilor pereți. În cazul existenței ferestrelor, pe pereții opuși, ventilarea este mai puternică. În fig. 5.1.7 sunt indicate câteva tipuri de ferestre uzuale folosite la clădiri civile și industriale.

5.1.2.2.2 Coșuri de ventilare

Coșurile de ventilare (SR 6724 - Canale de ventilare naturală a încăperilor din clădiri) se prevăd la clădirile civile pentru evacuarea aerului din încăperile interioare fără ferestre (băi, cămări, WC-uri, debarale, bucătării cu ferestre exterioare dar amplasate spre curți interioare), la anexele similare ale clădirilor social-culturale etc.

Debitul de aer evacuat este cu atât mai mare cu cât presiunea termică (tirajul), dată de relația:

$\Delta p = g \cdot h \, (\rho_e - \rho_i) = g \cdot h \cdot \Delta\rho$,

are o valoare mai mare.

Diferența de temperatură dintre interior și exterior este variabilă, în principal, datorită modificării importante a temperaturii aerului exterior în decursul anului. Astfel, în timp ce temperatura interioară θ_i suferă modificări de ordinul a *4-10* °C, temperatura aerului exterior cunoaște creșteri de la *-12...-21* °C la *+35...38* °C, deci variații $\Delta T \approx$ 47...59 K.

Deoarece există momente în care $\theta_e = \theta_i$, deci $\Delta\rho = 0$, sunt necesare unele măsuri pentru a asigura funcționarea coșurilor de ventilare în tot timpul anului și anume:

- instalarea la partea superioară a coșului de ventilare a unui deflector;
- prevederea unui ventilator pe coșul de ventilare care să fie pus în funcțiune în perioadele cu tiraj scăzut;
- montarea la baza coșului de ventilare a unui corp de încălzire.

În SR 6724 sunt arătate condițiile tehnice privind proiectarea și executarea coșurilor de ventilare naturală atât a celor individuale cât și a celor cu canal colector și canale deversoare (secundare). Pentru clădirile cu maximum 4 niveluri se folosește sistemul cu canale individuale.

Absorbția aerului din încăpere se face prin intermediul unei grile de ven-

tilare cu secțiunea brută de 200 cm² (minimum 100 cm² secțiune liberă) amplasată pe canalul de ventilare cât mai aproape de plafon.

În cazul clădirilor cu mai multe niveluri (peste 4) se utilizează sistemul cu canal colector (pentru toată clădirea) și canale deversoare (secundare) pentru fiecare încăpere în parte (fig. 5.1.8 SR 6518 Tuburi și blocuri pentru canale de fum și de ventilare cu canal colector). Sistemul este avantajos pentru că locul ocupat este relativ mic și același, indiferent de etaj. La un canal colector se racordează, unilateral sau bilateral (mai rar), canale secundare. Distanța dintre grilele de absorbție a aerului trebuie să fie cel puțin 2,20 m pentru a se înlătura comunicarea între două încăperi alăturate sau situate la niveluri succesive. Aria secțiunii canalului colector se determină în funcție de înălțimea activă medie H_m și de numărul canalelor secundare racordate. Înălțimea activă medie se determină cu relația:

$$H_m = \frac{1}{n}\sum_{1}^{n} h_n \quad [m]$$

în care:

n - numărul de deversoare (canale secundare);

h_n - distanța dintre axa grilei de absorbție a deversorului n și partea superioară a coșului de ventilare (fig. 5.1.8).

Pe baza valorilor înălțimii medii, H_m, în tabelul 5.1.1 este indicat numărul maxim de canale secundare ce pot fi racordate la colectoare având aria respectivă de 400, 500, 600, 700 cm². Aceste date corespund cazului curent al blocurilor de locuințe cu înălțimea etajelor de 2,75 m, când temperatura exterioară $\theta_e \leq +10$ °C iar debitul de aer evacuat din fiecare încăpere ≤ 20 m³/h. Numărul de canale indicat în tabel nu cuprinde și canalele secundare ale ultimului nivel care nu se racordează la canalul colector ci se execută alăturat acestuia.

Canalele colectoare, precum și cele secundare, se execută din elemente prefabricate (SR 6518).

5.2. Ventilarea mecanică (VM)

Reprezintă sistemul la care schimbul de aer al unei încăperi și vehicularea aerului prin canale și elementele instalației se face cu ajutorul ventilatoarelor. Se pot asigura debite, constante în timp, în încăperile supuse ventilării, ceea ce permite diluarea permanentă a noxelor. Aerul poate fi filtrat și, după caz, încălzit, răcit, umidificat sau uscat. Mișcarea aerului în încăperile ventilate poate fi dirijată și controlată ca sens de deplasare. În încăperi, după necesitate, poate fi creată suprapresiune sau

Tabelul 5.1.1. Numărul de canale secundare individuale ce pot fi racordate la canale colectoare având o anumită arie a secțiunii, în funcție de înălțimea activă medie H_m (la blocuri de locuințe).

Înălțimea activă medie H_m, [m]	Aria secțiunii canalului colector [cm²]			
	400	500	600	700
	numărul maxim de canale secundare			
5...7	7			
8...9	8	10		
10	9	10		
11	9	11		
12	10	11		
13	10	12	14	
14	10	12	15	
15	10	13	15	17
16	11	13	15	17
17	11	13	16	18
18	11	13	16	19
19	12	14	16	19
20...22	12	14	17	20
23...26	12	14	18	21
27...31	12	14	19	22
32	12	15	19	23

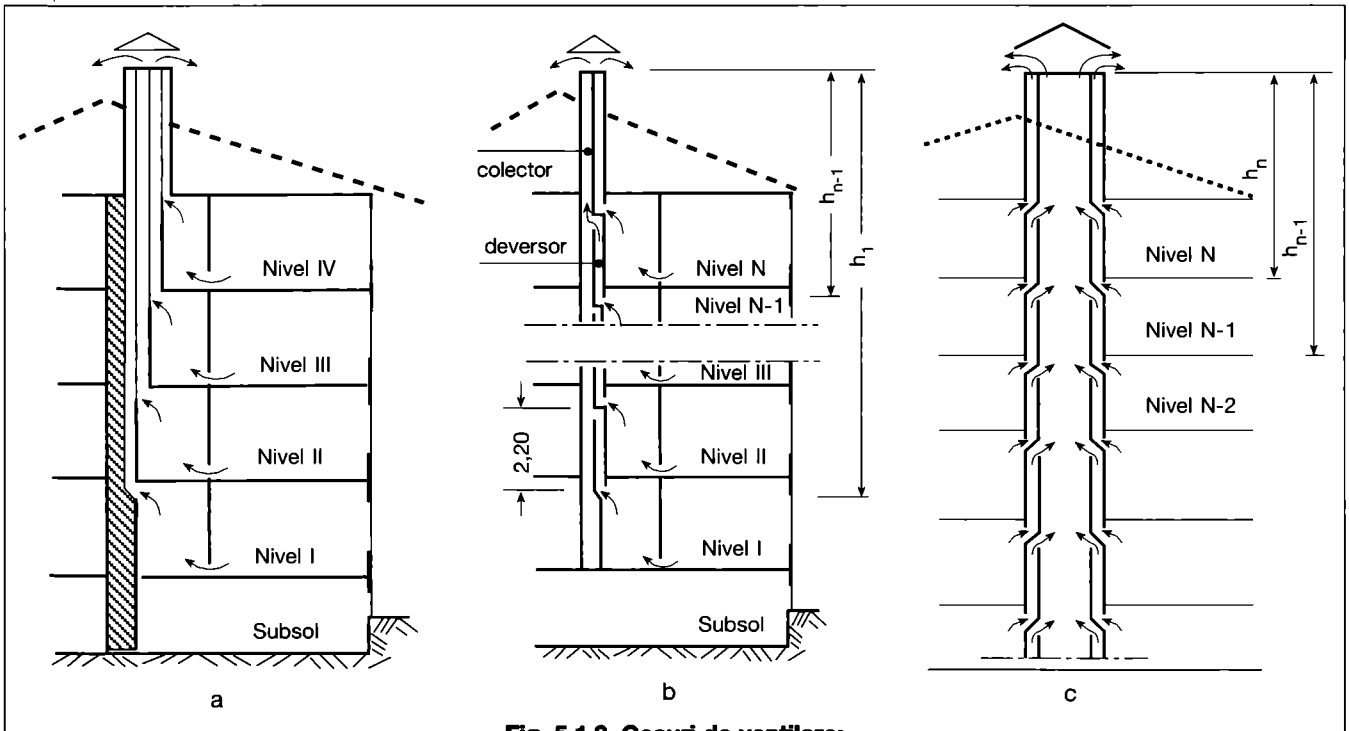


Fig. 5.1.8. Coșuri de ventilare:

a - individuale; b - cu deversor pe o parte; c - cu deversor pe două laturi opuse.

depresiune. O parte din aerul evacuat din încăperi poate fi recirculat, constituind o sursă de economisire a energiei termice. Se poate, de asemenea, recupera căldura din aerul evacuat în exterior.

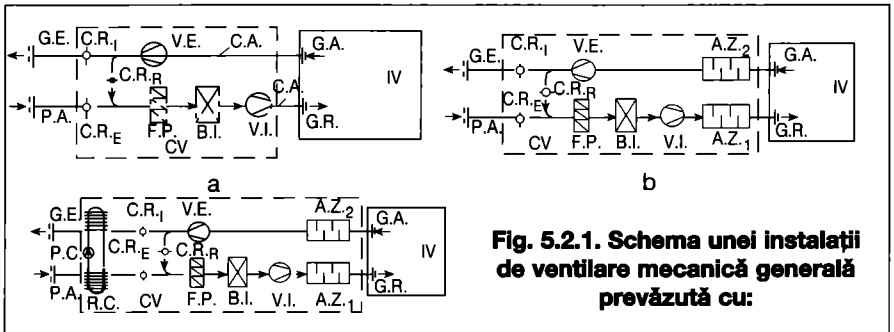


Fig. 5.2.1. Schema unei instalații de ventilare mecanică generală prevăzută cu:

a - filtrarea și încălzirea aerului;
b - filtrarea și încălzirea aerului și atenuarea zgomotului;
c - filtrarea și încălzirea aerului, atenuarea zgomotului și recuperarea căldurii din aerul evacuat;

VI - ventilator de introducere; VE - ventilator de evacuare (exhaustor);
FP - filtru de praf; BI - baterie de încălzire; AZ_1 AZ_2 - atenuator de zgomot pe canalele de refulare și evacuare; RC - recuperator de căldură;
PC - pompă de circulație; PA - priză de aer proaspăt (exterior); GE - gură de evacuare în exterior a aerului viciat; CR_E, CR_I, CR_R - clapete de reglare pe circuitele de aer proaspăt, evacuat și recirculat; GR - gură de refulare a aerului; GA - gură de aspirație (absorbție) a aerului din încăpere; CA - canale de aer; CV - centrală de ventilare; IV - încăperi ventilate.

5.2.1. Alcătuirea unei instalații de ventilare mecanică

Schema de principiu a unei instalații de ventilare mecanică poate fi executată în una din variantele prezentate în fig. 5.2.1 în care sunt cuprinse elementele componente ale instalației. În fig. 5.2.1 a este arătată cea mai simplă alcătuire; instalația filtrează aerul și îl încălzește în perioada rece a anului.

Când instalația deservește încăperi cu nivel de zgomot limitat (fig. 5.2.1b) se intercalează atât pe partea de refulare cât și pe cea de evacuare atenuatoare de zgomot care pot fi montate în centrala de ventilare sau pe rețeaua de canale. În unele situații se montează și un recuperator de căldură (fig. 5.2.1 c) care poate fi amplasat, după caz, în centrala de ventilare, pe acoperiș sau pe traseul canalelor prizei de aer și, respectiv, gurii de evacuare a aerului viciat în exterior. Instalația cu recuperator de căldură poate avea și atenuatoare de zgomot. Instalația din fig. 5.2.1 a poartă uneori și denumirea de instalație cu aer cald când este destinată încălzirii unui spațiu. Fiind mai

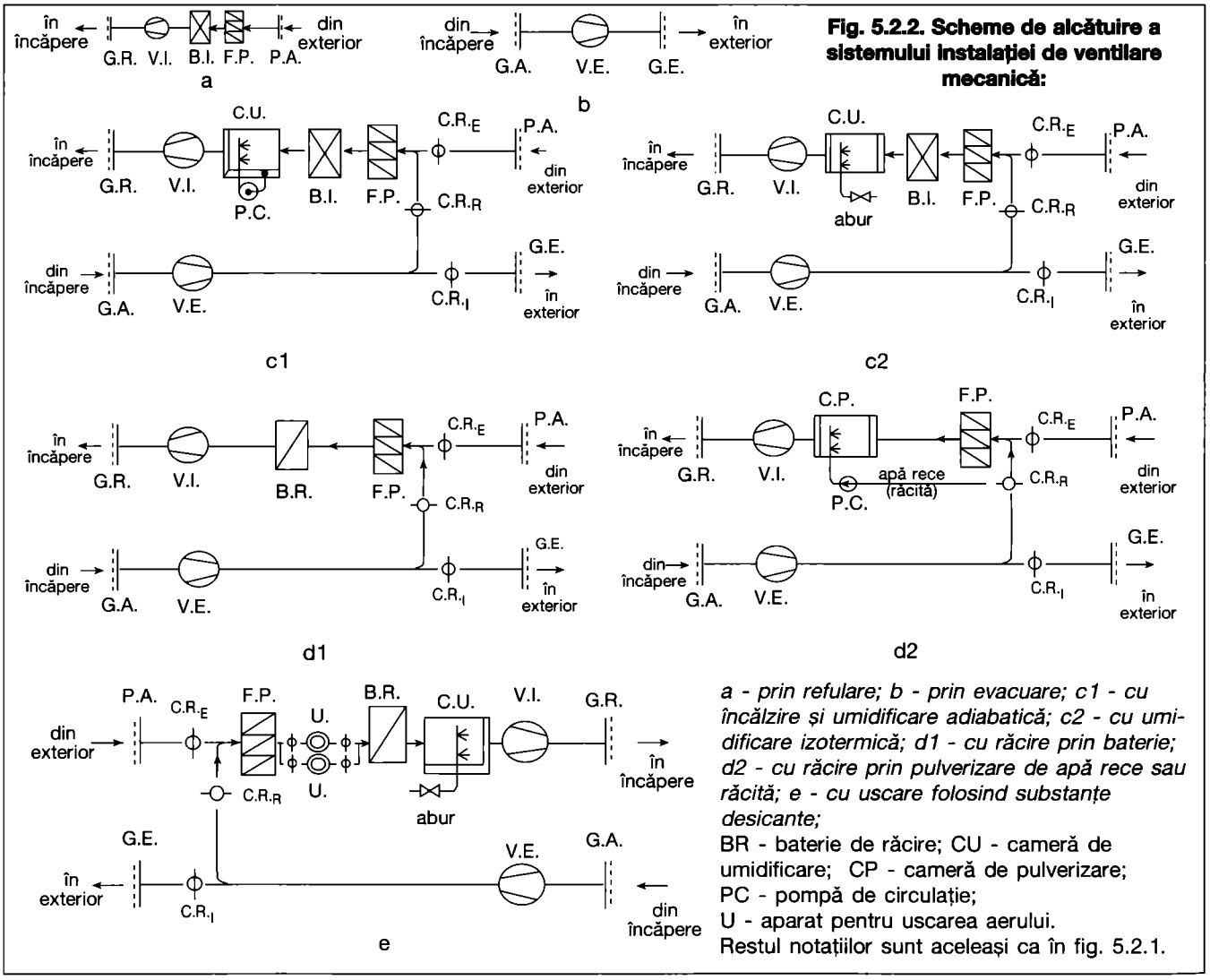


Fig. 5.2.2. Scheme de alcătuire a sistemului instalației de ventilare mecanică:

a - prin refulare; b - prin evacuare; c1 - cu încălzire și umidificare adiabatică; c2 - cu umidificare izotermică; d1 - cu răcire prin baterie; d2 - cu răcire prin pulverizare de apă rece sau răcită; e - cu uscare folosind substanțe desicante;

BR - baterie de răcire; CU - cameră de umidificare; CP - cameră de pulverizare;
PC - pompă de circulație;
U - aparat pentru uscarea aerului.
Restul notațiilor sunt aceleași ca în fig. 5.2.1.

scumpă decât o instalație obișnuită de încălzire cu radiatoare este bine ca ea să fie folosită, din motive economice, atunci când se urmăresc, simultan, scopuri de încălzire și ventilare. Se au în vedere o serie de recomandări:

• Priza de aer proaspăt (P.A.) reprezintă elementul instalației de VM cu ajutorul căruia se preia aerul din exterior. Ea trebuie amplasată în locuri curate, ferite de praf și neînsorite. Față de sol, trebuie amplasată la o distanță de cel puțin 2 m. Se poate amplasa pe pereți, în ferestre, în spații verzi sau, dacă este posibil, se poate combina cu o fântână arteziană. Este alcătuită dintr-o ramă metalică prevăzută cu jaluzele fixe contra ploii și plasă de sârmă.

• Gura de evacuare a aerului viciat în exterior este asemănătoare ca alcătuire cu priza de aer. Se amplasează, de regulă, pe acoperiș sau terasă, mai rar, pe pereții exteriori pentru că murdăresc sau umezesc (când aerul este încărcat cu vapori de apă/grăsimi) tencuiala.

• Distanța dintre priza de aer și gura de evacuare trebuie să fie de minimum 10 m pe orizontală sau 5-8 m pe verticală (pentru încăperi de categoriile D, E, C de pericol de incendiu, dacă aerul evacuat nu conține praf în suspensie).

În cazul încăperilor din categoriile A, B, C de pericol de incendiu, cu degajări de praf, se recomandă respectarea ambelor condiții de distanță. Pentru alte categorii de încăperi (unități nucleare sau laboratoare care lucrează cu izotopi radioactivi) distanța pe orizontală este de minimum 20 m, iar evacuarea se face uneori printr-un coș a cărui înălțime trebuie să depășească cu 3-4 m cea mai înaltă coamă a acoperișurilor învecinate care se găsesc pe o rază de 50 m. În acest sens trebuie avute în vedere normativele departamentale specifice.

• Încăperea în care se montează echipamentul necesar ventilării unei încăperi sau clădiri, centrala de ventilare, se amplasează la subsolul clădirilor, la nivelurile intermediare sau pe acoperiș. Amplasarea se face astfel încât să fie cât mai aproape de încăperile deservite, pentru a rezulta trasee de canale mai scurte și pentru a diminua răcirea, respectiv, încălzirea aerului în rețeaua de canale. Se are în vedere că traseele lungi de canale înseamnă consum mare de metal, pierdere mare de sarcină, consum de energie electrică mai mare, deci o scumpire atât a investiției cât și a exploatării. Nivelul de zgomot produs de centrala de ventilare reprezintă un alt criteriu care determină amplasarea față de încăperile deservite.

5.2.2. Regimuri de funcționare

Cele trei clapete de reglare CR_E, CR_I, CR_R permit funcționarea în unul din cele trei regimuri posibile (fig. 5.2.1):

- CR_E, CR_I deschise, CR_R închisă - funcționare numai cu aer proaspăt;
- CR_E, CR_I închise, CR_R deschisă - funcționare în regim de recirculare totală;
- CR_E, CR_I, CR_R parțial deschise - funcționare în regim de recirculare parțială; reprezintă cel mai uzual mod de utilizare a instalației.

Regimul de recirculare totală se adoptă pentru aducerea rapidă a ambianței la parametrii prescriși. Regimul de funcționare numai cu aer proaspăt se adoptă în cazurile în care nu este permisă recircularea aerului (prezența gazelor explozive, otrăvitoare, a radiațiilor radioactive, a germenilor patogeni, a mirosurilor puternice etc.).

5.2.3. Sisteme de ventilare mecanică

• Prin refulare, cu filtrarea aerului și încălzirea acestuia iarna; se utilizează la încăperi cu viciere redusă (fig. 5.2.2 a) a aerului cum ar fi: magazine, expoziții, săli de sport, ateliere mecanice.

• Prin evacuare (fig. 5.2.2 b); se folosește la încăperile cu viciere puternică a aerului (prin gaze, vapori, mirosuri puternice sau temperatură mare) pentru a împiedica împrăștierea noxelor în încăperile adiacente. Se prevede la bucătării, garderobe, laboratoare, WC-uri, posturi de transformare, camere obscure, încăperi pentru acumulatoare.

Este un sistem simplu, eficient și ieftin; compensarea aerului evacuat se face, după caz ,din încăperile alăturate, din exterior sau, în mod organizat, prin prevederea unor instalații de încălzire.

Uneori instalația se reduce la montarea unui ventilator (sau mai multe) în peretele exterior, fereastră sau acoperiș.

• Prin refulare și evacuare; se poate folosi una din alcătuirile indicate în fig. 5.2.1 și se prevăd la încăperi mari de tip cinematograf, restaurant, magazin etc.

• Cu umidificarea aerului (fig. 5.2.2 c1, c2); se prevede la încăperile în care se prescrie o umiditate minimă în tot timpul anului.

Iarna aerul exterior are un conținut de umiditate redus. Prin încălzire, umiditatea relativă scade conducând la uscarea aerului interior. De aceea, se mărește conținutul de umiditate al aerului exterior de la 1...3 la 7...10 g vapori/kg aer uscat. Umidificarea se poate face pe cale adiabatică (fig. 5.2.2 c1) prin pulverizarea de apă în circuit închis (într-o cameră de pulverizare) sau pe cale izotermică (fig. 5.2.2 c2) prin injectare de abur viu în curentul de aer. Injectarea aburului se poate face într-o cameră de umidificare (ca în figură) dar și pe canal sau, cu unele precauții, chiar în încăperea deservită.

• Cu răcirea (și uscarea) aerului, vara; se poate realiza în două moduri. Răcirea aerului (fig. 5.2.2 d1) se poate realiza cu o baterie de răcire (cu apă răcită având temperatura inițială 5...8 °C) sau cu o baterie cu detentă directă (cu freon având temperatura de vaporizare 2...7 °C).

Cum temperatura inițială a agentului de răcire este mai mică decât temperatura punctului de rouă corespunzătoare stării inițiale a aerului supus răcirii, are loc, concomitent, și o uscare a acestuia. Al doilea procedeu de răcire este prin pulverizarea de apă rece în curentul de aer, utilizând o cameră de pulverizare (fig. 5.2.2 d2). Condiția ca să se obțină același proces de răcire (și uscare) este ca temperatura apei pulverizate să fie egală cu temperatura superficială exterioară a bateriei de răcire.

• Cu uscarea aerului folosind substanțe desicante (fig. 5.2.2 e); se utilizează mai rar.

Uscarea aerului (reducerea conținutului de umiditate) se realizează folosind substanțe adsorbante solide (silicagel, alumogel) sau lichide (clorură de magneziu, clorură de calciu). O substanță adsorbantă poate reține pe suprafața ei o cantitate de vapori de apă egală cu până la 15 % din greutatea proprie. După saturare, materialul trebuie regenerat, operație care se realizează prin încălzire. Vaporii de apă reținuți condensează cedând căldura latentă de vaporizare și ducând la încălzirea materialului, concomitent cu uscarea lui (proces de uscare adiabatică). Substanțele desicante lichide își micșorează concentrația prin condensarea vaporilor de apă reținuți și trebuie și ele regenerate. Pentru a nu se întrerupe funcționarea instalației se prevăd 2 aparate de uscare (unul în funcțiune, iar celălalt în regenerare).

5.3. Climatizarea

5.3.1. Probleme generale

Instalațiile de climatizare numite și instalații de condiționare a aerului trebuie să asigure menținerea parametrilor aerului, din încăperile deservite, în limite dinainte prescrise, în tot timpul anului, indiferent de variația factorilor meteorologici, de gradul de ocupare a încăperilor, cu alte cuvinte, indiferent de modificarea sarcinilor termice (de încălzire, de răcire) și de umiditate. Ele

Tabelul 5.3.1. Temperatura și umiditatea relativă a aerului interior în încăperile industriale, iarna.

Nr.crt.	Ramura industrială	Secția	Temperatura [°C]	Umiditatea relativă [%]
1	2	3	4	5
1	Panificație	Depozite de făină	15...25	50...60
		Depozite de drojdie	0...5	60...75
		Încăperi pentru producerea aluatului	23...25	50...60
		Depozite de zahăr	25	35
2	Fabrici de bere	Încăperi de fermentație	4...8	60...70
		Platforme pentru malț	10...15	80...85
3	Tipografii	Depozite de hârtie	20...26	50...60
		Imprimare	22...26	45...60
		Imprimare multicoloră	24...28	45...50
		Fotoimprimare	21...23	60
		Restul încăperilor	21...23	50...60
4	Industria electrotehnică	Fabricație generală	21	50...55
		Fabricarea termometrelor și higrostatelor	24	50...55
		Fabricate cu toleranțe mici	22	40...45
		Fabricarea izolațiilor	24	65...70
5	Industria cauciucului	Depozitare	16...24	40...50
		Fabricație	31...33	-
		Vulcanizare	26...28	25...30
		Material chirurgical	24...33	25...30
6	Industria ceramică	Depozitare	16...26	35...65
		Fabricație	26...28	60...70
		Decorație (ornamentare)	24...26	45...50
7	Industria linoleumului	Oxidarea uleiului de in	32...38	20...28
		Imprimare	26...28	30...50
8	Industria mecanică	Birouri, asamblare,montaj	20...24	35...55
		Montaj precizie	22...24	40...50
9	Industria hârtiei	Încăperea mașinilor de hârtie	22-...30	-
		Depozite de hârtie	20...24	40...50
10	Industria farmaceutică	Depozite de produse	21...27	30...40
		Producerea tabletelor	21...27	35...50
11	Industria fotografică	Producerea filmelor normale	20...40	40...65
		Producerea filmelor cu garanție	15...20	45...50
		Prelucrarea filmelor	20...24	40...60
		Depozitarea filmelor	18...22	40...60
12	Industria blănurilor	Depozitare	5...10	50...60
13	Ciupercării	Perioada de creștere	10...18	-
		Depozitare	0...2	80...85
14	Industria chibriturilor	Producere	18...22	50
		Depozitare	15	50
15	Industria dulciurilor	Depozitare (fructe uscate)	10...13	50
		Bomboane moi	21...24	45
		Producerea bomboanelor tari	24...26	30...40
		Ambalarea bomboanelor tari	24...26	40...45
		Producerea ciocolatei	15...18	50...55
		Învelirea ciocolatei	24...27	55...60
		Ambalarea ciocolatei	18	55
		Depozitarea ciocolatei	18...21	40...50
		Producerea checurilor și napolitanelor	18...20	50
16	Industria tutunului	Depozitarea tutunului brut	21...25	60...65
		Pregătirea tutunului	22...26	75...85
		Fabricarea țigaretelor și pipelor de foi	21...24	55...65
		Ambalare	23	65
17	Industria textilă	Secții bumbac		
		- bătătoare	22...25	40...50
		- carde	22...25	45...55
		- pieptănat	22...25	55...65
		- laminoare	22...25	50...55
		- flaier (mașină de filat cu aripioare)	22...25	50...55
		- ringuri (mașini de filat cu inele)	22...25	55...65
		- secții mosoare, răsucit fire, urzit, tragerea urzelii	22...25	60...70
		- țesătorii	22...25	70...80
		- condiționarea torsului (in) și țesăturilor	22...25	90...95

Tabelul 5.3.1 Temperatura și umiditatea relativă a aerului interior în încăperile industriale, iarna - continuare-

1	2	3	4	5
17	Industria textilă	Secții de in:		
		- pregătire	18...20	80
		- carde	20...25	50...60
		- filatură	24...27	60...70
		- țesătorie	27	80
		Secții de lână:		
		- pregătire	27...29	60
		- carde	27...29	65...70
		- filatură	27...29	50...60
		- țesătorie	27...29	60...70
		- finisaj	24	50...60
		Secții mătase naturală:		
		- pregătire	27	60...65
		- filatură	24...27	65...70
		- țesătorie	24...27	60...75
		Secții de mătase artificială:		
		- carde, filatură	21...25	65...75
		- țesătorie	24...25	60...65

au rolul de a asigura condițiile de confort termic în clădirile social-culturale, administrative, de locuit etc., sau de a asigura parametrii necesari ai aerului interior (temperatură, umiditate relativă) în cazul instalațiilor de climatizare tehnologică. În același timp trebuie să se asigure introducerea de aer proaspăt necesar diluării CO_2 degajat de ocupanți (funcțiunea de ventilare). Deoarece sarcinile termice și de umiditate ale încăperilor se modifică permanent și în limite largi, iar parametrii microclimatului trebuie menținuți constanți, rezultă că aerul tratat, introdus în încăperi, trebuie să aibă permanent (în tot timpul anului) parametri variabili. Ca urmare, aerul trebuie tratat într-un aparat (agregat) unde suferă o suită de 4 procese termodinamice simple (încălzire, răcire, uscare, umidificare), într-o anumită ordine. Pentru realizarea acestei tratări este necesară și o instalație de reglare automată, aferentă, care să mențină temperatura și umiditatea relativă la valorile prestabilite. Concomitent, instalației de climatizare i se atribuie și funcțiunea de economisire a energiei, motiv pentru care, adesea, se intercalează un recuperator de căldură.

Instalațiile ale căror agregate de tratare a aerului suferă numai două sau trei procese termodinamice simple poartă denumirea de instalații de climatizare parțială. Foarte adesea, instalațiile de climatizare parțială sunt desemnate (mai ales de către comercianți) drept instalații de climatizare, ceea ce nu este corect.

Instalațiile de climatizare sunt folosite în două categorii de clădiri, civile și industriale, luându-și de aici și denumirea de: instalații de climatizare în scopuri de confort și instalații de climatizare tehnologică (în scopuri industriale).

Instalațiile de climatizare de confort sunt destinate asigurării microclimatului pentru menținerea sănătății și desfășurării muncii optime în toate categoriile de clădiri civile (birouri, spitale, teatre, magazine, săli de audiție și concerte etc.) pe parcursul întregului an. După anotimp și dorință, temperatura încăperilor este menținută între 20 și 26 °C iar umiditatea relativă între 40 și 60 % (§2.3).

Instalațiile de climatizare tehnologică au funcțiunea de a asigura acei parametri ai încăperilor care convin procesului de producție, pentru a preveni rebutarea produselor.

Temperatura și umiditatea relativă a aerului trebuie să fie optime pentru desfășurarea procesului de fabricație și primează alegerea acestora.

În cazul în care valorile acestor parametri creează disconfort pentru personalul de deservire se iau măsuri suplimentare pentru a preveni îmbolnăvirile și a asigura randamentul necesar muncii.

Condițiile realizării producției (temperatură, umiditate) pentru diverse ramuri industriale sunt indicate, după Carrier Handbook of Air Conditioning System Design, ASHRAE - Handbook și alte surse bibliografice, în tabelul 5.3.1.

5.3.2. Clasificarea instalațiilor de climatizare. Principii de funcționare

5.3.2.1 Clasificarea instalațiilor

- instalații *„numai aer"*, cu:
  - 1 canal cu debit constant, pentru:
    - o singură zonă;
    - mai multe zone cu:
      - reîncălzirea aerului;
      - clapete de reglare;
      - grupuri de ventilare zonale;
  - 1 canal cu debit variabil;
  - 2 canale de aer cu:
    - debit constant;
    - debit variabil;
- instalații *„aer-apă"* (cu aer primar) cu:
  - aparate cu inducție (climaconvectoare);
    - sisteme cu:
      - 2 conducte (cu și fără comutare);
      - 3 conducte;
      - 4 conducte;
    - aparate cu:
      - reglare (prin ventil sau clapetă);
      - debit constant sau variabil;
  - ventiloconvectoare:
    - cu aer primar;
    - cu priză de aer exterior;
    - numai cu recirculare;
    - diagrame de reglare a parametrilor;
  - racordarea climaconvectoarelor la rețeua de agenți termici, sistem cu:
    - 2 conducte;
    - 3 conducte;
    - 4 conducte;
  - încălzire terminală;
  - alte sisteme.

5.3.2.2 Principii de funcționare a instalațiilor de climatizare

Elementul principal al oricărei instalații de climatizare îl reprezintă aparatul (agregatul) de climatizare de care sunt legate modalitățile de funcționare a instalației. Aerul de climatizare este tratat (încălzit, răcit, uscat, umidificat) în aparat și cu ajutorul acestuia instalația poate funcționa într-unul din regimurile: cu amestec de aer exterior și de aer interior; numai cu aer exterior; în regim de recirculare totală.

În fig. 5.3.1 este prezentată schema de principiu a unei instalații de climatizare care deservește o singură încăpere (de exemplu, o sală de spectacol dintr-un teatru).

Instalația de climatizare se compune

din: agregat (aparat) de climatizare, instalația de reglare automată aferentă, recuperator de căldură, atenuatoare de zgomot, grile de refulare și absorbție pentru încăpere, priză de aer proaspăt, gură de evacuare a aerului viciat în exterior și rețeaua de canale pentru introducere și evacuare. Pentru a funcționa, instalația mai are nevoie de câte o sursă de: căldură (apă caldă, apă fierbinte, abur), frig (apă rece, apă răcită, freon), energie electrică pentru instalația de forță (antrenare ventilatoare, pompe, recuperator de căldură, compresoare, servomotoare, generatoare de abur, alimentare baterii electrice etc.) și automatizare (circuite de comandă, semnalizare etc.).

Aerul proaspăt este preluat din exterior prin priza de aer (P.A.) cu ajutorul ventilatorului de introducere (V.I.), trecut prin recuperatorul de căldură (R.C.) și amestecat cu aer recirculat din încăpere.

Agregatul de climatizare se compune din:

- Fitrul de aer (F) - are rolul de a reține particulele de praf din aerul exterior și recirculat.
- Bateria de preîncălzire (BPI) și bateria de reîncălzire (BRI). Acestea preîncălzesc și reîncălzesc, în anumite limite, debitul total de aer al instalației.
- Camera de umidificare (CU) - are rolul de a îmbogăți conținutul de umiditate al aerului introdus în încăperea climatizată. Această umidificare se poate face cu ajutorul unei camere de pulverizare a apei (umidificarea adiabatică), cu pompare în circuit închis sau prin injectare cu abur viu (umidificare izotermică) provenit de la un generator de abur sau preluat dintr-o rețea de abur tehnologic (§8.8.3). În cazul utilizării aburului, BRI poate lipsi.
- Ventilatorul de introducere (V.I) asigură mișcarea aerului pe circuitul de introducere de la priza de aer (P.A) până la gura (gurile) de refulare (G.R) învingând rezistențele din PA, RC, F, BPI, BR, CU, BRI, AZ, GR și de pe rețeaua canalelor de introducere.
- Ventilatorul de evacuare (VE) asigură mișcarea aerului pe circuitul de evacuare (GA, AZ, RC, GE și rețeaua de canale aferentă). Presiunea acestui ventilator este mai mică decât a celui de introducere care are de învins mai multe rezistențe (rezistențele elementelor componente ale aparatului de climatizare).

Acționarea și reglarea diverselor elemente care participă la tratarea aerului se fac cu ajutorul unor traductoare: termostat (T); higrostat (H) montate în încăpere sau pe canalele de aer (în principal, pe cel de evacuare a aerului din încăpere, dar nu numai). În fig. 5.3.1, T și H au fost prevăzute în încăpere. (Pentru diverse scheme tehnologice de reglare automată a instalațiilor de climatizare a se vedea §12.4 și §12.5).

Termostatul de cameră (T) acționează secvențial asupra agentului termic al BRI și asupra agentului de răcire al BR. La scăderea temperaturii aerului din încăpere este pus, mai întâi, în funcțiune RC și, ulterior, se deschide V_3 al BRI. Acțiunea continuă până la restabilirea temperaturii interioare prestabilite. La creșterea temperaturii interioare peste valoarea prescrisă se închide, mai întâi, V_3 și, apoi, se oprește RC. Dacă temperatura interioară continuă să crească se deschide V_1 al BR. La restabilirea temperaturii interioare se închide V_1.

Higrostatul de cameră (H), la scăderea umidității relative a aerului interior sub valoarea prescrisă, deschide, mai mult, V_2 al BPI și pornește pompa de circulație P_2 a camerei de umidificare. La atingerea umidității relative prescrise se oprește P_2. La umidități relative interioare mai mari decât valoarea prescrisă se închide V_2 al BPI și se deschide V_1 al BR astfel că aerul este răcit și uscat. Corectarea scăderii temperaturii interioare se face prin deschiderea V_3 al BRI. La oprirea instalației (a ventilatoarelor VI și VE) se comandă și închiderea CR de pe aerul proaspăt și evacuat.

5.3.3. Instalații „numai aer"

La aceste sisteme aerul este tratat într-un agregat central după care este refulat, în încăperi, fără a mai suferi retratări ulterioare. Aerul trebuie să asigure, în mod integral, atât încălzirea cât și răcirea încăperilor, în încăperi ne mai existând sisteme suplimentare de

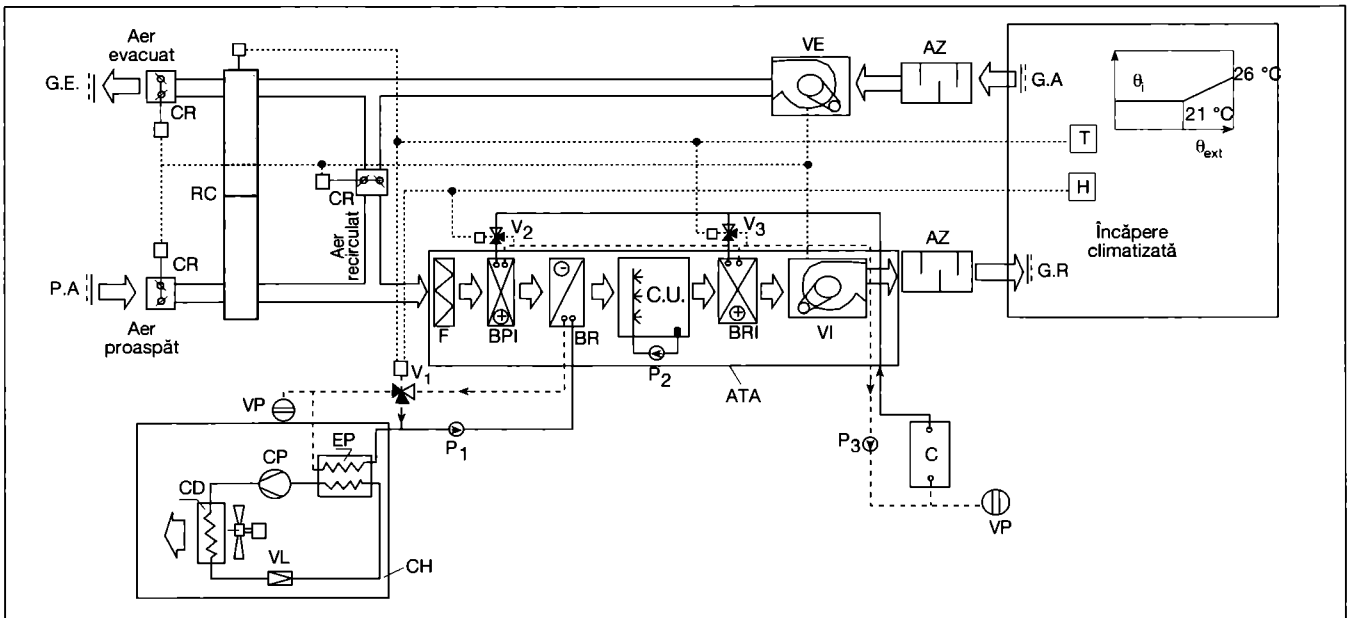


Fig. 5.3.1. Schema unei instalații de climatizare servind o singură încăpere:
ATA - aparat de tratare aer; T - termostat; H - higrostat; VI - ventilator de introducere; VE - ventilator de evacuare; F - filtru de aer; BPI - baterie preîncălzire; BRI - baterie reîncălzire; BR - baterie răcire; CU - cameră umidificare; C - cazan apă caldă; CP - compresor; CD - condensator; VL - ventil de laminare; EP - evaporator; RC - recuperator de căldură; CR - clapetă de reglare; VP - vas expansiune; V - ventil cu 3 căi; P - pompă de circulație; AZ - atenuator de zgomot; PA - priză de aer; GE - gură de evacuare în exterior a aerului viciat; GR - gură de refulare; GA - gură de absorbție; CH - aparat de răcire a apei (chiller).

încălzire (de exemplu, cu corpuri de încălzire) sau de răcire. Pentru unele categorii de încăperi, unde o inundație prin spargerea conductelor de apă ar produce pagube mari, este singurul mod de climatizare recomandat.

Instalațiile „numai aer" se pot executa în două variante, după mărimea presiunii ventilatorului: instalații de presiune joasă (tradiționale) și instalații de presiune înaltă. În instalațiile de presiune joasă aerul este vehiculat în canale cu viteze cuprinse între 3 și 8 m/s și conduce la presiuni ale ventilatoarelor cuprinse între 100 și 500 Pa. Ca urmare, nivelul de zgomot în instalație este redus și, de cele mai multe ori, nu este necesară prevederea unor atenuatoare de zgomot.

La instalațiile cu debite mari de aer (hoteluri, clădiri cu birouri) spațiul necesar pentru amplasarea canalelor este mai mare și reclamă mărirea suprafeței construite. Pentru a reduce debitul de aer și spațiul aferent amplasării canalelor s-a recurs la două metode: mărirea diferenței de temperatură dintre aerul încăperii și aerul răcit de la 5...8 la 10...12 K și mărirea vitezei de circulație a aerului în canale la 15...25 m/s. Acest ultim aspect a condus la creșterea pierderii de sarcină în instalațiile de climatizare la valori de ordinul 1000...2000 Pa (uneori chiar mai mult). Aceste instalații au căpătat denumirea de „instalații de presiune înaltă". Creșterea presiunii a atras după sine creșterea importantă a nivelului de zgomot, fiind necesare măsuri de tipul: prevederea atenuatoarelor de zgomot, adoptarea de grile pentru introducere cu atenuarea zgomotului, prevederea unor aparate de detentă. Toate acestea scumpesc instalația. Odată cu creșterea prețului energiei, scumpirile enumerate mai sus nu au mai putut fi acoperite și s-a recurs la reducerea, din nou, a vitezei de circulație a aerului în canale. Se recomndă ca viteza să nu depășească 12...15 m/s astfel ca presiunea în sistem să scadă la 1000...1200 Pa.

Creșterea diferenței de temperatură la 10...12 K se poate face, pentru a preveni curenții reci de aer, cu adoptarea unor dispozitive de introducere performante, deci mai scumpe.

Din punct de vedere al debitului de aer, instalațiile de climatizare „numai aer" pot fi realizate, de asemenea, în două variante de instalații: cu debit constant și cu debit variabil.

5.3.3.1 Instalații „numai aer" cu 1 canal cu debit constant

Instalația poartă denumirea de instalație cu „un canal" luându-se în considerare canalul de introducere. Instalația are însă și un al doilea canal, cel de evacuare. Instalația funcționează tot timpul cu același debit de aer, atât vara cât și iarna.

5.3.3.1.1 Instalații pentru o zonă

Instalația din fig. 5.3.2 deservește fie o singură încăpere, fie mai multe încăperi, având aceeași orientare sau aceeași variație a sarcinilor termice și de umiditate, alcătuind o zonă, astfel încât, în timpul anului, să nu fie necesară modificarea debitelor de aer între încăperi.

În cazul existenței mai multor încăperi, traductoarele de temperatură (T) sau de umiditate (H) se montează în camera reprezentativă a zonei sau pe aerul evacuat (după colectarea de la toate încăperile), (varianta 2, din fig. 5.3.2).

Dacă instalația de climatizare este realizată în sistemul de presiune înaltă pe circuitul de introducere a aerului în încăpere (încăperi) se intercalează un aparat de detentă care reduce presiunea aerului de la circa 150...200 (sau chiar mai mult) la 10...30 Pa.

Pentru instalații cu nivel de zgomot ridicat se iau măsuri de atenuare a acestuia prin prevederea atenuatoarelor de zgomot sau a unor grile de aer (în special, pe introducere) prevăzute cu materiale fonoabsorbante. Se pot combina, dacă este necesar, ambele modalități.

5.3.3.1.2 Instalații pentru mai multe zone

Pentru încăperi cu orientări diferite, încăperi exterioare și interioare sau încăperi cu variații diferite ale sarcinilor termice și de umiditate, care ar conduce la modificări ale debitelor de aer, de la un sezon la altul, în cazul folosirii unui singur grup, este necesară tratarea ulterioară a aerului, corespunzător fiecărei zone în parte.

- Instalații cu reîncălzirea aerului pe fiecare zonă (fig. 5.3.3).

Încăperile din clădire se grupează pe zone după diversele criterii enunțate la §5.3.3.1.1. În agregatul de climatizare se tratează aerul pentru toate zonele (fig. 5.3.3) la parametri convenabili atât pentru vară cât și pentru iarnă. Termo-

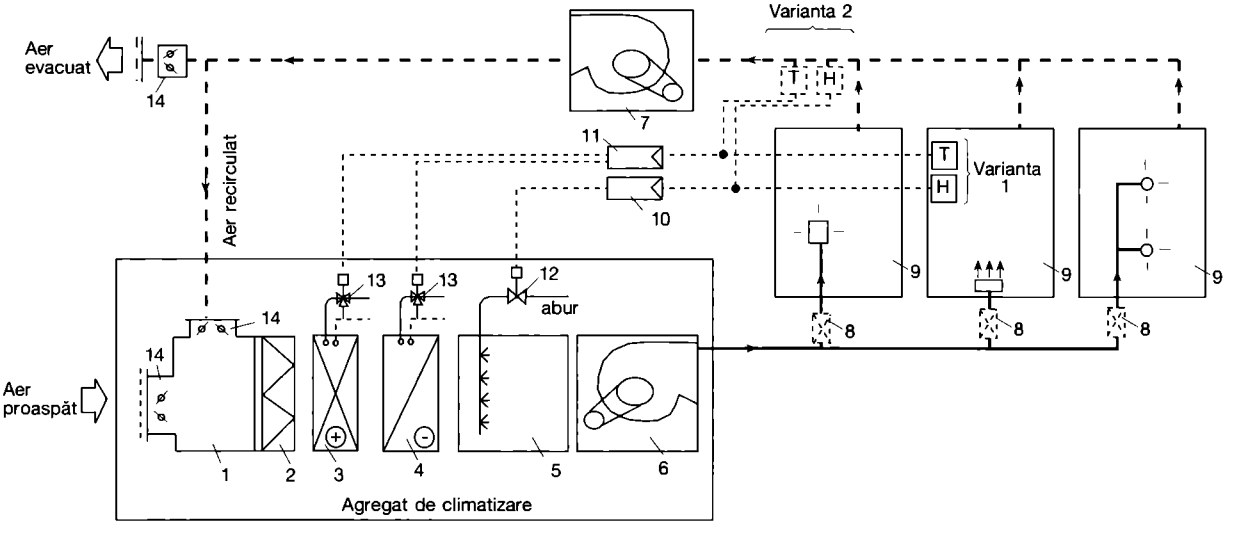


Fig. 5.3.2 Instalație de climatizare cu un canal de presiune joasă/înaltă pentru o singură zonă, servind mai multe încăperi:

1 - cameră de amestec; 2 - filtru de aer; 3 - baterie de încălzire; 4 - baterie de răcire; 5 - cameră de umidificare; 6 - ventilator introducere; 7 - ventilator evacuare; 8 - aparat de detentă (în cazul instalațiilor de presiune înaltă); 9 - încăpere climatizată; 10 - regulator de umiditate; 11 - regulator de temperatură; 12 - ventil cu două căi; 13 - ventil cu trei căi; 14 - clapetă de reglare; T - termostat de cameră al zonei; H - higrostat de cameră al zonei.

statul (T) se montează în camera reprezentativă a fiecărei zone (varianta 1) sau pe canalul de evacuare al fiecărei zone dacă, termic și economic, este posibil (varianta 2). Se poate diferenția, pe fiecare zonă, temperatura încăperilor în perioadele reci și de tranziție, nu și în sezonul cald.

La variantele de presiune înaltă trebuie să se prevadă aparate de detentă.

Reglarea temperaturii aerului fiecărei zone se face prin reglarea debitului de agent termic al bateriilor BI1...BI3.

Dezavantajul principal al acestei soluții este faptul că toate încăperile unei zone primesc aer cu aceeași temperatură.

- Instalații cu clapete de reglare (fig. 5.3.4).

Canalul fiecărei zone este racordat la fiecare din cele două camere de presiune 17. Pe fiecare racord se găsește câte o clapetă de reglare (CR_1, CR'_1). Cele două clapete pereche, CR_1 și CR'_1, sunt astfel cuplate încât, în timp ce una se deschide, cealaltă se închide, în aceeași proporție. Comanda lor se face cu ajutorul termostatului T, montat în camera reprezentativă a zonei (varianta 1) sau în canalul de evacuare al zonei (varianta 2). Prin amestecul aerului cald cu cel rece, în diverse proporții, se furnizează, fiecărei zone, aer cu temperaturi diferite, fiind posibilă, în același timp, încălzirea unei zone și răcirea alteia. Încălzirea aerului în bateria de încălzire a fiecărei zone se face la circa 25...35 °C iar răcirea la circa 12...15 °C. Soluția se pretează la încăperi cu sarcini termice foarte diferite.

Ca dezavantaje se pot enumera: spațiu mare necesar amplasării canalelor, pierderi importante prin amestecul aerului cald și rece.

- Instalații cu grupuri de ventilare zonală (fig. 5.3.5)

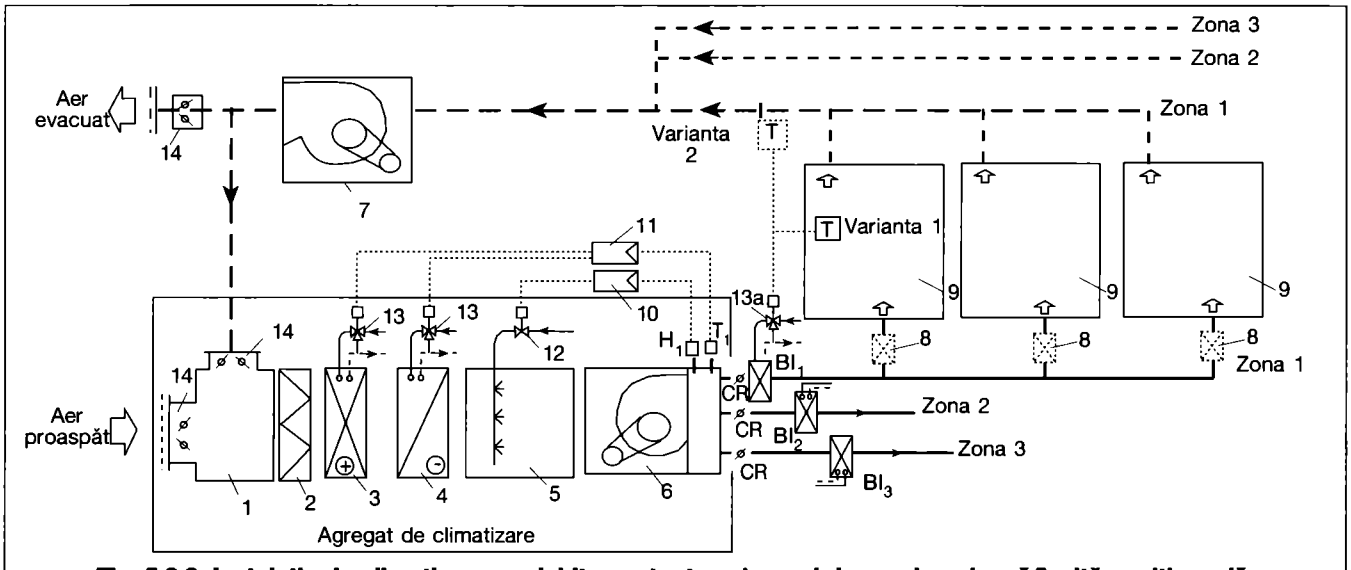


Fig. 5.3.3. Instalație de climatizare cu debit constant cu 1 canal de presiune joasă/înaltă, multizonală, cu baterii de postîncălzire:

1-14, T - vezi fig. 5.3.2; 13a - ventil cu trei căi pentru zonele 1, 2, 3;
T_1 - termostat de canal; H_1 - higrostat de canal; BI - baterie de încălzire aferentă unei zone.

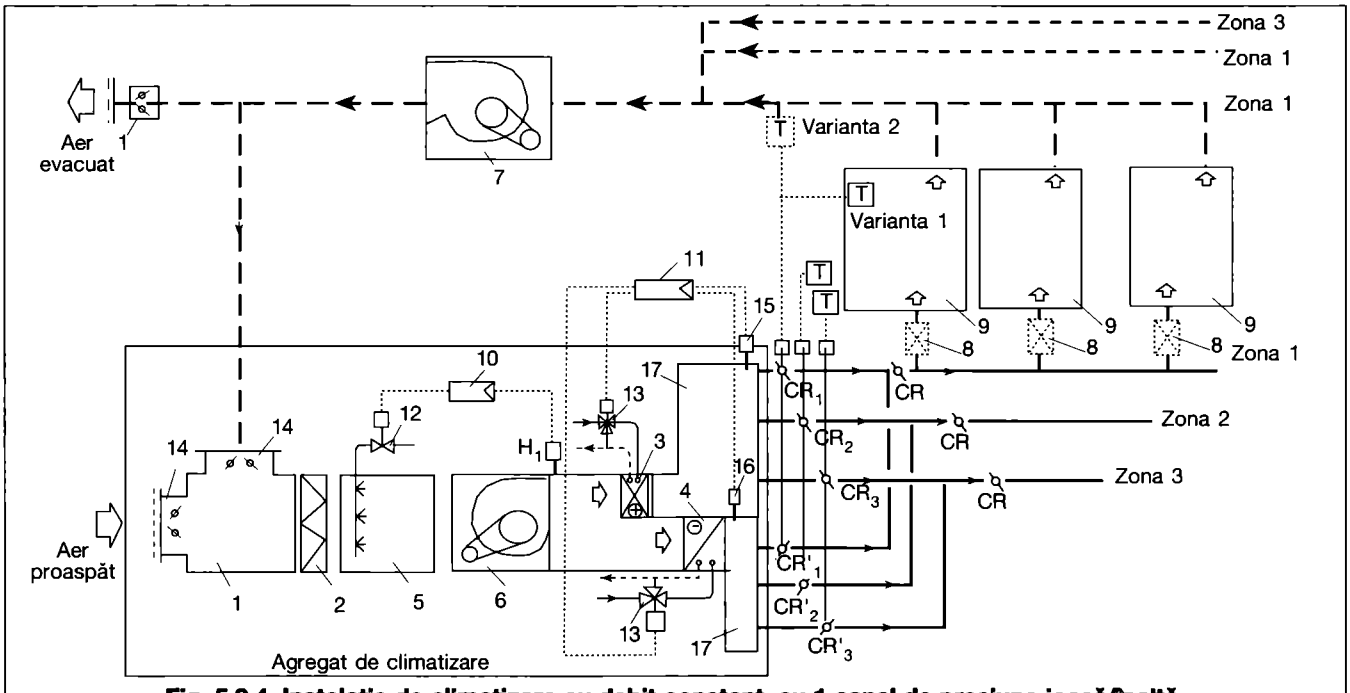


Fig. 5.3.4. Instalație de climatizare cu debit constant, cu 1 canal de presiune joasă/înaltă, multizonală, cu clapete de reglare:

1...14, T - vezi fig. 5.3.2; 15 - termostat pentru aerul cald; 16 - termostat pentru aerul rece; 17 - cameră de presiune.

În instalațiile prezentate anterior trebuie să se vehiculeze, uneori, un debit de aer mare sau să se lucreze cu diferențe mari de temperatură între aerul încăperii și aerul refulat (10...12 °C în perioada caldă a anului) ceea ce poate avea ca urmare apariția de curenți supărători. Se recurge, în acest caz, la un agregat central mai mic și la prevederea a câte unui agregat auxiliar pe fiecare zonă sau pe anumite zone (fig. 5.3.5). Pe zona unde a fost prevăzut un agregat auxiliar se poate vehicula un debit de aer local mult mai mare, operând cu o diferență de temperatură ($\theta_{interior}$ - $\theta_{refulare}$) mai mică, ceea ce preîntâmpină apariția curenților reci de aer. Grupul auxiliar poate fi realizat ca în fig. 5.3.5 sau poate fi conceput și cu clapete de reglare ca în fig. 5.3.4.

5.3.3.2 Instalații „numai aer" cu debit variabil

Instalațiile cu debit variabil reprezintă o soluție care se practică din ce în ce mai mult, din considerente economice. Este mult mai rațional să se vehiculeze în instalație un debit de aer mai mic, pe măsură ce temperatura exterioară crește (iarna) sau scade (vara) față de temperaturile de calcul, și să se încălzească, respectiv, răcească mai puțin aer. În cazul instalațiilor cu debit constant se menține debitul de aer al instalației (respectiv, al încăperilor) constant și se modifică temperatura aerului refulat în încăperi. În cel de-al doilea caz, debitul instalației este variabil, iar temperatura aerului refulat constantă, respectiv, mărindu-se sau micșorându-se debitul de aer al încăperilor după cum bilanțurile termice de încălzire cresc sau bilanțurile termice de răcire scad. O asemenea schemă de instalație este prezentată în fig. 5.3.6.

Modificarea debitului de aer al încăperilor se realizează cu ajutorul regulatoarelor de debit (RD). Reglarea debitului de

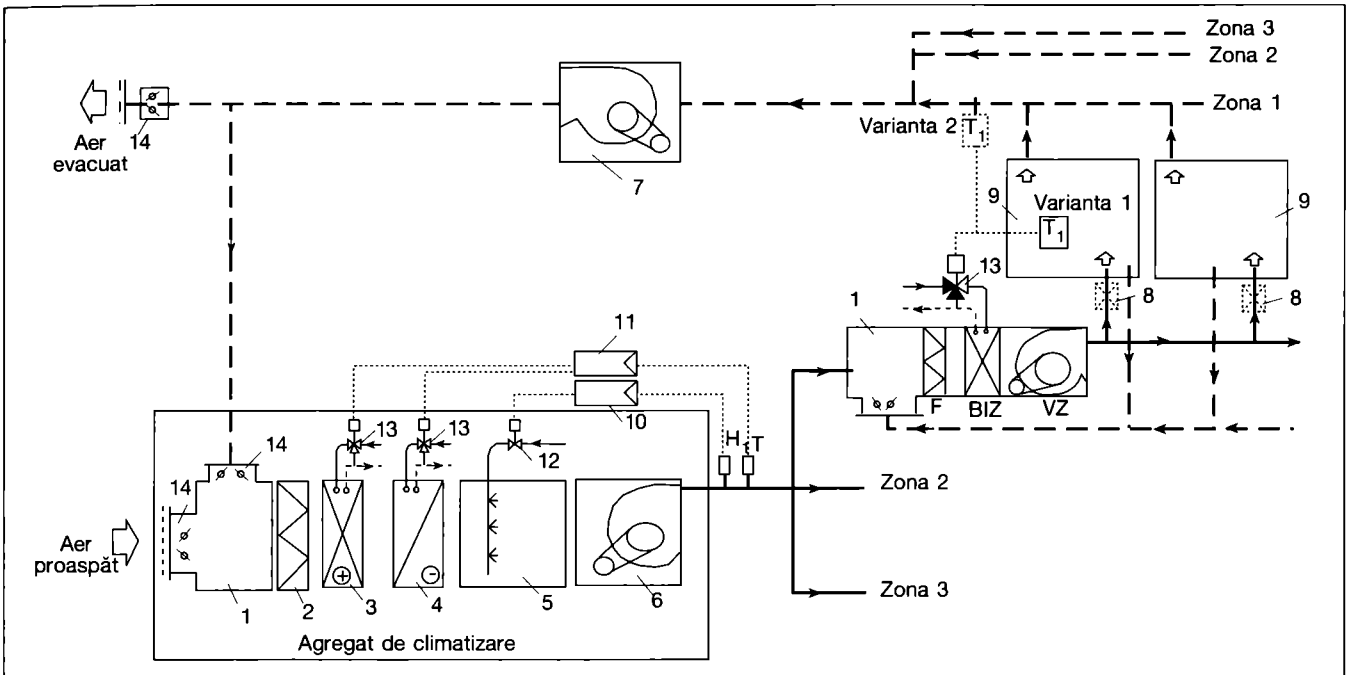


Fig. 5.3.5. Instalație de climatizare, cu debit constant, cu 1 canal de presiune joasă/înaltă, multizonală, cu grup suplimentar pentru fiecare zonă:
1...14 - vezi fig. 5.3.2; T - termostat de canal pentru toate zonele; H - higrostat de canal pentru toate zonele; T1 - termostat de cameră al unei zone; BIZ - baterie de încălzire pentru zonă; VZ - ventilator de zonă.

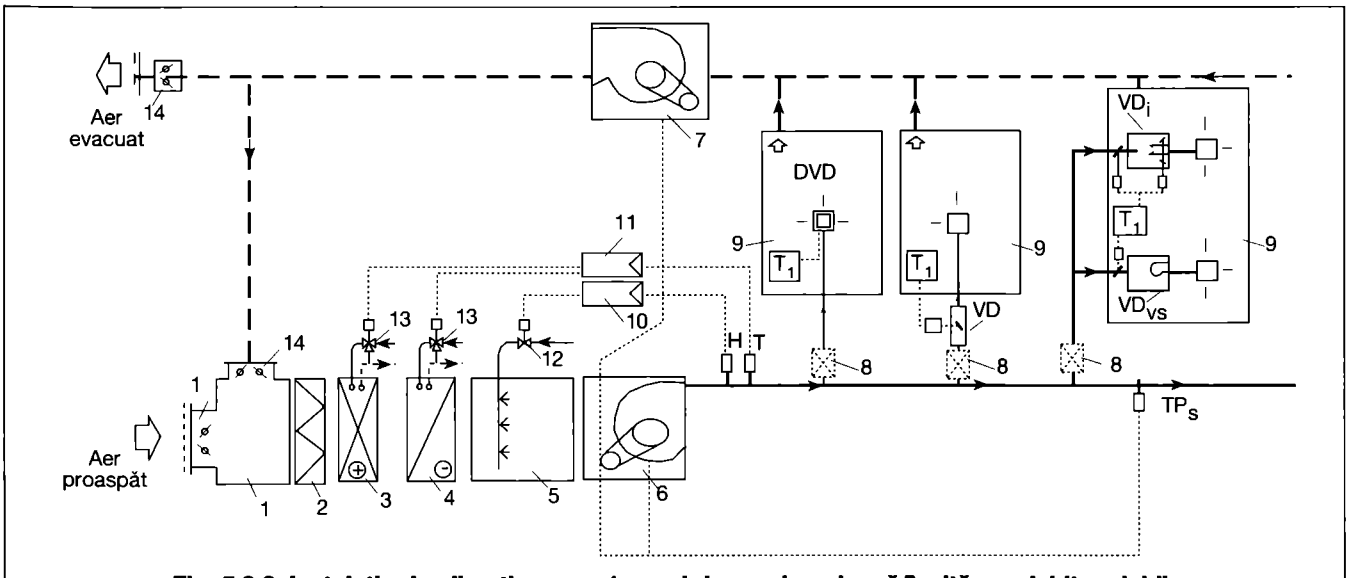


Fig. 5.3.6. Instalație de climatizare cu 1 canal de presiune joasă/înaltă cu debit variabil:
1...14, T, H, - vezi fig. 5.3.2; RD_1/RD_2 - regulator de debit pentru un grup de încăperi/o încăpere; RP - regulator de presiune

aer se poate face pe grupe de încăperi (rezultând o economie pe partea de reglare automată) sau la fiecare încăpere, în parte.

Reglarea debitului de aer al ventilatorului de introducere (6), respectiv, al ventilatorului de evacuare (7) se face pe baza variației presiunii în instalație cu ajutorul unui traductor de presiune (RP) și a unei bucle de automatizare. La scăderea debitului de aer cerut de încăperi, viteza de circulație a aerului se micșorează corespunzător și presiunea aerului din punctul considerat crește. Pe baza valorii măsurate de RP se reduce corespunzător debitul de aer al ventilatoarelor folosind una din metodele indicate la §7.1.4.

La creșterea debitului de aer cerut în încăperi se acționează invers.

Dimensionarea racordului la gurile de introducere a aerului în încăperi se face pentru debitul total, în timp ce pentru rețeaua de distribuție, se poate ține seama de o simultaneitate de ordinul 75...85 % în funcție de orientarea încăperilor sau alte elemente care contribuie la modificarea bilanțurilor termice ale încăperilor.

Dacă instalația de climatizare este executată în varianta de presiune înaltă este necesară intercalarea aparatelor de detentă (8).

5.3.3.3 Instalații „numai aer" cu 2 canale

5.3.3.3.1 Probleme generale, clasificare

Instalațiile pot realiza temperaturi diferite în fiecare încăpere în parte, în care se introduce aer cu ajutorul unui aparat sau a mai multor aparate (la încăperi mari) cu temperatură diferită de la o încăpere la alta. Umiditatea relativă a aerului interior nu este controlată în fiecare încăpere în parte. Datorită prezenței a două canale de aer pentru introducere se folosește, de regulă, varianta de presiune înaltă, pentru a se ocupa un spațiu mai mic.

Instalațiile cu 2 canale se clasifică astfel:

- de presiune înaltă cu debit constant/variabil;
- de presiune joasă cu debit constant/variabil;
- cu 1 ventilator de introducere;
- cu 2 ventilatoare de introducere;
- fără umidificarea aerului;
- cu umidificarea aerului:
  - * cald;
  - * cald și rece;
- cu reglarea temperaturii aerului:
  - * cald;
  - * cald și rece.

Între tipurile de instalații enunțate se pot face, în funcție de condițiile concrete, diverse combinații, de exemplu, instalație de presiune înaltă cu un ventilator de introducere, cu umidificarea aerului cald și rece și cu reglarea temperaturii aerului cald etc.

5.3.3.3.2 Instalații fără umidificarea aerului

Schema de principiu a unei astfel de instalații este prezentată în fig. 5.3.7. În cadrul acestei scheme a fost prevăzut un singur ventilator de introducere. Se poate utiliza și varianta cu 2 ventilatoare de introducere, caz în care, pe fiecare canal (de aer cald/rece), înaintea fiecărei baterii, se montează câte un ventilator. Deoarece pot exista situații în care în încăperi trebuie trimis numai aer rece sau numai aer cald, ambele ventilatoare trebuie să aibă debitul total, la fel ca în situația unui singur ventilator de introducere.

Pe aceleași considerente, atât canalul de aer cald cât și cel de aer rece se dimensionează la debitul total, instalația fiind costisitoare.

După cum se vede în figură, după ventilator (6) canalul de refulare se împarte în două canale egale ca secțiune cu cel dinainte. Pe o ramură (canal) se prevede o baterie de încălzire (3), pe cealaltă o baterie de răcire (4) astfel că pe un canal se vehiculează aer cald iar pe cel de-al doilea, aer rece. Cu ajutorul unui aparat de amestec (AM) se preia, în proporții variabile, aer cald și aer rece (suma debitelor însă este întotdeauna constantă) din canalele corespunzătoare. Modificarea proporției este realizată de un termostat (TC). Dacă instalația este de presiune înaltă, înaintea dispozitivului de refulare (sau pe racordul camerei, în cazul când se prevăd mai multe aparate pentru aceeași încăpere, se prevede un aparat de detentă (8).

Instalația de reglare automată este prevăzută pentru a realiza:

- temperatură variabilă pe canalul de aer cald;
- temperatură constantă pe canalul de aer rece, de exemplu, 12...15 °C, vara, și 24...28 °C, iarna.

În sezonul rece umiditatea relativă a aerului interior scade până la 15... 20 % la temperaturi exterioare scăzute.

Pentru a se reduce secțiunea canalelor de aer cald și rece, de la 100 % la

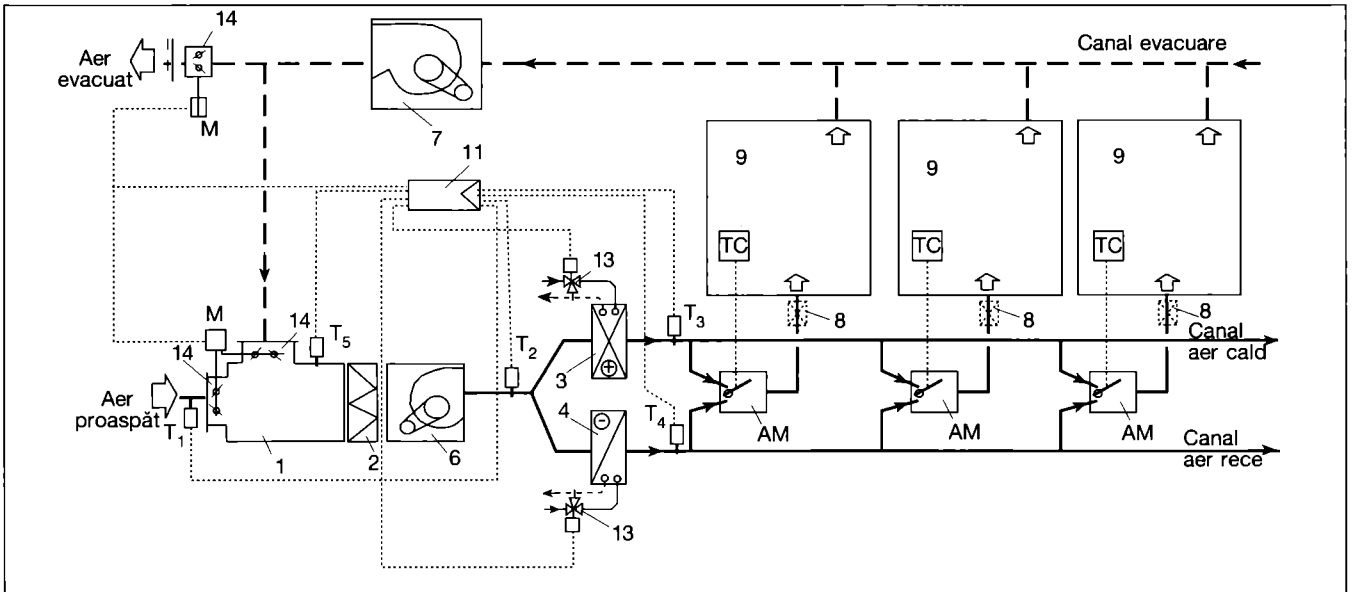


Fig. 5.3.7. Schema unei instalații de presiune joasă/înaltă , cu 2 canale de aer, fără umidificarea aerului:
1...14, T - vezi fig. 5.3.2; T_1 - termostat pe canalul de aer exterior; T_2 - termostat pe canalul de aer amestecat; T_3 - termostat pe canalul de aer cald; T_4 - termostat pe canalul de aer rece; T_5 - termostat de amestec; TC - termostat de cameră; M - servomotor; AM - aparat de amestec.

50...60 %, se utilizează o instalație la care, atât pe canalul de aer cald cât și pe cel de aer rece, se montează înseriate câte o baterie de încălzire și una de răcire, pentru ca, în sezonul rece, să se beneficieze de aportul celor 2 baterii de încălzire, iar în sezonul cald, de aportul celor 2 baterii de răcire. Costurile de investiție cresc pe partea bateriilor și a instalației de automatizare care este mai complexă și scad pe partea canalelor și a construcției (spații mai mici pentru amplasare).

5.3.3.3.3 Instalații cu umidificarea aerului

Pentru a preveni umidități relative scăzute ale aerului interior, în sezonul rece, se poate prevedea umidificarea aerului înainte de a fi refulat în încăperi. Umidificarea se poate prevedea numai pentru aerul cald (fig. 5.3.8) sau pentru întregul debit (fig. 5.3.9).

Ultima variantă este mai bună, dar mai scumpă. Umidificarea se poate face cu apă (este preferabil să se aleagă o cameră de pulverizare cu corpuri de umplutură) sau cu abur (soluție utilizată tot mai frecvent). În ambele cazuri se prevede un agregat de climatizare care prepară aerul la parametri convenabili din punct de vedere al temperaturii.

Controlul umidității relative se face centralizat cu ajutorul unui higrostat de canal (H, varianta 2) sau higrostat de cameră (H, varianta 1) amplasat în cea mai reprezentativă încăpere.

5.3.3.3.4 Aparate de amestec

Reprezintă elementele principale ale instalațiilor cu două canale având funcțiunile:

- introducerea, în permanență, a unui debit constant de aer;
- realizarea, prin amestecul aerului cald și rece, a unei temperaturi de refulare variabile, astfel încât temperatura aerului din încăperea deservită să se mențină constantă.

Aparatul de amestec trebuie să fie robust și fiabil. În timpul funcționării el este supus la variații dese și mari de presiune. Se execută de către diverse firme în 2 variante:

a. aparat de amestec cu reglare directă (fig. 5.3.10);
b. aparat de amestec cu reglarea indirectă (fig. 5.3.11).

Funcționarea aparatului cu reglare directă decurge astfel:

La scăderea temperaturii încăperii sub o anumită valoare, termostatul T, prin bucla sa de reglare, închide parțial canalul de aer rece 8 cu ajutorul clapetei 6, acționată de servomotorul 5 și deschide, în aceeași măsură, canalul de aer cald favorizând intrarea în aparat a unui debit de aer cald, mai mare. Cum regulatorul 4 menține constant debitul de aer al aparatului, atunci debitul de aer rece se reduce. Ca urmare, aerul amestecat va avea o temperatură mai ridicată și va duce la restabilirea temperaturii interioare. La creșterea temperaturii încăperii, operațiile decurg invers. Aparatul se comportă bine în perioadele de funcționare cu debit redus (sfârșit de săptămână, sărbători). Micșorarea debi-

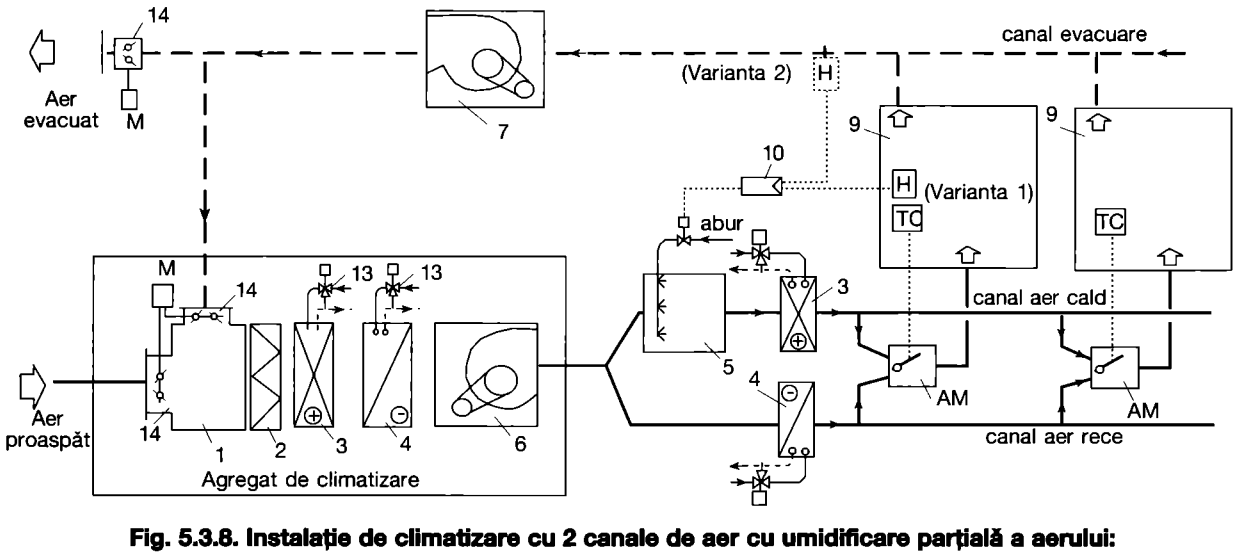


Fig. 5.3.8. Instalație de climatizare cu 2 canale de aer cu umidificare parțială a aerului:
Pentru legendă vezi fig. 5.3.2 și 5.3.7.

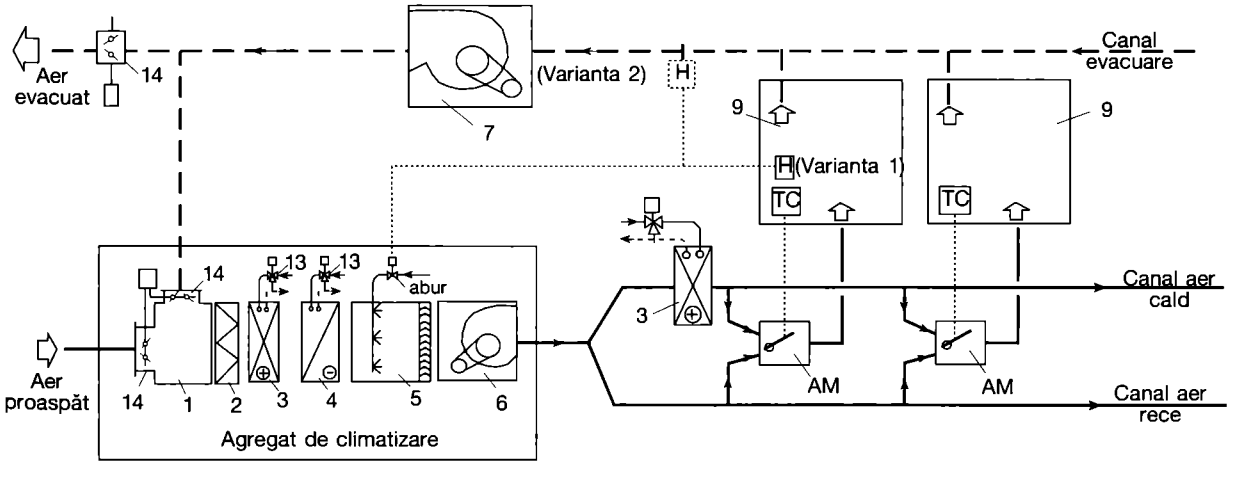


Fig. 5.3.9. Instalație de climatizare, cu 2 canale de aer, cu umidificarea întregului debit de aer:
Pentru legendă vezi fig. 5.3.2 și 5.3.7.

tului de aer al instalației duce la scăderea temperaturii interioare, iar T conduce la închiderea completă a canalului de aer rece și deschiderea completă a celui de aer cald. În încăperi se introduce numai aer cald astfel că subrăcirea încăperilor nu este pronunțată.

Funcționarea aparatului cu reglare indirectă decurge astfel:

La scăderea temperaturii aerului interior, termostatul T, prin circuitul său de automatizare, închide parțial clapeta de reglare 8 cu ajutorul servomotorului 6. În aparat pătrunde un debit de aer mai mic și viteza de mișcare scade. Traductorul de debit constant 4 sesizează modificarea vitezei (de fapt, a presiunii dinamice) și, prin circuitul său de automatizare, deschide corespunzător clapeta de reglare 7, cu ajutorul servomotorului 5 restabilindu-se debitul de aer (care este mai cald) și duce mai departe la restabilirea temperaturii încăperii.

La creșterea temperaturii aerului interior operațiile decurg invers.

La funcționarea cu debit redus a instalației, comportarea este mai dezavantajoasă față de aparatul cu reglare directă. Ca urmare a scăderii tempera-

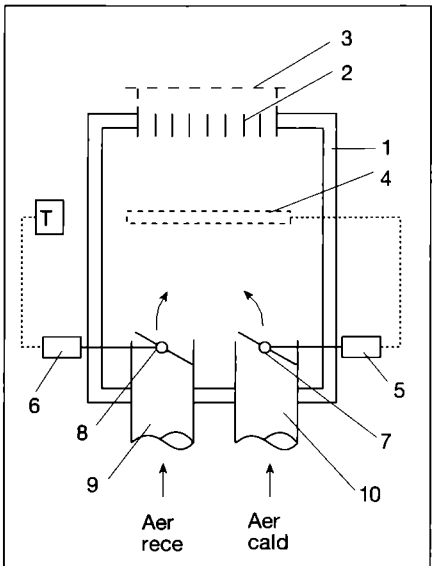


Fig. 5.3.11. Aparat de amestec cu reglare indirectă:
1 - carcasă fonoizolată; 2 - grile reglabile; 3 - racord la tubulatură; 4 - traductor de viteză; 5,6 - servomotor aer cald/rece; 7,8 - clapetă de reglare aer cald/rece; 9 - racord aer rece; 10 - racord aer cald; T - termostat de cameră.

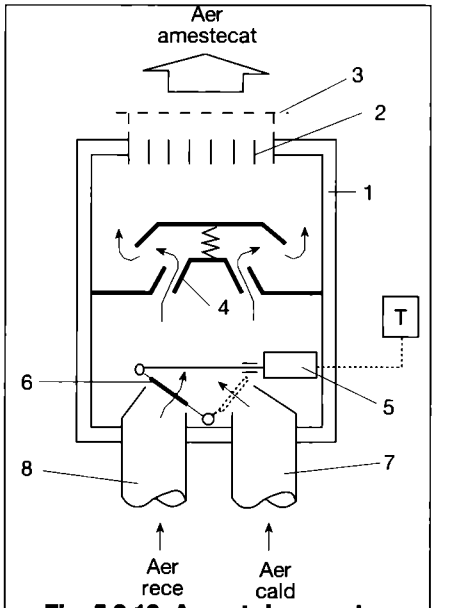


Fig. 5.3.10. Aparat de amestec cu reglare directă:
1 - carcasă fonoizolată; 2 - grile reglabile; 3 - racord la tubulatură; 4 - regulator de debit; 5 - servomotor; 6 - clapetă de reglare; 7 - racord aer cald; 8 - racord aer rece; T - termostat de cameră.

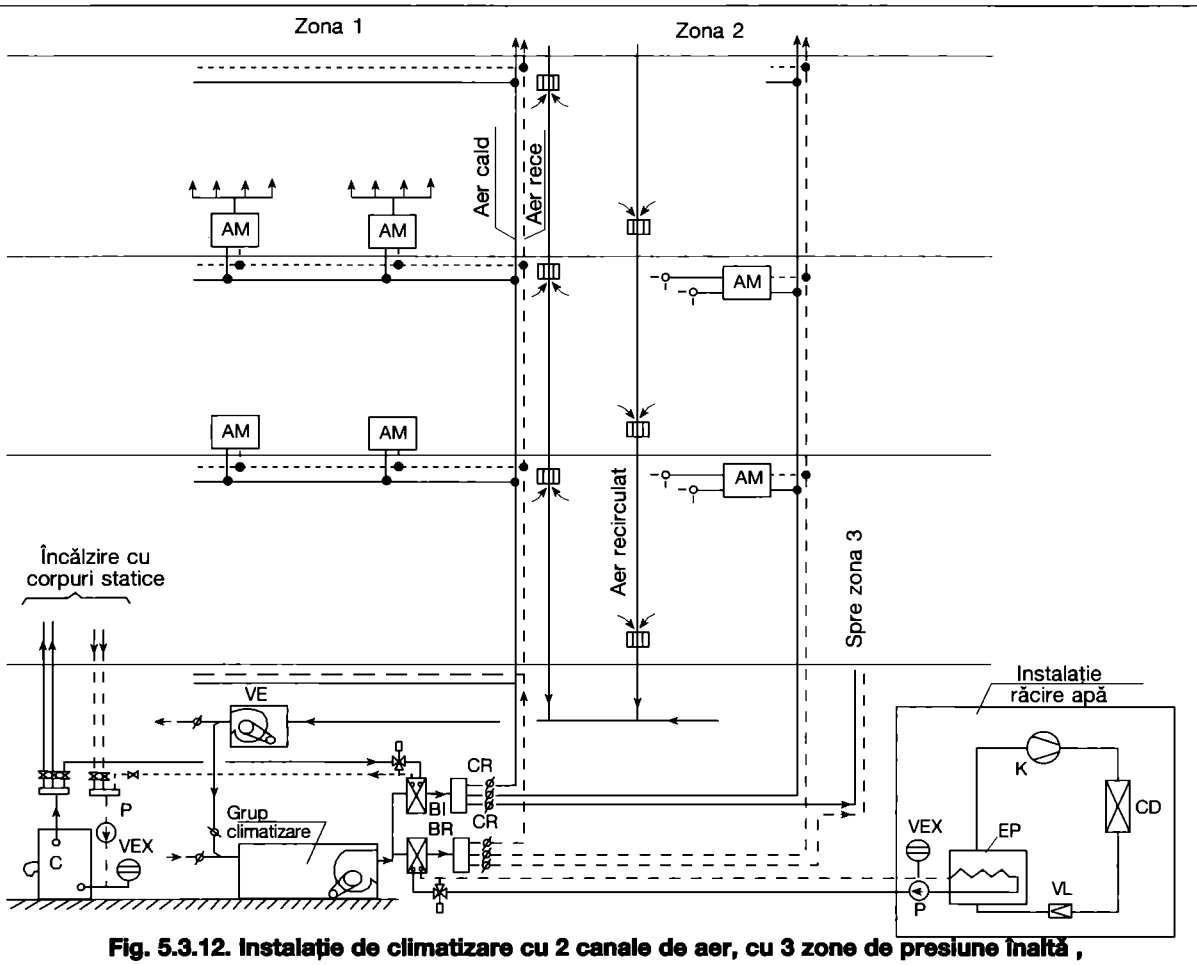


Fig. 5.3.12. Instalație de climatizare cu 2 canale de aer, cu 3 zone de presiune înaltă, pentru o clădire administrativă:
C - cazan apă caldă; BI - baterie de încălzire; BR - baterie de răcire; AM - aparat de amestec; VE - ventilator de evacuare; K - compresor; CD - condensator răcit cu aer (apă); EP - evaporator; VL - ventil de laminare; VEX - vas expansiune; P - pompă de circulație; CR - clapetă de reglare.

turii și a debitului mai mic, se ajunge la situația că ambele clapete (7, 8) se deschid complet. În aparat, pe lângă aer cald, pătrunde și aer rece și, în consecință, răcirea este mai pronunțată.

În fig. 5.3.12 este prezentată schema unei instalații de climatizare cu două canale de aer de presiune înaltă pentru o clădire administrativă împărțită în 3 zone. Climatizarea cu aparate de amestec (unele pentru montare în încăpere, în dreptul ferestrelor, altele pentru montare în plafonul fals, racordate la anemostate) vizează încăperile principale de lucru. Încăperile auxiliare sunt încălzite în sezonul rece cu corpuri statice. În aceeași clădire se găsesc și surse de răcire a apei. Grupul de climatizare tratează aerul la parametrii de bază, convenabili tuturor încăperilor deservite.

5.3.3.3.5 Diagrame de reglare a parametrilor agenților termici la instalațiile cu 2 canale de aer

Nu ar fi rațională menținerea constantă a temperaturilor aerului în cele 2 canale (cald, rece), tot timpul anului, pentru că pierderile prin amestec (aer rece cu aer cald) ar fi foarte mari. Se procedează, de aceea, la modificarea temperaturii aerului în funcție de temperatura exterioară. În practică, se utilizează 2 metode de reglare (fig. 5.3.13).

Metoda indicată în fig. 5.3.13 a menține constantă, temperatura în canalul de aer rece, și variabilă, în cel de aer cald. Instalația de reglare automată este simplă și ușor de stăpânit. Zona pierderilor prin amestec se situează în domeniul 15...16 ÷ 21...22 °C.

Mai economică este modificarea temperaturii aerului în ambele canale (fig. 5.3.13 b) deoarece zona pierderilor prin amestec se micșorează și chiar poate fi exclusă în cazul unor scheme mai sofisticate.

Graficele au caracter calitativ, valorile efective se stabilesc în funcție de localitate, grad de izolare termică a clădirii, coeficient de vitrare, grad de ocupare, nivel de iluminat etc.

5.3.4. Instalații „aer - apă" (cu aer primar)

5.3.4.1 Schema de principiu

Instalațiile „aer - apă" pot realiza, ca și instalațiile cu 2 canale de aer, temperaturi diferite de la o încăpere la alta (dacă este cazul) sau, altfel spus, se poate regla în mod invidual temperatura fiecărei încăperi. Acest sistem se pretează, în special, la clădirile cu multe încăperi, situate de o parte și de alta a unui coridor central. Folosește atât aerul cât și apa (caldă, răcită) ca agenți termici, ponderea deținând-o apa caldă și răcită, deoarece necesită mai puțin spațiu pentru amplasarea conductelor. În fig. 5.3.14 se arată schema de principiu a unei astfel de instalații.

Există un agregat central (1) pentru tratarea aerului, pentru întreaga clădire. De la acest aparat pleacă o rețea de canale la care se racordează toate încăperile. În unele situații se tratează, central, în agregatul 1, numai debitul de aer proaspăt, caz în care instalația de evacuare se desființează, reducându-se spațiul pentru amplasarea tubulaturii. În fiecare încăpere se montează unul sau mai multe aparate (3). Aceste aparate de climatizare parțială se execută în 2 tipuri constructive:
- aparate cu inducție (climaconvectoare);
- ventiloconvectoare.

Fiecare din aceste aparate conține un schimbător de căldură prin care circulă, alternativ, apă caldă (iarna) sau apă răcită (vara) sau 2 schimbătoare de căldură (printr-un schimbător circulă apă caldă și se numește baterie de încălzire, prin celălalt schimbător circulă apă răcită și se numește baterie de răcire). Bateria (de încălzire/răcire), respectiv, bateriile de încălzire și răcire sunt racordate

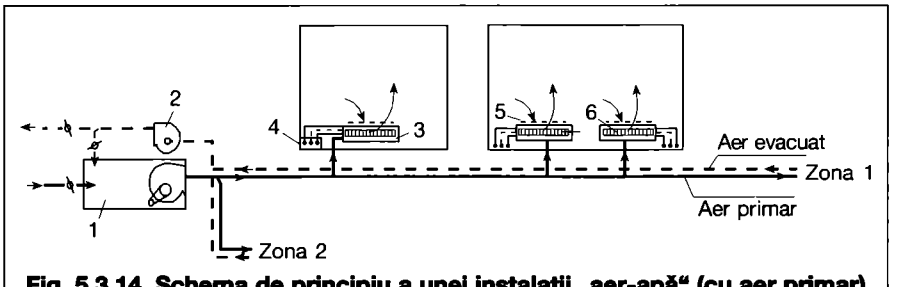


Fig. 5.3.14. Schema de principiu a unei instalații „aer-apă" (cu aer primar) cu aparate de inducție/ventiloconvectoare:
1 - grup de climatizare; 2 - ventilator de evacuare; 3 - aparat cu inducție/ventiloconvector; 4 - conducte de agent termic (2,3,4) și evacuare condensat; 5 - grilă de absorbție (aer recirculat); 6 - grilă refulare aer tratat.

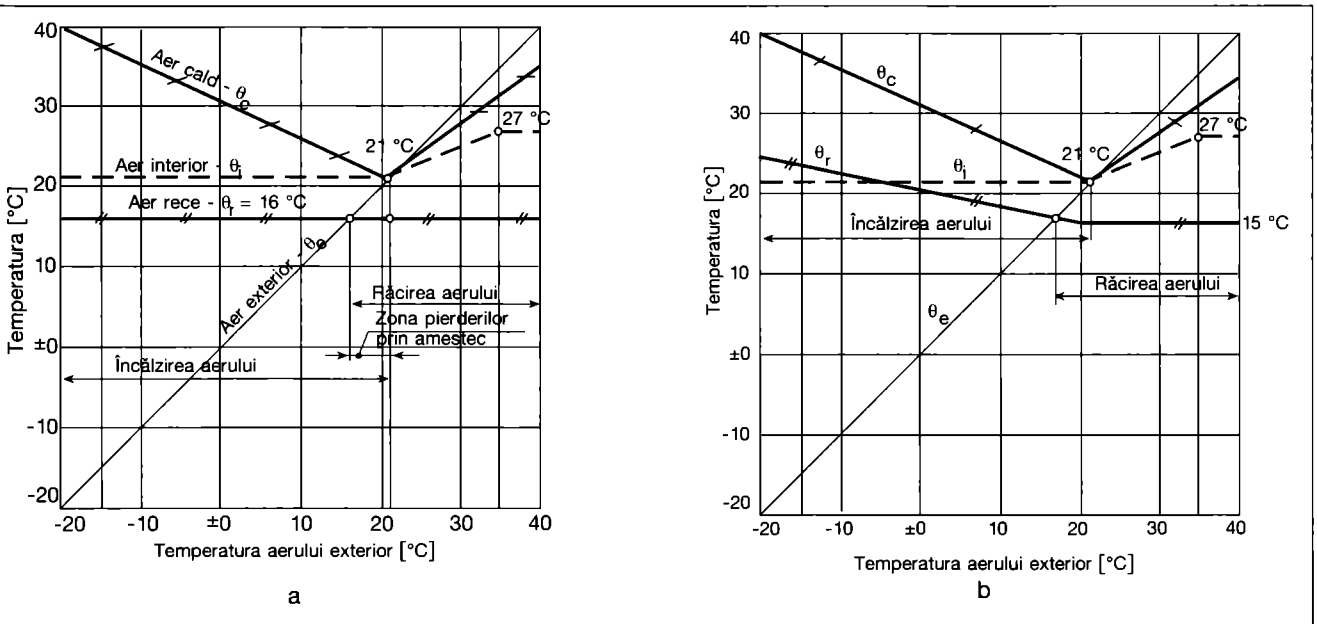


Fig. 5.3.13. Diagrama temperaturilor unei instalații cu 2 canale de aer:
a - temperatura aerului rece constantă; b - temperatura aerului rece variabilă.

la rețeaua de agenți termici alcătuită din 2 conducte (ducere - întoarcere prin care circulă iarna apă caldă și vara apă răcită), din 3 conducte (ducere - apă caldă, ducere - apă răcită, întoarcere apă caldă/rece) și 4 conducte (duce-re - întoarcere pentru apă caldă; ducere - întoarcere pentru apă răcită).

În cele 3 situații (cu 2, 3, și 4 conducte) se prevede și câte o conductă de colectare a condensatului, care se produce pe suprafața exterioară a bateriilor, în procesul de răcire și uscare a aerului. Modul de racordare a bateriilor este arătat în fig. 12.2.3.

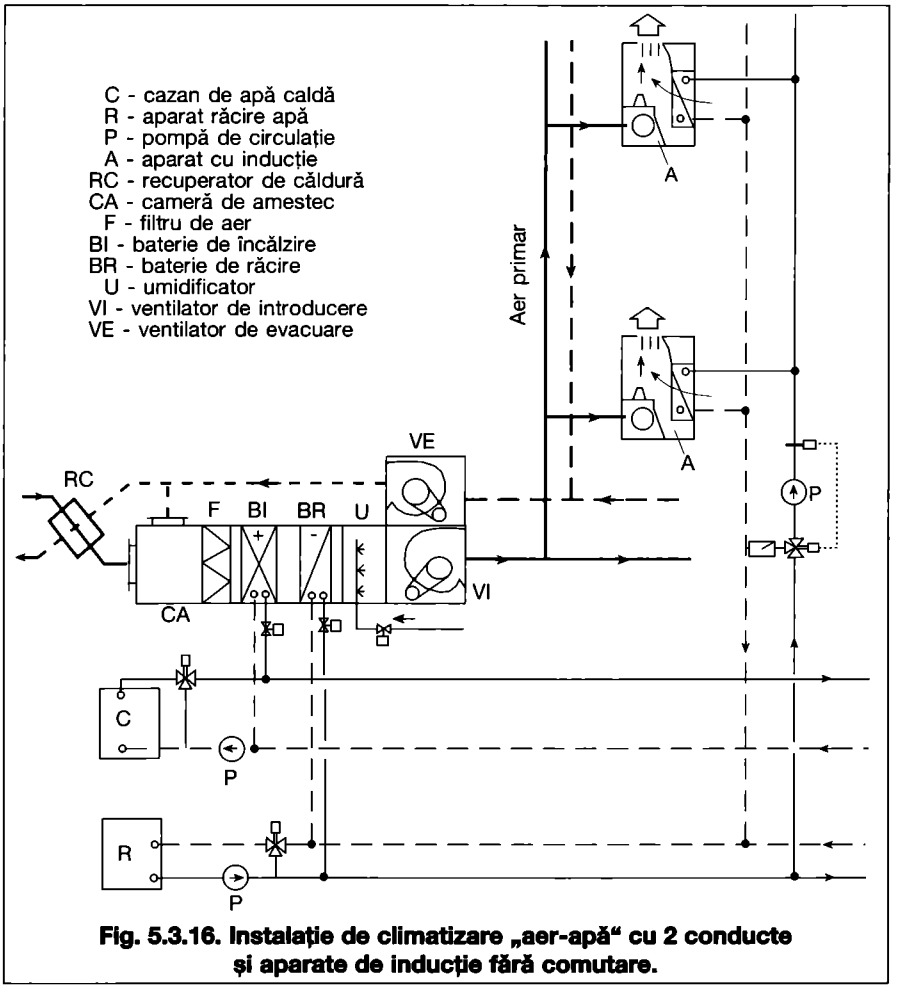


Fig. 5.3.16. Instalație de climatizare „aer-apă" cu 2 conducte și aparate de inducție fără comutare.

5.3.4.2 Instalații „aer - apă" cu 2 conducte

Sistemul de climatizare „aer-apă" cu 2 conducte rămâne, în continuare, sistemul cel mai utilizat datorită cheltuielilor de investiție mai reduse. El răspunde cerinței de reglare individuală în fiecare încăpere. Instalația, echipată cu ventiloconvectoare, poate fi utilizată și în variante mai simplificate; un exemplu îl poate constitui utilizarea ventiloconvectoarelor fără racord de aer primar, introducerea aerului făcându-se direct în încăpere, printr-o grilă. Alteori, când clădirea are ferestre care se pot deschide se renunță la introducerea de aer primar, acesta fiind introdus prin deschiderea ferestrelor. Folosirea acestui sistem trebuie făcută cu discernământ pentru că, la încăperi aglomerate, uneori interioare, nu se pot realiza condiții interioare corespunzătoare din punct de vedere al împrospătării aerului.

Prin rețeaua de conducte circulă, în sezonul rece, apă caldă iar în sezonul cald, apă răcită. Sistemul însă nu permite ca, simultan, unele încăperi să fie răcite și altele încălzite.

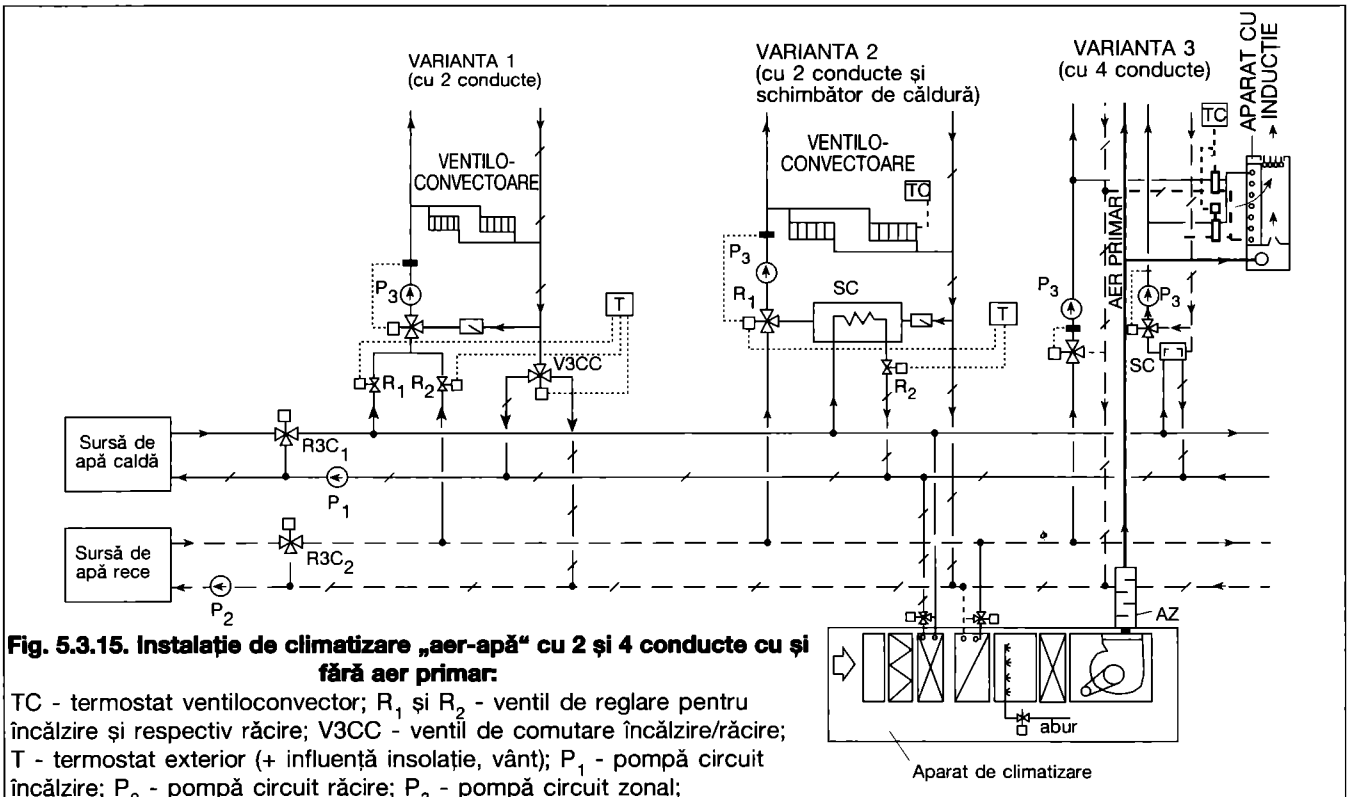


Fig. 5.3.15. Instalație de climatizare „aer-apă" cu 2 și 4 conducte cu și fără aer primar:

TC - termostat ventiloconvector; R_1 și R_2 - ventil de reglare pentru încălzire și respectiv răcire; V3CC - ventil de comutare încălzire/răcire; T - termostat exterior (+ influență insolație, vânt); P_1 - pompă circuit încălzire; P_2 - pompă circuit răcire; P_3 - pompă circuit zonal; SC - schimbător de căldură; AZ - atenuator de zgomot; $R3C_1/R3C_2$ - robinete cu 3 căi.

• Instalații „aer-apă" cu 2 conducte cu comutare.

Instalația poate fi cu sau fără aer primar. În fig. 5.3.15, varianta 1, este prezentată o instalație cu 2 conducte cu ventiloconvectoare fără aer primar.

Alternarea alimentării cu apă caldă și rece (comutarea de pe apă caldă, pe apă rece și invers) se face cu ajutorul unui termostat montat în exterior. Preluarea de apă caldă, respectiv rece se face prin racorduri independente, în schimb, returnarea în rețeaua de apă caldă și rece se face cu ajutorul unui ventil cu 3 căi (V3CC). Pentru a se preîntâmpina amestecul apei reci cu apa caldă se intercalează (pe racordul de apă caldă) un schimbător de căldură (SC) (fig. 5.3.15, varianta 2). Variația temperaturii apei pe fiecare zonă se face folosind o pompă de amestec P_3. Diagrama temperaturilor este arătată în figura 5.3.21 a.

• Instalații „aer - apă" cu 2 conducte fără comutare.

Schema unei asemenea instalații este prezentată în fig. 5.3.16.

Sarcina de răcire a încăperii se asigură, pe de o parte, prin alimentarea cu apă răcită a bateriei aparatului de inducție și, pe de altă parte, prin intermediul aerului primar, iar sarcina de încălzire, numai cu ajutorul aerului primar. Instalația, după cum se vede, este mai simplă.

Diagrama temperaturilor este arătată în figura 5.3.21 b.

În varianta originală americană, apa de răcire pentru aparatele cu inducție reprezintă circuitul secundar al bateriei de răcire (BR) a agregatului de climatizare.

Apa de răcire are temperatura 12...16 °C iar aerul primar 40...50 ÷ 14...16 °C. Schema se pretează pentru zonele geografice cu climă blândă.

Ca principal dezavantaj trebuie semnalat faptul că trebuie vehiculat un debit de aer primar mare în perioada rece a anului.

5.3.4.3 Instalația „aer - apă" cu 3 conducte

Aparatele cu inducție sau ventiloconvectoare sunt racordate la câte o conductă de ducere atât de apă caldă cât și de apă rece. Conducta de întoarcere este comună. Apa caldă și rece sunt prezente în permanență și deci se poate realiza fie răcirea, fie încălzirea spațiilor deservite; în acest caz nu mai este necesară împărțirea încăperilor pe zone. Racordarea aparatelor se face prin intermediul ventilelor termoregulatoare secvențiale (fig. 12.2.3 b). Este dezavantajos faptul că în conducta de întoarcere se poate amesteca apa caldă cu cea rece.

5.3.4.4 Instalații „aer - apă" cu 4 conducte

Din punct de vedere tehnic este sistemul cel mai avantajos. Circuitele de apă (caldă și rece) sunt complet separate iar agenții termici, cald și rece, sunt prezenți, în aparate, tot timpul anului astfel că se poate încălzi sau răci orice încăpere, după necesități. Fiecare aparat (cu inducție/ventiloconvector) este prevăzut cu ventile termoregulatoare cu by-pass, astfel că regimul hidraulic al rețelelor de apă nu este perturbat.

O îmbunătățire a sistemului o constituie folosirea a 2 schimbătoare de căldură independente (baterie de răcire, baterie de încălzire) sau a unui schimbător de căldură cu 2 circuite independente.

Avantajele sistemului: posibilitatea reglării individuale, în limite largi, a temperaturii fiecărei încăperi, sistem de reglare relativ simplu.

Dezavantajele sistemului: sistem de conducte dublu, complicat, producerea apei răcite, scumpă, ventilele de reglare nu prezintă suficientă siguranță în exploatare.

5.3.4.5 Aparate cu inducție

Aparatele cu inducție sunt elemente ale instalațiilor de presiune înaltă în sistemul „aer - apă". Prin ele circulă aer cu viteză mare care creează subpresiuni și, ca urmare se antrenează aer din încăperi, aer ce traversează schimbătorul de căldură al aparatului (după sezon, se încălzește sau se răcește), se amestecă cu cel primar și pătrunde în încăperile deservite. Aceste aparate pot funcționa numai prin racordarea la sistemul de aer primar care asigură energia de antrenare a aerului din încăpere.

• Aparate cu inducție cu reglare prin ventil.

Elementele componente ale unui aparat cu inducție cu reglare prin ventil sunt indicate în fig. 5.3.17 a_1, a_2. Aparatul este conceput pentru a fi montat vertical, în dreptul ferestrei. Există și aparate pentru montare orizontală, la plafon. Aparatul are un racord la rețeaua de aer primar (1). Acest aer pătrunde prin distribuitorul cu duze (3) cu viteză mare și, prin ejecție, antrenează aer din încăpere, prin grila 5. Aerul trece prin schimbătorul de căldură 2 și se încălzește/răcește, se amestecă cu aerul primar și amestecul rezultat pătrunde în încăpere prin grila 6 prevăzută cu jaluzele fixe sau reglabile.

Schimbătorul de căldură poate fi realizat sub 3 forme constructive: radiator, convector, placă. Reglarea sarcinii termice (de încălzire sau răcire) se face cu ajutorul unui ventil termoregulator care modifică debitul de agent termic ce trece prin schimbătorul de căldură.

• Aparate cu inducție cu reglare prin clapetă.

Aparatele se construiesc cu 1 schimbător de căldură (2) (fig. 5.3.17 b_1, b_2) sau cu 2 schimbătoare de căldură: 2a - baterie de răcire; 2b - baterie de încălzire (fig. 5.3.17 b_3) și se racordează la instalațiile cu aer primar (de presiune înaltă) cu debit constant sau variabil (fig. 5.3.17 b_4).

Reglarea sarcinii termice de încălzire/răcire se face prin modificarea debitului de aer (recirculat) care trece prin

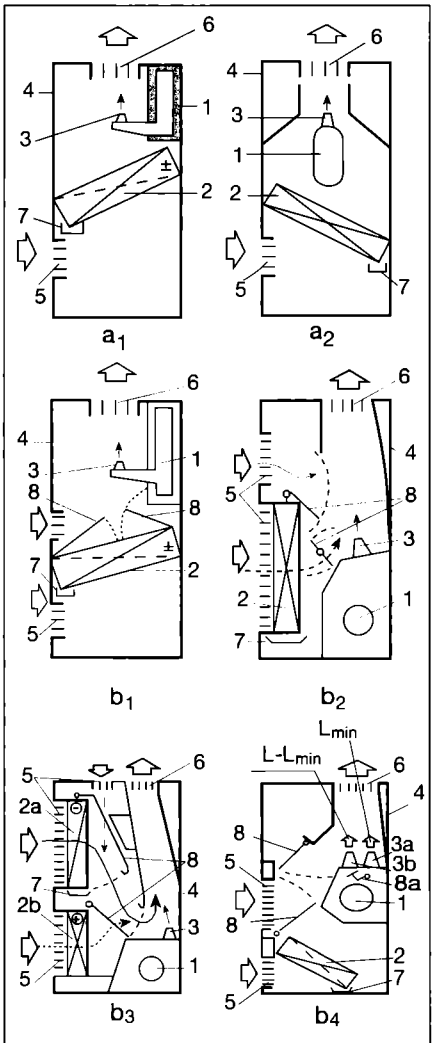


Fig. 5.3.17. Aparate cu inducție (climaconvectoare):
a_1, a_2 - cu reglare prin ventil; b_1, b_2, b_3 - cu reglare prin clapetă; b_4 - pentru instalații cu debit variabil; 1 - racord aer primar; 2 - baterie de încălzire/răcire; 2a - baterie de răcire; 2b - baterie de încălzire; 3 - duze de aer; 4 - carcasă metalică fonoizolată; 5 - grilă de absorbție (recirculare); 6 - grilă de refulare; 7 - tavă colectare condensat; 8 - clapetă de reglare; 8a - clapetă reglare aer primar; L_{min} - debit minim de aer primar; L - debit total de aer primar.

schimbătorul de căldură. Reglarea este mai rapidă la aparatele cu clapetă decât la cele cu ventil.

Modalitățile de amplasare a aparatelor cu inducție și de racordare la rețeaua de aer primar sunt arătate în fig. 5.3.18 A.

- Considerații asupra sistemului „aer - apă".

Instalațiile cu aer primar, echipate cu aparate cu inducție, se folosesc din ce în ce mai puțin datorită nivelului ridicat de zgomot generat de vitezele cu care trebuie să circule aerul și al consumului de energie mare, specific instalațiilor de presiune înaltă.

Asistăm, în prezent, la utilizarea aproape în exclusivitate a ventiloconvectoarelor care, deși au piese în mișcare, au un nivel de zgomot mult mai coborât. Aparatele din încăperi se pot opri în mod individual. Încălzirea, respectiv, răcirea încăperilor se face rapid datorită turației mari a ventilatorului.

Este recomandabil ca, în cazul utilizării acestui sistem, să se recurgă la instalații cu debit variabil.

Se remarcă cheltuielile de întreținere relativ ridicate ca și consumul de energie pentru pompe, ventilatoare etc.

5.3.4.6 Ventiloconvectoare

Ca aspect exterior, acestea seamănă cu aparatele cu inducție (fig. 5.3.19). Într-o carcasă metalică (1) se găsesc 1 sau 2 schimbătoare de căldură (2a - baterie de încălzire și 2b - baterie de răcire), 1 sau 2 ventilatoare (3) (mult mai rar 3 ventilatoare), 1 filtru de praf lavabil (10) și 1 tavă pentru colectarea condensatului rezultat în procesul de răcire. Aparatul are grile pentru absorbția și refularea aerului tratat (încălzit/răcit). Ventiloconvectoarele pot fi de tip vertical (fig. 5.3.19 a, b) sau orizontal (fig. 5.3.19 c, d) și pot fi echipate cu cameră de distribuție (11) pentru racordarea la tubulatură (fig. 5.3.19 f), cu cameră de amestec (9) în care se amestecă aer primar/exterior (7) cu aer recirculat din încăpere (5) în proporții diferite, cu ajutorul clapetei de reglare 8 (fig. 5.3.19 e) sau se echipează atât cu cameră de amestec cât și cu cameră de distribuție (fig. 5.3.19 g).

Modul de amplasare a ventiloconvectoarelor este prezentat în figura 5.3.18 B.

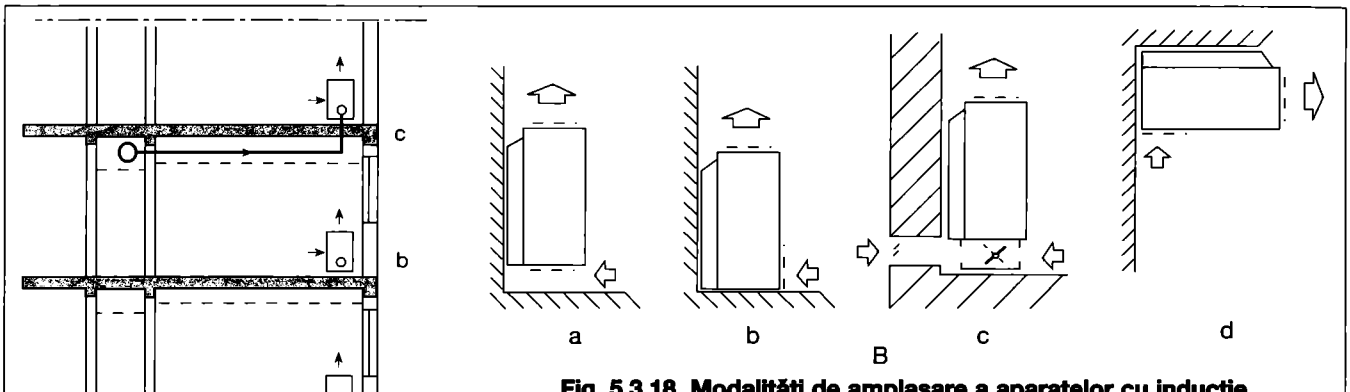


Fig. 5.3.18. Modalități de amplasare a aparatelor cu inducție și a ventiloconvectoarelor:

A - aparate cu inducție; canalul de aer primar amplasat în:
a - plafonul fals al încăperii de dedesubt; b - în încăperea deservită;
c - în plafonul fals din coridor;
B - ventiloconvectoare:
a - cu aspirație în partea inferioară; b - cu aspirație laterală; c - cu priză de aer exterior; d - amplasat la plafon.

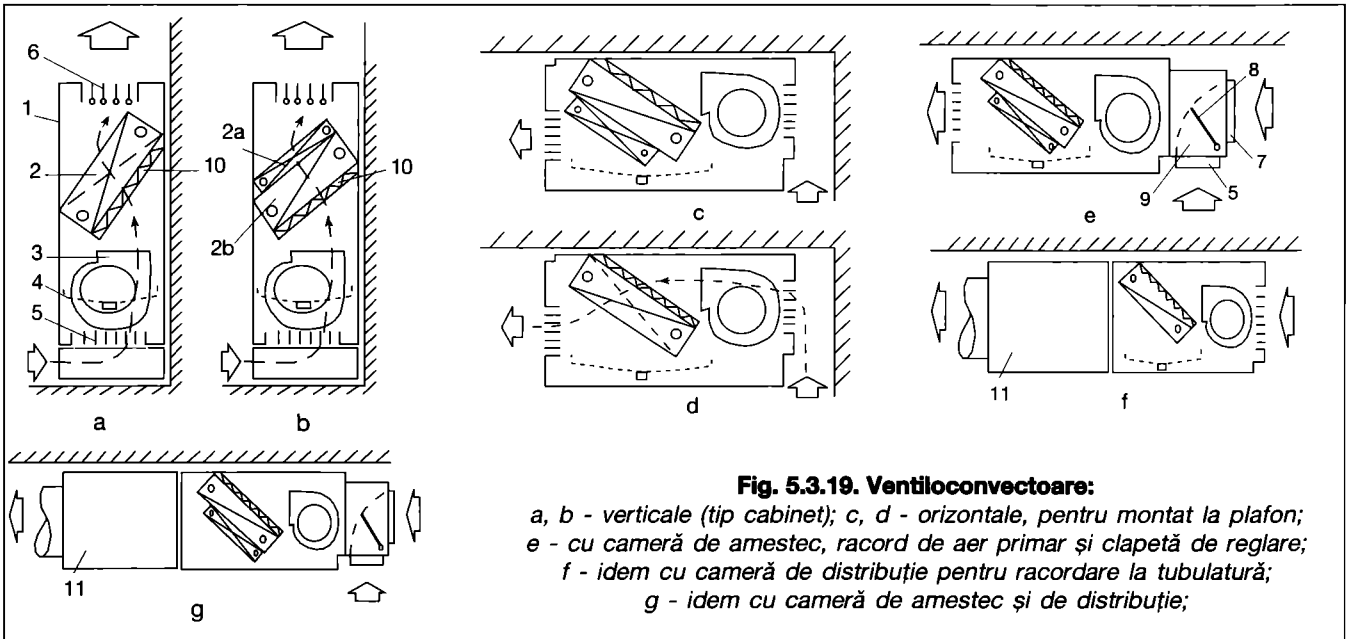


Fig. 5.3.19. Ventiloconvectoare:

a, b - verticale (tip cabinet); c, d - orizontale, pentru montat la plafon;
e - cu cameră de amestec, racord de aer primar și clapetă de reglare;
f - idem cu cameră de distribuție pentru racordare la tubulatură;
g - idem cu cameră de amestec și de distribuție;

1 - carcasă metalică fonoizolată; 2 - baterie de încălzire/răcire; 2a - baterie de încălzire; 2b - baterie de răcire; 3 - ventilator; 4 - tavă colectare condensat; 5 - grilă de absorbție (recirculare); 6 - grilă de refulare cu palete fixe/reglabile; 7 - racord aer primar; 8 - clapetă de reglare; 9 - cameră de amestec; 10 - filtru de praf; 11 - cameră de distribuție.

Debitul de aer al ventiloconvectoarelor, reglat, de regulă, în 3 trepte, variază (orientativ) între 150/190/240 și 1050/1450/1750 m³/h în funcție de mărimea aparatului (valorile 150/190/ 240 reprezintă debitul minim/mediu/ maxim).

Sarcina de răcire (totală) este cuprinsă între 0,70 și 11 kW.

Sarcina de încălzire oscilează între 1,3 și 21,5 kW la care se poate adăuga o încălzire electrică de 1...5 kW.

Turațiile ventilatorului corespunzător celor 3 trepte de reglare (minimă/medie/maximă) sunt de circa 550...700/650...900/900...1059 rot/min.

Puterile motoarelor sunt cuprinse între 35 și 175 W iar alimentarea se face cu 220...240 V/1/50 Hz.

Valorile concrete se iau din prospectele firmelor producătoare. Schemele funcționale și de racordare la rețeaua de conducte (sistemul cu 2 și cu 4 conducte) sunt indicate sub formă sintetică în fig. 5.3.20.

5.3.4.7 Grafice de reglare a parametrilor

Pe parcursul anului este rațional ca, în funcție de variația temperaturii aerului exterior, să se modifice temperaturile agenților termici de încălzire și răcire, constituind sistemul de reglare centrală, urmând ca local - în fiecare încăpere în parte - să se realizeze reglarea locală, fină, în funcție și de variația altor factori (iluminat, computere, grad de ocupare). În fig. 5.3.21 sunt arătate diagramele calitative pentru două tipuri de reglări și anume: pe partea de apă sau de aer.

Construcția reală a graficelor se poate face, în cazuri concrete, în funcție de localitate, grad de vitrare și izolare termică, nivel de iluminare, numărul de computere, numărul de persoane, rația de aer proaspăt/persoană.

5.3.5. Instalații cu încălzire terminală

Este o instalație de tip „aer - apă" (fig. 5.3.22) cu pregătirea (tratarea) aerului primar într-un agregat (1) și cu o rețea de conducte pentru distribuția agenților termici 2, 3 (apă caldă, apă rece).

Suplimentar, în fiecare încăpere, se montează un aparat care completează încălzirea aerului introdus (fig. 5.3.23 a)

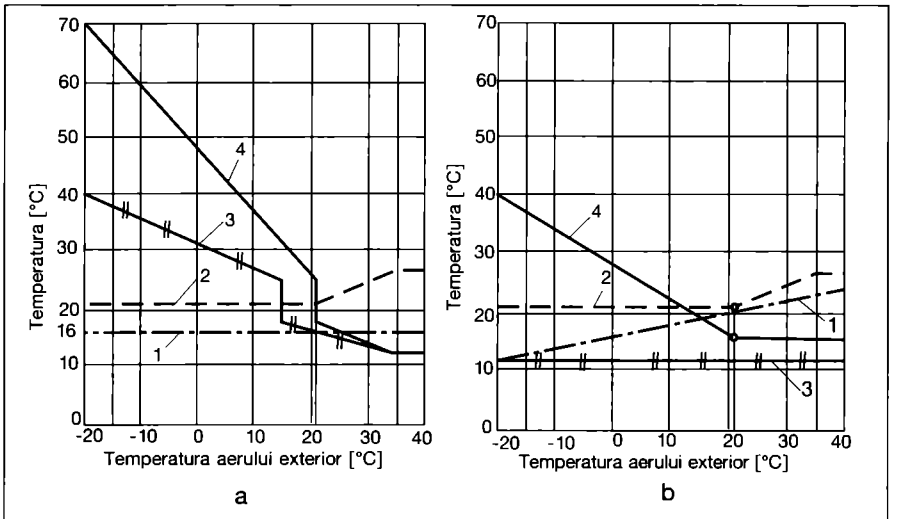


Fig. 5.3.21. Diagrama temperaturilor unei instalații „aer-apă" cu reglare pe partea de:
a - apă (cu comutare); b - aer (fără comutare);
1 - aer primar; 2 - aer interior; 3 - apă rece - ducere;
4 - apă caldă-ducere.

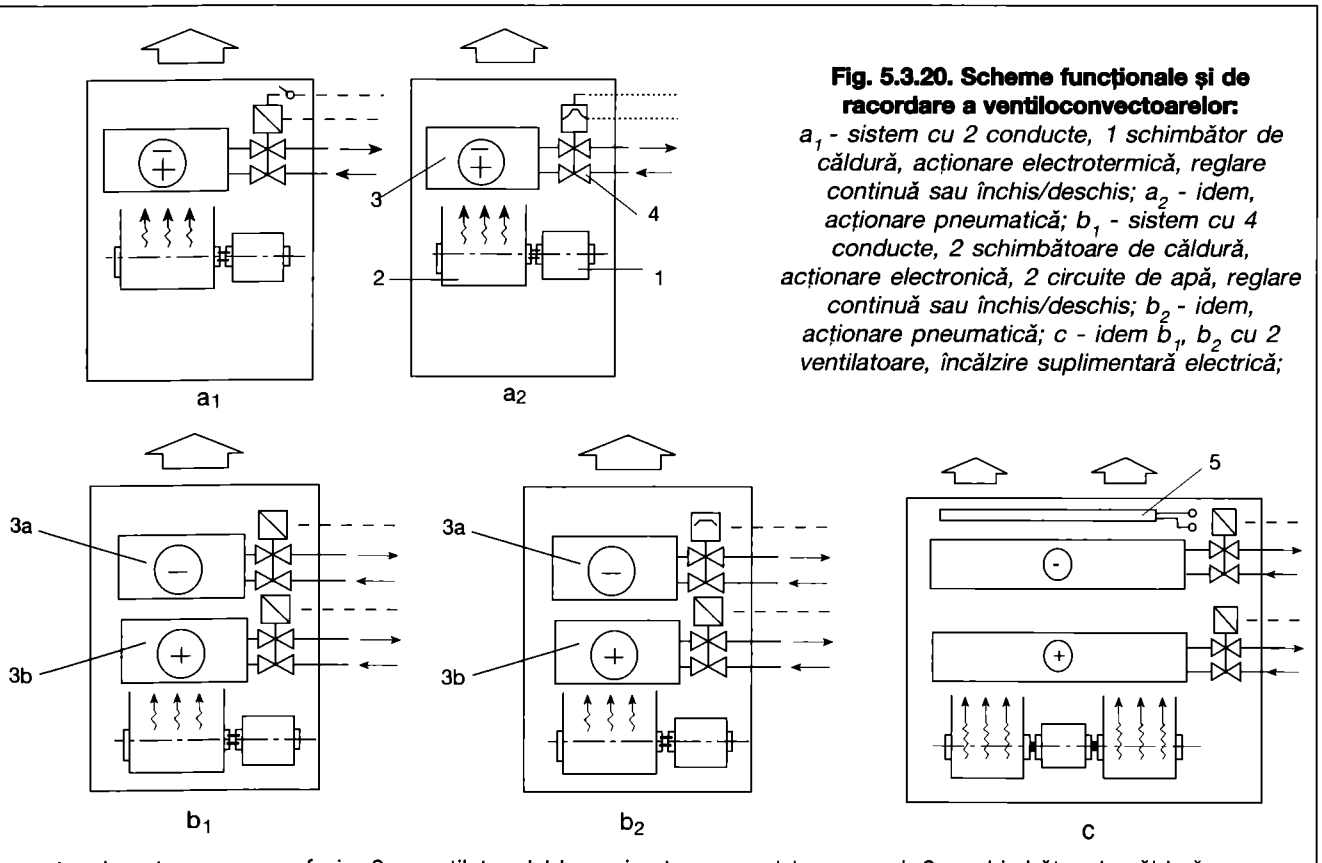


Fig. 5.3.20. Scheme funcționale și de racordare a ventiloconvectoarelor:
a_1 - sistem cu 2 conducte, 1 schimbător de căldură, acționare electrotermică, reglare continuă sau închis/deschis; a_2 - idem, acționare pneumatică; b_1 - sistem cu 4 conducte, 2 schimbătoare de căldură, acționare electronică, 2 circuite de apă, reglare continuă sau închis/deschis; b_2 - idem, acționare pneumatică; c - idem b_1, b_2 cu 2 ventilatoare, încălzire suplimentară electrică;

1 - motor de antrenare, monofazic; 2 - ventilator dublu aspirant cu curent transversal; 3 - schimbător de căldură, încălzire/răcire; 3a - baterie de răcire; 3b - baterie de încălzire; 4 - ventil termoregulator; 5 - baterie de încălzire electrică.

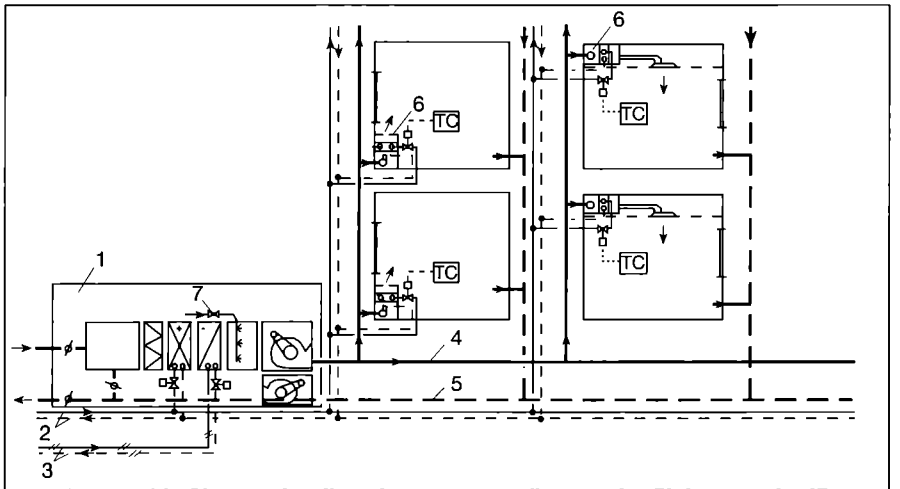


Fig. 5.3.22. Sistem de climatizare „aer-apă" cu reîncălzire terminală:
1 - aparat de climatizare; 2 - rețea de apă caldă; 3 - rețea de apă rece; 4 - aer refulat (primar); 5 - aer recirculat; 6 - aparat de reîncălzire; 7 - abur; TC - termostat de cameră.

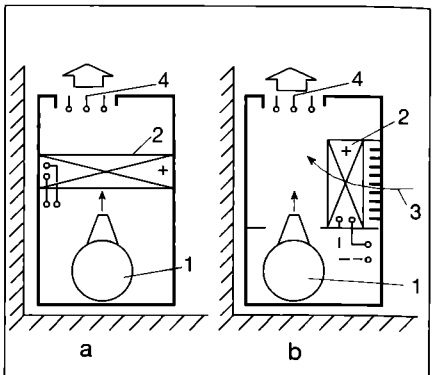


Fig. 5.3.23. Aparate de reîncălzire:
a - fără inducție;
b - cu inducție de aer interior;
1 - aer primar; 2 - baterie de reîncălzire; 3 - aer indus; 4 - jaluzele reglabile.

sau amestecat (fig. 5.3.23 b). Ultimul caz, cu aspirația de aer din încăpere, este mai avantajos pentru că diferența de temperatură dintre aerul refulat și aerul încăperii este mai mică.

Amplasarea aparatelor terminale se face după cum este arătat în fig. 5.3.22, fie în dreptul ferestrelor, fie în plafonul fals (al încăperii sau al coridorului). În ultimul caz aparatul terminal este racordat cu tub flexibil la 1 - 3 anemostate sau grile (de plafon sau perete).

5.3.6. Instalații de climatizare cu debit variabil, cu un canal și cu două canale de aer

În acest paragraf sunt reluate și extinse sistemele de climatizare prezentate în paragrafele 5.3.3.1, 5.3.3.2, 5.3.3.3.

Instalațiile de climatizare cu debit de aer variabil au apărut ca o necesitate de a reduce consumurile energetice în clădirile care au un număr mare de încăperi climatizate, cu un orar de funcționare foarte variat și cu sarcini termice variabile în timp.

Instalațiile de climatizare cu debit variabil mențin temperatura aerului din rețeaua de canale de aer constantă și modifică debitul de aer introdus în încăperi în funcție de sarcinile termice ale acestora.

Având în vedere faptul că multe încăperi climatizate au o sarcină termică variabilă în timp și sistemul de climatizare livrează în rețeaua de canale de aer un debit variabil. Debitul de aer va fi cuprins între un debit minim care este egal cu debitul minim de aer proaspăt, calculat funcție de cerințele igienico-sanitare sau de calitate a aerului interior și debitul nominal calculat la sarcina termică maximă a încăperii.

Deoarece debitul de aer vehiculat de ventilatorul instalației este redus într-o perioadă importantă din timpul de funcționare al instalației, consumurile energetice pentru vehicularea aerului sunt reduse semnificativ.

Instalațiile de climatizare cu debit variabil sunt construite cu unul sau două canale de aer și sunt similare celor cu debit constant având suplimentar dispozitive de variație a debitului de aer, guri de aer cu debit variabil sau variatoare de debit.

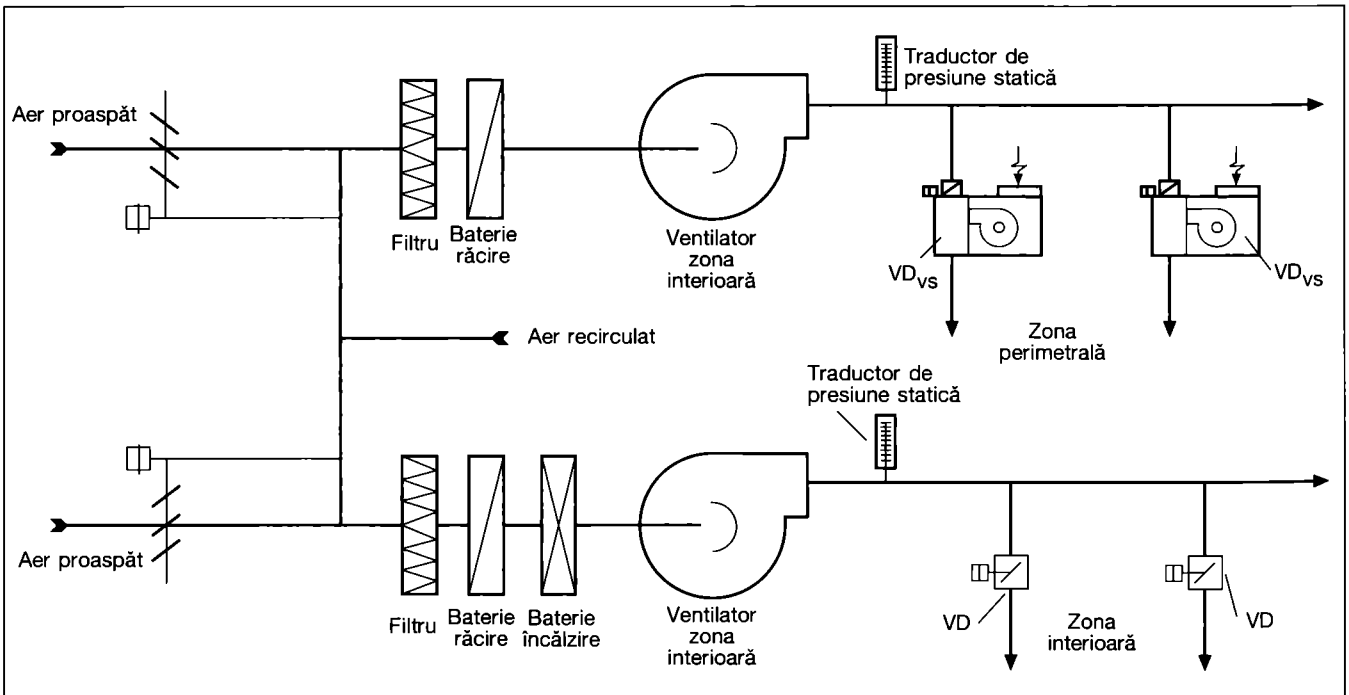


Figura 5.3.24. Sisteme de climatizare cu debit de aer variabil cu răcire și cu baterii de încălzire.

Instalație de climatizare cu debit variabil cu un canal de aer.

Acest tip de instalație realizează doar procese de încălzire sau de răcire și se utilizează în clădirile în care nu există cerințe simultane de încălzire și răcire sau în clădiri în care există o instalație de încălzire cu corpuri statice. Instalația este prezentată în fig. 5.3.6. Elementele componente sunt cele din fig. 5.3.2 și apar în plus elementele care realizează variația debitului introdus în încăperile climatizate:

DVD - difuzoare cu debit de aer variabil;
VD - variatoare simple de debit;
VD_i - variatoare de debit cu inducție și
VD_{vs} - variatoare de aer cu ventilator suplimentar.

Debitul de aer introdus este variabil funcție de sarcina termică a încăperii, variatoarele de debit fiind comandate funcție de sesizările termostatelor de cameră T_1.

Debitul de aer introdus de ventilator se va modifica funcție de sesizările traductorului de presiune statică TP_s. Ventilatorul de evacuare va absorbi un debit variabil care va fi hotărât de indicațiile traductorului de presiune statică TP_s și va menține în interior o ușoară suprapresiune.

Sistemul are avantajul că este simplu, poate menține ușor temperatura în încăperile climatizate dar nu poate realiza temperatura dorită în perioadele de tranziție când în clădire pot exista cerințe simultane de încălzire sau răcire.

Sisteme de climatizare cu debit variabil cu un canal de aer și baterii de încălzire.

Sistemele cu baterii de încălzire sunt utilizate în încăperile care au un necesar de căldură important în sezonul rece.

Deoarece clădirile climatizate au zone cu încăperi interioare care nu au pierderi de căldură și zone cu încăperi perimetrale, care au în situația de iarnă sarcini termice negative, au fost create

Tabelul 5.3.2. Consumul de energie electrică la variația turației motoarelor electrice (raportat la puterea nominală).

Nr. crt.	Turația [%]	Motor Ventilator [kW]	Motor pompă [kW]
1	90	0,78	0,80
2	80	0,70	0,64
3	70	0,59	0,49
4	60	0,46	0,38
5	50	0,32	0,28
6	40	0,22	0,20
7	30	0,13	-
8	20	0,10	-

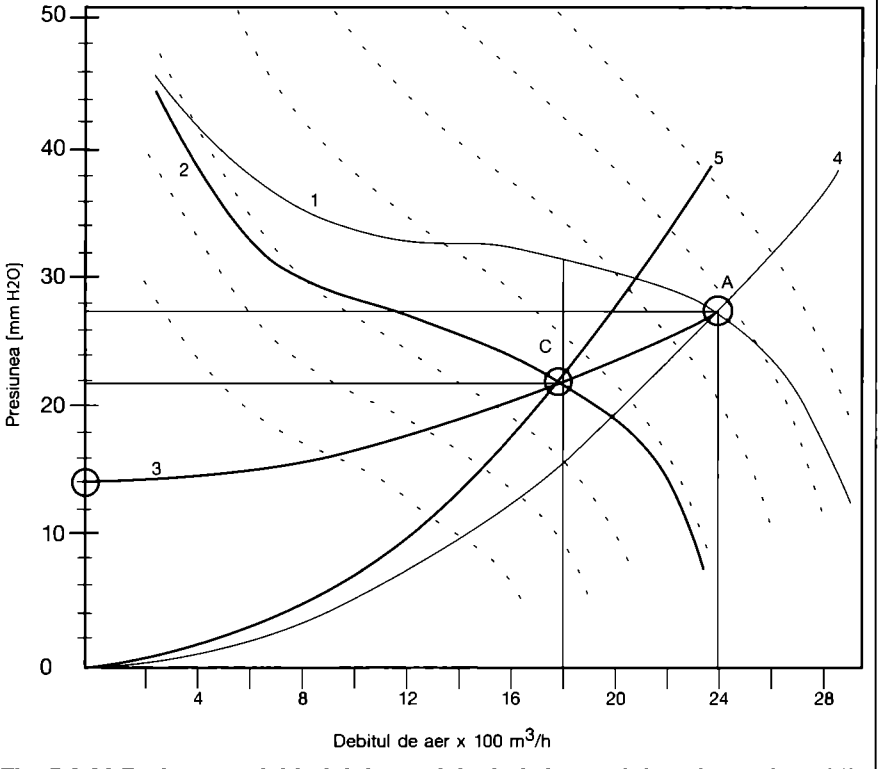


Fig. 5.3.26 Reducerea debitului de aer folosind sistemul de palete orientabile în aspirația ventilatorului

1 - curba caracteristică a ventilatorului cu sistemul de palete reglabile simultan complet deschis; 2 - idem, cu sistemul de palete parțial închis; 3 - curba de modulație a ventilatorului; 4 – curba caracteristică a sistemului de canale la debit nominal; 5 - idem, la debit redus

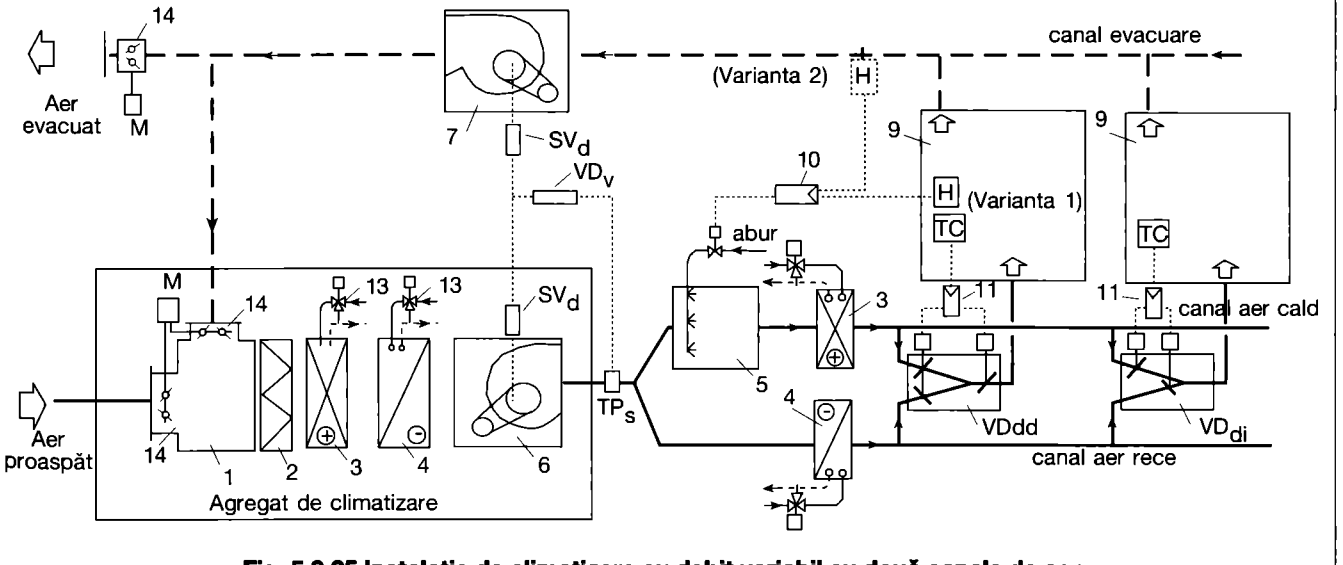


Fig. 5.3.25 Instalație de climatizare cu debit variabil cu două canale de aer.

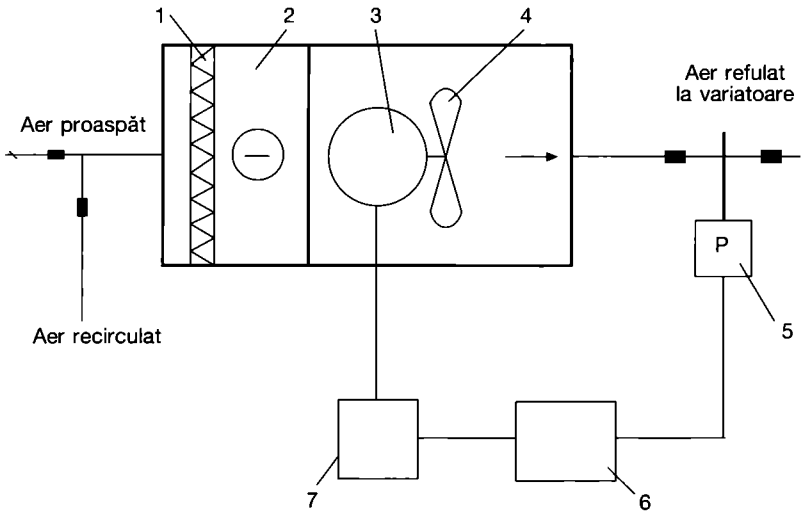


Fig. 5.3.27. Schema de reglare a turației unui ventilator
1 - filtru de aer, 2 - baterie de răcire, 3 - motor ventilator, 4 - ventilator, 5 - traductor de presiune statică, 6 - regulator de turație, 7 - variator de turație, VSD.

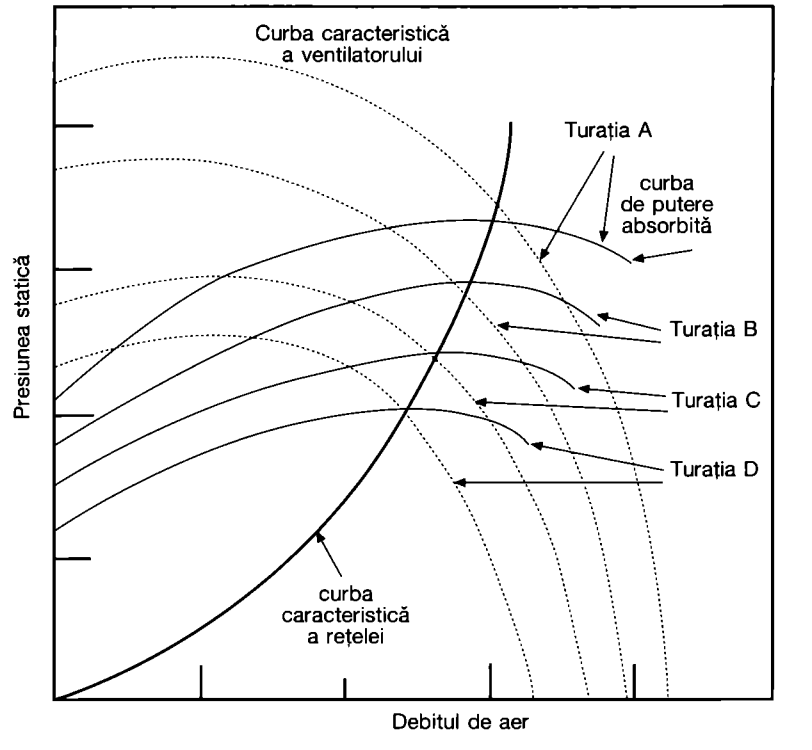


Fig. 5.3.28. Reducerea puterii absorbite funcție de modificarea turației.

instalații care pot realiza local, încălzirea aerului introdus. Schema unei asemenea instalații este redată în fig. 5.3.24 și ea conține variatoare de debit cu ventilator suplimentar VD_{vs}, care sunt dotate cu baterii de încălzire ce pot încălzi local aerul refulat în încăperile zonei climatizate, funcție de sarcinile termice momentane ale acestora.

Pentru zonele interioare ale clădirii instalația de climatizare va realiza numai răcire chiar în situația de iarnă.

Combinația dintre cele două instalații are avantajele acestora dar elimină dezavantajele pe care acestea le au în mod individual.

În această situație:
- ventilatoarele lucrează mult la debit redus și se pot obține economii importante de energie și un nivel de zgomot redus;
- se pot realiza simultan sarcini de răcire sau încălzire importante;
- zonele neocupate pot fi închise.

Pentru a se putea realiza această combinație de instalații trebuie realizată o zonare inițială a clădirii pentru se putea obține un grad înalt de flexibilitate.

Instalația de climatizare cu debit variabil cu două canale de aer (v. fig. 5.3.25) este similară cu cele prezentate în fig. 5.3.8 și 5.3.9, și se poate utiliza la orice fel de încăperi.

Instalația va introduce aer tratat în încăperile climatizate cu ajutorul unor variatoare de debit cu două racorduri, cu reglaj direct, VD_{dd} sau indirect, VD_{di}.

Debitul de aer furnizat de către ventilatorul de refulare în cele două canale de aer și debitul de aer evacuat, este variabil funcție de indicațiile unui traductor de presiune statică TP_s. Variația debitului de aer la cele două ventilatoare se face de către un variator de debit VD_v prin intermediul unui sistem de variație a debitului SV_d.

Sistemul de variație a debitului la ventilator, SV_d poate fi un sistem de palete orientabile simultan (vezi fig. 7.1.12.d), amplasat în gura de aspirație a ventilatorului sau un variator de turație.

Variația debitului la ventilator cu ajutorul unui sistem de palete orientabile simultan se realizează prin modificarea continuă a poziției paletelor sistemului cu ajutorul unui servomotor, comandat de variatorul de debit VD_v, funcție de indicațiile traductorului de presiune statică TPs.

Într-o instalație de climatizare cu debit variabil, în rețeaua de canale de aer se introduc pierderi de sarcină suplimentare prin acționarea clapetelor variatoarelor de debit, modificându-se și curba caracteristică a rețelei canalelor de aer, de la curba 4 la curba 5. Pentru aducerea debitului ventilatorului la cel cerut de variatoarele de debit din rețea, **sistemul de palete orientabile** din gura de aspirație a ventilatorului își modifică poziția, introducând o rotație inițială a aerului la intrare în ventilator și modificând curba caracteristică a acestuia de la curba 1 la curba 2 (v. fig. 5.3.26) și ca urmare punctul de funcționare al ventilatorului se mută la intersecția noii curbe caracteristice a ventilatorului 2, cu noua curbă a rețelei 5, apărând astfel o curbă a punctului de funcționare a ventilatorului denumită curba de modulație a ventilatorului notată cu 3.

Ventilatorul cu turație variabilă este una dintre cele mai utilizate metode de variație a debitului de aer în momentul actual. Pentru variația turației se utilizează metoda variației frecvenței curentului electric de alimentare al motoarelor ventilatoarelor cu ajutorul unui dispozitiv electronic numit, **VSD (Variable speed drive, variator de turație)**. Prin modificarea frecvenței curentului electric se poate modifica turația în limitele de 0...120% din turația nominală a motorului electric și ventilatorul trece pe o altă curbă caracteristică.

În fig. 5.3.27. este dată o schemă de

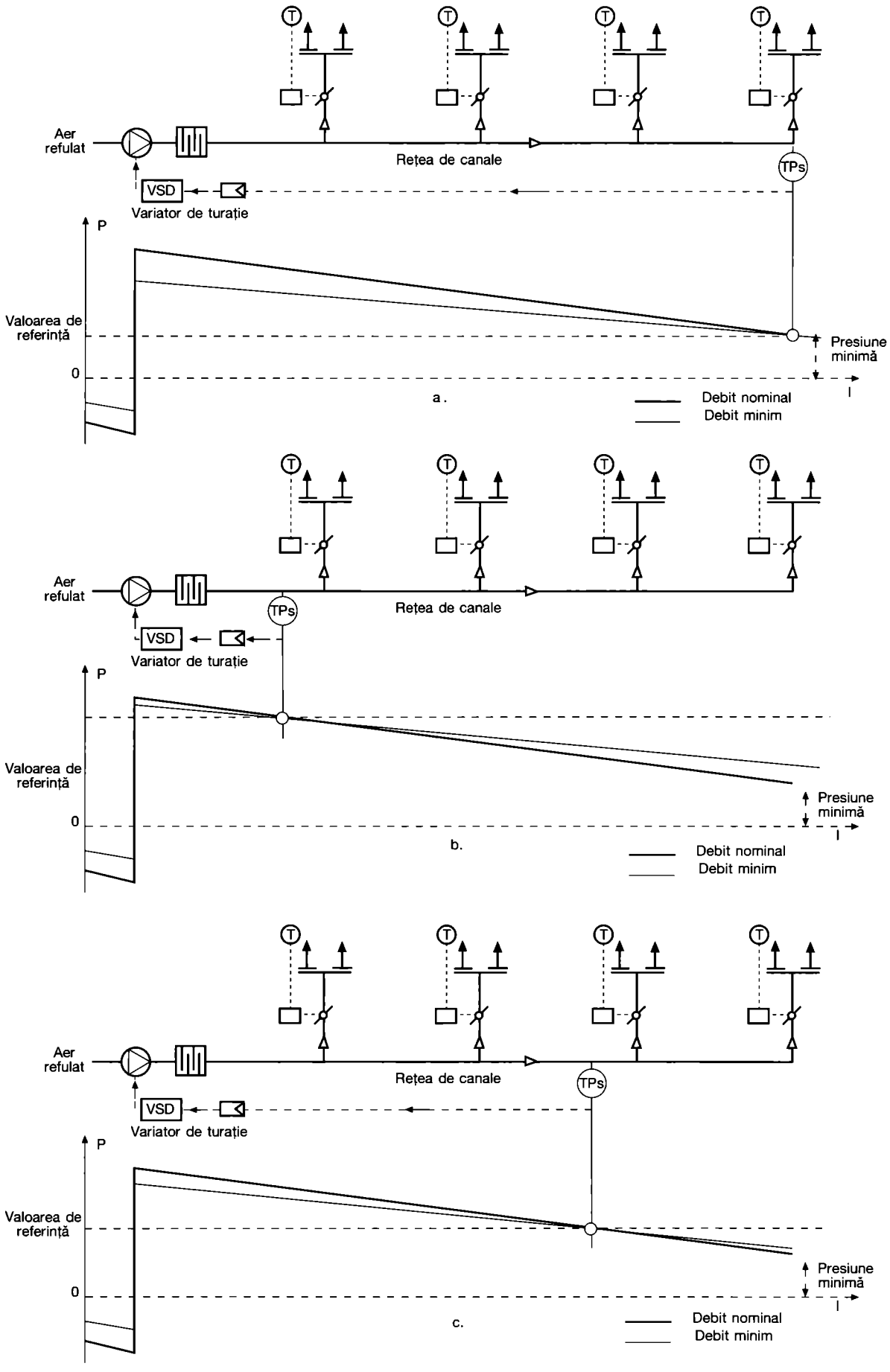


Fig. 5.3.30 Amplasarea senzorului de presiune statică în rețele de canale de aer scurte.

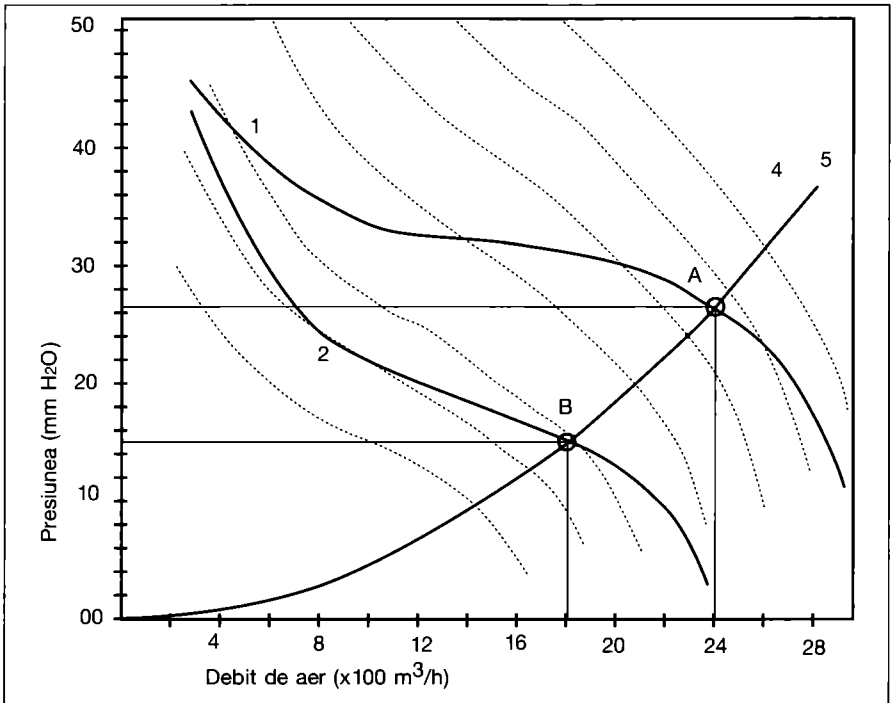


Fig. 5.3.29. Curbele caracteristice la montarea traductorului în gura de refulare a ventilatorului

modificare a turației unui ventilator dintr-un agregat de tratare a aerului iar în fig. 5.3.28 este exemplificat modul de reducere a consumului de energie în situația modificării turației ventilatorului.

Modificarea turației motorului electric și implicit a ventilatorului se pot realiza continuu funcție de cerințele de debit ale clădirii și este comandată de variatorul de debit VD_V, pe baza traductorului de presiune statică TP_S. În acest caz consumul de energie scade simțitor și este prezentat în tabelul 5.3.28

Poziționarea traductorului de presiune statică TP_S, în cazul utilizării unui sistem cu palete orientabile simultan se poate face:

a) poziționarea în gura de refulare a ventilatorului;
b) poziționarea în canalele de refulare;
c) poziționarea în gura de refulare corelat cu poziția clapetelor de la variatoarele de debit;

a) Poziționarea traductorului de presiune statică în gura de refulare este cea mai simplă dar cea mai puțin economică. Traductorul poate fi poziționat în acest caz în fabrică iar regulatorul de presiune statică va fi setat la o presiune statică de 360 Pa.

b) Poziționarea traductorului în sistemul de canale de refulare este mai eficientă dar este mai dificil de realizat. Regulatorul de presiune statică se va seta la o valoare egală cu pierderea nominală de sarcină a variatorului și consumul de energie va fi în acest caz mai redus decât în cazul precedent.

Deoarece este greu să se determine poziția variatorului dezavantajat hidraulic, se pot poziționa mai multe traductoare de presiune statică, la posibilele variatoare dezavantajate hidraulic și un circuit de discriminare care să determine variatorul dezavantajat hidraulic și care va comanda sistemul de reglare a debitului. Amplasarea mai multor traductoare de presiune statică conduce la cheltuieli materiale mai mari și de aceea se mai utilizează metoda amplasării unui singur traductor de presiune statică la două treimi din lungimea canalului cel mai lung. Regulatorul de presiune statică va fi setat în acest caz la o presiune suficientă ca aerul să deplaseze din poziția unde este montat traductorul până la capătul canalului.

c) Poziționarea în gura de refulare corelat cu poziția clapetelor de la variatoarele de debit, numită **„Critical zone reset"**. La această metodă traductorul de presiune se amplasează în gura de refulare a ventilatorului și regulatorul de presiune statică este astfel setat ca variatorul de debit folosit în zona dezavantajată hidraulic să fie deschis la maximum.

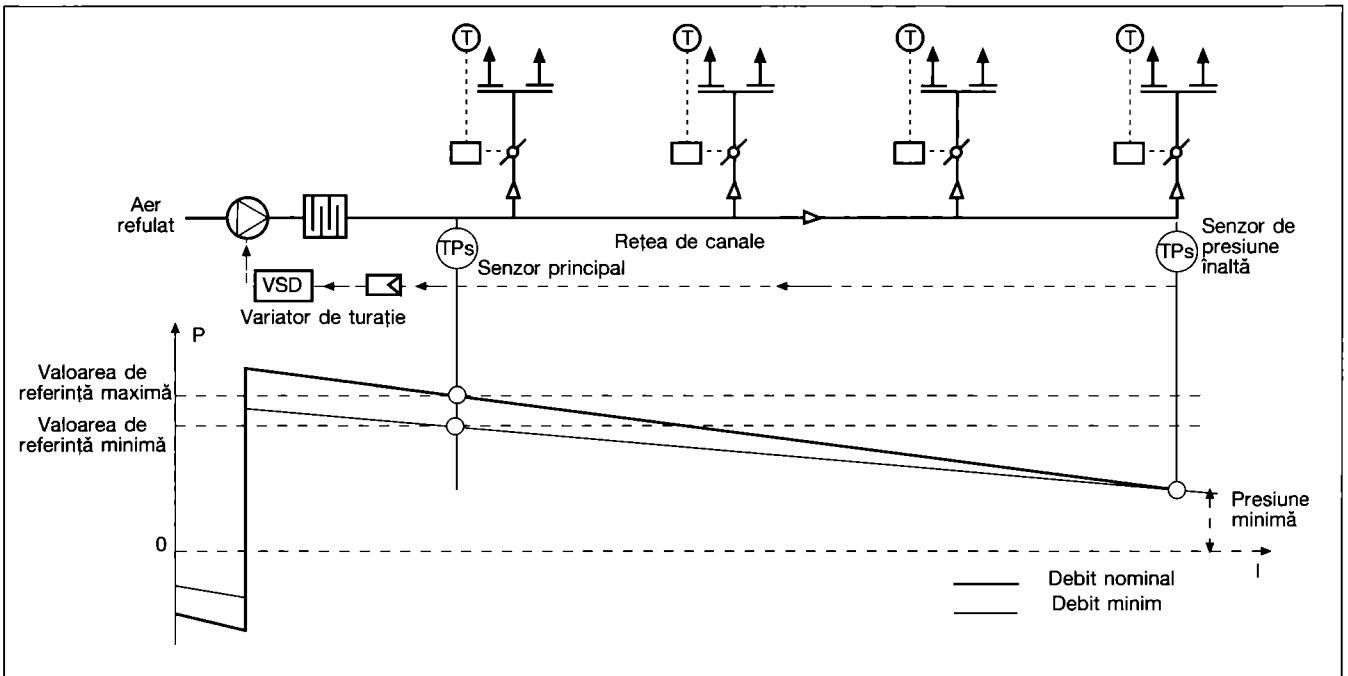


Fig. 5.3.31. Amplasarea senzorului de presiune statică în rețele de canale de aer lungi

Regulatorul de presiune monitorizează continuu poziția tuturor variatoarelor de debit și adaptează continuu presiunea statică astfel ca să mențină deschis la maximum variatorul de debit aferent zonei critice. Dacă se utilizează această metodă de amplasare a traductorului de presiune statică consumul de energie este cel mai redus. În acest caz curba rețelei nu se modifică deoarece variatorul critic este complet deschis astfel că nu se introduc rezistențe locale suplimentare pe traseul dezavantajat hidraulic și curba de modulație a ventilatorului este identică cu curba rețelei (v. fig. 5.3.29). Se constată că această metodă de amplasare a senzorului de presiune statică este cea mai economică și ea a devenit practic soluția standard în acest moment.

În cazul în care se utilizează un variator de turație poziționarea traductorului de presiune statică se poate face funcție de lungimea rețelei de canale de aer. La rețelele de canale de aer scurte se montează un singur traductor de presiune statică.

Senzorul de presiune statică poate fi amplasat la capătul rețelei de canale de aer (v. fig. 5.3.30. a). În acest caz se obține o economie de energie maximă dar senzorul este influențat de variatoarele de debit apropiate și sistemul devine instabil.

O poziționare simplă a senzorului de presiune este la începutul rețelei de canale după zona de turbulențe creată de ventilator (v. fig. 5.3.30. b) și care conduce la un consum de energie și un nivel de zgomot mai mari.

Un compromis acceptabil este acela de a amplasa senzorul de presiune statică la două treimi din lungimea rețelei de canale de aer (v. fig. 5.3.30. c).

Dacă lungimea rețelei de canale de aer este mare se vor monta două traductoare de presiune statică, senzorul principal la începutul rețelei de canale, după zona de turbulențe creată de ventilator și al doilea la capătul rețelei de canale (v. fig. 5.3.31).

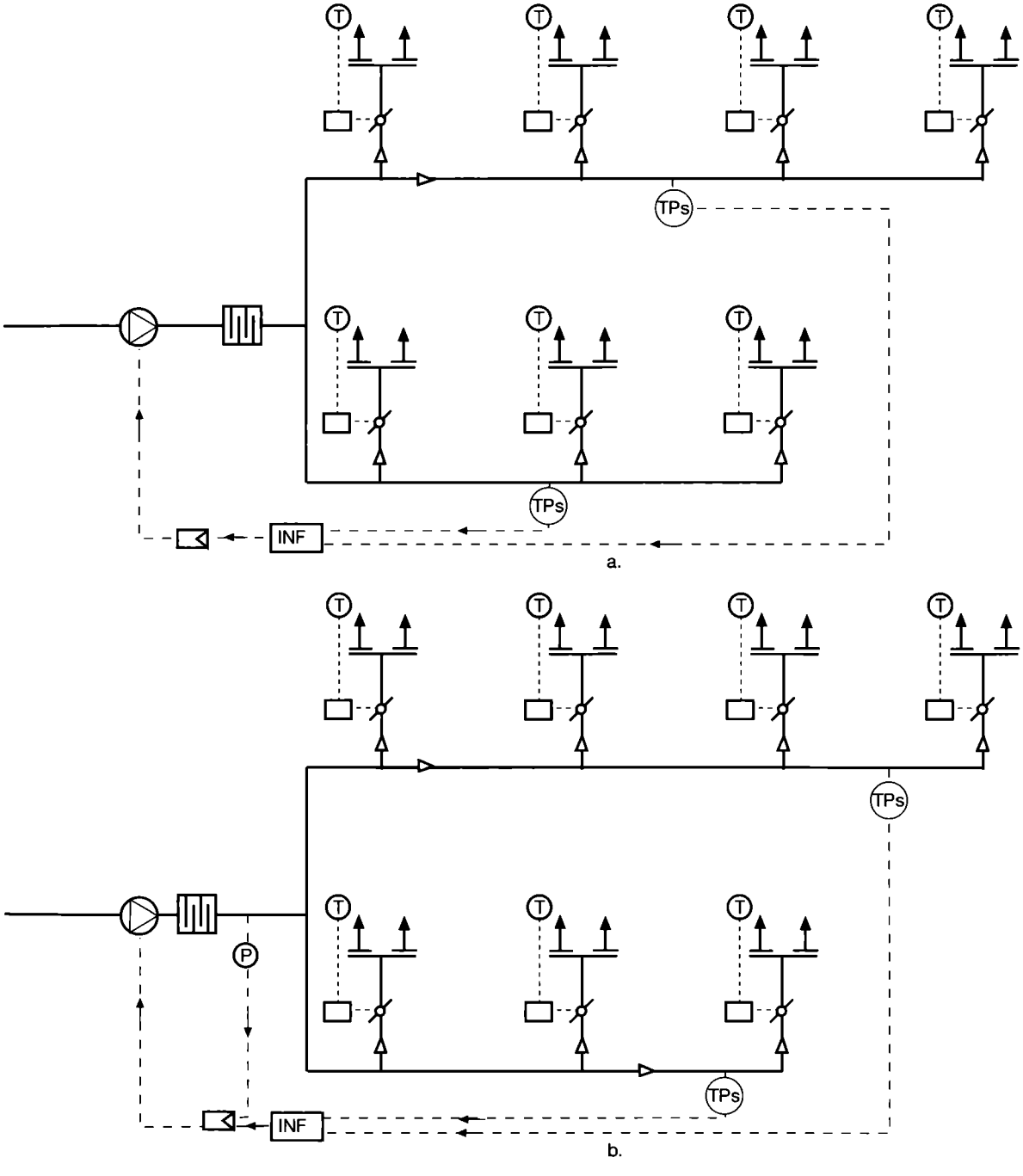


Fig. 5.3.32. Amplasarea senzorului de presiune statică în cazul rețelelor de canale ramificate

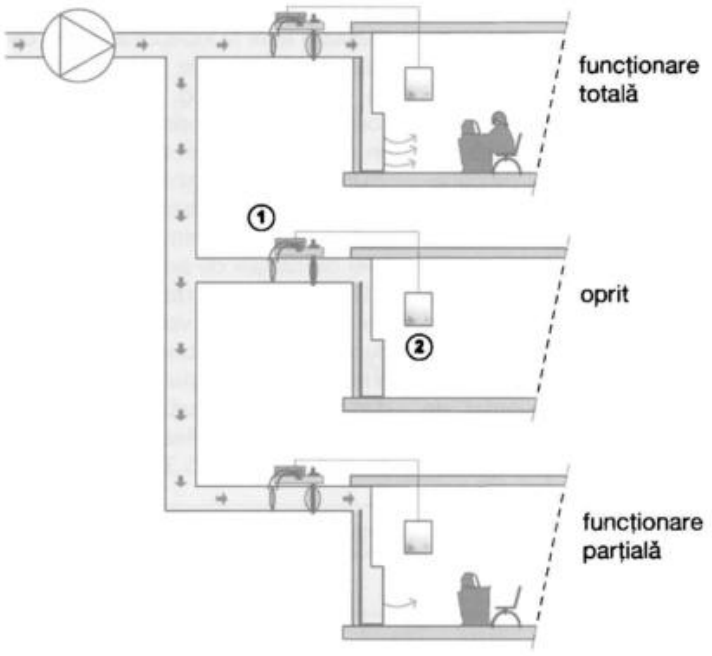


Fig. 5.3.33 Instalație de climatizare cu debit variabil
1 - controler VAV-Belimo (senzor presiune, controler VAV și servomotor ca o unitate independentă VAV), 2 - controler temperatură cameră (ex: Belimo CR24-B1)

Al doilea senzor de presiune va lucra ca senzor de limită de înaltă presiune și el va funcționa la valoarea de referință maximă pentru a asigura presiunea minimală la capătul rețelei atunci când variatoarele de debit sunt deschise. Dacă variatoarele de debit se închid acest senzor va modifica valoarea de referință la valoarea minimă.

La rețelele de canale lungi și ramificate se montează mai mulți senzori de presiune statică la capetele canalelor de aer și un circuit de discriminare care va sesiza variatorul de debit dezavantajat hidraulic și va prelua semnalul de comandă de la acest variator. (v. fig. 5.3.32).

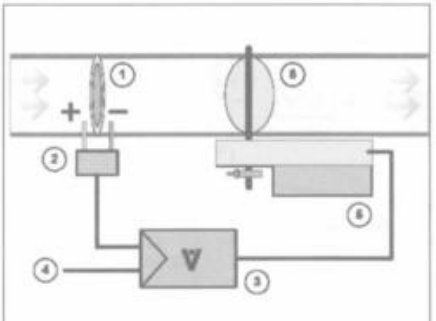


Fig. 5.3.34 Buclă de control VAV
1 - dispozitiv de detecție; 2 - senzor diferențial de presiune; 3 - controler debit volumetric (VAV); 4 - intrare prescrisă, de ex. semnal 0...10 V de la un controler de temperatură de cameră; 5 - servomotor; 6 - slapetă de aer.

5.3.7. Instalalații de climatizare cu sisteme VAV

Calitatea aerului în încăperi este importantă în special în clădirile moderne, acolo unde sunt luate în considerație eficiența energetică și economia în exploatare. Acestea pot fi realizate prin sistemele cu volum de aer variabil (VAV) (vezi fig. 5.3.33).

Fiecare cameră sau zonă dintr-o clădire primește exact debitul de aer cerut pentru a menține parametrii doriți.

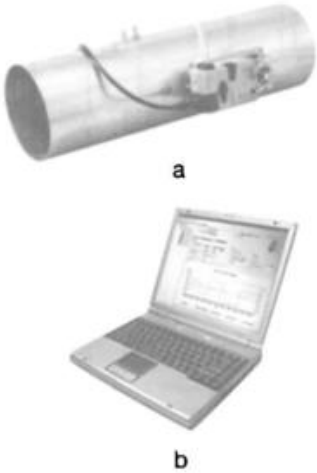


Fig. 5.3.35 Echipamente Belimo pentru sisteme cu volum de aer variabil (VAV)
a - unitate VAV echipată cu servomotor Belimo VAV-Compact NMV-D2-MP, b - calculator pentru monitorizarea unității VAV

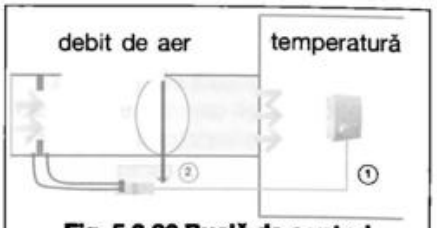


Fig. 5.3.36 Buclă de control în cascadă
legenda idem fig. 5.3.33

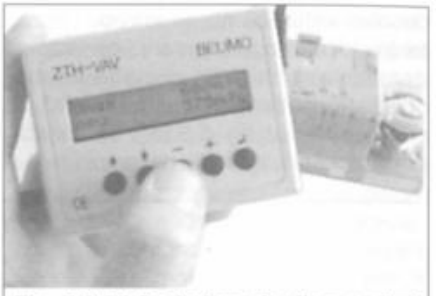


Fig. 5.3.37 Optimizor de diagnoză și control al unităților VAV

Cerința, parțială sau totală este dictată de temeperatura camerei, calitatea aerului sau o combinație a ambelor.

Unitate VAV – dispozitiv de control prereglat

Fabricantul de sisteme VAV livrează unități complete ce includ un controler VAV Belimo gata de utilizare.

Fiecare unitate VAV este calibrată și testată cu ajutorul calculatorului. Cu această ocazie se setează și memorează debitul nominal V_{nom} (m^3/h, l/s) în memoria controlerului.

Aceasta asigură funcționarea optimă simplificând operațiile de punere în funcțiune.

Avantajele sistemelor VAV

- controlul debitului de aer în funcție de necesități
- sistem independent de presiune
- integrare ușoară în sistem
- poate fi combinat cu alte sisteme (grinzi răcite etc. sau echipamente cu reîncălzire)
- economia de energie asigură recuperarea rapidă a investiției.
- compatibile cu sistemele cu recuperare de energie.
- control simplu cu ajutorul unui semnal 0-10V sau în sistem magistrală (MP-Bus, LonWorks, Konnex etc)
- poziția clapetei poate fi utilizată pentru a controla ventilatorul (permite economie de energie de până la 50%)

Volum de aer variabil – principiu de funcționare

Sistemul VAV lucrează ca o buclă de control închisă, de ex. măsurare – comparare - control (fig. 5.3.34). Controlerul VAV primește semnalul de debit în baza presiunii diferențiale măsurată de traductor.

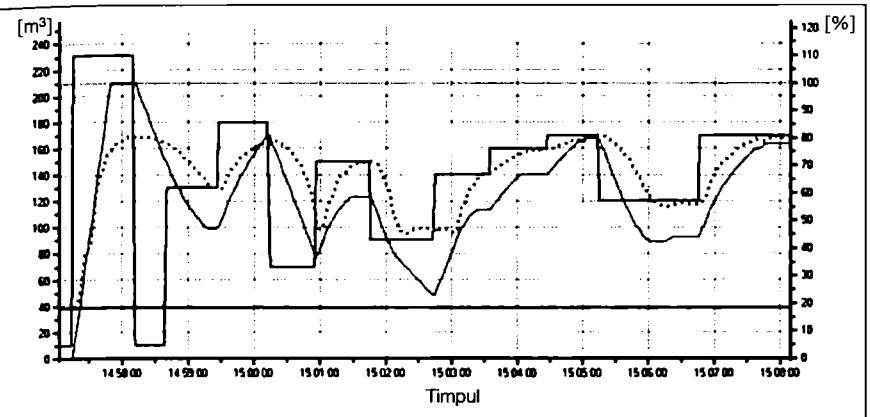


Fig. 5.3.38 Grafic de valori setate în sistemul VAV

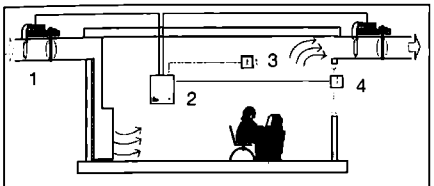


Fig. 5.3.39 Echiparea unei încăperi cu sistem cu volum de aer variabil
1 - controler VAV Belimo; 2 - controler de cameră; 3 - senzor de prezență; 4 - contact pentru geam deschis.

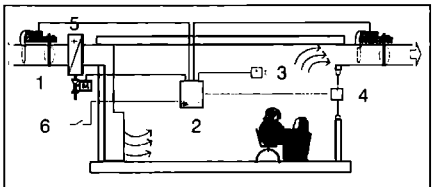


Fig. 5.3.40 Echiparea unei încăperi cu sistem cu volum de aer variabil cu baterie de încălzire auxiliară
1 - controler VAV Belimo; 2 - controler de cameră; 3 - senzor de prezență; 4 - contact pentru geam deschis; 5 - baterie încălzire; 6 - senzor de temperatură; M - robinet cu servomotor.

Schimbările de presiune în tubulatura de ventilare determinate de colmatarea filtrelor sau influențate de celelalte încăperi sunt compensate automat, realizându-se cu adevărat un sistem independent de presiune.

Temperatura camerei controlată cu sistem VAV

Controlerul VAV compară debitul actual cu set-pointul și micșorează/mărește debitul de aer pentru a atinge valoarea prescrisă.

Sisteme VAV – Beneficiile utilizatorului

- Confort individual
- set point-ul camerei este ajustat individual
- consum redus de energie
- fără emisii (zgomot, ...)

Sisteme IRC pentru controlul individual al camerelor

Sistemul de control VAV împreună cu controlerul de temperatură al camerei funcționează ca o unitate. Aceasta asigură confort individual în cameră cu consum redus de energie.

În această aplicație cele două bucle de control temperatură și control debit - sunt combinate într-o așa numită buclă de control în cascadă (vezi fig. 5.3.36). Controlerul de temperatură (bucla primară) furnizează data prescrisă pentru bucla secundară - controlul debitului de aer.

Setările plajei de operare a debitului $\dot{V}'_{min}$, $\dot{V}'_{max}$.

Setările plajei de operare a debitului ajustează unitatea VAV la cerințele camerei – am putea spune: „croit pe măsură". Aceasta se realizează prin intermediul a doi parametri $\dot{V}'_{min}$ / $\dot{V}'_{max}$.

Unde:

$\dot{V}'_{min}$ - reprezintă cu schimbul de aer minimal pentru a satisface condițiile de igienă.

$\dot{V}'_{max}$ - reprezintă cu încărcarea maximă, de ex. cerinței maxime de răcire.

Semnalul de control de ex. 0...10 V de la un controler de cameră corespunde cu valorile $\dot{V}'_{min}$...$\dot{V}'_{max}$.

Ajustarea și diagnoza se fac rapid și ușor cu soluția Belimo ZTH-VAV „click și set" (vezi fig. 5.3.37) folosind:
- debitul actual,
- set point-ul, poziția clapetei,
- CAV-Step,
- setările pentru $\dot{V}'_{min/max}$,
- test de tensiune.

Pentru o diagnoză facilă a unității VAV, în special în timpul întreținerii sau funcționării se folosește Belimo PC-Tool.

Descriere grafică: set point-ul asignat, debit, poziția clapetei și setările pentru $\dot{V}'_{min/max}$ pot fi monitorizate grafic și/sau salvate pe hard disk-ul PC-ului prin intermediul funcției PC-Tool trend recording (urmărire și înregistrare).

Controlere de cameră

Controlerul de cameră (de ex. gama CR24 de la Belimo) acoperă o gamă largă de aplicații cu până la trei secvențe de ieșire, de exemplu sisteme VAV cu pre-răcitoare, baterii de încălzire electrice sau cu apă caldă, radiatoare, plafoane încalzite/răcite și aplicații hidraulice.

Aplicație exemplul 1 (vezi fig. 5.3.39):

Temperatura în cameră tinde să atingă valoarea cerută de unitățile VAV. Plaja debitului de aer se situează între $\dot{V}'_{min}$...$\dot{V}'_{max}$ adică:

$\dot{V}'_{min}$ – debit de aer minim pentru îndeplinirea condițiilor de igienă

$\dot{V}'_{max}$ – acoperă cerința maximă de răcire.

Aplicație exemplul 2 (vezi fig. 5.3.40):

Temperatura în cameră tinde să atingă valoarea cerută de unitățile VAV. Plaja debitului de aer se situează între $\dot{V}'_{min}$...$\dot{V}'_{max}$ adică:

$\dot{V}'_{min}$ – debit de aer minim pentru îndeplinirea condițiilor de igienă

$\dot{V}'_{max}$ – acoperă cerința maximă de răcire.

Bateria de încălzire răspunde cerinței de încălzire prin semnalul 0...10 V al vanei cu care este interconectată. Pentru a asigura debitul necesar prin bateria de încălzire, debitul volumetric se situează între $\dot{V}'_{min}$ ... *80%* $\dot{V}'_{max}$.

Sistem de optimizare a ventilatorului (controlul poziției clapetei)

Noul sistem Belimo Fan Optimiser rezolvă deficiențele de presiune apărute în tubulatura sistemelor de ventilare. Cererile de la zone individuale/camere sunt colectate pentru a genera set-pointul eficienței energetice pentru sistemul de ventilare.

- Principii de funcționare:

Sistemul este operat de Fan Optimiser prin poziționarea optimă a clapetei VAV în funcție de cererile curente. Obiectivul este de a menține pierderea de sarcină în VAV-uri cât mai mică astfel încât să se reducă costul de operare prin scăderea consumului de energie al ventilatorului.

Poziția clapetei VAV este citită de Fan Optimiser prin MP-Bus. Aceste valori

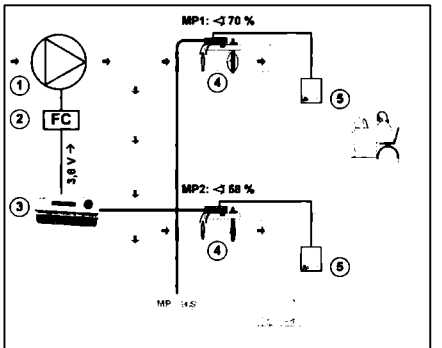


Fig. 5.3.41 Sistem de optimizare a funcționării ventilatorului în sistemul VAV
1 - ventilator; 2 - convertizor de frecvență; 3 - optimizator COU24-A-MP; 4 - VAV - controler cu interfață; 5 - controler de cameră MP-Bus.

sunt folosite ca variabile în reglarea ventilatorului cu ajutorul convertizorului de frecvență (fig. 5.3.42). Ca rezultat al acestei tehnologii bazate pe Belimo MP-Bus pot fi atinse economii (fig. 5.3.43) de energie de până la 50% comparativ cu sistemele bazate pe controlul presiunii în tubulatură. Fan Optimiser nu influențează debitul de aer cerut!

Economii datorită sistemului Fan Optimiser

Debitul volumetric și circulația sa sunt factori determinanți în consumul de energie al ventilatorului.

Legile proporționalității pun bazele transportului debitului volumetric și sunt valabile pentru toate sistemele HVAC! Astfel:

- legea a 3-a descrie reducerea volumului de aer V_1 - V_2
  Consumul de energie variază cu debitul la puterea a 3-a.
- legea a 2-a descrie reducerea de presiune p_1 - p_2
  Creșterea de presiune variază cu debitul la puterea a 2-a.

Economiile mari de energie sunt o cale practică de a atinge valori mai bune conform noilor directive de eficiență energetică în UE.

Exemplu: economie la 1,0 kW reducere

Reducere: 1,0 kW, timp de funcționare: 24 ore, 365 zile

Economii anuale: 8760 kWh, 4820 kg CO_2.

Sistemul Fan Optimiser – avantaje

- Consum de energie al ventilatorului redus cu până la 50%.
- CO_2 salvat - 550g CO_2 salvat pe kWh.
- Reducerea de cost: controlul presiunii este eliminat.
- Reducerea zgomotului datorită presiunii mai scăzute.
- Compensarea pierderilor de sarcină - colmatarea filtrelor.
- Amortizare rapidă - chiar și pentru clădiri mici sau de dimensiuni medii.
- Dimensiunea sistemului deschisă, datorită configurației în cascadă.
- Concept de sistem flexibil
  - VAV, CAV, combinație de VAV/CAV
  - poate fi realizat folosind aceeași tehnologie ca la controlere DDC cu interfață MP.
- Cabluri mai puține folosind MP-Bus (alimentarea și comanda a până la 8 servomotoare pe 3 fire).
- Montaj și întreținere simplă datorită preconfigurării, display-ului LCD.

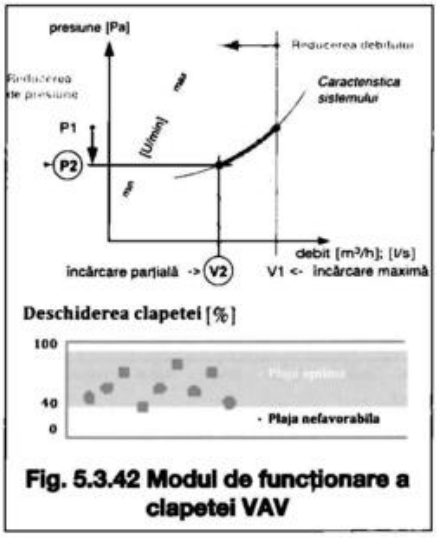


Fig. 5.3.42 Modul de funcționare a clapetei VAV

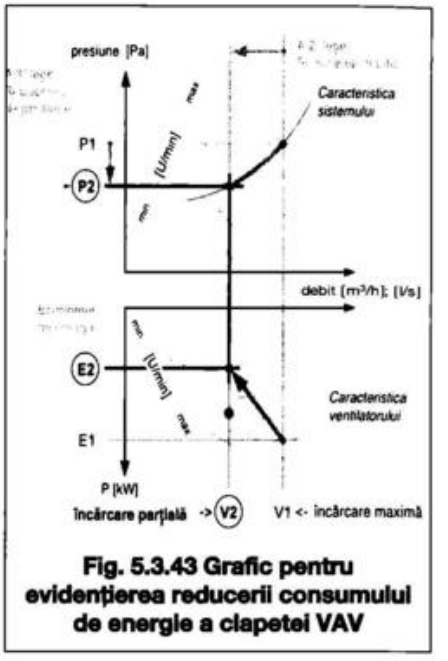


Fig. 5.3.43 Grafic pentru evidențierea reducerii consumului de energie a clapetei VAV

Echipamente pentru desfumare

Obiective

A. Zona de incendiu (vezi fig. 5.3.44) trebuie să fie depistată cât de repede posibil cu ajutorul detectoarelor de fum, astfel încât oamenii să fie avertizați din timp. Închiderea rapidă și din timp a grilelor de foc împiedică propagarea fumului și a focului în sistemul de ventilare. Fumul este evacuat prin sistemul de evacuare, iar aerul proaspăt este introdus pentru a întârzia „the flash-over". În acest fel se formează un strat de aer fără fum care facilitează stingerea incendiului și operațiunea de salvare.

B. Zonele învecinate incendiului trebuie să rămână sigure pentru a fi folosite atâta timp cât rezistă la foc clapetele. În aceste zone grilele de foc sunt în poziția închisă și asigură etanșeitate la foc. Pentru a preveni în mod activ propagarea fumului, este posibil ca în mod selectiv să se creeze o suprapresiune în zonele neafectate de incendiu prin închiderea grilelor de foc de evacuare (a se verifica forța de închidere).

C. Ieșirile de urgență, în particular holurile și scările, trebuie să fie protejate de invadarea cu fum. Sistemele mecanice de evacure a fumului și instalațiile de presurizare pentru protecția împotriva fumului au avantajul față de evacuarea naturală a fumului că nu depind de senzorii de fum (pressure installations), împiedică fumul să intre în zona protejată prin crearea unei suprapresiuni constante față de zona de incendiu.

D. Camera tehnică a sistemului de ventilare reprezintă un factor de risc major referitor la propagarea fumului. În cazul sistemelor de ventilare centralizate,

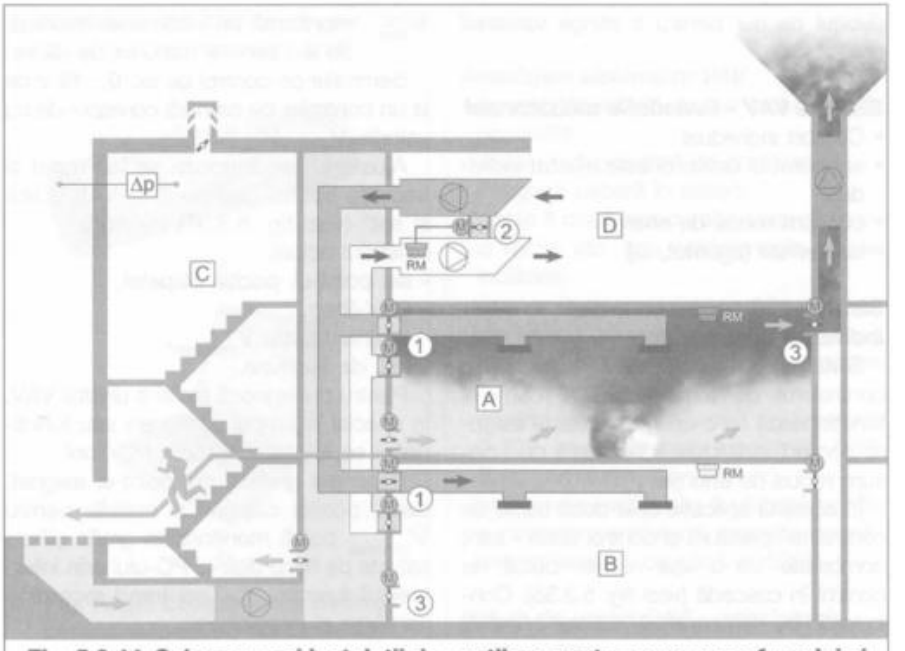


Fig. 5.3.44. Schema unei instalații de ventilare pentru evacuarea fumului și instalațiile de presurizare pentru protecția la fum.
A - zona de incendiu; B - zone învecinatr zonei de incendiu; C - ieșiri de urgență; D - camera tehnică; 1 - grila de foc; 2 - grila de fum; 3 - grila pentru evacuare fum; RM - senzor de fum; M - servomotor.

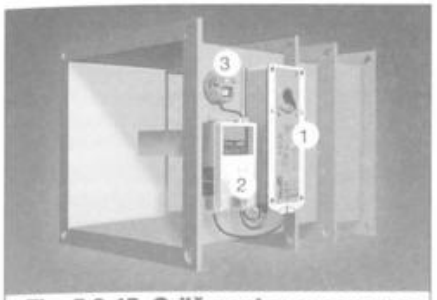


Fig. 5.3.45. Grilă pentru evacuarea fumului.
1 - servomotor; 2 - unitate de alimentare și comandă; 3 - senzor temperatură 72°C.

Fig. 5.3.46. Grilă de foc.
Pentru legendă vezi fig. 5.3.45

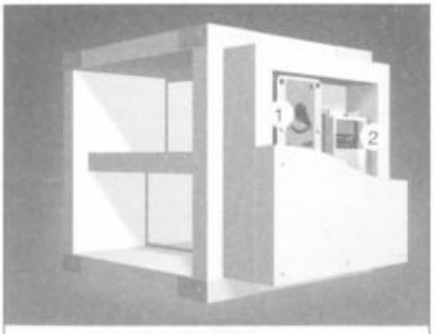


Fig. 5.3.47. Grilă de fum.
Pentru legendă vezi fig. 5.3.45

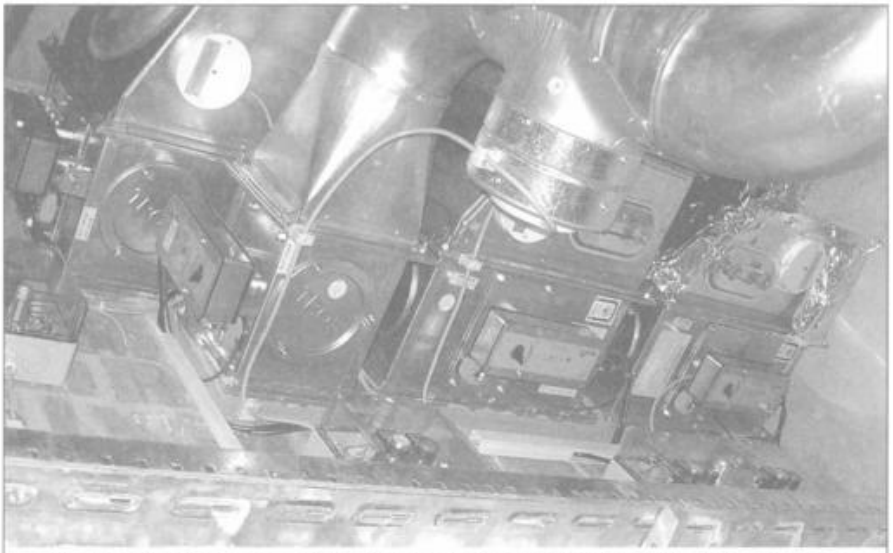


Fig. 5.3.48. Vedere de ansamblu a montajului clapetelor de fum și foc

Aplicație	Grile de fum și foc			Grile de evacuare a fumului	
Tip	BLF...	BF...	BFG...	BE...	BEG...
Cuplul servomotorului (M)	4 Nm	18 Nm	11 Nm	40 Nm	24 Nm
Cuplul servomotorului	4 Nm	12 Nm	8,5 Nm		
Putere AC/DC 24 V	7 VA	10 VA	10 VA	18 VA	18 VA
Putere AC 230 V	7 VA	12,5 VA	12,5 VA	15 VA	15 VA
Unghi de rotație	95°	95°	180°	100°	180°
Timp de lucru (M)	40 .. 75 s	140 s	140 s	< 60 s	< 60 s
Timp de lucru	aprox. 20 s	aprox. 16 s	aprox. 20 s		
Damper rotation	12 mm	12 mm	10 mm	14 mm	12 mm
Damper rotation	(8/10 mm posibil)	(10 mm posibil)		(12 mm posibil)	
Declanșare - Termic - Acționare manuală - Senzor de fum				TABLEAU 1 2 3	
Nota	Servomotoarele din gama AF... și LF... sunt uneori folosite pentru grile de fum.			Servomotoarele din gama BR... sunt uneori folosite pentru grile de evacuare a fumului.	

Fig. 5.3.49. Tipuri constructive de grile Belimo.

care folosesc un sistem ramificat de tubulaturi, se folosesc grile de fum care împiedică răspândirea fumului. Această funcție de protecție poate fi de asemenea realizată și cu ajutorul grilelor de foc, mai ales când există un risc suplimentar de incediu datorită - de exemplu - tablourilor electrice și de comandă și instalației electrice, acestea necesitând ca zona să fie protejată etanș.

Servomotoarele BELIMO de fum și foc: Aplicații standard pentru protecția la foc și evacuarea fumului

Componente

1. Grilele de foc (vezi fig. 5.3.45).

Sunt dispozitive de inchidere care împiedică împrăștierea fumului și focului prin sistemul de HVAC. Pentru aceasta, grilele de foc cu servomotor nu sunt echipate doar cu releu termic, dar au și opțiunea de a declanșa de la distanță atunci când este detectat fumul. Poziția de siguranță este poziția „ÎNCHIS".

2. Grilele de fum (vezi fig. 5.3.46).

Sunt dispozitive de închidere care împiedică împrăștierea fumului. Sunt construite astfel încât sa închidă etanș, sunt acționate de servomotor și sunt declanșate de senzorii de fum. Poziția de siguranță este poziția „ÎNCHIS".

3. Grile pentru evacuarea fumului (vezi fig. 5.3.47).

Sunt grile acționate de servomotor folosite la evacuarea fumului precum și la reîmprospătarea aerului în sistemul de evacuare a fumului. Poziția de siguranță poate fi atât „ÎNCHIS" cât și „DESCHIS".

Durata de viață depășeste considerabil cerințele minime legale. Servomotoarele cu arc pentru protecția la foc sunt concepute pentru 60.000 de cicluri la sarcină nominală, iar cele pentru grilele de evacuare a fumului la cel puțin 10.000 de cicluri complete. Aceasta face ca durata de viață a servomotorului să corespundă cu durata de viață medie a clădirii, chiar dacă servomotoarele sunt supuse frecevent unor teste de funcționare. Servomotoarele pentru grile de fum și foc marca BELIMO nu necesită întreținere.

Cuplul maxim al servomotoarelor de fum și foc asigură faptul că lamelele grilei de fum/foc rămân în poziția de siguranță chiar dacă alimentarea electrică a fost întreruptă. Mecanismul metalic al servomotorului rezistă timp de 90 de minute conform curbei standard de temperatură. În fig. 5.3.49 sunt prezentate o serie de grile de fum, foc și de evacuare a fumului (marca Belimo), cu caracteristicile tehnice iar o parte din ele puse în operă (în fig. 5.3.48).

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 6
Ventilarea industrială

6.1. Ventilarea naturală organizată

6.1.1. Presiunile pe suprafețele orificiilor de ventilare

Ventilarea naturală asigură (în anumite limite) schimbul de aer al încăperilor sub acțiunea factorilor naturali: presiunea termică (determinată de diferența de temperatură, respectiv, de densități ale aerului interior și exterior) și presiunea vântului, prin deschideri de o anumită dimensiune practicate în pereții exteriori, la anumite înălțimi față de pardoseală. Deoarece presiunile pe fețele exterioare și interioare ale deschiderilor (orificiilor) sunt diferite, apar diferențe de presiune sub a căror acțiune aerul pătrunde în sau iese din încăpere. Pentru orificiile de introducere (fig. 6.1.1) diferența de presiune este dată de relația:

$\Delta p_{intr} = \Delta p_1 = g \cdot h_1 \cdot (\rho_e - \rho_i)$ [Pa](6.1.1)

iar pentru cele de evacuare:

$\Delta p_{evac} = \Delta p_2 = -g \cdot h_2 \cdot (\rho_e - \rho_i)$ [Pa](6.1.2)

în care:

g - accelerația gravitațională, [m/s^2];

ρ_e, ρ_i - densitățile aerului exterior, respectiv interior [kg/m^3];

h_1, h_2 - distanțele dintre zona neutră și axele orificiilor de introducere, respectiv, evacuare [m]. Zona neutră reprezintă planul în care presiunea exercitată de aer este nulă.

- Presiunile termice exercitate pe suprafețele orificiilor 1 și 2 sunt:

• la exterior, $p_{e1} = B + g \cdot h_1 \cdot \rho_e$ [Pa];

$p_{e2} = B - g \cdot h_2 \cdot \rho_e$ [Pa](6.1.3)

• la interior, $p_{i1} = B + g \cdot h_1 \cdot \rho_i$ [Pa];

$p_{i2} = B - g \cdot h_1 \cdot \rho_i$ [Pa] (6.1.4)

în care:

B - presiunea barometrică [Pa].

Presiunea variază liniar cu înălțimea și este indicată în fig. 6.1.1.

- Presiunile vântului exercitate pe suprafețele acelorași orificii 1 și 2 sunt:

$$p_{v1} = k_{01} \frac{v^2 \cdot \rho_e}{2}; \; p_{v2} = k_{02} \frac{v^2 \cdot \rho_e}{2} \text{ [Pa]} \quad (6.1.5)$$

în care:

v - viteza vântului, [m/s];

k_{01}, k_{02} - coeficienți aerodinamici având valori pozitive (circa +0,60) pe fața clădirii bătute de vânt și valori negative (circa -0,30) pe fața opusă.

Presiunea totală exercitată la exteriorul unui orificiu este:

$$p_t = B \pm gh\rho_e + k_o \cdot \frac{v^2 \rho_e}{2} \text{ [Pa] (6.1.6).}$$

Exemplul de calcul 1

Se consideră o încăpere ca cea din figura 6.1.1, pentru care:

$\theta_e = 25$ °C; $\theta_i = 30$ °C;

$\rho_e = 1,156$ kg/m^3; $\rho_i = 1,130$ kg/m^3

$h_1 = h_2 = 3$ m; $g = 9,81$ m/s^2; $B = 10^5$ Pa;

$k_{01} = 0,5$; $k_{02} = 0,2$; $v = 5$ m/s.

Vântul bate pe fațada în care se găsesc orificiile de ventilare.

$p_{e1} = 100000 + 9,81 \cdot 3 \cdot 1,156 = 100034,021$ Pa;

$p_{i1} = 100000 + 9,81 \cdot 3 \cdot 1,13 = 100033,256$ Pa;

$p_{e2} = 100000 - 9,81 \cdot 3 \cdot 1,156 = 99965,979$ Pa;

$p_{i2} = 100000 - 9,81 \cdot 3 \cdot 1,13 = 99966,744$ Pa;

$\Delta p_1 = 9,81 \cdot 3 \cdot (1,156 - 1,130) = 0,765$ Pa;

$\Delta p_2 = -9,81 \cdot 3 \cdot (1,156 - 1,130) = -0,765$ Pa;

$p_{v2} = 0,2 \cdot (5^2 \cdot 1,156)/2 = 2,89$ Pa;

$p_{v1} = 0,5 \cdot (5^2 \cdot 1,156)/2 = 7,225$ Pa;

$p_{t1} = 100000 + 34,021 + 7,225 = 100041,246$ Pa;

$p_{t2} = 100000 - 34,021 + 2,89 = 99968,869$ Pa.

6.1.2 Presiune convențională

Poziția reală a planului neutru nu este, de regulă, cunoscută din cauza influenței vântului și a temperaturii variabile a aerului, de aceea, în practică, se adoptă un plan de referință la nivelul căruia se consideră la exterior presiunea barometrică B (cunoscută) și la interior presiunea necunoscută $B+p_x$ (ce urmează a fi determinată), după care se scriu, în modul cunoscut, presiunile exterioare și interioare.

Se observă că diferența de presiune:

$\Delta p_2 = (p_x - h \cdot g \cdot \rho_i) - (p_{v2} - h \cdot g \cdot \rho_e)$ [Pa](6.1.7)

se poate scrie și sub forma:

$\Delta p_2 = p_x - [p_{v2} - h \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_i)]$ [Pa] (6.1.8)

ceea ce presupune că, la fața interioară a tuturor orificiilor, presiunea se poate considera, în mod convențional, constantă și egală cu p_x (fig. 6.1.2). Deoarece schimbul de aer este cauzat de diferența de presiune pe cele două fețe ale unui orificiu, presiunea pe fața exterioară se modifică în așa fel încât diferențele de presiune reale să nu se modifice, lucru care rezultă de altfel și din relația (6.1.8).

În cazul mai multor orificii va trebui ca pentru cele de introducere:

$p_x < p_{exterioară\ convențională\ minimă}$,

iar pentru cele de evacuare:

$p_x > p_{exterioară\ convențională\ maximă}$.

Exemplul de calcul 2

Se consideră datele din exemplul 1. Se cere rezolvarea în conformitate cu figura 6.1.2.

$\Delta p_1 = p_{v1} - p_x = +7,225 - p_x$

$\Delta p_2 = p_x - [p_{v2} - g \cdot h \cdot (\rho_e - \rho_i)] = p_x - [2,89 - 9,81 \cdot 6 \cdot (1,156 - 1,130)] = p_x - 1,36$

$p_x < p_{e1} = p_{v1} = 7,225$ Pa

$p_x > p_{e2} = p_{v2} - g \cdot h \cdot (\rho_e - \rho_i) = 2,89 - 9,81 \cdot 6 \cdot (1,156 - 1,130) = 1,36$ Pa;

$1,36 < p_x < 7,225$; în încăpere este suprapresiune.

Exemplul de calcul 3

Vântul își schimbă direcția cu 180°, bătând pe fațada opusă.

În acest caz coeficienții aerodinamici au valorile:

$k_{01} = -0,2$; $k_{02} = -0,4$;

$p_{v1} = -0,2 \cdot (5^2 \cdot 1,156)/2 = -2,89$ Pa;

$p_{v2} = -0,4 \cdot (5^2 \cdot 1,156)/2 = -5,78$ Pa;

$p_{e1} = p_{v1} = -2,89$ Pa;

$p_{e2} = p_{v2} - g \cdot h \cdot (\rho_e - \rho_i) = -5,78 - 1,53 = -7,31$ Pa

$\Delta p_1 = p_{v1} - p_x = -2,89 - p_x$

$\Delta p_2 = p_x - p_{e1} = p_x + 7,31$

$-7,31 < p_x < -2,89$; în încăpere este subpresiune.

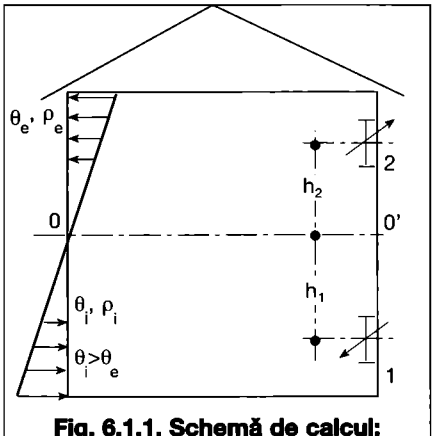


Fig. 6.1.1. Schemă de calcul:
1,2 - orificii; O-O' - planul neutru.

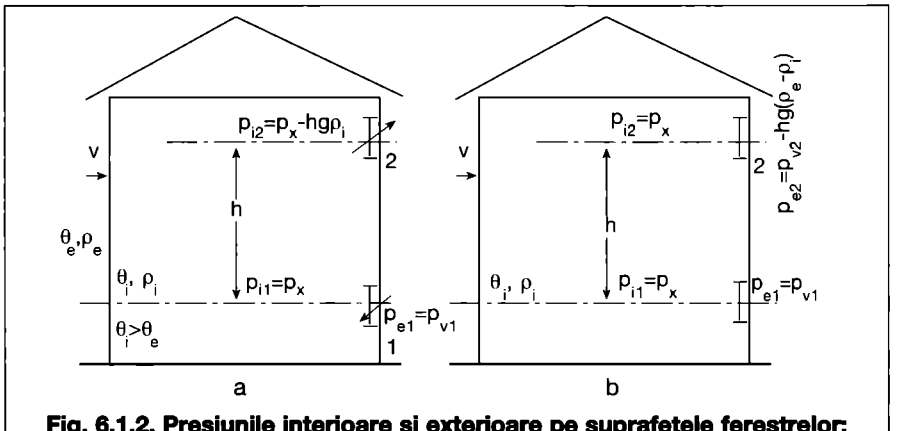


Fig. 6.1.2. Presiunile interioare și exterioare pe suprafețele ferestrelor:
a - presiuni reale; b - presiuni convenționale.

6.1.3. Debitul de aer al orificiilor

$$\dot{V} = \mu \cdot A \cdot v = \mu A\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad [m^3/s] \quad (6.1.9)$$

$$\dot{M} = \mu \cdot A \cdot \rho = \mu A\sqrt{2\rho\Delta p} \quad [kg/s] \quad (6.1.10)$$

în care:

A - secțiunea orificiului [m²];

μ - coeficientul de debit;

v - viteza aerului [m/s];

Δp - diferența de presiune pe cele două suprafețe ale orificiului [Pa];

ρ - densitatea aerului [kg/m³].

Exemplul de calcul 4

Se consideră datele din exemplele 1, 2, 3 și fig. 6.1.2.

Se cer debitele de aer ce trec prin orificiile de introducere și evacuare.

• *Cazul 1*: orificiile sunt plasate pe fața bătută de vânt.

Presiunea p_x este cuprinsă în intervalul 1,33...7,225. Teoretic, poate lua orice valoare din acest interval. Dacă suprafețele orificiilor de introducere și evacuare sunt egale există o singură valoare pentru p_x, respectiv, valoarea care transformă egalitatea:

$$\dot{M}_{int} = \dot{M}_{evac} \Rightarrow$$

$$\mu_1 \cdot A_1\sqrt{2\rho_e(p_{v1} - p_x)} =$$

$$= \mu_2 \cdot A_2\sqrt{2\rho_i\left\{p_x - \left[p_{v2} - gh\left(\rho_e - \rho_i\right)\right]\right\}}$$

în identitate.

Dacă suprafețele de introducere și evacuare sunt diferite, p_x poate avea orice valoare în intervalul menționat.

Se consideră $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,57$;

$A_1 = A_2 = l \cdot b = 1,5 \cdot 0,75 = 1,125$ m².

Trebuie ca:

$2\rho_e \cdot (p_{v1} - p_x) = 2\rho_i\{p_x - [p_{v2} - gh(\rho_e - \rho_i)]\}$

$1,156 \cdot (7,225 - p_x) = 1,13 \cdot \{p_x - [2,89 - 9,81 \cdot 6 \cdot (1,156 - 1,13)]\}$

$= 1,13 \cdot (p_x - 1,33)$

$(1,13 - 1,156) \cdot p_x = 1,156 \cdot 7,225 + 1,13 \cdot 1,33 = 9,855;$

$p_x = 4,31$ Pa;

$\dot{V} = 0,57 \cdot 1,125 \cdot [2 \cdot 1,156 \cdot (7,225 - 4,31)]^{1/2} =$

$1,665$ kg/s $= 4994$ kg/h $= 5185$ m³/h.

• *Cazul 2:* orificiile sunt plasate pe fața nebătută de vânt

$p_{v1} = -2,89$ Pa; $p_{v2} = -5,78$ Pa.

Din condiția:

$\rho_e \cdot (p_{v1} - p_x) = \rho_i \cdot \{p_x - [p_{v2} - gh \cdot (\rho_e - \rho_i)]\}$

rezultă:

$1,156 \cdot (-2,89 - p_x) = 1,13 \cdot (p_x + 7,31)$,

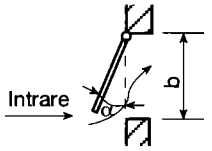
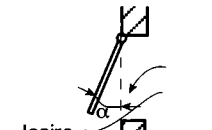
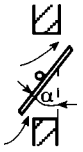
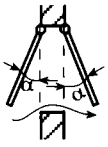
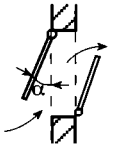
respectiv, $p_x = -5,07$ Pa

$\dot{V} = 0,57 \cdot 1,125 \cdot [2 \cdot 1,156 \cdot (-2,89 + 5,07)]^{1/2} =$

$= 1,441$ kg/s $= 5188$ kg/h $=$

$= 4488$ m³/h.

Tabelul 6.1.1. Valorile coeficienților de debit, μ și ale coeficienților de rezistență locală, ξ, pentru geamurile mobile ale ferestrelor.

Tipul ferestrei	Unghiul de deschidere α [°]	l/b = 1		l/b = 2		l/b = 3	
		ξ	μ	ξ	μ	ξ	μ
Geam mobil în jurul axului superior 	15	16,00	0,25	20,60	0,22	30,8	0,18
	30	5,65	0,42	6,90	0,38	9,15	0,33
	45	3,68	0,52	4,00	0,50	5,15	0,44
	60	3,07	0,57	3,18	0,56	3,54	0,53
	90	2,59	0,62	2,59	0,62	2,59	0,62
Geam mobil în jurul axului superior 	15	11,1	0,3	17,3	0,24	30,8	0,18
	30	4,9	0,45	6,9	0,38	8,6	0,34
	45	3,18	0,56	4,0	0,5	4,7	0,46
	60	2,51	0,63	3,07	0,57	3,3	0,55
	90	2,22	0,67	2,51	0,63	2,51	0,63
Geam mobil în jurul axului central 	15	45,3	0,15	-	-	59,0	0,13
	30	11,1	0,3	-	-	13,6	0,27
	45	5,15	0,44	-	-	6,55	0,39
	60	3,18	0,56	-	-	3,18	0,56
	90	2,43	0,64	-	-	2,68	0,61
Geam dublu cu axele la partea superioară 	15	14,8	0,26	30,8	0,18	-	-
	30	4,9	0,45	9,75	0,32	-	-
	45	3,83	0,51	5,15	0,44	-	-
	60	2,96	0,58	3,54	0,53	-	-
	90	2,37	0,65	2,37	0,65	-	-
Geam dublu cu axele la partea superioară și inferioară 	15	18,8	0,23	45,3	0,15	59,0	0,13
	30	6,25	0,4	11,1	0,3	17,3	0,24
	45	3,83	0,51	5,9	0,41	8,6	0,34
	60	3,07	0,57	4,0	0,5	5,4	0,43
	90	2,37	0,65	2,77	0,6	2,77	0,6

Observație: În tabel s-a notat cu l lățimea, iar cu b înălțimea ferestrei.

Observație: dacă debitul de aer este cunoscut, de exemplu $\dot{M} = 10.000$ kg/h, se determină suprafața necesară a orificiilor:

Cazul 1:

$$A_1 = A_2 = \frac{\dot{M}}{\mu\sqrt{2\rho_e(p_{v1} - p_x)}} =$$

$$= \frac{10000}{3600 \cdot 0,57\sqrt{2 \cdot 1,156(7,225 - 4,31)}} =$$

$$= 1,877 \text{ m}^2$$

Cazul 2:

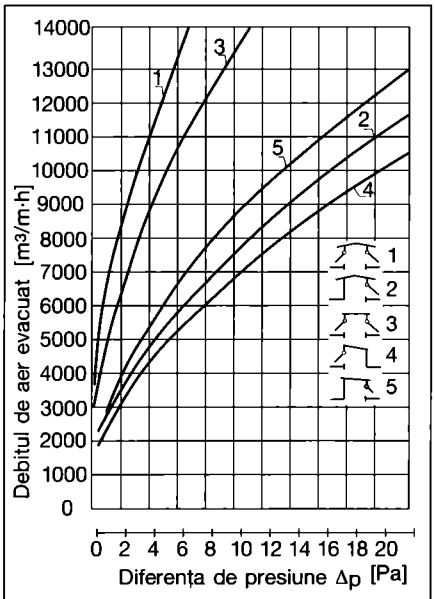


Fig. 6.1.3. Debitul de aer evacuat de deflectoare, la diferență de presiune mare.

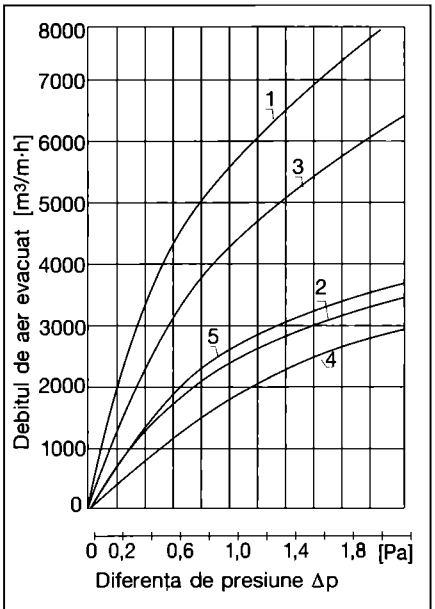


Fig. 6.1.4. Debitul de aer evacuat de deflectoare, la diferență de presiune mică.
Tipul luminatorului este indicat în fig. 6.1.3.

$$A_1 = A_2 =$$

$$= \frac{10000}{3600 \cdot 0,57\sqrt{2 \cdot 1,156(-2,89 + 5,07)}} =$$

$$= 2,17 \text{ m}^2$$

6.1.4. Dispozitive de ventilare naturală

Sunt de 4 tipuri: ferestre mobile (care se pot deschide), coșuri de ventilare, luminatoare și deflectoare. Dintre acestea, coșurile de ventilare sunt folosite în mai mică măsură în industrie (îndeosebi la traveele de mijloc ale halelor cu deschideri mari).

• **Ferestre (ochiuri) mobile**

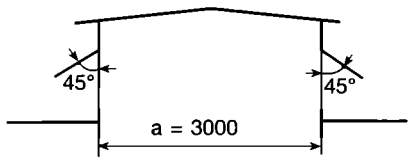
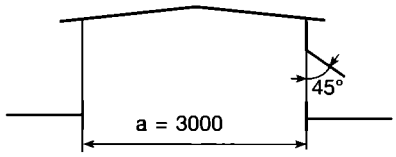
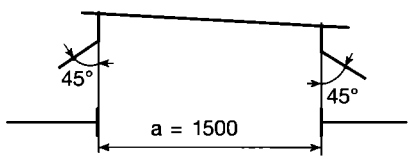
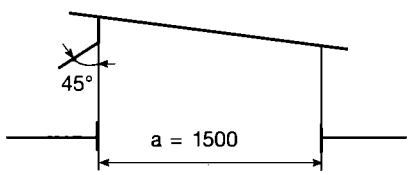
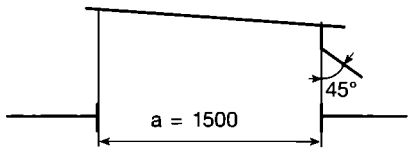
Sunt prevăzute la halele industriale și trebuie acționate în funcție de direcția și intensitatea vântului, ambele mărimi fiind variabile. Acționarea lor trebuie făcută din zona de lucru, necesitând mecanismul corespunzător, pentru cele plasate la înălțime fiind recomandabilă acționarea prin motoare sau servomotoare. Deoarece la ventilarea naturală introducerea de aer se face preluând direct aerul din exterior, este necesar ca dispozitivele respective să fie deschise în mod diferit, după anotimp și intensitatea vântului. În perioada de vară, pentru introducerea aerului se folosesc ochiuri mobile în partea inferioară, iar în perioada de iarnă, la 4...6 m de la pardoseală, pentru ca aerul rece să se poată amesteca cu aerul din hală înainte de a ajunge în zona de lucru.

Coeficienții de debit și de rezistență locală ai ferestrelor care se pot deschide sunt indicați în funcție de dimensiunile acestora în tabelul 6.1.1.

• **Luminatoare**

Sunt dispozitive pătrate sau dreptunghiulare, montate pe acoperiș, care asigură, pe de o parte, iluminarea naturală a halelor industriale, în special, a celor cu mai multe deschideri și, pe de altă parte, ventilarea naturală organizată a acestora. S-au tipizat și realizat atât luminatoare simple, influențate de schimbarea direcției vântului, cât și

Tabelul 6.1.2. Caracteristicile și dimensiunile unor luminatoare tipizate.

Nr. luminatorului	Indicativ al tipului de luminator	Tipul luminatorului	Coeficientul de rezistență locală, ξ
1	LDI - a 3 x 6		1,90
2	LDI - b 3 x 6		4,10
3	LDI - a 1,5 x 6		3,20
4	LDI - b 1,5 x 6		1,60
5	LDI - c 1,5 x 6		2,80

Observație: Coeficientul de rezistență locală corespunde deschiderii (a) de ieșire din luminator.

luminator-deflectoare neinfluențate de vânt. În tabelul 6.1.2 și fig. 6.1.3 și 6.1.4 sunt indicate caracteristicile dimensiunilor și debitele de aer evacuat pentru seria de luminatoare tipizate.

• **Deflectoare, luminator - deflectoare**

Deflectoarele tradiționale, confecționate din metal și montate pe coama acoperișurilor sau de o parte și de alta a acestora, au fost, practic, părăsite din cauza consumului specific ridicat de metal [kg/m³ aer evacuat] și înlocuite cu altele de dimensiuni mai mari, asemănătoare luminatoarelor, uneori realizând și funcțiunea de iluminare naturală. În tabelul 6.1.3 și fig. 6.1.5 și 6.1.6 sunt indicate dimensiunile, simbolurile, caracteristicile și debitele evacuate de deflectoarele și luminator-deflectoarele tipizate de către IPCT și testate de INCERC.

6.1.5. Determinarea debitului de aer evacuat prin deflectoare și luminatoare

Modul de determinare a debitului de aer pentru ventilarea naturală este indicat la §5.1.2. Determinarea aproximativă a debitului de aer evacuat prin dispozitive amplasate în plafonul halelor industriale se poate face determinând viteza de evacuare v_2 (fig. 6.1.7) cu ajutorul relației lui Hansen:

$$v_2 = \sqrt{g \cdot h \frac{\Delta T}{T_1} \frac{1}{\xi_2 + \xi_1 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \quad [m/s] \qquad (6.1.11)$$

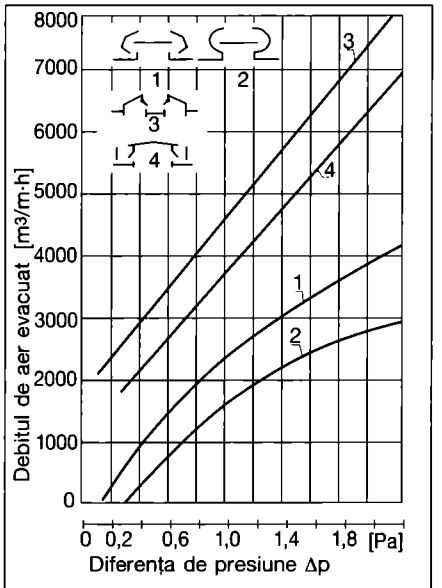


Fig. 6.1.5. Debitul de aer evacuat prin luminator-deflectoare, la diferență de presiune de până la 2 Pa.

relație pusă sub forma:

$$v_2 = \sqrt{\frac{gh\,\Delta T/T_1}{\xi_1 + \xi_2}} \cdot \sqrt{\frac{\xi_1 + \xi_2}{\xi_2 + \xi_1 (A_2/A_1)^2}} =$$

$$= v_2^* \cdot C_0 \quad [m/s] \qquad (6.1.12)$$

și reprezentată grafic în fig. 6.1.8.

În partea stângă a graficului este reprezentată expresia v_2^* pentru $\xi_1 + \xi_2 = 5$, iar, în partea dreaptă, factorul de corecție C_o:

$$C_o = \sqrt{\frac{\xi_1 + \xi_2}{\xi_2 + \xi_1 (A_2/A_1)^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{5}{\xi_2 + \xi_1 (A_2/A_1)^2}} \quad [m/s] \qquad (6.1.13)$$

unde:

g = 9,81 m/s², accelerația gravitațională;

$\Delta T = \theta_{ev} - \theta_i$, $T_1 = 273 + \theta_i$,

θ_{ev} - temperatura aerului evacuat;

θ_i - temperatura aerului introdus;

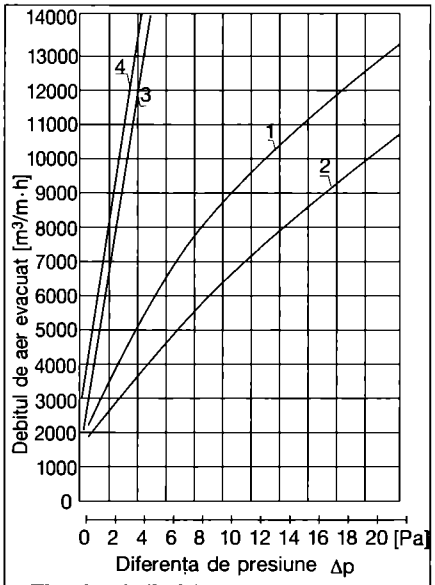


Fig. 6.1.6. Debitul de aer evacuat prin luminator-deflectoare, la diferență de presiune de până la 10 Pa.

Tipul luminatorului este indicat în fig. 6.1.5.

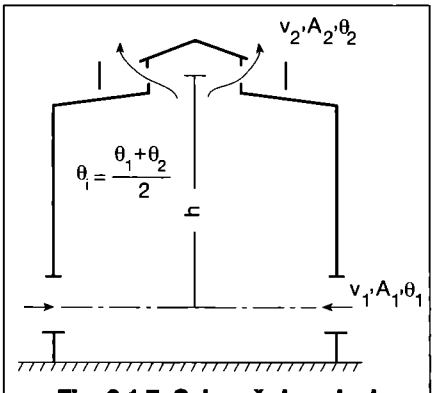
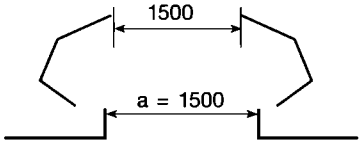
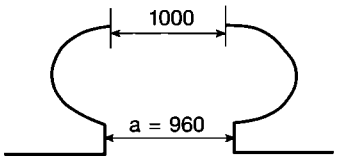
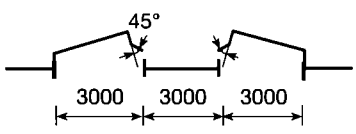
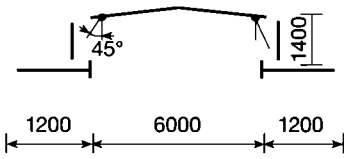


Fig. 6.1.7. Schemă de calcul al debitului de aer evacuat natural prin dispozitive în plafonul unei hale industriale.

Tabelul 6.1.3. Luminator-deflectoare tipizate.

Nr. deflectorului	Indicativ al tipului de luminator	Tipul deflectorului	Coeficientul de rezistență locală, ξ
1	Dmi 1,5 x 3		10,90
2	Dml 0,96 x 1,96		19,80
3	DT 03		-
4	DP 6i		-

Observație: Coeficientul de rezistență locală corespunde deschiderii (a) de ieșire din deflector.

h - distanța dintre axele orificiilor de introducere și evacuare;
ξ_1, ξ_2 - coeficienții de rezistență locală ai orificiilor de introducere, respectiv, evacuare;
A_1, A_2 - suprafețele orificiilor de introducere, respectiv evacuare.

Exemplul de calcul 5

Într-o hală industrială cu dimensiunile *80x20 = 1600* m², H = 15 m, volumul V = 24000 m³, căldura perceptibilă în exces, în timpul verii, este Φ = *450* kW, temperatura aerului exterior $\theta_1 = \theta_e$ = 26 °C, temperatura maximă a aerului interior, θ_i = *31* °C.

Rezolvare: $\theta_i = (\theta_1 + \theta_2)/2 \Rightarrow$
$\theta_2 = 2 \cdot 31 - 26 = 36$ °C
$\Delta T = \theta_2 - \theta_1 = 36 - 26 = 10$ °C.

Debitul de aer,
$\dot{V} = \Phi/c_p \cdot \rho \cdot \Delta T =$
$= 450/1{,}005 \cdot 1{,}156 \cdot 10 = 38{,}73$ m³/s
$\Delta T/T_1 = 10/26 + 273 =$
$= 10/299 = 0{,}0334.$

Din fig. 6.1.8 pentru $A_1 = A_2$, $\Delta T/T_1 = 0{,}0334$ și h = 15 m, rezultă v_2^* = 1 m/s.

Suprafața necesară de evacuare,
$A_2 = 38{,}73/1 = 38{,}73$ m².

Dacă se adoptă dispozitive de introducere și evacuare cu rezistențe locale mai mici, de exemplu:
$\xi_1 = \xi_2 = 2$,
rezultă C_o = *1,15* și, mai departe, $v_2 = C_o \cdot v_2^* = 1{,}15 \cdot 1 = 1{,}15$ m/s, respectiv, suprafața dispozitivului de evacuare, $A_2 = 38{,}73/1{,}15 = 33{,}68$ m².

Exemplul de calcul 6

Hală cu o deschidere

Se determină secțiunile deschiderilor de introducere 1, 2 și evacuare 3, 4 pentru ventilarea naturală organizată în perioada de vară a unei hale industriale (fig. 6.1.9) cunoscându-se următoarele date:
- căldura perceptibilă în exces, Φ = *500* kW;
- temperatura exterioară, θ_e = *28,3* °C (ρ_e = *1,136* kg/m³),
- temperatura în zona de lucru, $\theta_{zl} = \theta_e + 5$ = 33,3 °C;
- viteza vântului, v = 4 m/s;
- coeficienții de debit, $\mu_1 = \mu_2$ = 0,57, $\mu_3 = \mu_4$ = 0,725;
- coeficienții aerodinamici, U_{01} = *0,50*, U_{02} = *-0,27*, U_{03} = *-0,38*, U_{04} = *-0,42*;
- gradientul de temperatură, β = *0,40* K/m.

Rezolvare:

a. Se ține seama de acțiunea vântului.

- Temperatura aerului evacuat,
$\theta_a = \theta_{zl} + (H - h_{zl}) =$
$= 33{,}3 + 0{,}40\ (16{,}5 - 1{,}5) = 39{,}3$ °C.

Debitul de aer pentru ventilare,
$\dot{V} = \Phi/c_p \rho\ (\theta_a - \theta_e) =$
$= 500/[1{,}005 \cdot 1{,}136 \cdot (39{,}3 - 28{,}3)] =$
$= 39{,}81$ m³/s = *143,330* m³/h.

Funcționarea orificiilor: 1, 2 la introducere, 3, 4 la evacuare;
$\dot{V}_1 + \dot{V}_2 = \dot{V}_3 + \dot{V}_4 = q_v$;
$\dot{V}_1 = \dot{V}_4 = 0{,}6\ \dot{V}$; $\dot{V}_2 = \dot{V}_3 = 0{,}4\ \dot{V}$.

Temperatura medie a aerului interior,
$\theta_i = 1/2 \cdot (\theta_a + \theta_{zl}) = 0{,}5 \cdot (39{,}3 + 33{,}3) =$
$= 36{,}3$ °C, $\cdot \rho_i = 1{,}105$ kg/m³.

Presiunea dinamică a vântului,
$v^2 \cdot \rho_e / 2 = 4^2 \cdot 1{,}136/2 = 9{,}088$ Pa.

Presiunea vântului:
$p_{v1} = 0{,}5 \cdot 9{,}088 = 4{,}544$ Pa;
$p_{v2} = -0{,}27 \cdot 9{,}088 = -2{,}454$ Pa;
$p_{v3} = -0{,}38 \cdot 9{,}088 = -3{,}453$ Pa;
$p_{v4} = -0{,}42 \cdot 9{,}088 = -3{,}817$ Pa.

Presiunile convenționale la exteriorul orificiilor:
$p_1 = 4{,}544$ Pa; $p_2 = -2{,}454$ Pa;
$p_3 = 0{,}909 - 9{,}81(1{,}136 - 1{,}105) = -3{,}653$ Pa;
$p_4 = -3{,}817 - 9{,}81(1{,}136 - 1{,}105) = -8{,}379$ Pa.

Presiunea interioară p_x trebuie să îndeplinească următoarele condiții:
$p_x > -3{,}653$, respectiv, $p_x > -8{,}379$;
$p_x < +4{,}544$, respectiv, $p_x < -2{,}454$,
deci $-3{,}653 < p_x < -2{,}454$.
Se alege, de exemplu, p_x = *-3,0* Pa.

Diferențele reale de presiune în fața orificiilor:
$\Delta p_1 = p_1 - p_x = 4{,}544 - (-3{,}0) = 7{,}544$ Pa;
$\Delta p_2 = p_2 - p_x = 2{,}454 + 3{,}0 = 0{,}546$ Pa;
$\Delta p_3 = p_x - p_3 = -3{,}0 + 3{,}653 = 0{,}653$ Pa;
$\Delta p_4 = p_x - p_4 = -3{,}0 + 8{,}379 = 5{,}379$ Pa.

Suprafețele orificiilor (relația 6.1.9) de introducere și evacuare:

$$A_1 = \frac{\dot{V}_1}{\mu_1 \sqrt{2\,\Delta p_1 / \rho_e}} = \frac{0{,}6 \cdot 39{,}81}{0{,}57\sqrt{2 \cdot 7{,}544/1{,}136}} = 11{,}50\ \text{m}^2;$$

$$A_2 = \frac{0{,}4 \cdot 39{,}81}{0{,}57\sqrt{2\,\frac{0{,}546}{1{,}136}}} = 24{,}49\ \text{m}^2;$$

$$A_3 = \frac{0{,}4 \cdot 39{,}81}{0{,}725\sqrt{2\,\frac{0{,}653}{1{,}105}}} = 20{,}20\ \text{m}^2;$$

$$A_4 = \frac{0{,}6 \cdot 39{,}81}{0{,}725\sqrt{2\,\frac{5{,}379}{1{,}105}}} = 10{,}56\ \text{m}^2.$$

Luminatorul LDI - a este simetric, astfel că suprafețele de evacuare, pe ambele laturi, sunt egale. Suprafețele A_3 și A_4 se adoptă egale modificându-se, în mică măsură, repartiția debitelor $\dot{V}_3$ și $\dot{V}_4$, respectiv, $\dot{V}_3 = 0{,}38 \cdot \dot{V}$, iar $\dot{V}_4 = 0{,}62 \cdot \dot{V}$.

Coeficientul de debit 0,725 pentru A_3 și A_4 s-a determinat pe baza coeficientului de rezistență locală ξ = *1,9* (tab. 6.1.2) pe baza relației $\mu = 1/\sqrt{\xi} = 0{,}725$.

b. Se neglijează acțiunea vântului:

Presiunile convenționale devin:
$p_1 = p_2 = 0$; $p_3 = p_4 = -gh \cdot (\rho_e - \rho_i) =$
$= -9{,}81 \cdot 15\ (1{,}136 - 1{,}105) = -0{,}465$ Pa

Presiunea p_x este cuprinsă între -0,465 și 0; se alege p_x = *-0,20* Pa.

Diferențele reale de presiune în fața orificiilor:
$\Delta p_1 = \Delta p_2 = p_1 - p_x = 0 - (-0{,}20) = 0{,}20$ Pa
$\Delta p_3 = \Delta p_4 = p_x - p_3 = -0{,}20 - (-0{,}465) =$
$= 0{,}265$ Pa.

Suprafețele necesare, considerând o repartiție egală:

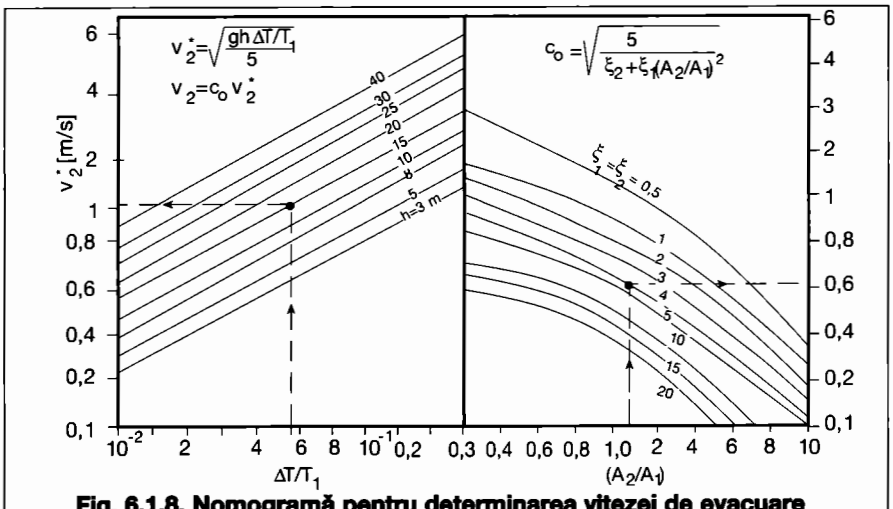


Fig. 6.1.8. Nomogramă pentru determinarea vitezei de evacuare a aerului prin luminator - deflectoare.

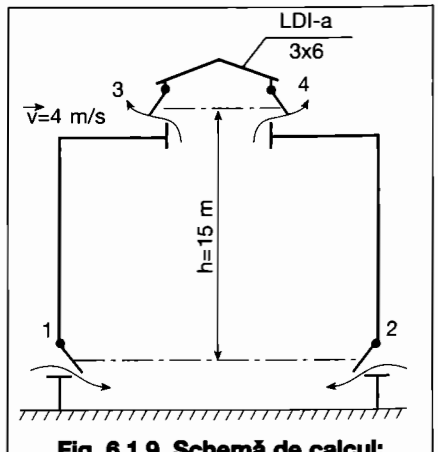


Fig. 6.1.9. Schemă de calcul:
1, 2 - orificii de introducere;
3, 4 - orificii de evecuare.

$$A_1=A_2=\frac{0,5\cdot\dot V}{m_1\sqrt{2\,Dp_1/r_e}}=$$

$$=\frac{0,5\cdot 39,81}{0,57\sqrt{2\cdot 0,2/1,136}}=58,85\ \text{m}^2;$$

$$A_3=A_4=\frac{0,5\cdot 39,81}{0,725\sqrt{2\cdot 0,265/1,105}}=$$

$$=39,64\ \text{m}^2$$

Dacă s-ar fi adoptat, și pentru A_3, A_4 dispozitive cu același coeficient de debit suprafețele necesare ar fi fost sensibil egale.

c. Verificarea cu metoda aproximativă (conform §6.1.5).

$\Delta T/T_1 = (39,3 - 28,3)/(273 + 28,3) = 11/301,3 = 0,0365$

Pentru $\Delta T/T_1 = 0,0365$ și $H = 15$ m rezultă din fig. 6.1.8 viteza este:

$v_2^* = 1,01$ m/s.

Corespunzător coeficientului de debit $\mu_1 = 0,57$ rezultă:

$\xi_1 = 1/\mu_1^2 = 1/0,57^2 = 3,07;$

admițând $A_1 = A_2$ și $\xi_1 = \xi_2 = 3$, se determină coeficientul de corecție $C_o = 0,93$ (partea dreaptă a graficului din fig. 6.1.8 pentru $A_2/A_1 = 1$ și $\xi_1 = \xi_2 = 3$) și viteza:

$v_2 = C_o\cdot v_2^* = 0,93\cdot 1,01 = 0,94$ m/s.

Secțiunea totală la evacuare este:

$A_3 + A_4 = \dot V/v_2 = 39,81/0,57\cdot 0,94 = 74,3\ \text{m}^2,$

ceea ce reprezintă aproximativ dublul secțiunii de mai sus.

$A_3 = A_4 = 39,64\ \text{m}^2.$

Eroarea făcută prin aplicarea metodei aproximative este de circa:

$(39,64\cdot 2 - 74,3)/(39,64\cdot 2)\cdot 100\% = -6,3\%.$

d. Utilizarea luminatoarelor tipizate.

La luminatoarele tipizate (tab. 6.1.2 și fig. 6.1.3, 6.1.4) debitul de aer evacuat pe 1 m este dat în funcție de diferența de presiune existentă în deschiderea (a) de ieșire din luminator. Considerând, în cazul exemplului dat, deschiderea de ieșire din luminator la o înălțime față de pardoseală, h = 14 m, se recalculează diferența de presiune (în absența vântului):

$p = -h\cdot(\rho_e - \rho_i) = -14\cdot(1,136 - 1,105) = -0,434$ Pa.

Se păstrează $p_x = -0,20$

$\Delta p = p_x - p = -0,20 - (-0,434) = 0,234$ Pa.

Pentru luminatorul LDI -*a*/3·6 și o diferență de presiune de 0,234 Pa (curba 1 din fig. 6.1.4) rezultă un debit de aer $\dot V_0 = 2940$ m³/h ; luminatorul având 6 m lungime debitul evacuat este $\dot V_1 = 6\cdot 2940 = 17640$ m³/h luminator. Pentru evacuarea întregului debit de aer sunt necesare:

$n = \dot V/\dot V_1 = 143330/17640 = 8$ luminatoare.

Exemplul de calcul 7

Hală cu 4 deschideri

Se determină secțiunile deschiderilor de introducere și evacuare pentru ventilarea naturală organizată, în perioada de vară, a halei din fig. 6.1.10, în absența vântului, cunoscându-se următoarele date:

- căldura perceptibilă în exces în cele 4 deschideri:

$\Phi_I = 350$ kW, $\Phi_{II} = 50$ kW,

$\Phi_{III} = 100$ kW, $\Phi_{IV} = 400$ kW;

- temperatura exterioară, $\theta_e = 28,3$ °C ($\rho_e = 1,136$ kg/m³),
- temperaturile în zonele de lucru:

$\theta_{zl\ I,\ IV} = \theta_e + 5 = 33,3$ °C,

$\theta_{zl\ II,\ III} \le 33$ °C;

- coeficienții de debit:

$\mu_1 = \mu_6 = 0,55,$

$\mu_7 = \mu_8 = \mu_9 = 0,63,$

$\mu_2 = \mu_3 = \mu_4 = \mu_5 = 0,60;$

- gradienții de temperatură:

$\beta_I = \beta_{IV} = 0,58$ K/m.

Rezolvare

Temperatura aerului evacuat,

$\theta_{a\ I} = \theta_{a\ IV} = 33,3 + 11\cdot 0,5 = 38,8$ °C.

Schema propusă de funcționare a orificiilor: 1, 3, 4, 6 la introducere; 2, 5 la evacuare; 9 - introducere din secția II în I; 8 - idem, din II în III; 7 - idem, din III în IV. Bilanțurile de aer:

$\dot V_2 = \dot V_1 + \dot V_9;\ \dot V_3 = \dot V_8 + \dot V_9;$

$\dot V_5 = \dot V_6 + \dot V_7;$

$\dot V_1 + \dot V_3 + \dot V_6 = \dot V_2 + \dot V_5;$

$$\Delta p_{yx} = p_y - p_x = \frac{\rho_{II}\cdot q_{v\,9}^2}{2\mu_9^2 A_9^2};\text{[Pa]}$$

$$\Delta p_{yz} = p_y - p_z = \frac{\rho_{II}\cdot q_{v\,8}^2}{2\mu_8^2 A_8^2};\text{[Pa]}$$

$$\Delta p_{zw} = p_z - p_w = \frac{\rho_{III}\cdot q_{v\,7}^2}{2\mu_7^2 A_7^2}\ \text{[Pa]}$$

$\Delta p_1 = -p_x;\ \Delta p_2 = p_x + gh\cdot(\rho_e - \rho_i)$ [Pa];

$\Delta p_3 = -gh\cdot(\rho_e - \rho_{II}) - p_y$ [Pa];

$\Delta p_4 = -gh\cdot(\rho_e - \rho_{III}) - p_z$ [Pa];

$\Delta p_5 = p_w + gh\cdot(\rho_e - \rho_{IV})$ [Pa];

$\Delta p_6 = -p_w$ [Pa].

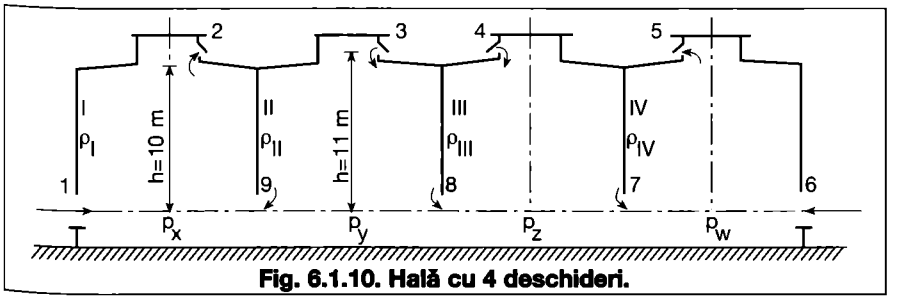


Fig. 6.1.10. Hală cu 4 deschideri.

Debitele de aer pentru secțiile II și III se pot determina pe baza condiției impuse ca temperatura în zona de lucru:

$\theta_{zl\ II,\ III} \le 33$ °C.

$\Phi_{II} = q_{v3}\cdot c_p\cdot\rho_e\cdot(\theta_{zl\ II} - \theta_e) \Rightarrow$

$\dot V_3 = \Phi_{II}/c_p\cdot\rho_e\cdot(\theta_{zl} - \theta_e) = 50/1,005\cdot 1,136(33-38,3).$

$\dot V_3 = 9,32\ m^3/s = 33545$ m³/h.

Acest aer se va deplasa, în cea mai mare parte, spre secția caldă I, de exemplu: 90%.

În felul acesta se pot determina:

$\dot V_9 = 0,9\cdot\dot V_3 = 0,9\cdot 9,32 = 8,39$ m³/s = 30200 m³/h;

$\dot V_8 = 0,1\cdot\dot V_3 = 0,1\cdot 9,32 = 0,932\ m^3/s = 3345$ m³/h.

Temperatura medie în secțiile II și III;

$\theta_{i\ II,\ III} = 0,5\cdot(28,3 + 33) = 30,65$ °C;

$\rho_{II} = \rho_{III} = 1,130$ kg/m³.

$\dot V_4 = \Phi_{III}/c_p\cdot\rho_e\cdot(\theta_{zl\ III} - \theta_e) = 100/1,005\cdot 1,136\cdot(33-28,3) = 18,64$ m³/s = 67090 m³/h;

$\dot V_7 = \dot V_4 + \dot V_8 = 18,64 + 0,932 = 19,572\ m^3/s = 70460$ m³/h.

Ariile dintre secții sunt cunoscute din procesul tehnologic.

Presupunem:

$A_7 = 100\ \text{m}^2;\ A_8 = 12\ \text{m}^2;\ A_9 = 40\ \text{m}^2;$

Diferențele de presiune sunt:

$\Delta p_{yx} = 1,13\cdot 9,32^2/2\cdot 0,63^2\cdot 40^2 = 0,077$ Pa;

$\Delta p_{yz} = 1,13\cdot 0,932^2/2\cdot 0,63^2\cdot 12^2 = 0,00921$ Pa;

$\Delta p_{zw} = 1,13\cdot 19,572^2/2\cdot 0,63^2\cdot 100^2 = 0,0545$ Pa.

- temperatura aerului amestecat ($\dot V_1 + \dot V_9$) în zona de lucru a secției I este

$\theta = 33,3$ °C,

- temperatura de evacuare,

$\theta_{a\ I} = 33,3 + 10\cdot 0,5 = 38,3$ °C și

- temperatura medie a aerului interior,

$\theta_{i\ I} = 0,5\ (33,3 + 38,3) = 35,8$ °C;

$\rho_I = 1,107$ kg/m³.

Similar, se obțin pentru secția IV:

$\theta_{a\ IV} = 38,3$ °C;

$\theta_{i\ IV} = 35,8$ °C;

$\rho_{IV} = 1,107$ kg/m³.

Se pot scrie presiunile convenționale la fețele exterioare ale orificiilor:

$p_{e1} = 0;$

$p_{e2} = -9,81\cdot 11(1,136 - 1,107) = -3,13;$

$p_{e3} = -9,81\cdot 11(1,136 - 1,130) = -0,65;$

$p_{e4} = -9,81\cdot 11(1,136 - 1,130) = -0,65;$

$p_{e5} = -9,81\cdot 11(1,136 - 1,107) = -3,13;$

$p_{e6} = 0$

și, respectiv, diferențele de presiune:

$\Delta p_1 = -p_x;$

$\Delta p_2 = p_x + 3,13;$

$\Delta p_3 = -0,65 - p_y;$

$\Delta p_4 = -0,65 - p_z;$

$\Delta p_5 = p_w + 3,13;$

$\Delta p_6 = -p_w$

Presiunea p_x trebuie să îndeplinească cele două condiții:

$p_x < p_1;$

$p_x > p_2$ deci $-3,13 < p_x < 0.$

Alegând p_x = -2,0 rezultă pe rând:
$p_y = p_x + \Delta p_{yx} = -2 + 0,077 = -1,923;$
$p_z = p_y - \Delta p_{yz} = -1,923 - 0,00921 = -1,93221.$
$p_w = p_z - \Delta p_{zw} = -1,93221 - 0,0545 = -1,98671.$

Se verifică și celelalte condiții:
$p_x < p_y < p_{e3};$
$-2 < p_y = -1,923 < -0,65;$
$p_w < p_z < p_{e4};$
$-1,98671 < p_z = -1,93221 < -0,65$
$p_{e5} < p_w < p_{e6};$
$p_w < p_z.$
$-3,13 < p_x = -1,98671 < 0;$
$p_w < -1,93221.$

Pentru realizarea condițiilor de presiune se poate acționa asupra suprafețelor de trecere a aerului între diferitele secții. În funcție de mărimea degajărilor de căldură ale secțiilor se pot adopta și alte scheme funcționale privind repartizarea orificiilor pentru a lucra la introducere sau la evacuare.

Debitele de aer pentru celelalte orificii:
$\dot{V} = \dot{V}_2 + \dot{V}_5 = \Phi_I + \Phi_{IV} / c_p \rho_I (\theta_a - \theta_{zI}) =$
$= (350 + 400)/1,005 \cdot 1,107 \cdot$
$\cdot (38,3-33,3) = 134,8 \text{ m}^3/\text{s};$
$\dot{V}_1 + \dot{V}_6 = (\dot{V}_2 + \dot{V}_5) - (\dot{V}_7 + \dot{V}_9) =$
$= 134,8 - (19,572 + 8,39) =$
$= 106,84 \text{ m}^3/\text{s}.$

Considerând repartiția egală între orificiile de introducere, rezultă:
$\dot{V}_1 = \dot{V}_6 = 53,42 \text{ m}^3/\text{s};$
$\dot{V}_2 = \dot{V}_5 = 67,4 \text{ m}^3/\text{s}.$

Suprafețele necesare:

$$A_1 = \frac{\dot{V}_1}{\mu_1 \sqrt{2\Delta p_1 / \rho_e}} = \frac{53,42}{0,55\sqrt{2 \cdot 2,0 / 1,136}} = 51,76 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\dot{V}_2}{\mu_2 \sqrt{2\Delta p_2 / \rho_I}} = \frac{67,40}{0,60\sqrt{2 \cdot 1,13 / 1,107}} = 78,62 \text{ m}^2$$

$$A_3 = \frac{\dot{V}_3}{\mu_3 \sqrt{2\Delta p_3 / \rho_e}} = \frac{9,32}{0,60\sqrt{2 \cdot 1,273 / 1,136}} = 10,37 \text{ m}^2$$

$$A_4 = \frac{\dot{V}_4}{\mu_4 \sqrt{2\Delta p_4 / \rho_e}} = \frac{\dot{V}_4}{0,60\sqrt{2 \cdot 1,282 / 1,136}} = 20,68 \text{ m}^2$$

$$A_5 = \frac{\dot{V}_5}{\mu_5 \sqrt{2\Delta p_5 / \rho_{IV}}} = \frac{67,4}{0,60\sqrt{2 \cdot 1,1433 / 1,107}} = 78,16 \text{ m}^2$$

$$A_6 = \frac{\dot{V}_6}{\mu_6 \sqrt{2\Delta p_6 / \rho_e}} = \frac{\dot{V}_6}{0,55\sqrt{2 \cdot 1,987 / 1,136}} = 74,45 \text{ m}^2$$

6.2. Instalații de ventilare locală

6.2.1. Ventilare locală prin aspirare; tipuri constructive

Dispozitivele de ventilare locală utilizate pentru captarea nocivităților din imediata apropiere a locului de degajare se pot clasifica în trei categorii:
- deschise,
- semiînchise și
- închise.

6.2.1.1 Dispozitive deschise

Cele mai frecvent folosite sunt hotele și absorbțiile marginale.

6.2.1.1.1 Hotele sunt dispozitive care se amplasează, de regulă, deasupra surselor de degajare, dar și lateral sau dedesubt, pentru captarea nocivităților care prezintă o forță ascensională importantă. În fig. 6.2.1 se prezintă principalele tipuri de hote:
- Hota clasică (fig. 6.2.1 a) care poate avea secțiunea de aspirație circulară, pătrată sau dreptunghiulară, în funcție de forma sursei de degajare. Pentru o aspirație cât mai eficientă, distanța *y* de amplasare față de sursă trebuie să fie cât mai mică și să depășească perimetral sursa cu (0,3...0,4) *y*. De asemenea, pentru a se asigura uniformitatea câmpului de viteză în secțiunile de aspirație, este recomandabil să se prevadă un „șorț" la partea sa inferioară cu o înălțime de (0,1...0,2) *y*, iar unghiul α să fie mai mic sau egal cu 60°.
- Hota de perete (fig. 6.2.1 b) - avantajoasă prin limitarea spectrului de aspirație și diminuarea influenței curenților de aer din încăpere privind împrăștierea noxelor degajate. Pentru multe utilaje și cuptoare, peretele reprezintă chiar una din fețele laterale ale acestora.

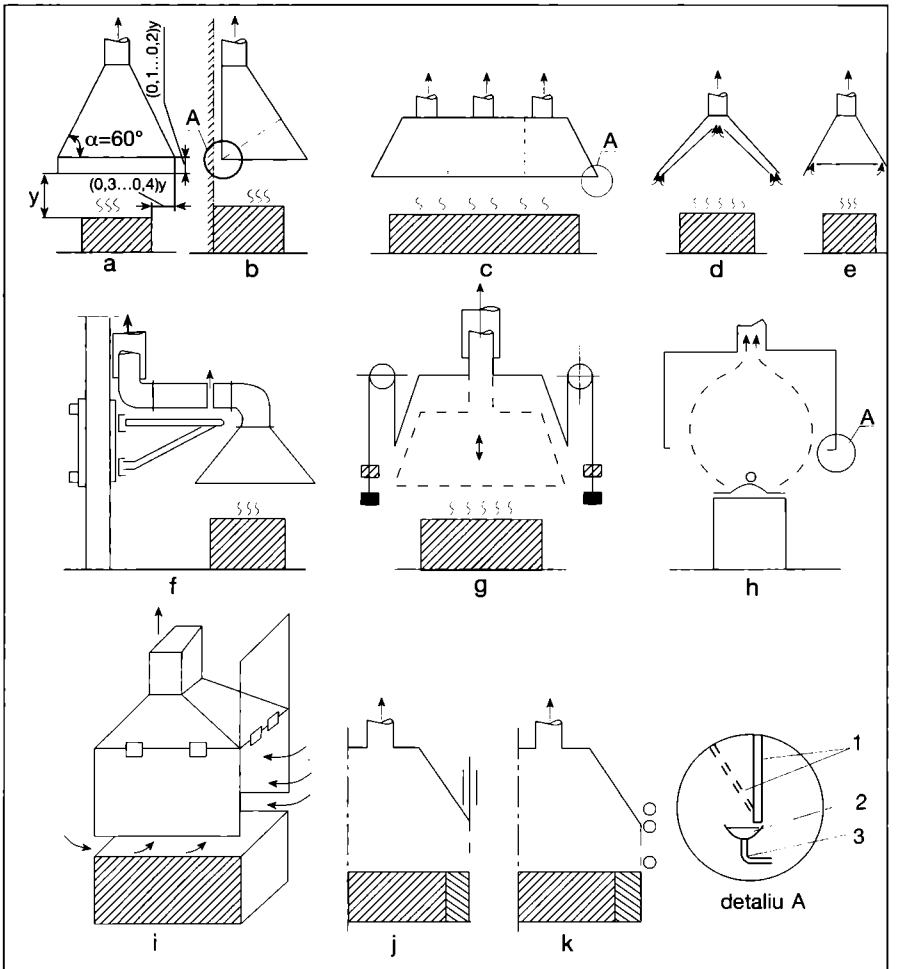


Fig. 6.2.1. Tipuri constructive de hote:
a - clasică; b - de perete; c - multicompartimentată; d - cu absorbție centrală și periferică; e - cu absorbție periferică; f - rabatabilă; g - telescopică; h - cu acumulare; i - cu pereți laterali; j - cu fereastra ghilotină; k - cu rulouri;
1 - perete hotă; 2 - jgheab colector condensat; 3 - conductă evacuare condensat.

- Hota multicompartimentată (fig. 6.2.1 c) este indicată în cazul surselor cu lungime mare, însă fiecare compartiment trebuie prevăzut cu evacuare individuală.
- Hota cu aspirație centrală și periferică (fig. 6.2.1 d) sau cu aspirație numai periferică (fig. 6.2.1 e) sunt indicate pentru limitarea debitului de aer aspirat și pentru cazurile când se lucrează cu piese de dimensiuni diferite sau când suprafața planului de degajare a noxelor variază în timp.
- Hota rabatabilă (fig. 6.2.1 f) permite atât micșorarea distanței de amplasare față de sursă, dar și manipularea materialelor, pieselor etc. cu ajutorul unor grinzi monorai, caz în care hota, prin dispozitivul de la partea superioară, se rabatează cu 90 °.
- Hota telescopică (fig. 6.2.1 g) asigură o funcționare eficientă permițând micșorarea momentană a distanței dintre planul de aspirare și planul sursei în funcție de natura operațiilor tehnologice necesare.
- Hota cu acumulare (fig. 6.2.1 h), indicată în cazul degajărilor cu caracter intermitent, permite captarea lor momentană și evacuarea lor într-un interval mai mare de timp.

De multe ori, distanța *y* dintre planul hotei și sursă este impusă din condiția de acces sau demontare periodică a unor piese, mai ales în cazul unor procese cu flux continuu, motiv pentru care este indicat, pentru astfel de cazuri, să se prevadă, la periferia hotelor, dispozitive culisabile sub forma unor ferestre ghilotină, rulouri etc. (fig. 6.2.1 j, k) care pot contribui în mare măsură la creșterea eficienței în funcționare.

Materialele din care se confecționează hotele depind, în principal, de caracterul agresiv și temperatura degajărilor respective, la care se adaugă, de multe ori, cerințe estetice și criterii economice. Pot fi confecționate din tablă neagră tratată sau protejată corespunzător, tablă zincată, din inox, mase plastice, sticlă etc.

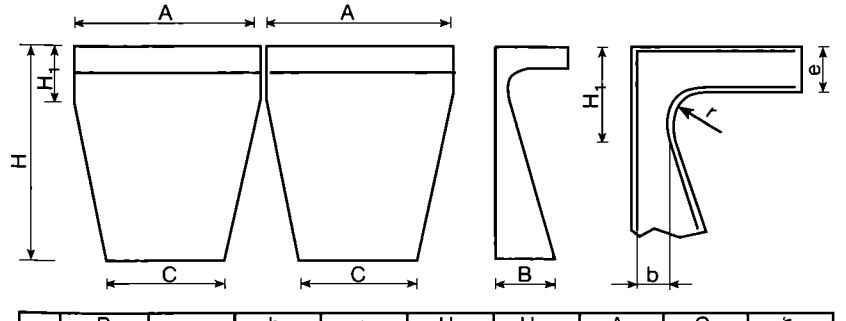
În funcționarea hotelor pot apărea și două inconveniente. La captarea unor gaze foarte calde, ele devin surse radiante care pot deranja activitatea celor din jur și, destul de frecvent, la evacuarea prin tiraj natural, din cauza răcirii pereților hotei, apare fenomenul de condensat superficial. Ambele aspecte neplăcute pot fi evitate prin măsuri de izolare termică, în ultimul caz punându-se condiția ca temperatura superficială a hotei, pe partea expusă la condensare, să fie mai mare cu cel puțin 1 °C față de temperatura punctului de rouă a aerului din care provine condensatul, luându-se și măsuri suplimentare pentru colectarea și evacuarea lui, cum se indică în fig. 6.2.1, detaliul A.

6.2.1.1.2 Aspirații marginale se folosesc pentru captarea fluxurilor de nocivități ce se degajă de la suprafața băilor industriale care apar cu mare frecvență, în diverse ramuri industriale, pentru procese de spălare, decapare, degresare, grunduire, vopsire prin scufundare sau pentru diverse tratamente termice de suprafață ca: zincare, nichelare, cromare, cadmiere, brunare etc.

Dispozitivele de aspirare marginală folosite sunt fantele cu înălțimi între 50 și 250 mm care trebuie să asigure un câmp uniform de viteză în secțiunea de evacuare. Pentru cele folosite în mod uzual, forma și dimensiunile lor sunt indicate în fig. 6.2.2.

În funcție de lățimea băilor *B*, ventilarea lor se poate face cu dispozitive amplasate pe o latură, (unilaterale - fig. 6.2.3 a), aceasta în cazul când $B \leq 5...600$ mm, putându-se folosi până la $B = 800$ mm, dacă baia este amplasată cu latura mare la un perete; pe două laturi opuse (fig. 6.2.3 b,c,d) pentru lățimi $B \leq 1000$ mm; cu refulare pe o latură și evacuare pe latura opusă (fig. 6.2.3 g, h) sau cu evacuare pe tot conturul, în cazul băilor cilindrice (aspirații inelare - fig. 6.2.3 e, f).

În cazul aspirațiilor bilaterale, pentru creșterea eficienței lor, s-au introdus fantele rabatabile (fig. 6.2.3 c) care, după introducerea pieselor, se comută din poziția desenată întrerupt în poziția cu linie plină, micșorându-se suprafața prin care se propagă fluxul de nocivități, aceasta devenind proporțională cu *B'* și fantele întoarse (fig. 6.2.3 d) care asigură o delimitare mai bună a spectrului de aspirare față de fantele obișnuite. Ideea este valabilă și pentru fantele cu aspirație inelară, unde coborârea acestora de la marginea superioară (fig. 6.2.3 e) în poziția îngropat contribuie la îmbunătățirea eficienței, ceea ce înseamnă, practic, un debit mai mic de aer evacuat pentru aceleași condiții ale băii.



Tip	B [mm]	e [mm]	b [mm]	r [mm]	H [mm]	H_1 [mm]	A [mm]	C [mm]	ξ
I	120	50	28	25	500	100	500 600 700 800	390 470 595 625	1,0
II	140	80	35	40	500	150	500 600 700 800	420 505 590 670	1,4
III	160	100	40	50	500	150	500 600 700 800	420 505 590 670	1,7

Fig. 6.2.2. Forma și dimensiunile fantelor de aspirație marginală.

6.2.1.2 Dispozitive semiînchise

Nișele de ventilare sunt practic mese de lucru, închise pe trei laturi, prevăzute cu un spațiu de acces și de lucru la partea frontală, menținut, de regulă, deschis în timpul funcționării.

În fig. 6.2.4 se prezintă câteva tipuri care diferă după modul de organizare a deplasării aerului în interiorul lor, o importanță deosebită acordându-se locului de amplasare a orificiului de evacuare, lucru dictat de densitatea noxelor degajate în raport cu cea a aerului interior.

De la variantele de bază s-au dezvoltat o serie de variante specifice diverselor domenii care prezintă și alte particularități privind aerodinamica curgerii în interiorul lor, în unele cazuri fiind prevăzute și cu posibilități pentru introducerea aerului în interior.

Nișele sunt de două tipuri: de laborator sau industriale. Pot fi confecționate din diverse materiale: tablă neagră, tablă zincată, inox, mase plastice, sticlă, polistiren armat cu fibre din sticlă etc. - în funcție de natura, temperatura și gradul de agresivitate chimică a noxelor captate.

6.2.1.3 Dispozitive închise

Carcasele reprezintă dispozitive optime de ventilare locală, asigurând cele mai puține scăpări de noxe în interiorul încăperilor.

Adoptarea lor este recomandabilă ori de câte ori procesele tehnologice permit acest lucru și, în mod deosebit, în cazul degajării unor nocivități foarte toxice.

În fig. 6.2.5 se indică două exemple

de carcase.

a - În cazul băilor pentru eloxarea benzilor din aluminiu, carcasa îmbracă complet baia; aerul folosit pentru antrenarea nocivităților este preluat prin porțiunile de intrare și, respectiv, de ieșire a benzilor.

b - În cazul cuptoarelor electrice cu arc, carcasa, montată la partea superioară a acestuia, este de tip hotă închisă fiind prevăzută cu șlițuri laterale care, împreună cu rosturile de la partea superioară pe unde culisează electrozii, asigură accesul debitului de aer necesar.

Problemele care se pun la proiectarea lor constau în:

- stabilirea locului, numărului și suprafeței necesare a orificiilor pentru accesul aerului interior, astfel încât să se asigure o antrenare cât mai eficientă a noxelor degajate și să se evite aglomerarea lor într-o zonă oarecare a utilajului sau carcasei;
- necesitatea, de multe ori, a răcirii fluxului de noxe degajate, la temperaturi care să permită utilizarea de materiale obișnuite pentru rețeaua de canale pentru evacuare;
- asigurarea unei anumite stări de depresiune (mai rar de suprapresiune) în interiorul utilajului.

6.2.2. Ventilare locală prin refulare

6.2.2.1 Dușuri de aer

Sunt instalații de ventilare locală prin care se realizează jeturi de aer concentrate, îndreptate asupra muncitorilor care lucrează în apropierea surselor calde, radiante, cu scopul de a facilita schimbul de căldură al omului cu mediul ambiant pentru diminuarea suprasolicitării sistemului termoregulator uman. Prin intermediul lor se intensifică schimbul de căldură convectiv, prin mărirea vitezei de circulație a aerului în jurul corpului și prin scăderea locală a temperaturii acestuia, compensând, în acest fel, reducerea schimbului de căldură radiant al oamenilor în apropierea acestor surse.

Dușurile de aer pot fi individuale sau colective, fixe sau mobile, putând funcționa numai cu aer recirculat, caz în care se acționează numai asupra vitezei, sau - dacă se pulverizează și apă în curentul de aer - parțial și asupra temperaturii, mergându-se până la tratarea parțială sau totală a aerului refulat local.

La dușurile colective, o atenție deosebită se acordă gurilor de aer care, în varianta optimă, sunt prevăzute cu articulații și jaluzele mobile, reglabile simultan, care să permită modificarea direcției jetului în plan orizontal și vertical, caz în care se asigură eficiența optimă în funcționarea acestor instalații.

Conform prescripțiilor de protecție a muncii, astfel de instalații se adoptă când densitatea fluxului termic radiant al surselor, corelat cu durata de expunere a muncitorilor, depășesc următoarele limite:

Densitatea fluxului termic radiant Φ_r [W/m²]	700	1400	2100
Durata de expunere, t	4 min	50 s	20 s

În fig. 6.2.6 sunt prezentate principalele două tipuri de dușuri de aer, cu precizarea că vehicularea aerului se poate face cu ventilatoare axiale sau centrifugale (radiale).

• Prescripții pentru parametrii de calcul ai dușului de aer

Dimensionarea orificiilor și a celorlalte elemente componente ale acestor instalații sunt exemplificate la § 9.7, singurele elemente specifice referindu-se la parametrii aerului refulat.

Limitele minime și maxime ale temperaturii și vitezei pentru dușurile de aer, conform prescripțiilor din normele generale de protecție a muncii sunt indicate în tabelul 6.2.1.

Efortul fizic depus se apreciază indirect, pe baza degajării totale de căldură a unei persoane [W/persoană], determinată în baza unei metodologii speciale, conform căreia se stabilesc categoriile de muncă din tabelul 6.2.2.

Se recomandă asigurarea posibilități-

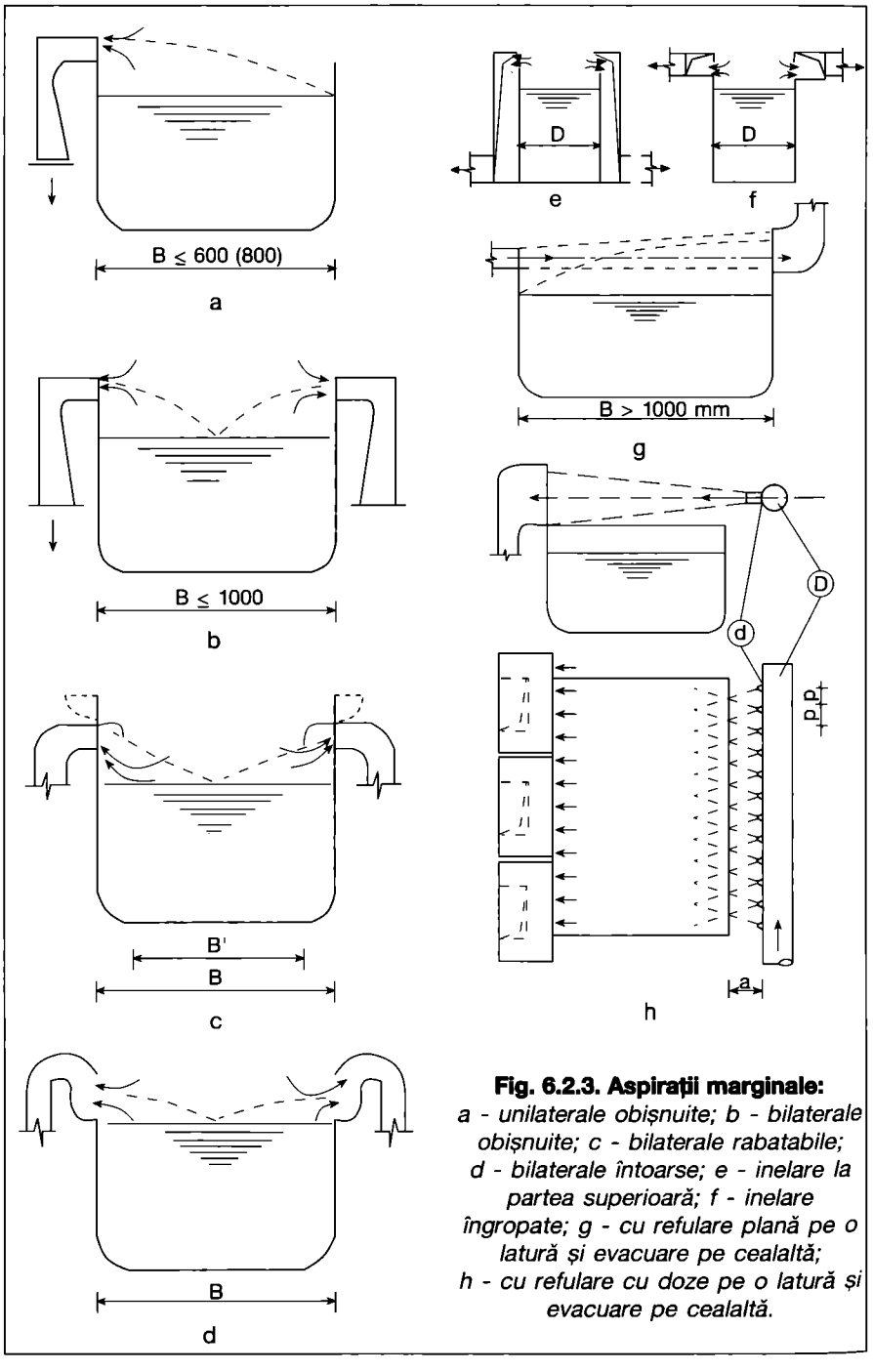


Fig. 6.2.3. Aspirații marginale:
a - unilaterale obișnuite; b - bilaterale obișnuite; c - bilaterale rabatabile; d - bilaterale întoarse; e - inelare la partea superioară; f - inelare îngropate; g - cu refulare plană pe o latură și evacuare pe cealaltă; h - cu refulare cu doze pe o latură și evacuare pe cealaltă.

lor la gurile de refulare adoptate de modificare a direcției jetului refulat și, în special, a vitezei în limitele 0,5...3,0 m/s.

În toate cazurile umiditatea aerului refulat se limitează la maximum 60%.

6.2.2.2 Perdele de aer

Asigură refularea unor jeturi de aer plane sau sub formă de pânze, care se utilizează în domeniul industrial și civil în următoarele scopuri:

- ca mijloace de protecție la ușile halelor industriale - destinate accesului auto și cale ferată sau ușile clădirilor civile cu deschidere frecventă - și la golurile tehnologice prin care se face introducerea, în secții, în flux continuu sau periodic, a materialelor; perdelele de aer împiedică pătrunderea aerului rece în situația de iarnă, la deschiderea frecventă a acestora și, chiar, în situația de vară împiedică pătrunderea aerului cald în halele climatizate sau în depozitele frigorifice;
- ca posibilități de izolare a unor surse de degajări nocive sau a unor porțiuni de hală opunându-se propagării nocivităților în restul spațiului;
- în sistemele de ventilare locală prin refulare - aspirare pentru izolarea unor spații tehnologice, cum ar fi tunelurile sau cabinele de vopsire, cuvele pentru topirea unor materiale etc.

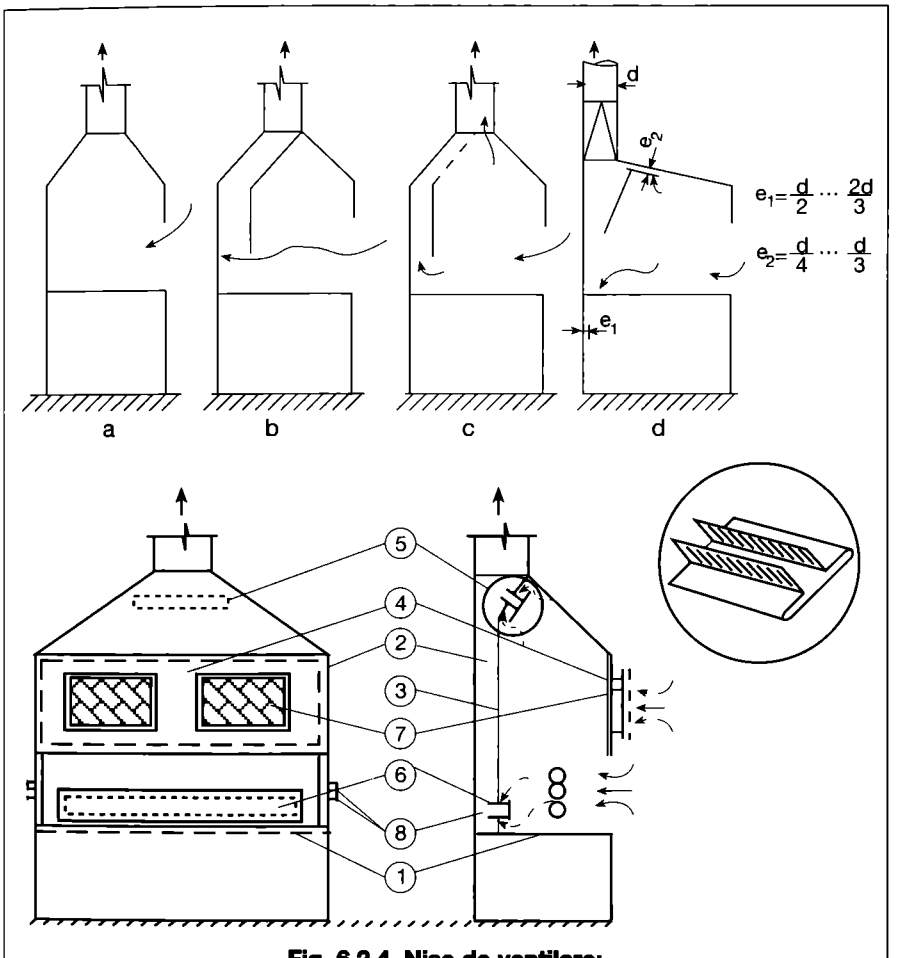


Fig. 6.2.4. Nișe de ventilare:
1 - masă de lucru; 2 - corp nișă; 3 - perete despărțitor; 4 - fereastră ghilotină; 5 - orificiu aspirare sus; 6 - orificiu aspirare jos; 7 - orificiu aspirare suplimentar; 8 - racorduri fluide tehnologice (apă, gaze, aer comprimat etc.).

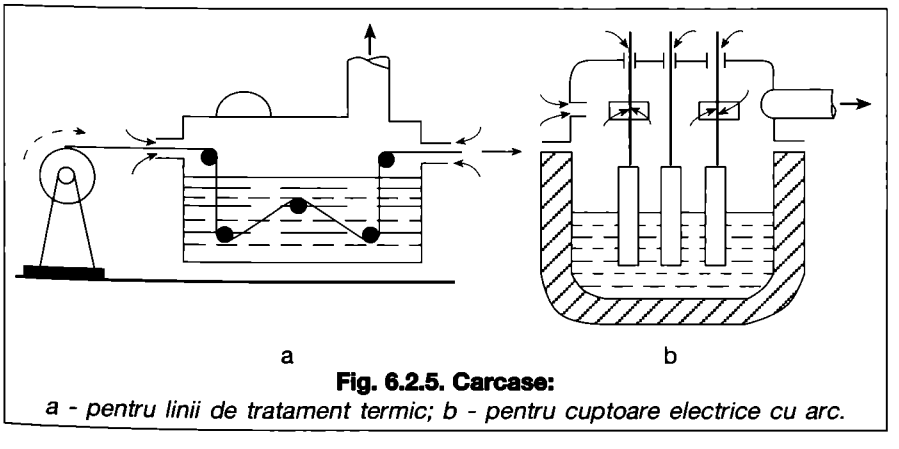


Fig. 6.2.5. Carcase:
a - pentru linii de tratament termic; b - pentru cuptoare electrice cu arc.

- **Tipuri constructive**

După temperatura aerului refulat, pot fi cu aer cald, recirculat sau cu aer exterior, primul tip utilizându-se numai pentru clădiri social-culturale.

Pot fi echipate cu ventilatoare centrifugale sau axiale, ultimele devenind prioritare în prezent deoarece, pentru aceleași caracteristici funcționale (debit și presiune), înglobează o cantitate mai mică de metal, necesită un spațiu redus de pozare, iar montarea este mai simplă.

După locul de amplasare a dispozitivelor de refulare prin care se realizează, perdelele de aer pot fi:

- unilaterale, folosite pentru lățimi ale golurilor pe care le protejează, mai mici de 2 m.;
- bilaterale, cu dispozitive montate pe ambele laturi, pentru lățimi ale ușilor mai mari de 2 m, soluție frecvent folosită și cu mare eficiență;
- cu refulare la partea inferioară sau superioară, folosite mai mult între diversele încăperi interioare, cu temperaturi vizibil diferite sau și la exterior, când nu se pot monta alte tipuri;
- cu refulare pe o latură și evacuare pe latura opusă, folosită la exterior dar, mai ales, între diversele zone interioare.

În fig. 6.2.7 se prezintă câteva tipuri de perdele de aer bilaterale, alcătuite din: priză de aer, distribuitor tip pană teșită, șlit plan paralel cu pereți despărțitori, ventilator centrifugal sau axial.

În fig. 6.2.7 a, priza de aer, ventilatorul centrifugal și distribuitorul sunt montate în exterior, singura legătură subterană fiind cea dintre ventilator și distribuitor. Montarea este inestetică, greu de protejat împotriva intemperiilor și, ca urmare, utilizată în locuri fără pretenții deosebite.

Schema din fig. 6.2.7 b, prin montarea subterană a ventilatoarelor și canalelor, elimină inconvenientele soluției anterioare. Prezintă și avantajul utilizării unui singur ventilator atenuând investițiile montării subterane. Sub această formă s-a utilizat și în varianta cu aer cald, dispărând riscul de îngheț al bateriei. Priza de aer se poate monta în spațiul verde sau la perete, caz în care este necesar un canal subteran până la cuva centralei.

În fig. 6.2.7 c, ventilatoarele și distribuitoarele sunt montate în interior și numai priza și canalul acesteia sunt montate în exterior. Prin întoarcerea distribuitoarelor cu latura mare în sus și pozarea ventilatoarelor în pozițiile de montare 3 sau 12 (cu refularea în sus) se elimină montarea subterană care

pune unele probleme în zona inferioară a ușilor. Montarea, acceptată ca estetică exterioară, prezintă unele inconveniente care nu pot fi neglijate: pericolul de condensare pe fața interioară a elementelor instalației; este împiedicată comanda clasică și eficientă de pornire a acestor instalații, în sensul că nu se mai poate porni la început instalația și după 15...30 secunde, când s-a ajuns la starea de regim, să se deschidă și ușa de acces; montarea șlițului de refulare la 40...50 cm retras față de marginea superioară a peretelui, afectează mult eficiența instalației.

În fig. 6.2.7 d apar ventilatoarele axiale, cu dimensiuni comparabile cu ale tubulaturii, ceea ce simplifică mult montarea și permite mascarea lui cu un portic care nu are numai rol estetic, ci îmbunătățește și eficiența instalației, prin delimitarea locală a spectrului curgerii.

Caracteristic schemelor analizate și variantelor clasice de execuție a acestor instalații este distribuitorul tip pană teșită prezentat în fig. 6.2.8, pentru dimensiunea nominală de 4.000 mm, alcătuit din corpul distribuitorului, de secțiune trapezoidală, cu latura mare de la partea de intrare a aerului rezultată din viteza adoptată pentru circulația aerului, iar latura opusă considerată 1/5...1/4 din aceasta; șlițul fantei tip plan paralel cu grosimea de 50...250 mm prevăzut cu pereți despărțitori.

În fig. 6.2.9 se prezintă o instalație pentru perdele de aer, de construcție modulată, echipată cu fante de contracție.

Cercetările experimentale efectuate în Laboratorul de Instalații, Facultatea de Instalații-București au arătat că fantele tip pană teșită, în absența pereților despărțitori, nu asigură uniformitatea câmpului de viteze în secțiunea de refulare, iar, în prezența lor, această uniformitate se obține pe seama distrugerii miezului potențial al jetului, ambele aspecte fiind total nefavorabile în buna funcționare a acestor instalații. Pentru eliminarea acestor deficiențe au fost concepute distribuitoare echipate cu fante axiale de contracție (fig. 6.2.10) sau cu fante de refulare curbate care asigură jetului refulat o direcție de 50° față de axul distribuitorului. Construcția acestor fante se poate face pe baza figurii 6.2.11 și tabelelor 6.2.3 și 6.2.4.

6.2.3. Ventilare locală prin refulare și aspirare

6.2.3.1 Tipuri constructive

Sistemele se folosesc la: băi industriale cu lățimi mari, tuneluri de uscare, cuve de electroliză și, în general, pentru a asigura o mișcare dirijată a aerului într-un spațiu delimitat sau nu geome-

Tabelul 6.2.1. Limite minime și maxime ale temperaturii și vitezei pentru dușurile de aer.

Nivelul radiației calorice [W/m²]	Degajarea de căldură [W/pers.]	Limite minime		Limite maxime	
		θ_i [°C]	v_i [m/s]	θ_i [°C]	v_i [m/s]
700	< 140	25,0	0,5	30,0	1,0
	141...200	23,0	0,5	28,0	1,0
	201...350	21,0	1,0	27,0	1,3
	> 350	20,0	1,3	26,0	1,5
1400	< 140	22,0	0,5	28,0	1,0
	141...200	20,0	1,0	26,0	1,5
	201...350	18,0	1,5	25,0	2,0
	> 350	17,0	2,0	24,0	2,5
2100	< 140	20,0	1,0	25,0	1,5
	141...200	18,0	1,5	24,0	2,0
	201...350	16,5	2,0	23,0	2,5
	> 350	15,0	2,5	22,0	3,0

Tabelul 6.2.2. Degajarea de căldură în funcție de intensitatea efortului fizic depus în activitatea profesională.

Categoria de muncă. Activități cu:	Degajarea de căldură [W/pers]
caracter static (șezând sau în picioare)	<140
efort fizic mic	141...200
efort fizic mijlociu	201...350
efort fizic mare	> 350

Tabelul 6.2.3 Construcția fantelor simetrice (fig. 6.2.11 a).

Tip / Dim. [mm]	A	B	C	D	E	F
a	75	100	125	150	175	200
b	450	500	500	750	750	850
l	150	150	200	200	250	275
R	250	250	250	325	350	375

Tabelul 6.2.4 Construcția fantelor la 50° (fig. 6.2.11 b).

Tip / Dim. [mm]	A	B	C	D	E	F
a	75	100	125	150	175	200
b	450	500	500	750	750	850
l_1	115	115	115	-	-	-
l_2	105	40	30	-	-	-
R_1	150	175	175	-	-	-
R_2	300	700	700	-	-	-
l°	90	90	90	-	-	-

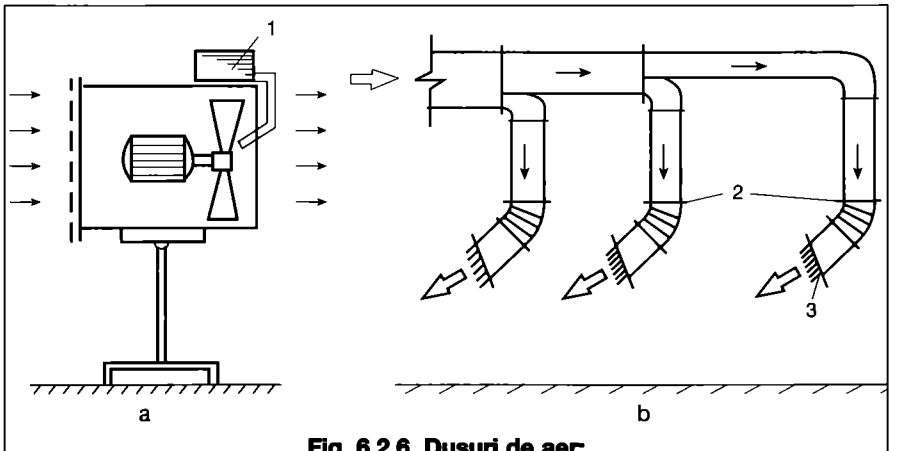


Fig. 6.2.6. Dușuri de aer:
a - individuale; b - colective;
1 - vas cu apă; 2 - articulație; 3 - gură cu jaluzele.

tric, cu scopul de a împiedica propagarea nocivităților.

În fig. 6.2.12 se prezintă sistemul cu refulare, pe o latură, și evacuare, pe latura opusă, folosit pentru băi industriale cu lățimi $B > 1000$ mm, dar la care piesele sau elementele de susținere a acestora nu rămân la suprafață deoarece ar perturba jetul rezultat. Înălțimea fantelor de aspirație trebuie să fie mult mai mare decât grosimea jetului la distanța respectivă. Refularea se poate face sub forma unui jet plan continuu, fantele având grosimea de 5...15 mm. În fig. 6.2.13 unde este prezentată o perspectivă, se observă că, pentru a nu se mări fanta de aspirare, în lateral, față de lungimea băii, s-au prevăzut la capetele acestora suprafețele triunghiulare f (pătrate și dreptunghiulare) (fig. 6.2.13) care, nu numai că delimitează curgerea dar diminuează și acțiunea defavorabilă a curenților de aer orizontali, atenuând așa zisele efecte marginale.

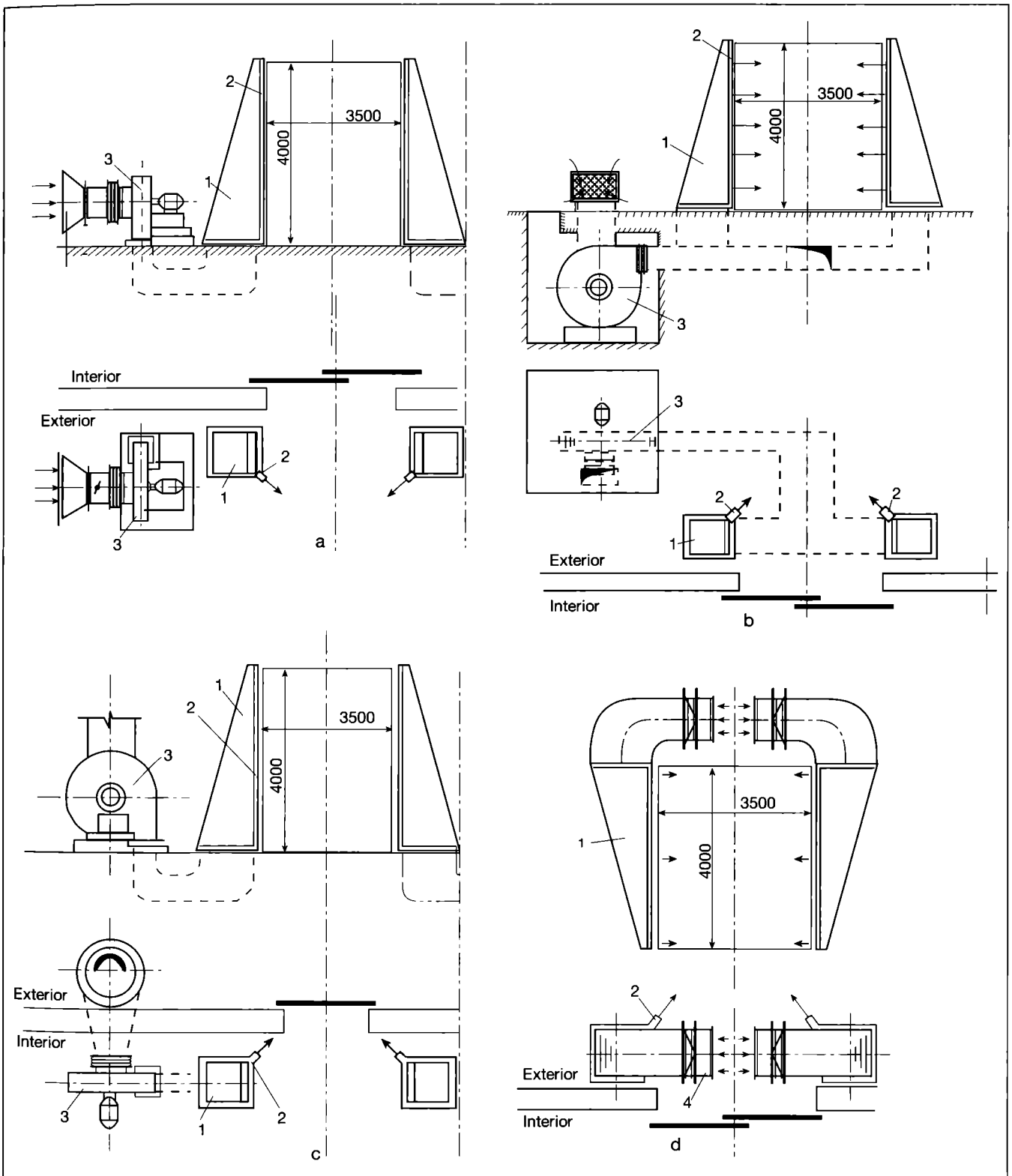


Fig. 6.2.7. Soluții constructive pentru instalații cu perdele de aer:
a - ventilatorul și distribuitorul montate în exterior; b - ventilatorul montat în subteran; c - ventilatorul și distribuitorul montate în interior; d - variantă folosind ventilator axial.
1 - distribuitor de aer; 2 - fantă de aer; 3 - ventilator radial; 4 - ventilator axial.

6.2.3.2. Calculul băilor industriale cu refulare pe o latură și evacuare pe latura opusă

Problemele specifice care se pun constau în determinarea vitezei de refulare v_0 și a debitului de aer corespunzător $\dot{V}_0$, în condițiile în care grosimea fantei B_0 se alege în limitele (0,005...0,015) B, dar nu mai mică de 5 mm, pentru a se evita înfundarea, dar corelat și cu viteza v_0 pentru a nu se depăși valori de 12...15 m/s care ar produce valuri la suprafața soluției care ar mări fluxul de noxe degajate. De asemenea, este necesară determinarea grosimii fantei de aspirare h_{fa} și a debitului de aer evacuat.

• **Metoda 1**

Pentru obținerea elementelor menționate (fig. 6.2.12) în ipoteza că viteza de degajare a particulelor v_d este constantă și neglijând efectul de limitare spațială creat de oglinda lichidului din baie, se folosesc relațiile de calcul pentru jetul liber și anume pentru:

- atenuarea vitezei în axa jetului:

$$\bar{V}_x = \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_0} = \frac{0,347}{\sqrt{\frac{ax}{B_0} + 0,205}} \cong \frac{1,1}{\sqrt{\frac{x}{B_0}}} \quad (6.2.1);$$

- grosimea jetului la o distanță x de secțiunea de refulare:

$$\bar{B}_x = \frac{B_x}{B_0} = 4,8\left(\frac{ax}{B_0} + 0,205\right) \cong 0,48\frac{x}{B_0} \quad (6.2.2);$$

- debitul antrenat de jet până la distanța x:

$$\bar{\dot{V}}_x = \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_0} = 1,7\sqrt{\frac{ax}{B_0} + 0,205} \cong 0,54\sqrt{\frac{x}{B_0}} \quad (6.2.3).$$

Se utilizează pentru simplificare relațiile aproximative, care pentru lățimi mari ale băilor *(B >1 m)* termenul $ax/B_0 \gg 0,205$, pentru $x = B$. Pentru coeficientul structurii turbulente s-a considerat $a = 0,1$.

Din condiția ca particula din situația cea mai defavorabilă să intersecteze planul fantei de aspirare, au rezultat relațiile pentru:

- viteza de refulare:

$v_0 \approx 2,5 \cdot c \cdot v_d \cdot (B/B_0)^{1/2}$ [m/s] (6.2.4);

- debitul de aer refulat:

$\dot{V}_0 = L \cdot B_0 \cdot v_0$ [m³/s] (6.2.5);

- înălțimea fantei de aspirare:

$h_{fa} \geq B_0/2 + 0,24 \cdot B$ [m] (6.2.6);

- debitul de aer evacuat:

$\dot{V}_{ev} \approx 0,7 \cdot (B/B_0)^{1/2} \cdot \dot{V}_0$ [m³/s] (6.2.7).

În relațiile de mai sus:

c - este un coeficient de corecție care ține seama de influența curenților de aer din încăpere, prin care se majorează, practic, valoarea teoretică a vitezei cu 30-50%;

$v_d = 0,003 \cdot \Delta T$ - viteza de degajare a particulei [m/s];

$\Delta T = \theta_b - \theta_i$;

θ_b, θ_i - temperaturile soluției din baie, respectiv cea interioară [°C];

L - lungimea băii [m].

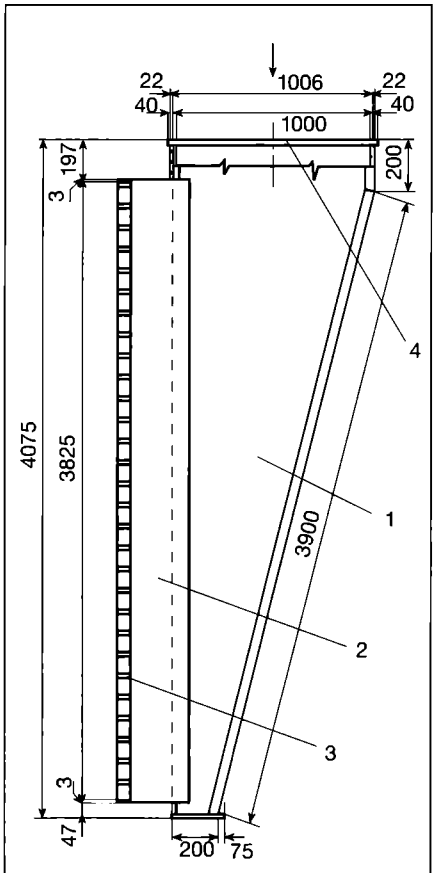


Fig. 6.2.8. Distribuitor de aer tip pană teșită:
1 - corpul fantei; 2 - perete posterior;
3 - element de ghidare;
4 - racord fantă.

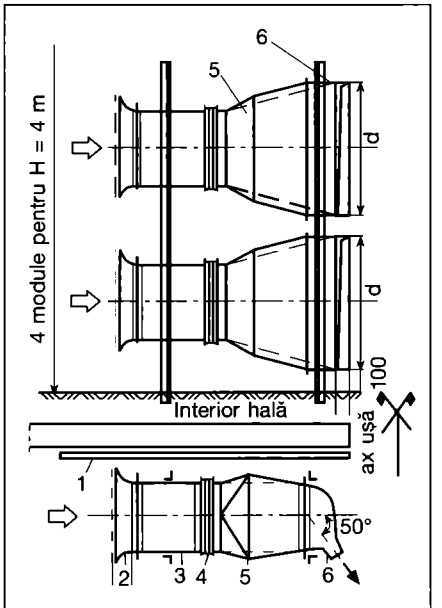


Fig. 6.2.9. Instalație pentru perdele de aer, de construcție modulată, echipată cu fante de contracție:
1 - ușă glisantă;
2 - priză de aer;
3 - electromotor ventilare;
4 - burduf;
5 - corp fantă (difuzor);
6 - șliț fantă.

• **Metoda 2**

După această metodă rezultă:

- viteza jetului în secțiunea de refulare:

$$v_0 = 1,67 v_m \sqrt{\frac{aB}{B_0} + 0,41} \quad \text{[m/s]} \quad (6.2.8);$$

- debitul de aer refulat, relația 6.2.5.;
- debitul de aer antrenat până la locul de aspirare:

$$\dot{V}_x = 1,2 L_0 \sqrt{\frac{aB}{B_0} + 0,41} \quad \text{[m³/s]} \quad (6.2.9).$$

În aceste relații:

$a = 0,1...0,2$ - este coeficientul structurii turbulente;

v_m - viteza medie în jet în dreptul secțiunii de aspirare pentru care se recomandă valorile:

Temperatura soluției din baie [°C]	<20	21...40	41...70	71...95
Viteza medie, v_m [m/s]	0,5B	0,75B	0,85B	1,00B

Debitul de aer evacuat se consideră cel rezultat din relația 6.2.9 pentru temperaturi ale soluției din baie mai mici de 70 °C. Pentru valori mai mari se consideră o majorare de 10...25%.

• **Indicații după Recknagel - Sprenger - Schramek**

Precizările se referă la situația în care refularea se face prin distribuitoare cu duze, menționându-se că debitul de aer evacuat în acest caz ar reprezenta 50% din cazul absorbțiilor bilaterale.

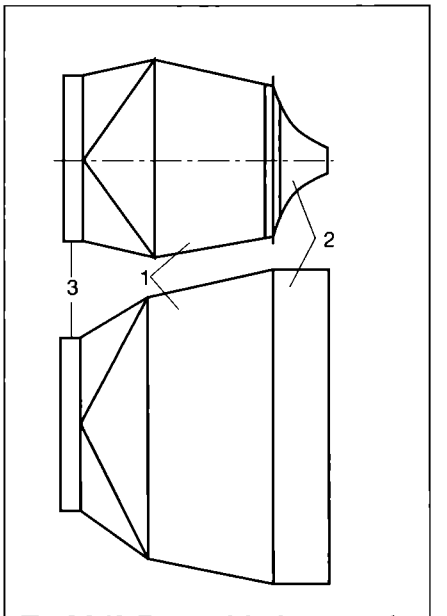


Fig. 6.2.10. Fante axiale de contracție:
1 - corp dispozitiv; 2 - fantă de contracție; 3 - racord circular.

- diametrul distribuitorului D = *25-50* mm;
- diametrul duzelor, d = *4...5* mm;
- pasul dintre duze: p = *50* mm;
- presiunea aerului: *1000...2000* Pa.

Exemplul de calcul 1

Se determină elementele unei instalații de ventilare locală prin refulare (sub formă de jet plan) și aspirare la o baie industrială cu dimensiunile BxL = 1000x3000 mm, știind că temperatura soluției din baie este de 75 °C iar cea interioară de 15 °C.

Pentru înălțimea fantei de refulare B_0 se consideră trei valori distincte în intervalul recomandat B_0 = *(0,005...0,015) B,* elementele cerute fiind calculate în tabelul 6.2.3.

Din tabel se constată următoarele:
- atât la refulare cât și la aspirare, debitele sunt mai mari după metoda 1;
- tendința de variație a debitului de aer aspirat în funcție de înălțimea fantei este inversă în cele două metode;
- ambele metode conduc la creșteri importante ale debitului de aer rezultat, odată cu mărirea înălțimii fantei, de unde apare justificată indicația folosirii unor înălțimi B_0 cât mai mici.

În sfârșit, dacă s-ar compara cu rezultatele de la aspirația bilaterală, ar rezulta că debitele evacuate sunt mai mici, situație foarte avantajoasă iarna, deoarece se diminuează necesarul de căldură pentru încălzirea aerului de compensație.

6.3. Instalații de desecțare

6.3.1. Probleme generale

Ceața apare, în special, în perioada rece a anului, în încăperile cu degajări importante de vapori de apă (unele secții din fabricile de textile, de zahăr, de hârtie, în piscine etc.) și conduce la deteriorarea elementelor de construcții (în special, cele exterioare) și la crearea unor condiții necorespunzătoare de muncă. Instalațiile de desecțare au rolul de a împiedica formarea ceții și de a înlătura condensarea vaporilor de apă din aerul încăperii pe suprafețele interioare reci; ele pot fi instalații de ventilare generală sau combinată (ventilare generală + locală), asigurând în același timp și încălzirea încăperilor în sezonul rece.

Tipuri de instalații:

a - ventilare generală cu refulare la partea inferioară sau superioară (cu/fără corpuri de încălzire la nivelul plafonului; cu/fără dirijarea aerului spre zona de lucru), cu refulare la partea inferioară și superioară;

b - ventilare combinată cu evacuare locală + introducere generală sau evacuare locală și generală (la partea superioară) și introducere generală la partea inferioară.

Sistemul cel mai indicat este cel cu refularea aerului la partea inferioară (la 1,50...2 m deasupra pardoselii) și evacuarea celui viciat la partea superioară, astfel ca deplasarea aerului de ventilare să se facă în același sens cu mișcarea naturală a vaporilor de apă. Sistemul de ventilare ține seama în același timp de mărimea și amplasarea utilajelor tehnologice, de deservirea acestora, de existența podurilor rulante etc.

Reducerea umidității relative a aerului interior poate fi realizată prin montarea de suprafețe încălzitoare (țevi, registre, serpentine) la partea superioară a încăperilor, prin refularea de aer cald (30...45 °C) în zona plafonului, prin mărirea debitului de aer și prin mărirea substanțială a gradului de izolare termică a plafonului.

La tratarea cazurilor expuse, în continuare, se folosesc următoarele notații:

Φ_i - sarcina termică a încăperii iarna [kW];

G_i - sarcina de umiditate [kg/s] sau [kg/h]

R, I, S, M, E - stările aerului refulat (R),
- interior în zona de lucru (I),
- evacuat la partea superioară (S),
- amestecat - în cazul recirculării - (M),
- exterior (E);

$\varepsilon_i = \Phi_i/G_i$ - direcția de modificare a stării aerului refulat (raza procesului) [kJ/kg];

$\beta = (x_i - x_r)/(x_s - x_r)$ - coeficientul de preluare a umidității;

h - înălțimea zonei de lucru, [m];

H - înălțimea la care se face evacuarea aerului din încăpere, [m];

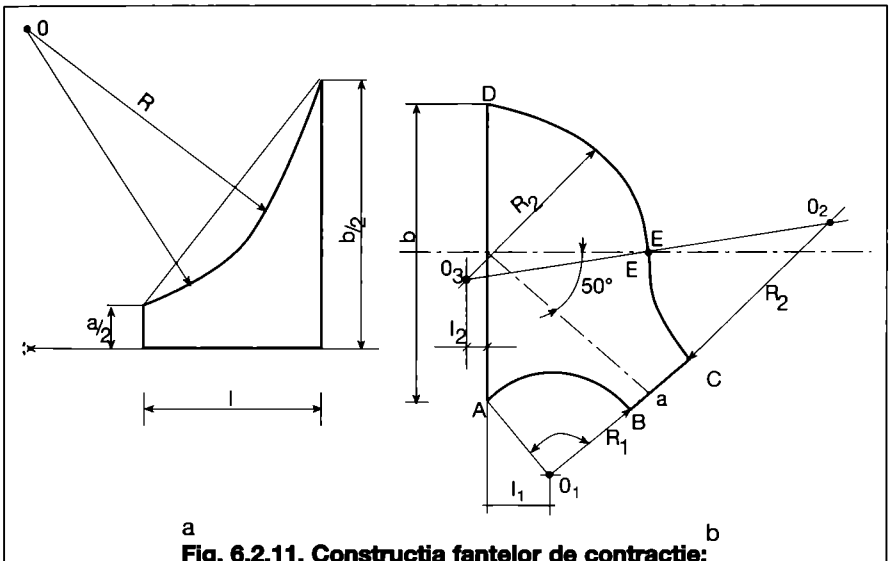


Fig. 6.2.11. Construcția fantelor de contracție:
a - fante axiale de contracție; b - fante la 50°.

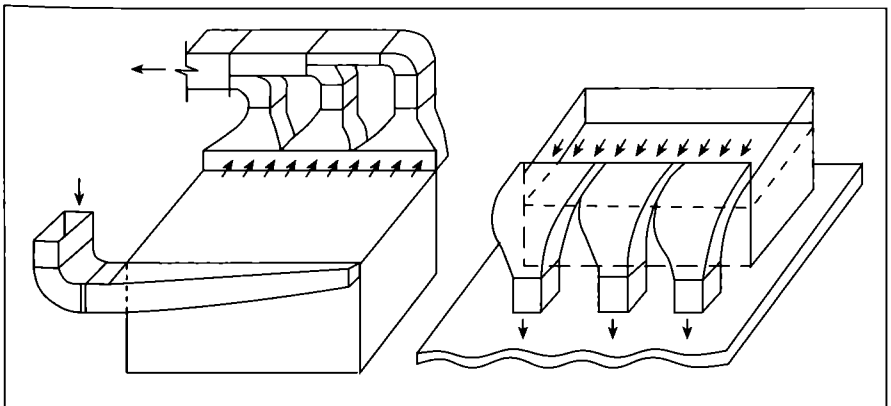


Fig. 6.2.13. Ventilarea băilor industriale, cu refulare pe o latură și aspirare pe latura opusă - perspectivă.

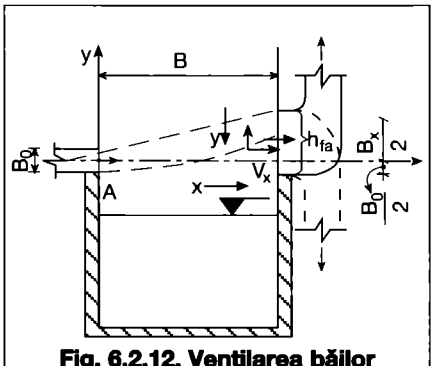


Fig. 6.2.12. Ventilarea băilor industriale, cu refulare pe o latură și aspirare pe cealaltă.

$\dot{M}$ - debitul de aer pentru iarnă [kg/h];

$\dot{M} = 10^3 \beta G_i/(x_i - x_r)$ (6.3.1)

x_i, x_r - exprimați în [g/kg], iar G_i - în [kg/h].

6.3.2. Instalații cu refularea aerului jos sau sus cu dirijare spre partea inferioară a încăperii

Se cunosc: Φ_i, G_i, E, I;

- se determină $\varepsilon_i = \Phi_i/G_i$;
- se înscriu în diagrama h-x stările aerului E și I;
- se duce prin I o paralelă la ε_i care se intersectează cu verticala punctului E rezultând R (fig. 6.3.1);
- se determină (prin interpolare) valoarea coeficientului β în funcție de ε_i și raportul h/H cu ajutorul tabelului 6.3.1.

Starea finală a aerului evacuat S (fig. 6.3.1), care se găsește pe paralela la ε_i dusă prin I, se determină calculând $x_s = x_r + (x_i - x_r)/\beta$ și care, de regulă, se găsește în zona de ceață (sub curba φ = 100%). Scoaterea punctului S din zona de ceață se poate face prin mărirea debitului de aer pentru ventilare, în care scop se alege, de exemplu, φ = 90% și se intersectează cu dreapta RS rezultând punctul S'. Noua starea a aerului interior în zona de lucru, I', se determină calculând $x_{i'} = x_r + \beta (x_{s'} - x_r)$.

Dacă parametrii punctului I' corespund ca temperatură și umiditate cu cei prescriși se calculează debitul de aer:

$\dot{M} = 10^3 \beta G_i/(x_{i'} - x_r)$; (6.3.2)

dacă nu, se alege o nouă valoare pentru umiditatea relativă (de exemplu φ = 80%) și se determină un nou punct I'. Scoaterea punctului S de sub curba de saturație se poate face și prin ridicarea temperaturii de refulare de la θ_r la θ_{r1}. De regulă, temperatura aerului din stare I_1 nu se încadrează în norme, fiind prea ridicată. Pentru micșorarea consumului energetic se recurge la recircularea aerului. Amestecarea aerului exterior E cu aerul interior S' sau S'_1 (debitul de aer proaspăt, adus din exterior, se determină din condiția diluării CO_2 degajat de ocupanți, dar nu mai puțin de 10% din debitul de aer pentru ventilare) duce la situarea punctului M sub curba de saturație, motiv pentru care se recurge, mai întâi, la preîncălzirea aerului exterior, până în E', după care se face amestecul rezultând punctul M'. Pentru a avea o singură încălzire se poate încălzi aerul exterior până în R după care se face amestecul rezultând direct R'. Noua stare a aerului interior din zona de ședere I" se determină din condiția:

$x_{i"} = x_{r'} = \beta (x_{s'} - x_{r'})$.

Necesarul de căldură pentru încălzirea aerului exterior, $\dot{M}_p$:

$\Phi = \dot{M}_p (h_r - h_e)$. (6.3.3):

6.3.3. Instalații de descețare cu refularea aerului în partea inferioară și suprafețe de încălzire în zona plafonului

Pentru scoaterea punctului S din zona de ceață se folosește căldura cedată de corpurile de încălzire montate în zona plafonului. Are loc o încălzire, la x=constant, din S până în A (fig. 6.3.2).

Temperatura până la care se va face încălzirea aerului, θ_a, se determină din condiția ca la plafon să nu se producă condensat. În acest scop se determină temperatura superficială interioară a plafonului θ_i din relația:

$\theta_{si} \geq \theta_i - U_{pl} \cdot (\theta_i - \theta_e)/h_i$

și se trasează în diagrama h - x. Temperatura punctului de rouă al aerului din stare A trebuie să îndeplinească condiția:

$\theta_{tA} \geq \theta_i - 1$ (6.3.4).

Dacă nu este îndeplinită această condiție se îmbunătățește termoizolația plafonului. Temperatura aerului la plafon este superioară celei din zona de lucru, deci în loc de θ_i în relația de mai sus trebuie introdusă θ_a:

$U_{pl}(\theta_a - \theta_e) = h_i(\theta_a - \theta_i)$ (6.3.5).

Temperatura θ_a se alege prin încercări. Alegând o temperatură θ_a se intersectează cu x_s rezultând punctul A care se unește cu R și se citește valoarea razei procesului $\varepsilon'_i > \varepsilon_i$. Creșterea direcției de modificare a stării aerului s-a făcut pe seama căldurii degajate de suprafețele de încălzire, Φ_{CI}. Din relația $\varepsilon'_i = (\Phi_I + \Phi_{CI})/G_i$ se determină necesarul de căldură ce trebuie furnizat de suprafețele de încălzire:

$\Phi_{CI} = \varepsilon'_i G_i - \Phi_i$ (6.3.6).

În continuare se calculează noua valoare a coeficientului β' în funcție de ε' și h/H și starea aerului din zona de lucru:

$x_{i'} = x_r + \beta' (x_s - x_r)$ (6.3.7).

Intersecția dreptelor $x_{i'}$ și RA determină starea aerului interior, I', ai cărui parametri se compară cu cei recomandați. Dacă temperatura θ_i este prea ridicată, se alege o temperatură de refulare mai mică θ_r, respectiv, un nou punct R'. Se unesc R' și A, se citește ε''_i, se determină β'' și $x_{i''}$, respectiv, noua stare I" ale cărei valori de temperatură și umiditate se compară cu cele recomandate.

Din considerente economice se recomandă recircularea aerului, procedându-se ca în cazul precedent (§ 6.3.2). Temperatura aerului refulat, $\theta_{R''}$, trebuie să nu fie mai mică de 14...15 °C pentru a nu da naștere la curenți de aer reci, supărători.

6.3.4. Instalații de descețare cu refularea aerului la partea inferioară și superioară a încăperii

Datele inițiale de calcul sunt cele din exemplele anterioare. Se determină temperatura aerului refulat la partea inferioară θ_{R1} ducând prin I o paralelă la ε_i până întâlnește verticala punctului E, alegându-se, în același timp, și temperatura aerului refulat la partea superioară a încăperii, θ_{R2} = 30...45 °C. În continuare, calculul se face prin încer-

Tabelul 6.2.3. Elemente calculate în exemplul de calcul 1.

Metoda 1	înălțimea fantei, B_0 [m]	0,005	0,010	0,015
	viteza de refulare, v_0 [m/s]	8,91	6,3	5,14
	debitul de aer refulat, $\dot{V}_0$ [m³/s]	0,134	0,189	0,231
	debitul de aer aspirat, $\dot{V}_{ev}$ [m³/s]	1,327	1,323	1,320
	înălțimea fantei de aspirare, h_{fa} [m]	0,2425	0,245	0,2475
	viteza de aspirare, v_a [m/s]	1,82	1,80	1,78
Metoda 2	viteza de refulare, v_0 [m/s]	7,54	5,39	1,78
	debitul refulat, $\dot{V}_0$ [m³/s]	0,113	0,162	0,200
	debitul evacuat, $\dot{V}_{ev}$ [m³/s]	0,735	0,753	0,766

Tabelul 6.3.1. Valorile coeficientului de preluare a umidității, β.

h	$\varepsilon = \Phi/G$ [kJ/kg]									
H	2300	2600	3000	3500	4200	5200	7000	10500	21000	>21000
0,1	0,1	0,15	0,23	0,31	0,40	0,51	0,60	0,71	0,81	0,91
0,2	0,2	0,26	0,34	0,41	0,49	0,58	0,66	0,76	0,83	0,92
0,3	0,3	0,37	0,43	0,50	0,56	0,64	0,71	0,79	0,86	0,93
0,4	0,4	0,44	0,53	0,57	0,62	0,69	0,76	0,81	0,88	0,94
0,5	0,5	0,53	0,59	0,64	0,70	0,74	0,79	0,84	0,90	0,95
0,6	0,6	0,64	0,67	0,72	0,76	0,80	0,83	0,88	0,91	0,96
0,7	0,7	0,76	0,77	0,79	0,83	0,85	0,89	0,90	0,94	0,97
0,8	0,8	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98
0,9	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

cări. Aerul de stare R_1 refulat la partea inferioară a încăperii (fig. 6.3.3), evoluează pe direcția R1S ajungând la starea S către partea superioară a încăperii unde se amestecă cu aerul refulat sus, mai cald, având starea R_2. Starea intermediară S' se va găsi pe dreapta R_2S. Determinarea punctului S' se face alegând un anumit raport al debitelor de aer refulat jos și sus, fie propunând o anumită valoare φ_s, a aerului evacuat din încăpere (de exemplu, 70...80%). Se unește S' cu R_2 și se citește direcția ε_i' a procesului R_2S'. Pe baza valorii ε_i' și a raportului h/H se determină β' și apoi x_i:

$x_{i'} = x_r + \beta' (x_{s'} - x_r)$, rezultând starea aerului interior I' din zona de lucru la intersecția dreptelor R_1S' cu $x_{i'}$ care se compară cu cea recomandată prin norme. Dacă nu corespund parametrii punctului I' se alege o nouă valoare φ_s, și se repetă calculele.

Debitul de aer pentru ventilare se determină cu relația:

$$\dot{M} = 10^3 \beta' \frac{G_i}{x_s - x_r} \quad [kg/h] \qquad (6.3.8)$$

cu G_i [kg/h] și x_s, x_r [g/kg].

Debitele de aer, refulate la partea inferioară și superioară, se calculează după procedeul obișnuit;

$$\frac{\dot{M}_{sup}}{\dot{M}_{inf}} = \frac{\overline{S'S}}{\overline{S'R_2}} = a \qquad (6.3.9)$$

segmentele S'S și S'R_2 măsurându-se pe diagramă (fig. 6.3.3)

$\dot{M}_{sup} = a \cdot \dot{M}_{inf} = a \cdot (\dot{M} - \dot{M}_{sup})$

$\dot{M}_{sup} = \dot{M} \cdot a/(a+1)$;

$\dot{M}_{inf} = \dot{M} - \dot{M}_{sup} = \dot{M}/(a+1)$.

Căldura necesară încălzirii aerului:

$\Phi_{inf} = \dot{M}_{inf} \cdot (h_{r1} - h_e)$ [kW]

$\Phi_{sup} = \dot{M}_{sup} \cdot (h_{r2} - h_e)$ [kW].

cu $\dot{M}_{inf}$, $\dot{M}_{sup}$ exprimate în [kg/s].

Schema de principiu a instalației de descețare este indicată în fig. 6.3.4.

6.3.5. Instalații de descețare cu evacuarea aerului prin dispozitive de aspirație locală (DAL)

Mult mai eficientă este captarea vaporilor de apă chiar la locurile de producere și evacuarea lor direct în exterior. Compensarea aerului evacuat se face printr-un sistem de ventilare de introducere. Evacuarea aerului viciat se poate face sau numai prin DAL sau și printr-o evacuare generală la partea superioară a încăperii. Introducerea aerului se face, după caz, la partea inferioară/ superioară sau la ambele părți.

Se cunosc din procesul tehnologic:

G_u - debitul de abur degajat de utilaje în încăpere [kg/h];

Φ_U - degajarea de căldură [kW];

I, E - stările aerului interior, respectiv, exterior;

$\dot{M}_S$ - debitul de aer specific (debitul de aer necesar pentru evacuarea a 1 kg de abur degajat) necesar la determinarea debitului de aer al DAL-ului [kg aer/kg abur degajat];

p - cota parte din degajările de abur și căldură care se răspândesc în încăpere.

Se determină $\dot{M}_{DAL} = G_U \cdot \dot{M}_S$, [kg/h], cu $\dot{M}_S$ determinat din tabelul 6.3.2; p - scăpările de căldură și abur în aerul încăperii, determinate cu graficul din fig. 6.3.5; nocivitățile evacuate prin DAL (fig. 6.3.4):

$\Phi_{DAL} = (1 - p) \cdot \Phi_U$; $G_{DAL} = (1 - p) \cdot G_U$; (6.3.10)

și raza procesului:

$\varepsilon_{DAL} = 3600\ \Phi_{DAL}/G_{DAL}$ (6.3.11)

parametrii finali ai aerului evacuat prin DAL:

$x_a = x_i + 10^3 \cdot G_{DAL}/\dot{V}_{DAL}$ și (6.3.12)

$h_a = h_i + 3600 \cdot \Phi_{DAL}/\dot{V}_{DAL}$, (6.3.13)

în care:

G_{DAL} - este exprimată în [kg/h],

Φ_{DAL} - în [kW], iar

$\dot{V}_{DAL}$ în [kg/h].

Intersecția dreptelor x_a și h_a determină punctul A (fig. 6.3.6) care reprezintă starea finală a aerului evacuat prin DAL și care trebuie să se afle și pe paralela dusă prin I la ε_{DAL}. Dreapta IA reprezintă evoluția aerului în DAL.

Se determină în continuare:

- nocivitățile degajate în încăpere care n-au fost preluate prin DAL:

$G_H = p \cdot G_U$ [kg/h] și $\Phi_H = p \cdot \Phi_U$ [kW];

- bilanțurile termice:

$\Phi_i = \Phi_H + \Phi_S - \Phi_p$ [kW] și

- bilanțurile de umiditate:

$G_i = G_H + G_S$ [kg/h]

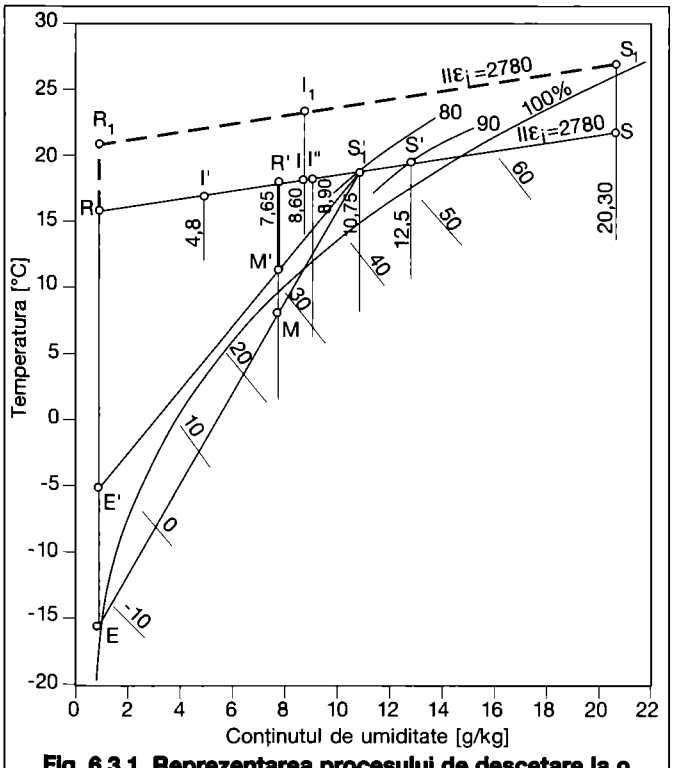


Fig. 6.3.1. Reprezentarea procesului de descețare la o instalație cu refularea aerului la părțile superioară și inferioară ale încăperii.

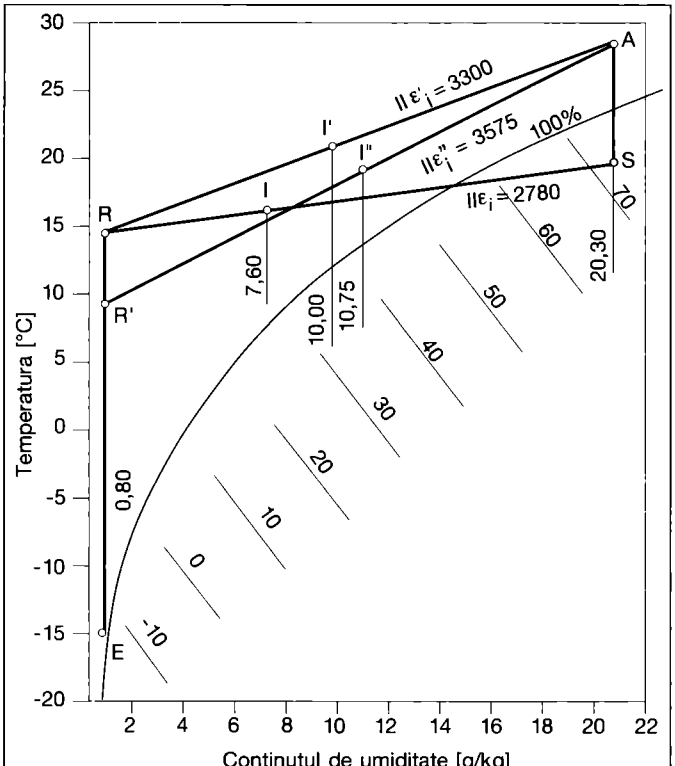


Fig. 6.3.2. Instalație de descețare cu suprafețe încălzitoare la partea superioară a încăperii.

(Φ_S - degajările de căldură de la alte surse;
Φ_p - pierderile de căldură ale încăperii,
G_S - degajările de umiditate de la alte surse);

$\varepsilon_{încăpere} = 3600 \cdot \Phi_i / G_i$;

$\dot{V} = 10^3 \cdot G_i / (x_i - x_r)$;

- starea aerului refulat în încăpere, R, obținut prin intersecția paralelei prin I la $\varepsilon_{încăpere}$ și dreapta x_e.

Dreapta RI reprezintă evoluția aerului refulat în încăpere.

Observație:

- se compară debitul de aer $\dot{M}$ al încăperii (halei) care reprezintă aerul de compensație cu debitul de aer al DAL, $\dot{M}_{DAL}$.

Dacă $\dot{M} < \dot{M}_{DAL}$ și nu există posibilități de compensare fără înrăutățirea condițiilor interioare, se recurge la mărirea debitului de aer introdus de la valoarea $\dot{M}$ la $\dot{M}' = \dot{M}_{DAL}$ (dacă nu se impun și alte condiții de suprapresiune sau subpresiune). Modificându-se debitul de aer al încăperii se va modifica și starea aerului interior, aceasta devenind I' pentru care se determină noul conținut de umiditate $x_i' = x_r + 10^3 \cdot G_i / q_m'$.

Punctul I' rezultă din intersecția dreptelor x_i' și θ_i (care trebuie să rămână aceeași). Raza procesului, $\varepsilon_{încăpere}$, rămâne aceeași (deoarece Φ_i și G_i rămân neschimbate); ducând prin I' o paralelă la aceasta până intersectează x_e rezultă noua stare a aerului refulat R'.

Modificarea stării aerului interior atrage după sine modificarea stării finale a aerului evacuat prin DAL, aceasta devenind A'.

Punctul A' rezultă la intersecția dreptelor:

- $x_{a'} = x_{i'} + 10^3 \cdot G_{DAL} / \dot{M}_{DAL}$ și
- $h_{a'} = h_{i'} + \Phi_{DAL} / 3600 \cdot \dot{M}_{DAL}$.

Evoluția aerului va fi deci:

ER' - încălzirea aerului refulat în încăpere cu ajutorul unei baterii;
R'I' - evoluția aerului în încăpere în procesul de preluare simultană a căldurii și umidității care nu au putut fi preluate prin DAL);
I'A' - evoluția aerului în DAL ca urmare a preluării căldurii și umidității în acesta.

Exemplul de calcul 1

Într-o hală de albit pânză se degajă în sezonul rece:

- o cantitate de căldură $\Phi_i = 120$ kW și
- o cantitate de abur $G_i = 155$ kg/h $= 0{,}043$ kg/s.

Înălțimea zonei de lucru $h = 1{,}8$ m,
- înălțimea gurilor de evacuare a aerului $H = 6$ m,
- temperatura aerului exterior $\theta_e = -15$ °C,
- conținutul de umiditate $x_e = 0{,}8$ g/kg,
- temperatura aerului interior $\theta_i = 16...18$ °C.

Rezolvarea exemplului de calcul se face pentru toate variantele studiate anterior.

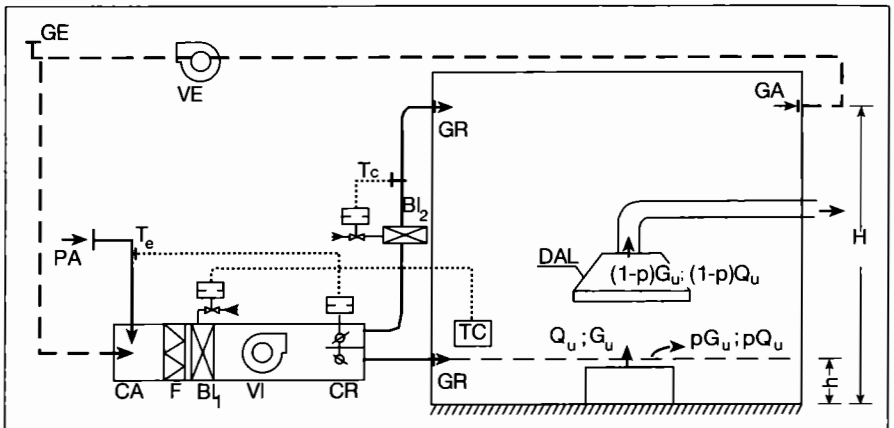


Fig. 6.3.4. Schema de principiu a unei instalații de deseçetare:
VI - ventilator de introducere; VE - ventilator de evacuare; PA - priză de aer; CA - cameră de amestec; F - filtru de praf; $BI_{1,2}$ - baterie de încălzire; CR - clapetă de reglare; GE - gură de evacuare în exterior; GR - gură de refulare; GA - gură de absorbție; TC - termostat de cameră; Tc - termostat de canal; Te - termostat pe aerul exterior.

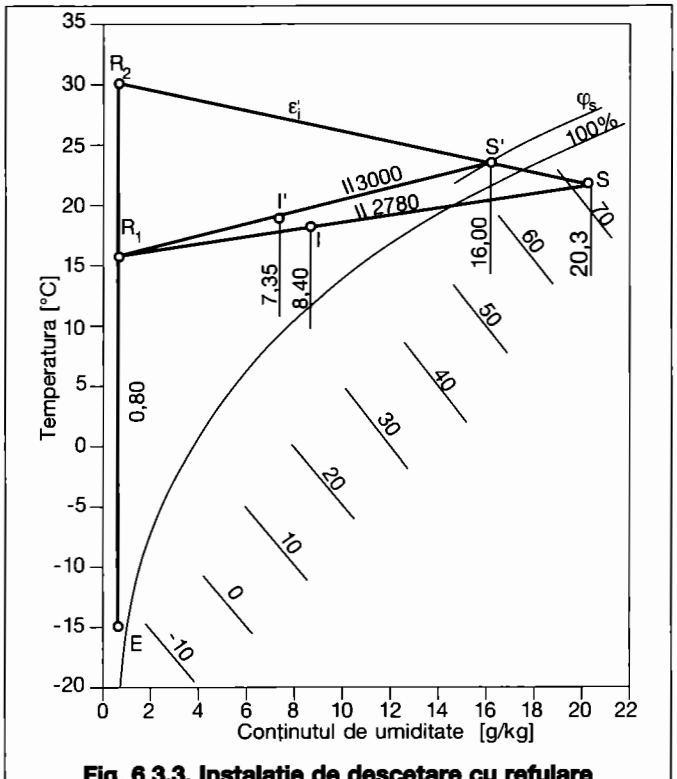


Fig. 6.3.3. Instalație de deseçetare cu refulare de aer cald sus și jos.

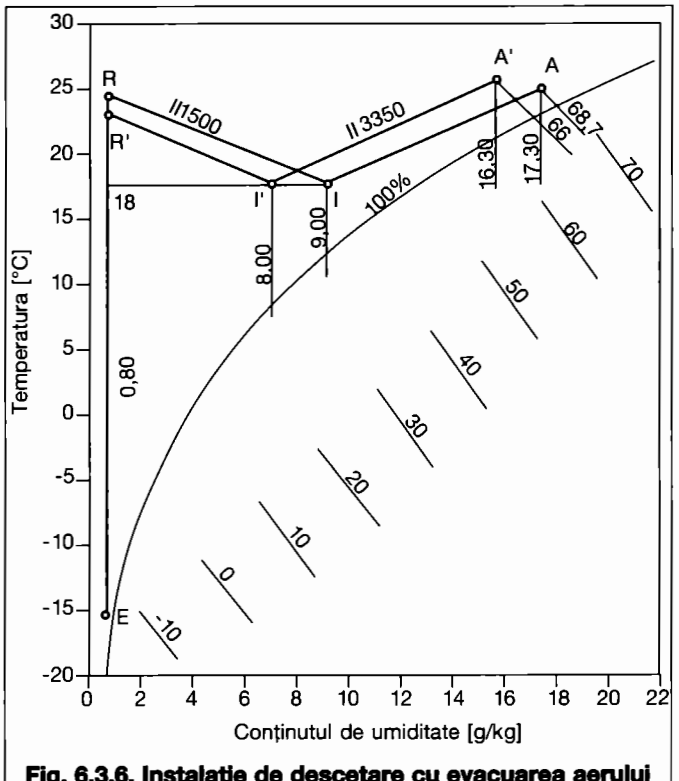


Fig. 6.3.6. Instalație de deseçetare cu evacuarea aerului prin dispozitiv de aspirație locală.

$\varepsilon_i = \Phi_i/G_i = 120/0,043 = 2780$;
$h/H = 1,8/6 = 0,3$
conform tabelului 6.3.1 rezultă $\beta = 0,40$.

• **Varianta 1.**

Mărirea debitului de aer introdus (fig. 6.3.1).

Se alege $\theta_r = 16$ °C și se intersectează cu $x_r = 0,8$ rezultând R prin care se duce o paralelă la $\varepsilon_i = 2780$ până la izoterma de 18 °C rezultând I (18 °C; 67%; 8,6 g/kg; 40 kJ/kg);
$x_s = 0,8 + (8,6 - 0,8)/0,4 = 20,3$.

Intersecția dreptelor $x_s = 20,3$ cu paralela prin R la $\varepsilon_i = 2780$ determină S care se află sub curba de saturație. Refularea de aer mai cald de 16 °C nu este indicată pentru că duce la mărirea temperaturii aerului interior (refularea aerului cu 20 °C ar conduce în zona de lucru la o temperatură de 22 °C) și, în consecință, se recurge la mărirea debitului de aer refulat în încăpere. Se intersectează RS cu $\varphi = 90\%$ rezultând S' (19 °C; 12,2 g/kg; 90%; 51 kJ/kg; $\theta_{ts'} = 17,3$ °C).

Pentru a nu se produce condensare pe plafon trebuie ca:
$\theta_i \geq \theta_{ts'} + 1 = 17,3 + 1 = 18,3$ °C.

Temperatura superficială interioară a plafonului:
$\theta_i = 19 - 0,6(19+15)/8 = 16,45$ °C,
(pentru un $U_{plafon} = 0,6$ W/m²·K).

Condiția de împiedicare a condensării nefiind îndeplinită se recurge la deplasarea punctului S în S_i' pentru care:
$\theta_{S1} = 15$ °C, iar
$\theta_{i1} = 18,5 - 0,6(18,5 + 15)/8 = 16$ °C =
$= \theta_{S1} + 1 = 15 + 1$,
condiția fiind îndeplinită.

$x_{i'} = 0,8 + 0,4\cdot(10,75 - 0,8) = 4,8$, care intersectată cu RS determină punctul I' (17 °C; 40%; 4,8 g/kg; 29,2 kJ/kg);
$\dot{M} = 0,40\cdot 10^3\cdot 155/(4,8-0,8) = 15500$ kg/h;
$\Phi_L = 15500\cdot(18,2+13)/3600 = 134,3$ kW.

Se recurge la recircularea aerului, amestecând aer de stare E cu aer de stare S_i'. M aflându-se sub curba de saturație se preîncălzește aerul exterior până la $\theta_{e'} = -5$ °C.

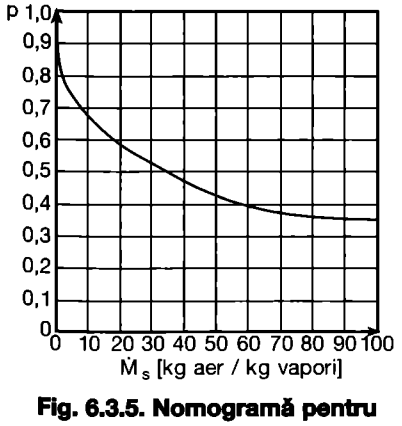


Fig. 6.3.5. Nomogramă pentru determinarea debitului de aer specific, $\dot{M}_S$, în funcție de scăpările de căldură și abur în aerul încăperii.

Presupunând $\dot{M}_P = 5000$ kg/h (aer proaspăt) și $\dot{M}_R = 10500$ kg/h (aer recirculat):

$$\frac{\dot{M}_P}{\dot{M}_R} = \frac{\overline{S_i'M'}}{\overline{E'M'}} = \frac{5000}{10500} = 0,476;$$

$$\overline{E'M'} = \overline{E'S_i'}\frac{\dot{M}_R}{\dot{M}} = 113\cdot\frac{10500}{15500} = 76,5 \text{ mm}$$

Verticala prin M' determină pe RS punctul R' - starea aerului refulat în încăpere. R' (17,7 °C; 60%; 7,65 g/kg; 37 kJ/kg). Starea aerului din zona de ședere I" (18 °C; 69%; 8,90 g/kg; 40,80 kJ/kg) s-a determinat cu ajutorul conținutului de umiditate
$x_{i"} = 7,65+0,40(10,75-7,65) = 8,9$.

Încălzirea aerului de ventilare necesită:
$\Phi_{Lp} = 5000\cdot(-3 + 13)/3600 = 13,9$ kW;
$\Phi_L = 15500\cdot(37 - 30,2)/3600 = 29,3$ kW,
respectiv $\Phi_T = 13,9 + 29,3 = 43,2$ kW față de 134,3 kW când se utilizează numai aer exterior, deci o reducere de $[(134,3 - 43,2)\cdot 100\%]/134,3 = 67,8\%$.

• **Varianta 2.**

Montarea unor corpuri de încălzire în zona plafonului (fig. 6.3.2).

Presupunem încălzirea aerului cu ajutorul corpurilor de încălzire până la 30 °C (punctul A). Temperatura plafonului este:
$\theta_i = 30 - 0,6\cdot(30 + 15)/8 = 26,6$ °C.
Condiția $\theta_i \geq \theta_{ta} + 1 = 25 + 1 = 26$ °C este îndeplinită. Se unește R cu A și se citește $\varepsilon_{i'} = 3300$.

Sarcina termică a corpurilor de încălzire $\Phi_{CI} = 3300\cdot 0,043 - 120 = 21,9$ kW iar $\beta' = 0,475$ pentru $h/H = 0,3$ și $\varepsilon_{i'} = 3300$ (tab. 6.3.1) și, respectiv
$x_{i'} = 0,8 + 0,475\cdot(20,3 - 0,8) = 10$.

Intersecția dreptelor x_i și RA determină punctul I' (22,8 °C, 57%; 10 g/kg; 48,1 kJ/kg). După cum se vede, temperatura aerului în zona de lucru (22,8 °C) este prea ridicată. Se reduce temperatura de refulare la 10 °C (această temperatură trebuie privită critic pentru că favorizează apariția de curenți reci, supărători. Se unește R' cu A și se citește direcția procesului R'A, $\varepsilon_i'' = 3575$.

Pentru $\varepsilon_i'' = 3575$ și $h/H = 0,3$ rezultă $\beta'' = 0,51$ respectiv
$x_{i''} = 0,8 + 0,51(20,3 - 0,8) = 10,75$, care intersectată cu R'A determină I" (20,4 °C; 71%; 10,75 g/kg; 47,8 kJ/kg). Temperatura aerului interior nu se încadrează în recomandări, dar coborârea și mai mult a temperaturii aerului refulat este riscantă.
$\dot{M} = 0,51\cdot 155\cdot 10^3/(20,3-0,8) = 4050$ kg/h;
$\Phi = 4050\cdot(12+13)/3600 = 28,15$ kW;
$\Phi_{CI} = 3575\cdot 0,043 - 120 = 33,73$ kW;
$\Phi_T = 28,15+33,73 = 61,88$ kW.

• **Varianta 3.**

Refularea aerului la partea inferioară și superioară (fig. 6.3.3). Calculul se face prin încercări. Se alege $\varphi = 90\%$, se intersectează cu R_2S rezultând M_2 și se citește $\varepsilon' = 3000$ pentru direcția R_1M_2. Pentru $\varepsilon' = 3000$ și $h/H = 0,3$ se determină $\beta' = 0,43$ și, pe baza acestuia, $x_{i'} = 0,8+0,43\cdot(16-0,8) = 7,35$, care intersectează R_1M_2 în I' (19 °C; 53%; 7,35 g/kg; 38 kJ/kg). Dacă θ_i este prea mare se reduce θ_{r1}.
$\dot{M} = 0,43\cdot 10^3\cdot 155/(20,3-0,8) = 3420$ kg/h;
$\dot{M}_{sup}/\dot{M}_{inf} = \overline{M_2S}/\overline{M_2R_2} =$
$= 32/113 = 0,283$;
$\dot{M}_{sup} = 0,283\cdot\dot{M}_{inf} = 0,283\cdot(\dot{M} - \dot{M}_{sup})$;
$1,283\cdot\dot{M}_{sup} = 0,283\cdot\dot{M}$.
$\dot{M}_{sup} = 0,283\cdot 3420/1,283 = 750$ kg/h;
$\dot{M}_{inf} = 3420 - 750 = 2670$ kg/h;
$\Phi_{inf} = 2670\cdot(18+13)/3600 = 24,5$ kW;
$\Phi_{sup} = 750\cdot(32,3+13)/3600 = 9,4$ kW;
$\Phi_T = 24,5+9,4 = 33,9$ kW.

Consumul de energie este circa 50% din cel rezultat în cazul precedent, soluția cu refularea aerului la partea inferioară și superioară fiind mai economică. Recapitulația soluțiilor numai cu aer exterior:

	Debit de aer [kg/h]	Debit caloric [kW]
Varianta 1	15500	134,30
Varianta 2	4050	61,88
Varianta 3	3420	33,90

• **Varianta 4.**

Evacuarea aerului prin DAL (fig. 6.3.6).

Într-o încăpere de producție în care se prescriu $\theta_i = 18$ °C și $\varphi_i = 75\%$ funcționează un utilaj cu următoarele degajări iarna:
$\Phi_U = 130$ kW; $G_U = 140$ kg abur/h.

Pierderile de căldură ale încăperii $\Phi_p = 60,8$ kW iar degajările de la alte surse $G_S = 11$ kg/h, $\Phi_s = 35,4$ kW. Se recomandă folosirea unui DAL pentru evacuarea integrală a aerului din hală.

Rezolvare: conform fig. 6.3.2 și tabelului 6.3.2 rezultă:
$\dot{M}_S = 70$ kg/h;
$p = 0,42$;
$\dot{M}_{DAL} = 140\cdot 70 = 9800$ kg/h.

Nocivitățile evacuate prin DAL:

Tabelul 6.3.2. Debitul specific de aer, q_{mS}, aspirat de la utilajele care degajă vapori de apă.

Degajarea de vapori de apă, G_U - [kg/h, utilaj]	Debitul specific de aer, $\dot{M}_S$ [kg aer/kg vapori de apă]
$G_U \geq 100$	$\dot{M}_S \geq 50$
$G_U < 100$	$\dot{M}_S < 50$
Utilaje carcasate	$\dot{M}_S = 10...15$

$\Phi_{DAL} = (1 - 0,42) \cdot 130 = 75,4$ kW;
$G_{DAL} = (1 - 0,42) \cdot 140 = 81$ kg/h;
$\varepsilon_{DAL} = 3600 \cdot 75,4/81 = 3350.$

Parametrii aerului evacuat prin DAL, A:
$h_a = 41 + 3600 \cdot 75,4/9800 = 68,7;$
$x_a = 9 + 10^3 \cdot ,81/9800 = 17,3$ g/kg.

Punctul A nu se găsește în zona de ceață și nu se vor produce condensări în DAL.

Nocivitățile răspândite în hală:
$\Phi_H = 0,42 \cdot 130 = 54,6$ kW;
$G_H = 0,42 \cdot 140 = 59$ kg/h.
$\Phi_i = 54,6 + 35,4 - 60,8 = 29,2$ kW;
$G_i = 59 + 11 = 70$ kg/h;
$\varepsilon_{încăpere} = 3600 \cdot 29,2/70 = 1500.$

Starea aerului refulat în încăpere, R rezultă din intersecția paralelei la $\varepsilon = 1500$ dusă prin I cu
$x_e \cdot q = 10^3 \cdot 70/(9 - 0,8) = 8540$ kg/h
și deoarece $\dot{M} = 8540 < \dot{M}_{DAL} = 9800$ kg/h se mărește $\dot{M}$ până la $\dot{M}' = 9800$. Noua stare a aerului interior I' se determină recalculând $x_{i'} = 0,8 + 10^3 \cdot 70/9800 = 8$ care se intersectează cu $\theta_i = 18$ °C.

Prin I' se duce o paralelă la $\varepsilon_{încăpere} = 1500$ care determină la intersecția cu x_e noua stare a aerului refulat. Noua stare a aerului evacuat prin DAL, A' se determină recalculând:
$h_{a'} = 38,4 + 3600 \cdot 75,4/9800 = 66$ și
$x_{a'} = 8 + 10^3 \cdot 81/9800 = 16,3.$

6.4. Instalații de desprăfuire

6.4.1. Sistemul bifazic aer - praf

6.4.1.1 Definiții și clasificări

Particulele de praf provin din procesele mecanice de sfărâmare, tăiere, șlefuire, măcinare, cernere etc. Fumul provine din procese fizice și chimice de condensare a vaporilor suprasaturați ai metalelor topite, sudură, ardere, rafinare a substanțelor, din reacții chimice sau fotochimice.

Fumul cuprinde particule cu dimensiuni între 5 și 0,1 μm, uneori chiar mai mici. Dimensiunea minimă a particulelor de praf este dată de limita de divizare a materialelor, considerată circa 0,5 μm. Sub această dimensiune, datorită forțelor de adeziune, se formează agregate de particule. Dimensiunea maximă a prafului aflat liber în aer este considerată 10 μm, deoarece particulele mai mari se depun sub acțiunea greutății. În tehnica instalațiilor de desprăfuire și transport pneumatic, particulele aflate în suspensie în aer sunt mult mai mari și, în consecință, limita superioară a dimensiunilor prafului este de ordinul sutelor de microni (uneori și mai mare) De asemenea, denumirea de praf se extinde și asupra pulberilor (particule separate din aer și depuse). În fig. 6.4.1 sunt date domeniile de dimensiuni ale prafului și fumului de diferite proveniențe.

Praful alcătuit din particule de aceeași formă și dimensiune constituie un sistem monodispers. De obicei, particulele sunt de diverse forme și dimensiuni, alcătuind praful polidispers.

Domeniul de dimensiuni în care este cuprinsă totalitatea particulelor ce alcătuiesc un sistem (o probă, un nor) se numește grad de dispersie sau interval de granulometrie.

Dimensiunea particulei de praf este definită în funcție de metoda de determinare utilizată și poate fi exprimată prin una din definițiile:
- dimensiunea minimă a ochiului sitei prin care mai poate trece particula - dacă pentru măsurare se folosește metoda cernerii;
- dimensiunea liniară maximă a particulelor - dacă determinările se fac cu ajutorul microscopului;
- diametrul particulei sferice echivalente care are aceeași densitate și aceeași viteză de plutire cu a particulei date (§ 6.4.1.3) - dacă se folosește metoda sedimentării.

După dimensiune, praful se clasifică astfel:
- foarte fin cu particule mai mici de 10 μm;
- fin cu particule de 10...20 μm;
- mediu cu particule de 20...60 μm;
- grosier cu particule mai mari de 60 μm.

6.4.1.2 Compoziția granulometrică (distribuția) a prafului

Praful polidispers se caracterizează printr-o repartiție neuniformă a masei și numărului de particule în diferite intervale de granulometrie. Modul în care este repartizată masa particulelor în ansamblul unei probe, în funcție de dimensiunea acestora, poartă numele de **distribuție masică** iar modul în care este repartizat numărul particulelor dintr-o probă, în funcție de dimensiunea acestora, se numește **distribuție numerică.**

Aceste distribuții pot fi la rândul lor fracționare, diferențiale sau integrale.

Distribuția masică exprimată prin raportul dintre masa particulelor având dimensiunea cuprinsă între anumite limite și masa totală a particulelor se numește **distribuție masică fracționară.** Dacă limitele intervalului de granulometrie sunt r (raza particulei) și $r+dr$, se obține o **distribuție masică diferențială** exprimată prin funcția $g(r)$, pentru care: $dg = g(r) \cdot dr$ - reprezintă fracțiunea masică corespunzătoare.

Distribuția numerică integrală este dată de raportul dintre numărul de particule având dimensiunea mai mică (treceri) sau mai mare (resturi) decât o valoare dată și numărul total de particule dintr-o probă.

Compoziția granulometrică se exprimă deseori prin tabele de valori ale resturilor parțiale sau ale trecerilor totale corespunzătoare unor intervale de granulometrie care, de obicei, sunt: < 5, 5...10, 10...20, 20...40, 40...60 și >60 μm.

În tabelul 6.4.1 este dată compoziția granulometrică a prafului pentru diferite procese industriale.

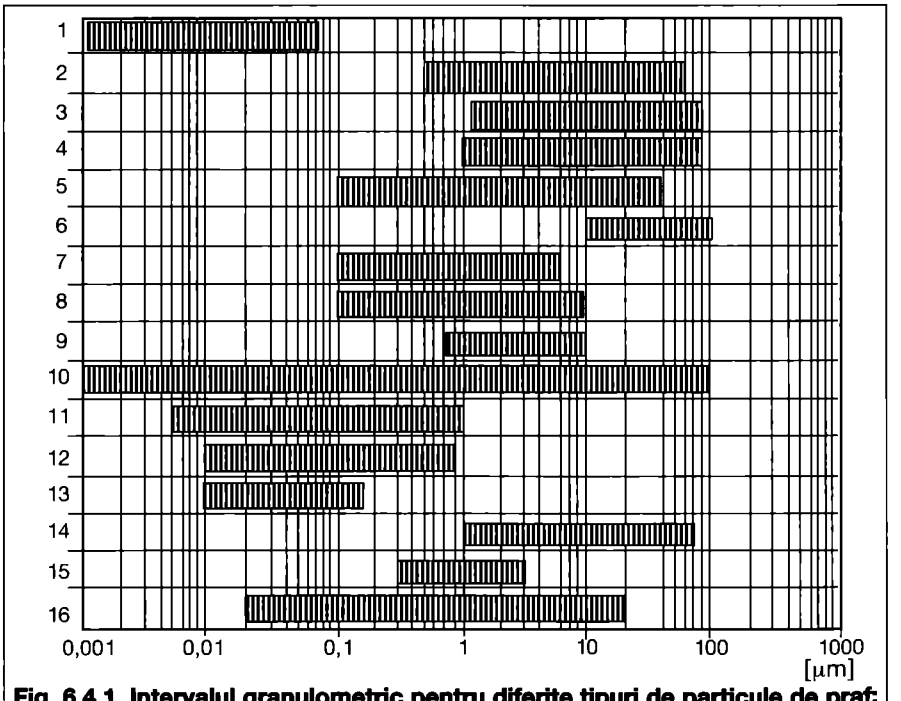


Fig. 6.4.1. Intervalul granulometric pentru diferite tipuri de particule de praf: 1 - virusuri; 2 - pudră talc; 3 - praf ciment; 4 - praf cărbune; 5 - praf atmosferic; 6 - polen; 7 - pigmenți; 8 - lapte praf; 9 - insecticid praf; 10 - fum + praf metalurgic; 11 - fum ulei; 12 - fum tutun; 13 - fum oxid de zinc; 14 - făină; 15 - ceață cu acid sulfuric; 16 - bacterii.

Folosirea coordonatelor log-normale (fig. 6.4.2) permite clasificarea prafului în 5 clase (zone) după mărimea dispersiei:
I - foarte mare;
II - mare;
III - medie (exemplu, cimentul);
IV - mică (exemplu, praful atmosferic);
V - foarte mică.

Pentru încadrarea prafului într-o anumită categorie se reprezintă în diagramă fracția masică a trecerilor totale (în ordonată) corespunzătoare particulelor având diametrul mai mic sau egal cu valoarea d (în abscisă). Diametrul corespunzător ordonatei de 50% reprezintă diametrul mediu al probei de praf d_{50}, a cărei semnificație este că 50% din masa probei este dată de particule cu diametrul $d \le d_{50}$. Dacă reprezentarea în diagramă a compoziției granulometrice a prafului depășește limitele unei zone, praful se încadrează în clasa corespunzătoare zonei superioare. Reprezentarea grafică a distribuției în coordonatele arătate permite calculul abaterii geometrice standard σ (dispersia):

$$\log \sigma = \log d_{50} - \log d_{15,9} = \log d_{84,1} - \log d_{50} \quad (6.4.1)$$

unde:
$d_{15,9}$, $d_{84,1}$ - diametrele particulelor stabilite astfel încât 15,9%, respectiv 84,1% din masa probei este constituită din particule având dimensiunea mai mică sau egală decât acestea.

Exemplul de calcul 1

Din măsurători s-a obținut fracțiunea din masa particulelor corespunzătoare intervalelor de dimensiuni (resturile parțiale) din tabelul 6.4.2. Se cere distribuția prafului exprimată prin trecerile totale, stabilirea clasei de distribuție și determinarea diametrului mediu d_{50}.

Repartizarea în diagrama log-normală din fig. 6.4.2 stabilește apartenența prafului cu această compoziție granulometrică la clasa III - cu dispersie medie. Diametrul mediu al probei rezultă pentru fracțiunea masică de 50%, $d_{50} = 20$ µm. Abaterea geometrică standard (dispersia) se calculează din relația 6.4.1.

Diametrul $d_{15,9}$ rezultă din figura 6.4.2 pentru fracția masică 15,9%: $d_{15,9} = 6{,}6$ µm;

$\log \sigma = \log 20 - \log 6{,}6 = 1{,}3 - 0{,}82 = 0{,}48.$

De unde: $\sigma = 3$.

6.4.1.3 Viteza de plutire (limita de cădere)

Particulele de praf cu dimensiunea mai mică de 0,2 µm sunt supuse, în principal, legilor difuziei, în timp ce pentru particulele de peste 1 µm este preponderentă acțiunea gravitației. În intervalul 0,2 - 1 µm, deplasarea particulelor de praf ca urmare a difuziei este comparabilă, ca ordin de mărime, cu cea produsă de forța de greutate.

În mișcarea de cădere, asupra particulei libere acționează forța de greutate G și forța de rezistență la înaintare, F_R. Când cele două forțe se echilibrează, se atinge o viteză constantă denumită viteză limită de cădere sau viteză de plutire. Ultima denumire arată o altă semnificație, aceea a vitezei unui curent de aer de jos în sus care menține particula în stare de plutire.

Dacă viteza unei particule este v, viteza relativă a aerului față de particulă este v_r:

$$v_r = v_a - v \quad (6.4.2).$$

Se definește factorul de alunecare S:

$$S = \frac{v_a - v_p}{v_a} \quad (6.4.3)$$

unde:
v_a - este viteza aerului,
v_p - viteza de plutire.

Viteza de plutire pentru o particulă liberă, sferică

Coeficientul de rezistență la înaintare depinde de regimul de curgere, astfel încât relațiile de calcul sunt stabilite pe domenii, în funcție de numărul Reynolds (Re).

a - Viteza de plutire în regim laminar este dată de relația lui Stokes:

$$v_p = \frac{d^2 \rho_m \cdot g}{18 \mu_a} \text{ [m/s]} \quad (6.4.4)$$

unde:
ρ_m - densitatea materialului [kg/m³];
μ_a - viscozitatea dinamică a aerului [Pa·s];
$\mu_a = \nu_a \cdot \rho_a$ cu
ν_a - viscozitatea cinematică [m²/s].

Pentru aer la 20 °C și considerând densitatea relativă în raport cu apa, $z = \rho_m / \rho_{apa}$; viteza de plutire se calculează cu relația 6.4.5 în care diametrul d al particulei este exprimat în [µm]:

$$v_p = 3 \cdot 10^{-5} \cdot d^2 \cdot z \text{ [m/s]} \quad (6.4.5).$$

Mișcarea se realizează în regim laminar când $Re = v_p \cdot d / \nu_a \le 1$.

Din condiția limită Re = 1 rezultă diametrul maxim al particulei, care în tot timpul căderii, are o mișcare laminară. Pentru aer la 20 °C și pentru o densitate relativă a materialului z:

$$d_{max} = \frac{78{,}4}{\sqrt[3]{z}} \text{ [µm]} \quad (6.4.6).$$

b - Viteza de plutire în regim de tranziție (pentru $1 < Re < 1000$) se determină prin încercări din relațiile:

$$v_p = \sqrt{\frac{1{,}33 d \rho_m}{\Psi \rho_a} \cdot g} \text{ [m/s]} \quad (6.4.7);$$

$$\Psi = \frac{24}{Re}\left(1 + \frac{3}{16} Re\right); \text{ pentru } Re < 5 \text{ și}$$

Tabelul 6.4.1. Compoziția granulometrică a prafului de diferite proveniențe.

Dimensiuni [µm]	<1	<3	<5	<10	<20	<30	≥30
Praf depus de turnătorii	13,31	38,48	47,32	49,04	50,76	52	48
Praf de la sablarea pieselor mari de fontă	9,15	24,7	29,28	31,3	31,6	32	58
Deșeuri de la mașini de prelucrat lemn							
Dimensiuni [mm]	<0,022	<0,05	<0,1	<0,2	<0,5	<1	<2
Praf de la calibrat panouri PAL	0,20	0,98	5,72	22,20	73,83	99,10	99,89
Rumeguș de la fierăstrău panglică	-	0,18	0,54	5,26	79,67	97,82	99,64
Rumeguș de la circular de retezat fag	0,12	0,87	3,62	13,61	57,31	89,02	99,50
Rumeguș de la circular de croit PAL	0,21	0,62	2,66	10,02	39,26	74,84	98,36
Rumeguș de la circular de croit rășinoase	0,16	0,49	1,15	3,14	16,41	37,97	64,84
Praf fin de șlefuit	0,31	1,54	16,16	41,11	93,36	98,98	99,59
Obs: Valorile din tabel reprezintă fracțiuni masice cumulate (treceri totale) [%].							

Tabelul 6.4.2. Valorile măsurate ale resturilor parțiale și valorile calculate ale trecerilor totale.

Intervalul granulometric [µm]	<5	5...10	10...20	20...40	40...60	>60
Fracțiuni masice [%]	10	16	24	22	12	16
Dimensiunile particulelor [µm]	<5	<10	<20	<40	<60	$<d^*_{max}$
Fracțiuni masice cumulate (treceri totale) [%]	10	26	50	72	84	100
d^*_{max} dimensiunea maximă a particulelor din proba de praf						

$$\Psi = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt[3]{Re}}; \text{ pentru } 5 \le Re < 1000 \quad (6.4.8)$$

unde:

Ψ - coeficientul de rezistență la înaintare.

Pentru aer la *20* °C, *d* este exprimat în [μm] și $z = \rho_m / \rho_{apă}$

$$v_p = 0,104\sqrt{\frac{dz}{\Psi}} \quad [m/s] \quad (6.4.9).$$

Pentru sferă, în regim laminar și de tranziție, în tabelul 9.8.2 sunt date valori ale coeficientului de rezistență la înaintare Ψ, în funcție de numărul Reynolds.

c - În regim turbulent de mișcare, care se realizează la valori Re ≥ 1000, viteza de plutire se calculează din relația lui Newton. Forța de rezistență la înaintare se determină pentru un coeficient de rezistență constant, $\Psi = 0,44$.

$$v_p = \sqrt{\frac{3d\rho_m g}{\rho_a}} \quad [m/s] \quad (6.4.10).$$

Pentru aer la *20* °C, $z = \rho_m / \rho_{apă}$ și d [μm], rezultă:

$$v_p = 0,157\sqrt{zd} \quad [m/s] \quad (6.4.11).$$

Diametrul minim al particulei care va atinge viteza de plutire corespunzătoare regimului turbulent se obține din condiția $Re = v_p \cdot d_{min} / v_a = 1000$. Pentru aer la 20 °C și $z = \rho_m / \rho_{apă}$;

$$d_{min} = \frac{2070}{\sqrt[3]{z}} \quad [\mu m] \quad (6.4.12).$$

Pentru diferite materiale uzuale transportate pneumatic, în tabelul 6.4.3. sunt date vitezele de plutire, stabilite experimental.

Viteza de plutire pentru particule de formă oarecare, în conducte

Pentru particule ce nu au formă sferică, viteza de plutire se corectează în funcție de forma particulei, prin introducerea factorului de formă K_f și în funcție de diametrul *D* al conductei. Rezultă relația:

$$v_p = v_{pl} \frac{1}{\sqrt{K_f}} \left[1 - \left(\frac{d_e}{D}\right)^2\right] \quad [m/s] \quad (6.4.13)$$

unde:

v_{pl} - viteza de plutire a unei sfere echivalente particulei ce are același volum *V* și un diametru echivalent d_e care se calculează cu formula:

$$d_e = 1,24 \cdot V^{1/3} \quad [m] \quad (6.4.14).$$

Factorul de formă, pentru câteva tipuri de corpuri, este dat în tabelul 6.4.4.

Viteza de plutire pentru un nor de particule

La concentrații mari, particulele sunt influențate de umbra aerodinamică creată de particulele din amonte, ceea ce modifică viteza de plutire. Datorită dimensiunilor mari ale norului, mișcarea se realizează în regim turbulent. Viteza de plutire se calculează cu relația:

$$v_p = 1,257\sqrt{\frac{d^3 D n \rho_m g}{\mu_a}} \quad [m/s] \quad (6.4.15)$$

în care:

d - diametrul unei particule [m];

D - diametrul norului [m];

n - concentrația particulelor [buc/m³].

Celelalte mărimi au semnificațiile cunoscute.

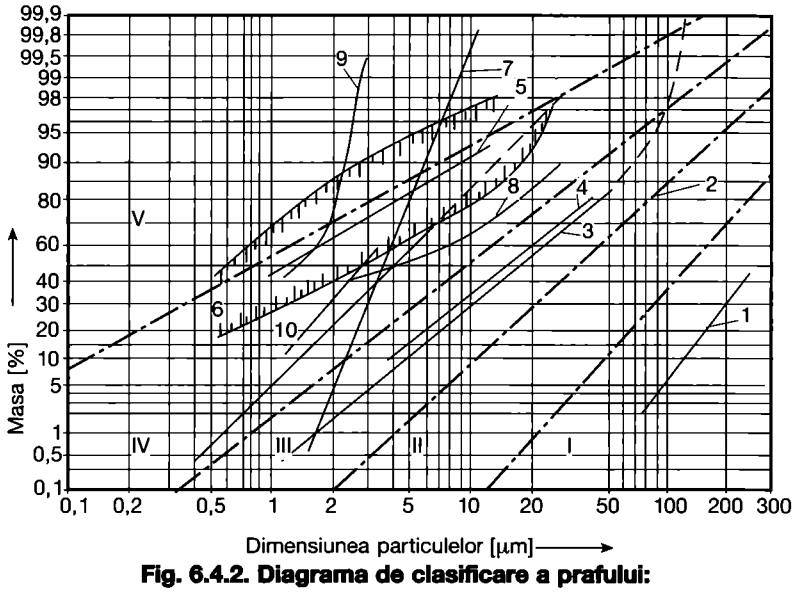


Fig. 6.4.2. Diagrama de clasificare a prafului:

1 - cărbune provenit din moară cu bile; 2 - nisip cuarțos; 3 - cuarț; 4 - ciment; 5 - fum din cuptoare Martin; 6 - domeniile prafului atmosferic; 7 - cuarț folosit pentru încercarea filtrelor; 8 - praf tip ASHARE pentru încercarea filtrelor; 9 - praf folosit pentru încercarea filtrelor în Germania; 10 - praf pentru încercarea filtrelor pentru instalațiile de climatizare.

Tabelul 6.4.3 Viteze de plutire v_p stabilite experimental.

Material	Caracteristici Dimensiuni [mm]	ρ [kg/m³]	ρ_a*) [kg/m³]	v_p [m/s]
Grâu	-	1300	800	9,8
Orz	-	-	650	8,7
Secară	-	1250	700	2,5
Porumb	-	-	730	9,5
Semințe de rapiță	-	1220	730	8,2
Semințe de in	-	-	660	5,2
Semințe de mac	-	-	590	2,5...4,3
Semințe de bumbac	fără puf	1060	600	9,5
Boabe de mazăre	-	-	300...400	12,5...15
Smochine uscate	30x40x10	1000	465	11,9...13,2
Cicoare neprăjită	mărime mijlocie	980	390	11,9...13,5
Cicoare prăjită	mărime mijlocie	580	290	19,5...10,8
Coajă de pin	mărime mijlocie	-	360	4,2...5,7
Rumeguș de fag	umed	800	-	6,5...7
Talaș de fag	umed	800	-	14,5...15
Puzderii lemnoase de in	-	-	100	6,5...7
Sulfură de zinc	5	4300	2280	17,7
Lignit nuci	25	1160	620	10,6...11
Lignit nuci	15	1160	750	8,7
Antracit concentrat	4,4	1350	-	7,5
Praf de cărbune	0,070	1400	-	0,14
Ciment Portland	0,060	3200	1000...1200	0,22
Ciment Portland	0,086	3200	1000...1200	0,34
Apatită (concentrat)	0,085...0,102	3200	1700	0,34...0,53
Balast	45	2300...2600	-	31,2
Ipsos pentru forme	0,086	2600	65...850	0,34
Rocă steril	0...5	-	-	10...16
Rocă steril	5...10	-	-	10...20
Rocă steril	10...20	-	-	18...23

*) ρ_a - densitate aparentă

Majorarea importantă a vitezei de plutire la concentrații ridicate are implicații asupra funcționării separatoarelor de praf gravitaționale și inerțiale. Dacă densitatea fazei de dispersie este diferită de a aerului în care are loc mișcarea (aer de altă temperatură, prezența altor gaze), la calculul vitezei de plutire a norului de particule trebuie să se ia în considerare și forța arhimedică pentru ansamblul particulelor, norul deplasându-se ca un singur corp.

Exemplul de calcul 2

Se determină viteza de plutire pentru o particulă de cărbune de formă rotunjită, cu suprafața neregulată. Volumul particulei este $V = 0{,}065$ mm^3. Densitatea cărbunelui, $\rho_m = 1400$ kg/m^3. Particula se consideră în cădere liberă, în aer de 20 °C.

Se determină diametrul echivalent:
$d_e = 1{,}24 \cdot V^{1/3} = 0{,}5$ mm $= 500$ μm și d_{max} corespunzător mișcării laminare, respectiv d_{min}, corespunzător mișcării turbulente, pentru a stabili regimul de curgere.
$d_{max} = 78{,}4/z^{1/3} = 78{,}4/1{,}4^{1/3} = 70$ μm;
$d_{min} = 2070/z^{1/3} = 2070/1{,}4^{1/3} = 1850$ μm
Rezultă $d_{max} < d_e < d_{min}$, deci mișcarea are loc în regim de tranziție.

Calculul se face prin încercări. Pentru început, se alege o valoare a vitezei de plutire mai mică decât viteza ce ar corespunde regimului laminar.
În regim laminar, viteza de plutire ar fi:
$v_{p1} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot d^2 \cdot z =$
$= 3 \cdot 10^{-5} \cdot 500^2 \cdot 1{,}4 = 10{,}5$ m/s
Se alege $v_{p2} = 5$ m/s. Diametrul sferei echivalente $d = d_e$.
$Re = (5 \cdot 0{,}5 \cdot 10^{-3})/(14{,}79 \cdot 10^{-6}) = 169$
$\Psi = 24/169 + 4/169^{1/3} = 0{,}865$
$v_{p3} = 0{,}104 \cdot (500 \cdot 1{,}4 / 0{,}865)^{1/2} =$
$= 2{,}96$ m/s $< v_{p2}$
Pentru următoarea aproximare se alege $v_{p4} = 2{,}5$ m/s.
Rezultă $Re = 84{,}5$; $\Psi = 1{,}1955$; $v_{p5} = 2{,}51$ m/s, rezultă $v_{p4} \approx v_{p5} \approx v_p$, deci viteza de plutire este $v_p = 2{,}51$ m/s.
Particula fiind de dimensiuni mici, nu se ține seama de influența factorului de formă și a conductei.

Tabelul 6.4.4. Factorul de formă, K_f.

Forma corpului	K_f
Sferă	1
Formă rotunjită cu suprafețe neregulate	2,5
Corp alungit	3
Placă	5

Tabelul 6.4.5. Unghiul de udare θ, pentru diferite materiale.

Material	θ [°]
Sticlă	0
Cuarț	0
Calcit	0
Pirită	30
Galenă	45
Grafit	60
Talc	70
Parafină	105
Sulf	80

6.4.2. Proprietățile prafului

• **Energia liberă de suprafață.** Forțele de atracție moleculară necompensate ale stratului superficial de material conduc la o energie liberă ridicată a acestuia. Energia liberă este principala cauză a *aglomerării* (aglutinării) particulelor și a *adeziunii* acestora pe suprafețele solide, fenomene importante în tehnica desprăfuirii. Prin aglomerare se creează particule de dimensiuni mai mari (agregate) ce trebuie antrenate cu viteze mai mari ale aerului; pe de altă parte, reținerea acestora în separatoarele de praf este mai ușoară. De asemenea, energia liberă duce la creșterea activității fizice și chimice a particulelor cu implicații asupra acțiunii fiziologice a prafului și asupra proprietăților explozive.

• **Umectarea particulelor.** Proprietățile prafului de a fi hidrofil (calitatea unui corp de a lega ușor apa) sau hidrofob (calitatea unui corp de a nu lega apa sub nici o formă) depinde de natura materialului, de porozitate, de sarcina electrică și de gradul de dispersie.

Materialele hidrofile au unghiul de udare $\theta < 90$ ° (fig. 6.4.3) iar cele hidrofobe de $\theta > 90$ °.

În tabelul 6.4.5 este indicat unghiul de udare pentru câteva materiale pulverulente uzuale.

În cazul materialelor hidrofobe anumite fracțiuni granulometrice cu dispersie mică rămân să plutească la suprafața apei.

Praful materialelor hidrofile poate deveni hidrofob datorită prezenței unor sarcini electrice de același semn cu sarcina potențialului de la suprafața apei sau datorită prezenței unui strat de molecule de aer adsorbite la suprafața particulelor de praf. De asemenea, prezența unui strat de grăsimi pe suprafață conduce la o comportare hidrofobă a particulelor.

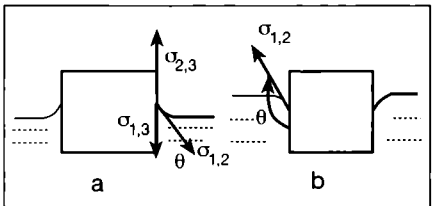


Fig. 6.4.3. Forțe care acționează aspra particulei aflată în lichid și unghiul de udare:
a - materiale hidrofile;
b - materiale hidrofobe;
$\sigma_{1,2}$ - tensiunea superficială la suprafața aer-lichid;
$\sigma_{1,3}$ - idem lichid - solid;
$\sigma_{2,3}$ - idem aer - solid.

Higroscopicitatea scade cu gradul de dispersie astfel încât, practic, particulele sub 5 μm sunt hidrofobe indiferent de substanța din care provin.

Toate particulele mici cu contur convex și cele de formă aciculară și de fulgi au capacitatea de a pluti semicufundate la suprafața apei.

• **Aderența prafului.** Praful aderent se fixează pe pereții conductelor, separatoarelor de praf și ai gurilor de captare, formând depuneri ce împiedică buna funcționare a instalațiilor. Aderența prafului depinde de:
- natura materialului,
- forma particulelor,
- gradul de dispersie,
- umiditate.

Materialele cu plasticitate mare (de exemplu, argila) sunt aderente pentru orice dispersie. În funcție de aderență, praful se poate clasifica în: neaderent (alumină, zgură); cu aderență medie (cocs, apatită, magnezit, cenușă volatilă de la arderea șisturilor, pirită, oxizi de zinc, plumb, praf de turbă etc.); aderent (ghips, alabastru, argilă, caolin, făină, praf fibros: azbest, bumbac, lână). Exemplele corespund unei stări normale de umiditate a materialului.

• **Densitatea particulelor,** influențează în mare măsură dinamica particulelor în diferite câmpuri de forțe și de aceea constituie o dată importantă de calcul pentru proiectarea instalațiilor. Pentru praful format din materiale omogene, densitatea particulelor se determină în funcție de cea a materialului din care provin, luând în considerare și volumul porilor. Pentru praful industrial, de obicei eterogen, se determină, experimental, densitatea medie probabilă. Pentru anumite dimensionări este necesar să se cunoască și densitatea în vrac, care se stabilește, de asemenea, pe cale experimentală. Orientativ, pentru materiale cu densitate medie probabilă de 2500...2800 kg/m^3, densitatea în vrac este de aproximativ 1000...1500 kg/m^3.

• **Proprietăți explozive; caracteristici ale prafului și pulberilor cu pericol de explozie.** Inflamabilitatea și explozivitatea prafului se explică prin creșterea capacității de oxidare datorită energiei libere de suprafață. În cazul unei reacții exoterme de oxidare, dacă viteza acesteia este mai mare decât cea de răcire a particulelor în mediul ambiant, se produce autoaprinderea. De aici rezultă pericolul de autoaprindere a pulberilor (depuse).

Aerosolii substanțelor inflamabile aflați într-un volum închis, la o concentrație

cuprinsă între limita inferioară și cea superioară de explozie, produc explozii în urma aprinderii lor de la o sursă de foc cu o energie superioară unei anumite valori (energia minimă a scânteii). Aprinderea are loc peste o anumită temperatură a aerosolului.

În tabelul 6.4.6 sunt date valorile concentrațiilor limită de explozie, temperatura de aprindere, energia minimă necesară a scânteii și presiunea maximă a exploziei, pentru diferite tipuri de praf.

Pericolul de explozie scade în prezența prafului din materiale inerte și a vaporilor de apă.

Pe de altă parte, pericolul de explozie crește pentru particule foarte fine având energie liberă mare. Datorită depunerii rapide a particulelor mari, explozia poate apare la distanțe relativ mari de locul de producere a prafului, unde au rămas în suspensie numai fracțiunile cu dimensiuni mici. Un pericol ridicat îl prezintă separatoarele de praf unde se pot realiza concentrații periculoase, fiind necesare măsuri corespunzătoare.

• **Proprietăți electrice.** În procesul de formare a particulelor sau ulterior, datorită descărcărilor electrice sau radiațiilor ionizante, praful se încarcă cu electricitate. Sunt situații în care numărul ionilor negativi este egal cu cel al ionilor pozitivi și deci, pe ansamblu, norul de praf este neutru, dar sunt și situații în care toate particulele pot avea sarcină electrică de același semn. Electrizarea particulelor depinde de natura materialului, de modul de producere a prafului, de prezența ionilor în atmosferă etc. Existența sarcinilor electrice modifică, într-o măsură importantă, acțiunea fiziologică a prafului asupra organismului uman și proprietățile explozive. La creșterea densității de sarcină electrică se poate produce descărcarea în arc și aprinderea aerosolului. În cazul utilizării electrofiltrelor pentru separarea prafului, o altă proprietate interesantă este rezistivitatea care, pentru un material dat, este în funcție de temperatură și umiditate.

6.4.3. Sisteme de desprăfuire; tipuri constructive

Instalațiile de desprăfuire se realizează în scopul asigurării condițiilor necesare de puritate a aerului din punct de vedere al concentrației limită a prafului în încăperi.

Praful rezultat din diferite procese industriale este captat la locul de producere, transportat pneumatic prin rețele de conducte și separat, înainte de evacuarea aerului, pentru a limita poluarea exterioară sau/și pentru a fi recuperat dacă este un praf valoros. Uneori pentru a micșora necesarul de căldură al încăperilor, aerul epurat poate fi reintrodus în încăperea din care a fost aspirat, cu condiția ca în interior să nu se depășească concentrația admisă de praf.

Sistemele de desprăfuire se clasifică după numărul gurilor de captare racordate - individuale, centrale - și după configurația rețelei de conducte - ramificate (arborescente), cu con colector, mixte (cu con colector și ramificații) cu canal colector.

Tabelul 6.4.6. Caracteristici ale prafurilor cu pericol de explozie.

1	2	3	4	5
Pulberi metalice				
Aluminiu pulverizat	700	50	40	4,0
Cositor	630	160	190	2,0
Ferosilicon (88%Si)	860	400	425	2,5
Ferotitaniu (procent redus de carbon)	370	80	140	2,5
Magneziu-aluminiu (50%-50%)	535	80	50	4,5
Magneziu măcinat	520	80	20	4,5
Magneziu pulverizat	600	240	30	4,0
Mangan	450	120	210	1,8
Silicon	775	900	160	4,5
Titaniu	480	120	45	3,0
Vanadiu	500	60	220	2,5
Zinc	680	900	500	1,0
Zirconiu	-	15	40	3,0
Pulberi de mase plastice				
Acetat de celuloză	320	10	25	6,0
Anhidridă ftalică	650	15	15	3,5
Caseină	520	60	45	3,5
Calciu sintetic dur	320	30	30	4,0
Compoziție de uree pentru turnare	450	80	75	4,5
Hexametilentetramină	410	10	15	4,5
Metacrilat de metil	410	15	20	4,0
Pentacritritol	450	10	30	4,5
Polistiren	490	120	20	3,0
Propionat de celuloză	460	60	25	4,5
Rășină alil-alcoolică	500	20	35	4,8
Rășină cumarinică	520	10	15	4,5
Rășină fenolică	460	10	25	4,3
Rășină lignitică	460	20	40	4,8
Rășină polietilenică	450	80	25	5,8
Rășină vinil-butiral	390	10	20	4,2
Șelac, colofoniu	390	10	15	4,0
Pulberi vegetale				
Amidon	470	40	45	5,0
Ceapă deshidratată	410	-	130	4,2
Citrice, coajă deshidratată	490	45	65	3,5
Făină de lemn	430	20	40	4,5
Grâu sfărâmat	470	160	60	4,0
Mazăre deshidratată	560	-	50	4,8
Orez	490	80	45	4,3
Plută	540	40	30	4,2
Soia, boabe	560	100	40	4,5
Trifoi, semințe	470	80	60	3,5
Pulberi diverse				
Cauciuc brut, dur	350	50	25	4,0
Cărbune bituminos	610	40	35	3,2
Dinitro-orto-crezol	440	-	25	4,0
Fenotiazină	540	-	15	3,0
Gilsonită	580	25	20	4,0
Gudron de huilă	-	80	80	3,5
Săpun	430	60	45	4,2
Stearat de aluminiu	400	15	15	4,5
Sulf	190	15	35	3,0

1. Denumirea prafului
2. Temperatura de aprindere a aerosolului [°C]
3. Energia minimă a scânteii necesară pentru aprinderea aerosolului [mJ]
4. Concentrația minimă explozivă [g/m^3]
5. Presiunea maximă a exploziei [bar]

După locul amplasării exhaustorului în raport cu punctele de alimentare cu material și după concentrația materialului, sistemele de desprăfuire se încadrează în categoria sistemelor de transport pneumatic, în depresiune, de concentrație mică. (§ 9.8.1.).

• **Sisteme individuale**

Se utilizează pentru mașini de la care se aspiră debite mari și cu un regim de funcționare diferit de al celorlalte mașini din hala de producție. Sistemele se compun din gură de captare (aspirație), conductă de transport, separator de praf și ventilator sau suflantă.

Ultimele două componente pot fi grupate în agregate de filtrare - exhaustare. Dupa filtrare, aerul este, de obicei, reintrodus în încăpere, realizându-se economie de energie termică, deoarece nu mai este necesar aer de compensare.

Ca separatoare de praf utilizate în instalații individuale se recomandă: filtre cu saci cu sau fără carcasă, separatoare inerțiale, cicloane.

• **Sisteme centrale**

Acestea captează, transportă și separă praful produs de mai multe mașini.

Rețelele de conducte au o configurație dictată de amplasamentul mașinilor, urmărind realizarea unei instalații economice, care să răspundă cerințelor transportului pneumatic. Echilibrarea aeraulică a rețelei este foarte importantă pentru că, pe de o parte, trebuie să se realizeze vitezele necesare de transport iar, pe de altă parte, nu sunt posibile organe de reglare care duc la înfundări.

Nu este admisă gruparea la același sistem de desprăfuire a aspirațiilor de la mașini din secții cu categorii diferite de incendiu.

• **Rețele ramificate** (fig. 6.4.4)

Se adoptă când utilajele sunt așezate în linie în fluxul tehnologic și când funcționarea lor este continuă.

Fiecare gură de captare este racordată printr-o ramificație la conducta principală. Pentru asigurarea transportului, pe toate tronsoanele viteza aerului trebuie să fie egală sau mai mare decât viteza optimă de transport (§ 9.8.5).

Principala problemă ridicată de astfel de rețele este echilibrarea aeraulică a ramurilor, deci realizarea unor pierderi de sarcină egale în noduri, în condițiile vehiculării debitelor de calcul pe fiecare ramificație. Din condiția de echilibrare, poate să apară necesar ca pe ramurile apropiate de ventilator să se adopte viteze mult mai mari decât cele optime, cu respectarea diametrului minim, 80 mm. Dacă nu este posibil, se poate adopta una din soluțiile: introducerea de rezistențe suplimentare de tipul conurilor de echilibrare; mărirea lungimii ramificației; prevederea unor orificii de aspirație a unui debit suplimentar, cu condiția ca debitul de aer fals să nu depășească 10...15% din debitul nominal. Ventilatorul se poate monta înainte sau după separatorul de praf. În cazul materialelor de dimensiuni mari, înainte de ventilator, se montează un separator de aschii.

• **Rețele cu con colector** (fig. 6.4.5)

Gurile de captare de la utilaje sunt racordate la conuri colectoare racordate, la rândul lor, la conducta principală de transport. În toate conductele se respectă viteza optimă de transport. Astfel de rețele se utilizează în cazul unor utilaje cu regim de lucru intermitent. Pentru întreruperea funcționării, pe racorduri, se prevăd șibăre sau alte dispozitive de închidere. Amplasând conurile colectoare în centrul de greutate al utilajelor deservite, echilibrarea aeraulică este mai ușor de realizat. Sistemul conduce, în general, la pierderi de sarcină mai mari, datorită rezistenței locale a conului colector. Pentru racordarea a maximum 5...6 utilaje se preferă conurile de tip c care au un coeficient de rezistență locală mai mic decât cele de tip a (fig. 6.4.11).

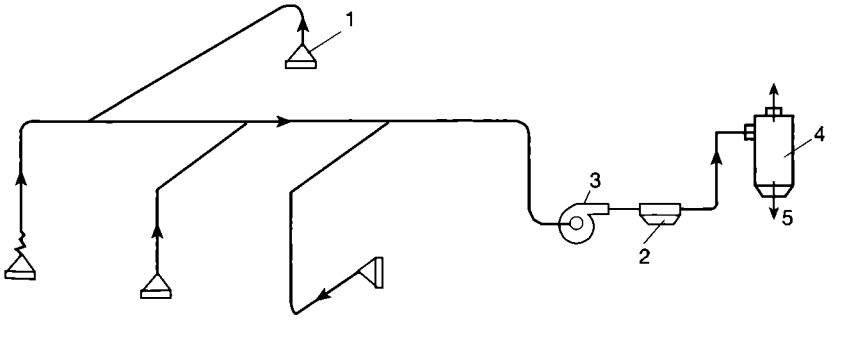


Fig. 6.4.4. Rețea ramificată pentru instalații de desprăfuire:
1 - guri de captare; 2 - separator de aschii; 3 - ventilator;
4 - separator de praf; 5 - evacuare praf (periodic).

• **Rețele mixte.** Astfel de rețele cuplează racorduri de la conurile colectoare și racorduri individuale de la mașini. Pentru a asigura o funcționare corectă trebuie ca mașinile racordate separat să aibă un regim continuu de funcționare și debite relativ mari. Ca și în cazul rețelelor ramificate, trebuie realizată echilibrarea rețelei. Prezența conurilor colectoare simplifică însă mult această problemă.

• **Rețele cu canal colector**. Captările de la utilaje sunt racordate la un canal colector cu secțiune mare, unde viteza este de 5...6 m/s (fig. 6.4.6). Ca urmare, în canalul colector apar depuneri care se vor transporta mecanic, pe bandă. Consumul de energie este, în consecință, mai mare decât la celelalte sisteme și, de aceea, sunt recomandate în cazul unor fluxuri tehnologice în linie, cu distanțe mari între utilaje, când adoptarea celorlalte sisteme nu este posibilă.

6.4.4. Dispozitive de captare a prafului

Antrenarea prafului la locul de producere se face prin dispozitive de captare. La proiectarea acestora se urmărește să se realizeze o eficiență maximă fără ca activitatea la locul de muncă respectiv să fie stânjenită. Deoarece vitezele de aspirație sunt mari (15 - 30 m/s) se urmărește micșorarea coeficientului de rezistență locală pentru ca pierderea locală de sarcină să fie cât mai mică. Eficiența ψ exprimă raportul dintre debitul de material captat de gură și debitul de material produs. Principial, dispozitivele de captare a prafului funcționează similar cu cele de absorbție a gazelor și a vaporilor nocivi. Pentru mărirea eficienței se crește pe cât posibil gradul de închidere, folosindu-se, frecvent, guri și hote semiînchise, carcase, cabine. La dispozitivele deschise, creșterea eficienței se realizează prin adoptarea unei forme geometrice (raport de laturi, unghiuri, care să asigure uniformitatea aspirației și să conducă la un coeficient de contracție mare, respectiv, coeficient de pierdere

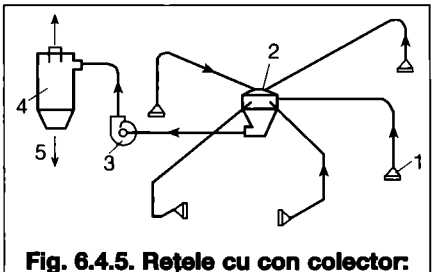


Fig. 6.4.5. Rețele cu con colector:
1 - guri de captare; 2 - con colector;
3 - ventilator; 4 - separator de praf;
5 - evacuarea praf.

locală de sarcină mic). Se recomandă: lipirea gurii de aspirație de o suprafață plană, perpendiculară pe secțiunea de intrare; prevederea unor flanșe care conduc la o amortizare mai lentă a vitezei; în cazul unei lungimi mari a zonei de captare, prevederea unui șir de guri sau compartimentarea interioară a dispozitivelor de captare; practicarea unui orificiu suplimentar pentru aer fals care să asigure viteza necesară în conducta de aspirație (se recomandă atunci când $A_1 < 2\,A_2$, unde A_1 - secțiunea de racord a gurii de captare; A_2 - secțiunea conductei); orificiul trebuie prevăzut la partea inferioară pentru a împiedica înfundarea conductei.

În fig. 6.4.7...6.4.10 sunt date câteva tipuri de dispozitive de captare utilizate în diferite procese tehnologice cu degajări de praf.

Calculul dispozitivelor se face prin metodele cunoscute la aspirația gazelor și vaporilor (curbe de egală viteză, metode analitice și grafoanalitice etc.). Pentru utilizarea acestora, în tabelul 6.4.7 se indică viteza minimă a aerului, la nivelul zonei de degajare a prafului, în funcție de modul de generare a acestuia. În urma cercetărilor efectuate, s-au stabilit pentru o serie de situații, frecvente în practică, tipul corespunzător de dispozitiv de captare și debitul de aer necesar pentru antrenarea prafului. Astfel de date sunt cuprinse în tabelul 6.4.8. (anexa 6.1).

Tabelele 6.4.9...6.4.11 cuprind date pentru proiectarea dispozitivelor de captare a prafului de la polizoare, mașini mici de curățire a suprafețelor, mașini de șlefuit-lustruit.

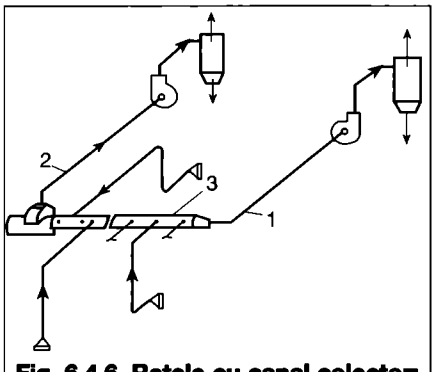


Fig. 6.4.6. Rețele cu canal colector:
1 - conductă evacuare praf;
2 - conductă evacuare aer;
3 - canal colector.

6.4.5. Conducte: dimensionare și calculul pierderilor de sarcină

6.4.5.1 Date pentru proiectarea sistemului de conducte

Conductele instalațiilor de desprăfuire se dimensionează pentru transportul debitului de material G_m, rezultat din procesele tehnologice și a debitului de aer G_a ce rezultă din concentrația recomandată: $\mu = G_m / G_a$.

De multe ori, în locul acestor valori sunt indicate debitele de aer aspirate prin dispozitivele de captare (tabelele 6.4.8...6.4.11). Dacă și aceste date lipsesc, debitul se poate determina din viteza optimă de transport (§ 9.8.5), și diametrul minim recomandat, care pentru praf fin uscat, praf fibros, rumeguș și pilitură de fier este de 80 - 130 mm.

Din necesitatea echilibrării ramificațiilor, debitul de aer se poate mări cu 18...20%, ceea ce are drept consecință, creșterea puterii ventilatorului. Pentru a evita acest lucru, în cazul în care pentru echilibrare, ar apare necesare debite de aer mai mari se utilizează diafragme plane sau conice (conuri de echilibrare - tabelul 6.4.14, poz. 8), montate pe tronsoane verticale. Conurile de echilibrare se recomandă, în mod special, pentru deșeuri lemnoase și praf fibros.

Debitul de aer pe conductele principale se determină considerând toate uti-

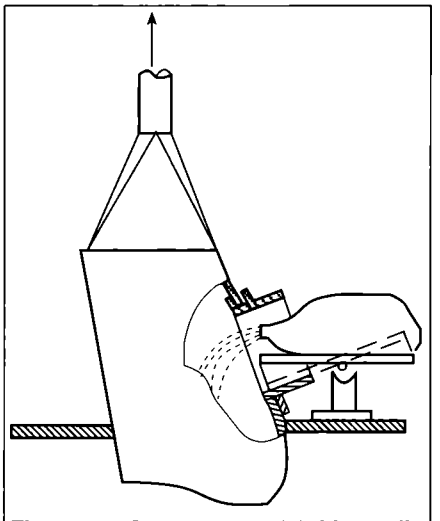


Fig. 6.4.7. Captarea prafului la gurile de descărcare a prafului.

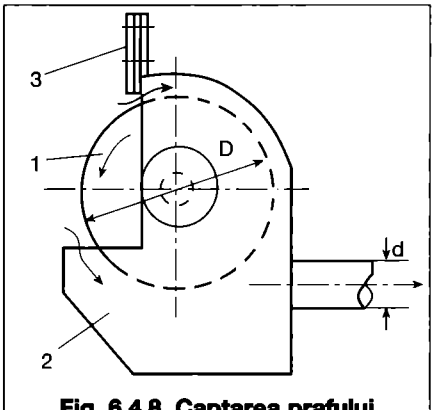


Fig. 6.4.8. Captarea prafului la polizoare:
1 - piatră de polizor; 2 - dispozitiv de captare praf; 3 - vizetă.

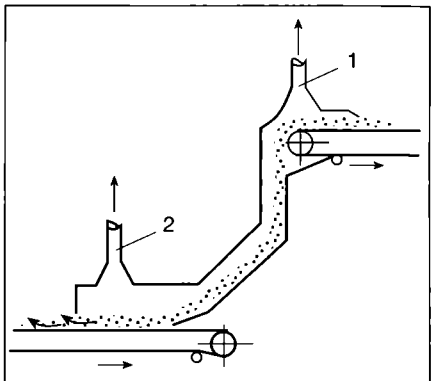


Fig. 6.4.9. Captarea prafului la benzile transportoare:
1 - conductă evacuare praf grosier;
2 - conductă evacuare praf fin.

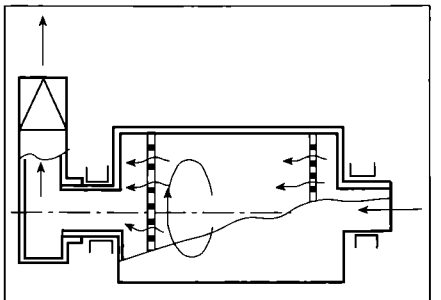


Fig. 6.4.10. Captarea prafului la tobele de debavurare.

Tabelul 6.4.7. Vitezele minime ale aerului, la nivelul degajărilor, pentru antrenarea prafului.

Modul de generare a prafului	Viteza minimă de antrenare [m/s]	Procese tehnologice
Degajare fără mișcare vizibilă	0,25...0,5	Degajări de vapori și fum de la decapare, spălare, degresare, sudură.
Degajare cu viteză mică	0,5...1,00	Vopsire prin pulverizare în cabină, sortare, cântărire, împachetare, puncte de descărcare la transportoare cu viteză mică (sub 1 m/s), amestecare.
Generare activă	1,00...2,00	Dezbatere, turnătorie, cernere, puncte de descărcare la transportoare cu viteză mare (>1 m/s).
Degajare de particule cu viteză mare	2,00...10,00	Polizare, sfărâmare în tambur, curățire abrazivă.

lajele în funcțiune; dacă la conducta principală sunt racordate și guri de măturare, debitul acestora se însumează la cel preluat de la dispozitivele de captare de la mașini; în cazul unui număr mare de guri de măturare, se poate considera un coeficient de simultaneitate.

În cazul instalațiilor cu conuri colectoare care se pretează la o funcționare intermitentă a utilajelor se acceptă, de asemenea, un coeficient de simultaneitate, în funcție de situația existentă.

Conductele se confecționează, în general, din tablă neagră sudată longitudinal. Tronsoanele se îmbină prin flanșe din bandă din oțel (pentru $D < 250$ mm) sau din oțel cornier (la diametre mai mari). Etanșarea flanșelor se face cu cauciuc, azbest sau carton îmbibat cu miniu de plumb.

Se recomandă ca lungimea ramificațiilor să nu depășească 20 m și ca ramificațiile să facă un unghi de 15° cu conducta principală; unghiul de vârf al difuzoarelor de 15°, iar al confuzoarelor de 30°. Piesa de intrare în ciclon se realizează asimetric astfel încât, în exterior, peretele conductei să fie în continuarea peretele ciclonului. Traseul conductelor se alege astfel încât să se reducă, la minimum, numărul coturilor iar între acestea să fie intercalate porțiuni drepte. Racordul la dispozitivele de captare se face, în general, prin tuburi flexibile.

Grosimea tablei se alege în funcție de materialul transportat iar la coturi, unde uzura este mai mare, este necesară o tablă mai groasă.

În tabelul 6.4.12 este indicată grosimea tablei și raza de curbură la conducte utilizate în industria lemnului.

6.4.5.2 Calculul pierderilor de sarcină

Se efectuează luând în considerare pierderile liniare și locale și concentrația μ a amestecului. Pentru concentrații $\mu \leq 0{,}01$ kg/kg, calculul se face ca pentru canale de aer din tablă. Pierderea de sarcină Δp rezultă din relația:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{n} \left[\left(\frac{\lambda l}{D} + \sum_{j=1}^{j} \xi_j \right) \frac{\rho_a v^2}{2} \right]_i \quad \text{[Pa]} \quad (6.4.16)$$

unde:

λ - coeficient de rezistență hidraulică liniară, în funcție de viteză și de rugozitate;

D - diametrul conductei pe tronsonul de calcul [m];

l - lungimea tronsonului [m];

$\sum\xi$ - suma coeficienților de pierdere locală de sarcină pe tronsonul [i];

ρ_a - densitatea aerului [kg/m^3];

v - viteza aerului pe tronsonul [i] [m/s];

n - numărul de tronsoane.

Viteza aerului se alege egală cu cea optimă de transport pneumatic (§9.8.5). Dacă nu există indicații în acest sens se poate adopta o viteză determinată în funcție de viteza de plutire v_p, și factorul de alunecare, S (§6.4.1.3). Se recomandă $S \leq 0{,}5$ pentru granule mari și $S \leq 0{,}2$ pentru praf. La stabilirea vitezei de plutire se ține seama de umiditatea materialului și de tendința de aglomerare.

Pentru concentrații $\mu > 0{,}01$ kg/kg, pierderile de sarcină se majorează conform relației:

$$\Delta p_t = \Delta p\,(1+K\mu) \quad \text{[Pa]} \quad (6.4.17)$$

unde:

K - coeficient care depinde de natura materialului transportat și al conductei, de viteză; pentru vitezele recomandate de transport valorile K sunt date în tabelul 9.8.5.

Valorile λ / D pentru conducte din oțel sunt date în tabelul 6.4.13.

Pentru diferite configurații utilizate în instalațiile de desprăfuire, în tabelul 6.4.14 (anexa 6.2) sunt date valorile coeficienților de rezistență locală ξ.

Pentru coturi se evaluează pierderea liniară pentru o lungime desfășurată conform tabelului 6.4.15 și pierderea locală conform tabelului 6.4.14, poziția 15.

În tabelul 6.4.16 este dată pierderea de sarcină liniară unitară p_1 și pierderea locală în curbe pentru tuburile flexibile, Δp_1, Δp_2.

Pentru alegerea ventilatorului, la pierderile de sarcină în conducte se adaugă pierderea de sarcină în dispozitivul de captare, p_d, și în separatorul de praf, p_s. Valoarea p_d se indică în funcție de tipul dispozitivului.

Tabelul 6.4.9. Debite de aer recomandate pentru captarea prafului la polizoare.

Polizor de tip curent D [mm]	Conductă de aspirație D [mm]	Debit la 23 m/s [m^3/h]
240	75	365
250-350	100	650
380-480	115	860
500-600	130	1100
630-730	150	1465
760-900	180	2110
Polizor cu bandă - 350 m^3/h pentru bandă de 75 mm (la benzi mai late debitul crește cu 100 m^3/h la fiecare 25 mm de bandă în plus)		

Tabelul 6.4.10. Debite de aer recomandate pentru captarea prafului la unelte mici de curățire - 37 m^3/h·cm^2.
(viteză de aspirație de 100 m/s la 60 mm distanță)

Tip mașină	D conductă [mm]	Debit [m^3/h]	S găuri [cm^2]
Polizor pendular F=300	60	900	24
Polizor orizontal F=180	32	180	5
Polizor colț F=30 și 60	25	110	3
Daltă aer comprimat	19	70	2
Perie de sârmă	19	70	2

Tabelul 6.4.11. Debite de aer recomandate pentru captarea prafului de la mașini automate de șlefuit și lustruit.

Tip mașină	Debit [m^3/h]
Piese mici-ornamente, mecanică fină, bijuterii	1200
Piese mari-matrițe, rame, profiluri	1800...2400
Mașini cu valțuri (tamburi) de lustruit (pentru 1 cm lățime)	60...90

Tabelul 6.4.12. Grosimea tablei și raza de curbură pentru conductele de desprăfuire în industria lemnului.

D conductă [mm]	Tocătură			Rumeguș, așchii						Praf					
				Umed			Uscat			Alb			Poliesteri		
	d_1	d_2	R/D	d_1	d_2	R/D	d_1	d_2	R/D	d_1	d_2	R/D	d_1	d_2	R/D
80...200	1,5	2,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0
200...400	1,5	2,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0	0,8	1,0	3,0
400...600	1,5	2,5	3,0	1,0	1,5	3,0	1,0	1,5	3,0	1,0	1,0	3,0	1,0	1,5	3,0
600...800	2,0	2,5	3,5	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	2-3	1,0	1,5	2-3	1,5	1,5	2-3
800...1000	2,5	3,5	3,5	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	2-3	1,5	1,5	2-3	1,5	1,5	2-3
Unde: d_1 - grosimea tablei pentru transportoare drepte [mm]; d_2 - idem, pentru piese speciale [mm]; R/D - raza de curbură pentru coturi/diametru conductă.															

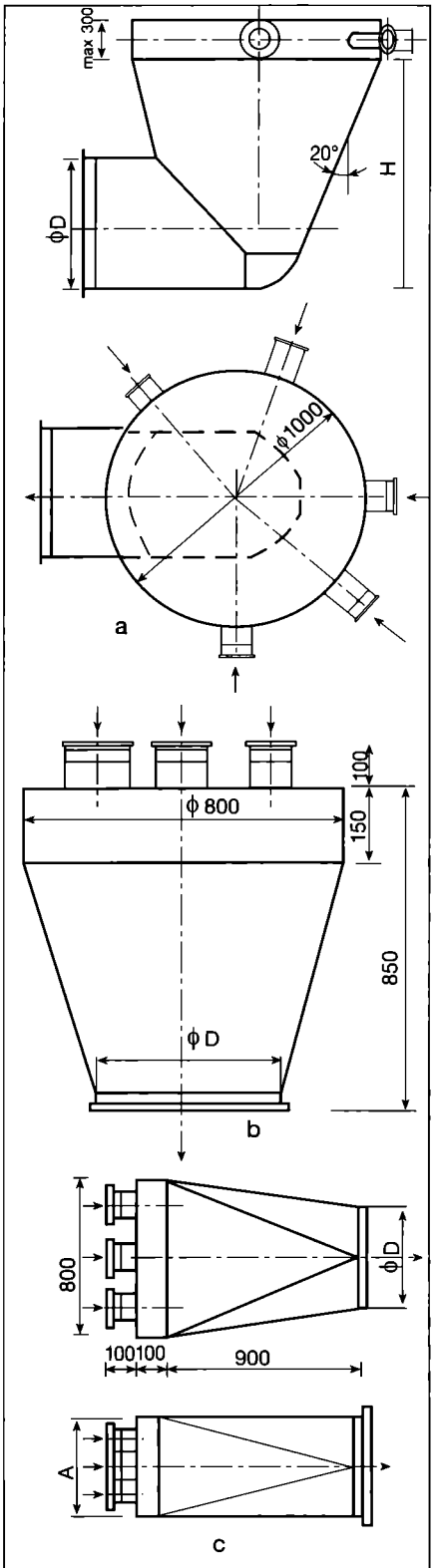


Fig. 6.4.11. Tipuri de conuri colectoare:
a - intrare radială; b, c - intrare axială

6.4.6. Dispozitive și accesorii montate pe conductele de desprăfuire

Pentru a asigura controlul funcționării, distribuția, închiderea și alte operații necesare, pe conductele de desprăfuire se montează:
- capace de vizitare la coturi și la alte piese speciale în care se pot produce înfundări;
- puncte de măsurare, cel puțin câte unul pe circuitul de aspirație și de refulare al ventilatorului;
- clapete antifoc în amonte și aval de zidurile antifoc și la intrare în cicloane sau filtre;
- capace de explozie pe conductele pe care se transportă materiale periculoase, la concentrații mari;
- șibăre pe racordurile mașinilor cu funcționare discontinuă, racordate la conurile colectoare;
- șibăre pe circuitul de refulare al ventilatoarelor pentru a putea schimba evacuarea aerului în exterior (vara) sau în interior (iarna);
- șibăre și rame cu plasă de sârmă la capătul tubulaturii de refulare a suflantelor.

Pentru aceste elemente de instalații există detalii tip ce acoperă necesitățile practice.

Conurile colectoare se execută în mai multe variante, în funcție de geometria sistemului, de posibilitățile de încadrare în spațiul disponibil (fig. 6.4.11). Alegerea dimensiunii se face după diametrul D al conductei colectoare, stabilit în funcție de debitul de aer și de viteza necesară de transport.

6.5. Aparate și instalații de epurare - probleme generale

Reținerea simultană a gazelor nocive și a prafului necesită realizarea unor instalații de epurare complexe în care separatoarele de praf sunt înseriate cu alte aparate de tipul: reactoare, incineratoare, separatoare prin absorbție și separatoare catalitice. De cele mai multe ori, în instalație se prevăd schimbătoare de căldură, cu scop fie de recuperare,

Tabelul 6.4.13. Valorile λ/D în m^{-1} pentru calculul conductelor din oțel.

	v_a [m/s]						
d [mm]	6...9	9...12	12...15	15...18	18...21	21...25	25...30
80	0,248	0,235	0,230	0,225	0,220	0,219	0,212
100	0,243	0,232	0,225	0,221	0,217	0,214	0,213
110	0,215	0,206	0,200	0,196	0,193	0,190	0,185
125	0,184	0,175	0,170	0,167	0,164	0,162	0,161
140	0,159	0,152	0,148	0,145	0,143	0,141	0,141
160	0,135	0,129	0,125	0,123	0,121	0,119	0,118
180	0,116	0,111	0,108	0,106	0,104	0,103	0,102
200	0,102	0,097	0,094	0,092	0,091	0,090	0,089
225	0,088	0,084	0,082	0,080	0,079	0,078	0,077
250	0,077	0,074	0,072	0,070	0,069	0,068	0,067
280	0,067	0,064	0,062	0,061	0,060	0,059	0,058
315	0,058	0,055	0,054	0,053	0,052	0,051	0,051
355	0,050	0,048	0,046	0,045	0,045	0,044	0,044
400	0,043	0,041	0,040	0,039	0,038	0,038	0,038

Tabelul 6.4.16. Pierderea de sarcină în tuburile flexibile.

D	Debit	v	p_1	p_1	Δp_1	Δp_1	Δp_2	Δp_2
[mm]	[m^3/h]	[m/s]	[mmH_2O/m]	[Pa/m]	[mmH_2O]	[Pa]	[mmH_2O]	[Pa]
90	400	17,5	22	216	35	343	-	-
90	500	21,8	34	334	54	530	-	-
90	600	26,2	49	481	78	765	-	-
110	400	11,7	4,1	40	17	167	20	196
110	500	14,6	6,3	62	22	216	34	334
110	600	17,5	9,3	91	28	275	43	422

unde: Δp_1 - pierderea de sarcină în curba în formă de S, cu rază R = 1,5 D;
Δp_2 - idem, în curbă în formă de inel, R = 1,5 D.

Tabelul 6.4.15. Lungimi desfășurate ale coturilor l [m] pentru R/D = 2.

α \ D [mm]	80	100	120	150	200	250	300	350	400	500	600
15	0,04	0,05	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18	0,21	0,26	0,3
30	0,08	0,10	0,13	0,16	0,21	0,26	0,26	0,37	0,42	0,52	0,6
45	0,13	0,16	0,19	0,24	0,32	0,40	0,40	0,55	0,63	0,79	0,9
90	0,25	0,31	0,38	0,47	0,63	0,79	0,79	1,10	1,20	1,57	1,8
125	0,38	0,47	0,57	0,71	0,95	1,19	1,19	1,65	1,89	2,36	2,8

OBS.: Pentru alt raport R*/D* lungimea desfășurată l* = 1R*/2D*.

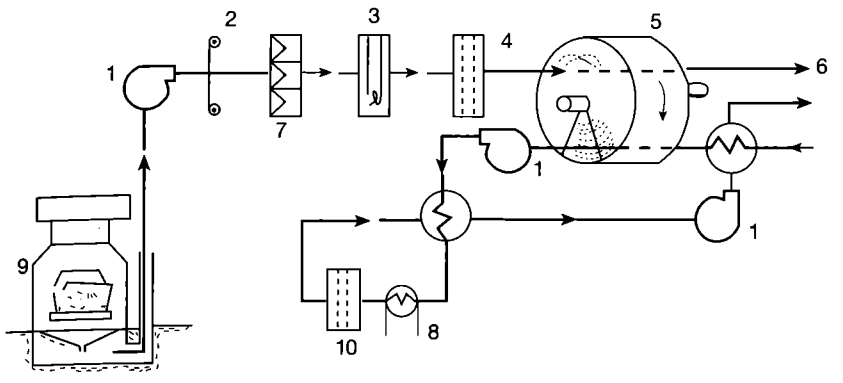


Fig. 6.5.1. Tratarea compușilor organici volatili de la o cabină de vopsire:
1 - ventilator; 2,7 - filtru; 3,8 - încălzire aer; 4 - strat de protecție;
5 - concentrator rotativ; 6 - evacuare; 9 - cabină de vopsire;
10 - incinerator catalitic de joasă temperatură.

fie de reducere a temperaturii pentru protejarea aparatelor din aval. În lanțul de aparate au loc procese complexe simultane, de transfer de căldură și masă. Ansamblul procesului de tratare astfel conceput se numește procedeu. Industria de depoluare a pus la punct o serie de astfel de procedee și instalații care cuprind toate circuitele de gaze, lichide sau solide studiate din punct de vedere al eficienței globale. Deși utilizate, de obicei, pentru aerul evacuat cu scopul de protecție a atmosferei, în anumite situații, unde se cer condiții deosebite pentru aerul introdus sau se dorește recircularea unui aer ce nu corespunde din punct de vedere al purității, instalațiile de epurare se pot folosi și pentru tratarea aerului introdus.

6.5.1. Aparate pentru epurarea aerului

• **Reactoare**

Dacă în separatoarele de praf se urmărește reținerea particulelor prin procese fizice, în reactoare se obține neutralizarea poluanților cu ajutorul unor aditivi. Separatorul poate fi el însuși un reactor sau poate contribui, parțial, la reacțiile chimice. Reactoarele pot fi: *uscate* sau *semiuscate*.

În procedeele uscate are loc o reacție între un gaz și un produs solid, fin dispersat pentru a mări suprafața de contact. În aval se prevede un filtru pentru a reține produsele solide ce nu s-au consumat complet.

În procedeele semiuscate, materialul ce realizează neutralizarea este introdus sub formă de suspensie sau de soluție. Într-o primă fază, căldura gazului produce evaporarea apei în care se află reactivul. Urmează o fază foarte activă în care produsul solid, încă umed, reacționează cu gazul tratat. În final, urmează o treaptă de separare a produsului uscat.

• **Adsorbitoare**

În aceste aparate are loc un fenomen de adsorbție a poluanților gazoși pe suprafața unor materiale solide cu mare capacitate de adsorbție (de obicei, carbonul activ). Fenomenul de adsorbție este favorizat de scăderea temperaturii, creșterea presiunii și a concentrației de poluant. Fenomenul este reversibil, astfel încât carbonul poate fi recondiționat prin desorbție, favorizată de ridicarea temperaturii și scăderea presiunii. Produsul eliminat are o concentrație ridicată și poate fi condensat și recuperat. Un astfel de tratament este recomandabil pentru eliminarea compușilor organici volatili (COV)

• **Separatoare (incineratoare) catalitice**

Procedeul de cataliză, mult folosit în industria chimică, începe să fie folosit tot mai mult în depoluare, de exemplu pentru eliminarea compușilor organici volatili. El permite oxidarea poluanților la temperaturi de cca 300...400 °C, care este apropiată de cea a emisiilor gazoase. Drept catalizatori se utilizează metale nobile și amestecuri de oxizi metalici.

• **Incineratoare**

Produsele organice (lichide, solide sau gazoase) care nu pot fi eliminate prin alte procedee sunt transformate prin ardere în bioxid de carbon și vapori de apă. Acest procedeu permite și recuperarea căldurii rezultate din ardere. Deoarece în afara produselor menționate se elimină și altele nocive (HCl, metale grele), după incinerare urmează mai multe trepte de tratare a fumului.

6.5.2. Instalații de epurare

• **Instalație de tratare a gazelor de combustie rezultate din incinerarea uleiului de răcire**

Pentru tratarea efluenților produși la incinerarea uleiului firma SOGREMATIC a propus o instalație ce înseriază un spălător Venturi de energie ridicată (§ 7.5.3.5) cu un schimbător de masă de tip «coloană cu plăci». Pentru micșorarea costurilor, se face o recuperare a căldurii din gazele de ardere. Instalația este concepută pentru un debit de efluent de 5000 m^3_n/h cu o temperatură de 225 °C, rezultat din incinerarea a 350 kg/h de ulei eliminat într-o uzină de mecanică fină. Granulometria particulelor se prezintă astfel: 8% din masă, particule cu diametrul sub 2 μm, 50% cu diametrul între 2 și 10 μm, restul între 10 și 20 μm. Eficiența instalației este de 93% pentru HCl și 97% pentru praf.

În acest caz, tratarea din tubul Venturi se face cu soluție de sodă. Temperatura fiind scăzută prin stropire în amonte, ca material pentru spălătorul Venturi se poate folosi poliester cu fibre din sticlă. Ultima fază de tratare este absorbția chimică a acidului clorhidric, care se realizează în coloana de tratare prevăzută cu plăci perforate și alimentată cu soluție de sodă. În coloană are loc și un proces de desprăfuire umedă.

• **Instalație de epurare a gazelor la fabricarea acidului sulfuric din pirite**

Pentru controlul riguros al emisiilor în atmosferă, în instalațiile de tratare sunt inseriate mai multe tipuri de aparate: electrofiltre uscate și umede, spălătoare și turnuri de absorbție.

Pentru eliminarea ceții acide se pot utiliza fie filtre cu țesătură, fie electrofiltre umede, alegerea fiind dictată de dimensiunea și de natura particulelor de reținut. Pentru diametre mai mari de 3 μm, filtrele cu țesătură au o eficiență de peste 90%. Dacă în procesul tehnologic se produce și oleum (acid sulfuric cu concentrație peste 98%), particulele au diametrul sub 2 μm, atunci se recomandă electrofiltre umede. Acestea asigură eficiența necesară pentru o pierdere de sarcină de numai 250 Pa. O altă posibilitate ar fi utillizarea coloanelor filtrante, dar în acest caz pierderile de sarcină se multiplică cu 10 și există, în plus, riscul colmatării.

• **Instalație de epurare a gazelor produse la incinerarea gunoiului**

Instalația de epurare propusă de firma GÖTAVERKEN MILJÖ AB (Suedia) asigură tratarea gazelor provenite de la două incineratoare de gunoi. Schema este relativ simplă, folosind electrofiltre și reactoare inseriate. În schemă nu sunt incluse: linia de recuperare a metalelor grele și tratarea apei evacuate. Acest procedeu a fost aplicat în Danemarca, pentru o uzină cu capacitate 4,5 t/h și pentru un debit de gaze de 27000 m^3/h.

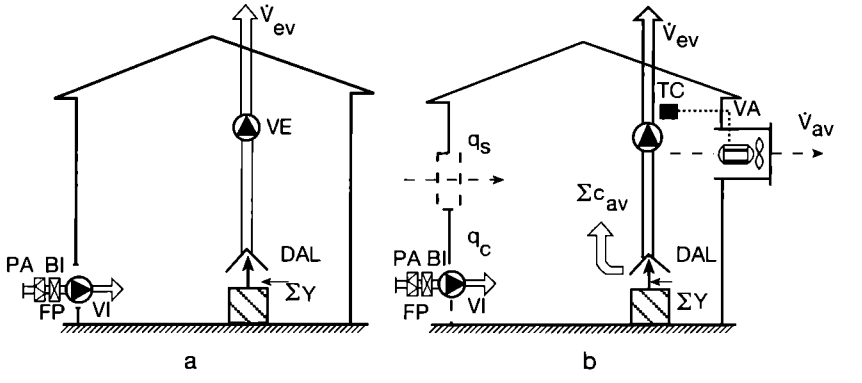


Fig. 6.6.1. Schemă de ventilare:
a - locală; b - locală și de avarie.

t mărime	t_1	t_2	t_3
m	m_{av}	m_{av}	m
n	n/n_{av}	n_{av}	n_{av}
c_i	c_a	c_i	c_{max}
c_f	c_1	c_{max}	c_a

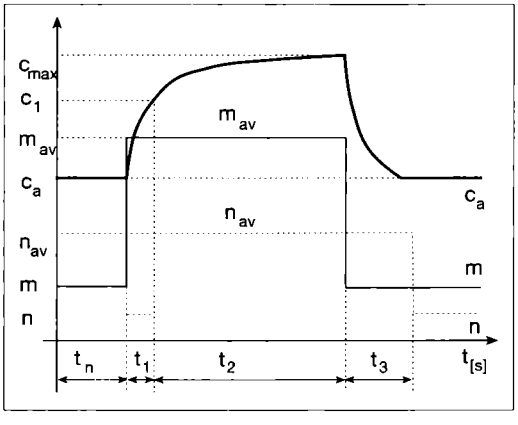


Fig. 6.6.2. Mărimi caracteristice și variația lor pe timpul avariei.

- **Instalație de dezodorizare a gazelor industriale**

Mirosul neplăcut poate să provină de la substanțe cu concentrații scăzute, mult sub limita care ar prezenta un risc pentru sănătate. Cu toate acestea, efectele psihologice care amplifică senzația de jenă, de disconfort au determinat includerea mirosurilor în categoria poluanților. Reținerea lor este foarte dificilă din cauza concentrațiilor infinitezimale. Deși foarte variate, substanțele care produc mirosuri neplăcute se pot grupa în următoarele clase: compuși ai sulfului (H_2S și compuși organo-sulfuroși), compuși ai azotului (amoniac și amine), acizi (acetic, butiric), aldehide (acetaldehidă, formaldehidă), cetone, alcooli (fenol, crezol, butanol). De multe ori mirosul este produs de un amestec de astfel de substanțe.

Industriile cele mai importante care evacuează emisii cu miros neplăcut sunt: petrochimia, industria chimică, farmaceutică, textilă, agroalimentară, a hârtiei, siderurgia.

Există mai multe metode de tratare a emisiilor malodorante care se aleg în funcție de natura substanțelor, de debitul de aer tratat, de considerente economice. Dintre acestea fac parte:

- mascarea mirosurilor; metodă veche, în general, ineficace departe de sursă;
- incinerarea clasică sau catalitică, după care se aplică un procedeu de spălare;
- adsorbție cu cărbune activ, procedeu ce necesită investiții și cheltuieli de întreținere relativ mari;
- metode biologice;
- spălare chimică care reprezintă avantajul de a corespunde oricărui debit și care nu necesită un spațiu extins;

La această metodă, pentru tratare se folosesc mai multe aparate (turnuri) în care are loc contactul gaz - lichid pe suprafața unor corpuri de umplutură. Reacțiile chimice care au loc sunt de neutralizare și de oxidare. Produsele oxidante cele mai utilizate sunt: permanganatul de potasiu, apa oxigenată, apa ozonată, clorul.

- **Instalație de epurare a compușilor organici volatili** (fig. 6.5.1)

Eliminarea COV produși în cabine de vopsire, la imprimerii offset, la fabricarea panourilor aglomerate din lemn etc., se poate face prin incinerare catalitică. Gazele ce urmează a fi epurate sunt trecute printr-un sector al unui concentrator rotativ realizat din hârtie cu fibre din carbon. În sectorul rezidual circulă un aer încălzit pentru desorbție, cu un debit de 10...20 ori mai mic, astfel încât se realizează concentrarea produselor organice adsorbite, inițial, din gazele evacuate. Urmează o fază de incinerare catalitică.

Acest procedeu permite tratarea unor debite foarte mari, de ordinul a 1.000.000 m^3/h. Este recomandat pentru emisii cu concentrații de ordinul a 0,1...3 g/m^3. Se pot atinge randamente de epurare de 90...98%, cu concentrații de evacuare în atmosferă de circa 10 mg/m^3. Dacă se procedează la oxidarea catalitică a solvenților, se pot realiza procese care să autoîntrețină arderea, astfel încât consumul de energie pentru epurare să fie mult diminuat.

6.6. Instalații de ventilare de avarie

6.6.1. Descrierea instalației

Sunt instalații speciale care intră în funcțiune numai la declanșarea unor avarii.

În toate încăperile industriale cu degajări de nocivități (ΣY) - care au o acțiune dăunătoare asupra oamenilor, mașinilor, utilajelor, construcției sau asupra elementelor altor instalații - există o instalație de ventilare tehnologică care preia, în mare parte, aceste degajări prin evacuare în atmosferă a unui debit de aer $\dot{V}_{ev}$. În fig. 6.6.1 a se prezintă, în acest sens, un dispozitiv de absorbție locală (DAL) și un ventilator de evacuare (VE). Pentru compensarea aerului evacuat local, trebuie introdus, în încăpere, un debit corespunzător de aer, $\dot{V}_c$, care poate fi preluat din încăperile vecine (în cazul unor situații date), direct din exterior, vara ca urmare a depresiunii create în interior sau, cel mai adesea, când instalația funcționează și iarna, prin prevederea unui grup special de introducere, în alcătuirea căruia intră: priză de aer (PA), filtru de praf (FP), baterie de încălzire (BI) și ventilator de introducere (VI).

Dacă se apreciază că există riscul ca prin distrugerea unor conducte sau utilaje, aparate etc. să apară degajări suplimentare de nocivități, ΣY_{av}, care pot fi de ordinul zecilor sau sutelor, în comparație cu cele permanente, și care pot fi, prin concentrațiile pe care le creează, letargice pentru oameni sau pot provoca daune însemnate pentru bunurile din încăperea respectivă sau din încăperile vecine, atunci, pe lângă măsurile generale de dotare a posturilor de lucru cu măști, costume și alte mijloace individuale de protecție, se prevede o instalație suplimentară de ventilare, denumită *de avarie*, alcătuită, în principiu, din unul sau mai multe ventilatoare, de regulă, axiale (VA) care sunt montate în exterior și prin orificii sau geamuri deschizibile prin care pătrunde un debit suplimentar de aer, $\dot{V}_s$, egal cu debitul evacuat în caz de avarie, $\dot{V}_{av}$ (fig. 6.6.1 b).

Pozarea ventilatoarelor de avarie (VA) și poziția relativă în raport cu acestea

a orificiilor deschizibile trebuie să aibă în vedere probabilitatea locului avariei, modul de propagare a nocivităților, astfel încât să se asigure o schemă cât mai eficientă de ventilare (de circulație a aerului în încăpere în timpul avariei).

Pornirea ventilatoarelor de avarie (VA) se face automat, la comanda unui traductor de concentrații (TC) dar, pentru siguranță, se asigură și o pornire manuală, din exteriorul încăperii, dintr-un loc ușor accesibil.

Pentru aceste instalații se pune problema determinării debitului de aer evacuat în caz de avarie $\dot{V}_{av}$, necesar pentru limitarea maximală a concentrației c_{max} (stabilită, de regulă, de tehnologi) pe baza căruia se aleg ventilatoarele axiale și se dimensionează orificiile pentru preluarea aerului din exterior, precum și timpul de revenire la concentrația normală după încetarea avariei. Aceste mărimi se determină din expresia debitului de aer și, respectiv, a concentrației prin examinarea tabloului și a graficului din fig. 6.6.2 privind mărimile caracteristice înainte și după avarie.

Mărimile care intervin în fig. 6.6.2 au următoarele semnificații:

$m = \Sigma Y/V$ - intensitatea specifică de degajare a noxelor în funcționare normală [mg/m³·h];

$m_{av} = \Sigma Y_{av}/V$ - idem, în caz de avarie [mg/m³·h];

$n_a = \dot{V}_{ev}/V$ - numărul orar de schimburi de aer la funcționarea normală [h^{-1}];

$n_{av} = \dot{V}_{av}/V$ - idem, în caz de avarie [h^{-1}];

V - volumul încăperii [m³];

c_a, c_1, c_{max} - concentrația admisibilă, concentrația care s-ar realiza până la intrarea ventilatoarelor de avarie în stare de regim după timpul t_1 și, respectiv, concentrația maximă admisă în caz de avarie [mg/m³];

$t_1 + t_2$ - durata avariei [h];

t_3 - timpul de revenire la concentrația admisibilă c_a, după încetarea avariei [h].

6.6.2. Debitul de aer pentru avarie

Prin particularizarea relației debitului de aer pentru situația de avarie, conform datelor din fig. 6.6.2 rezultă:

$$q_{av} = \frac{\Sigma Y_{av}}{c_{max} - c_r} \quad [m^3/h] \qquad (6.6.1)$$

unde:

ΣY_{av} - este fluxul de noxe emis în timpul avariei [mg/h], iar

c_{max}, c_r - concentrația maximă admisibilă în timpul avariei, respectiv, în aerul exterior [mg/m³].

6.6.3. Timpul de revenire la concentrația admisibilă după încetarea avariei

Explicitând timpul din relația concentrației finale și particularizând mărimile caracteristice corespunzător duratei de timp t_3 din fig. 6.6.2 și anume:

$n = n_{av}$; $c_f = c_a$; $m = m_{av}$; $c_i = c_{max}$,

rezultă:

$$t_3 = -\frac{1}{n_{av}} ln \frac{\left(c_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - c_a}{\left(c_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - c_{max}} \quad [h] \qquad (6.6.2).$$

Pentru construcția graficelor de variație a concentrației, în perioada avariei și pe durata revenirii la cea admisibilă, se particularizează corespunzător ecuația concentrației finale pentru mărimile specifice perioadei respective conform fig. 6.6.2, așa cum se arată în exemplul de calcul 1.

Exemplul de calcul 1

Într-o hală industrială cu un volum $V = 4000$ m³ se degajă, în mod permanent, un flux de nocivități $\Sigma Y = 15$ g/h. Se determină:

- debitul de aer necesar pentru diluarea acestor nocivități știind că au o concentrație admisibilă în aerul interior $c_a = 2$ mg/m³, iar concentrația lor în aerul exterior este $c_r = 0,5$ mg/m³.
- elementele specifice în caz de avarie: degajările nocive se măresc de 250 de ori ($\Sigma Y_{av} = 250\ \Sigma Y$), iar concentrația maximă admisă în acest caz este $c_{max} = 20\ c_a$; mărimile ce se determină:
  - variația concentrației după declanșarea avariei în ipoteza că instalația de avarie nu funcționează și timpul $t' = t_1 + t_2$ în care se atinge concentrația maximă c_{max};
  - debitul de aer pentru instalația de avarie $\dot{V}_{av}$, pentru a nu se depăși concentrația maximă;
- variația concentrației după intrarea în funcțiune a instalației de avarie în ipoteza că ventilatoarele ajung la starea de regim după timpul $t_1 = 54$ s. Pentru reprezentarea grafică se va considera că toată avaria durează $t_2 = 0,5$ h;
- timpul t_3 de revenire la concentrația admisibilă c_a, în ipoteza funcționării în continuare a instalației de avarie;
- graficul de variație a mărimilor caracteristice m, n, $c = f(t)$.

Rezolvare

- Conform relației 9.4.5, pentru $\Sigma Y = 15\ g/h = 15 \cdot 10^3$ mg/h;

$c_a = 20$ mg/m³ și $c_r = 0,5$ mg/m³

rezultă:

$\dot{V}_{av} = \Sigma Y/(c_a - c_r) =$

$= 15 \cdot 10^3/(20 - 0,5) = 10000$ m³/h.

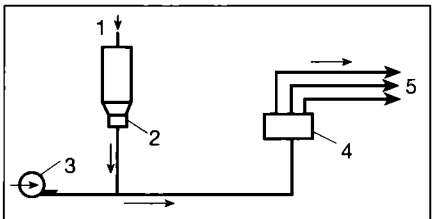


Fig. 6.7.1. Sistem de transport pneumatic în suprapresiune:
1 - introducere material; 2 - obturator, distribuitor; 3 - ventilator/suflantă; 4 - post de distribuție; 5 - spre: separator praf, buncăr, rezervor, cântar etc.

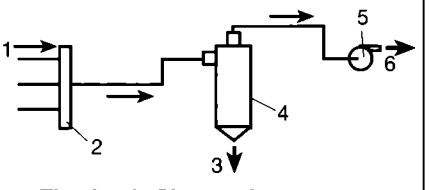


Fig. 6.7.2. Sistem de transport pneumatic în depresiune:
1 - de la guri de captare; 2 - colector; 3 - praf evacuat; 4 - separator de praf; 5 - ventilator/suflantă; 6 - aer curat.

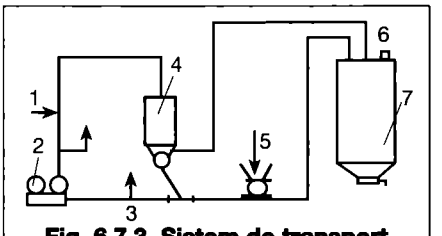


Fig. 6.7.3. Sistem de transport pneumatic în buclă închisă:
1 - punctul zero; 2 - suflantă volumică; 3 - supapă; 4 - filtru; 5 - introducere material; 6 - reducere presiune/vid; 7 - buncăr depozitare.

- Pentru $n = n_{av}$; $m = m_{av}$; $c_i = c_a$; $c_r = c_r$ se obține:

$n = \dot{V}/V = 10000/4000 = 2,5$ h^{-1}

$\Sigma Y_{av} = 250 \cdot \Sigma Y = 250 \cdot 15 = 3750\ g/h =$

$= 3,75 \cdot 10^6$ mg/h

$m_{av} = \Sigma Y_{av}/V =$

$= 3,75 \cdot 10^6/4000 = 937,5$ mg/m³·h

și, mai departe:

$c = c_a \cdot e^{-nt} + (c_r + m_{av}/n) \cdot (1 - e^{-nt}) =$

$= 2 \cdot e^{-2,5t} + (0,5 + 937,5/2,5) \cdot (1 - e^{-2,5t})$

$c = 375,5 - 373,5 \cdot e^{-2,5t}$.

Efectuând calculele pentru diverse durate t se obțin valorile date în continuare (concentrațiile c_i).

Timpul t		Concentrația în încăpere c_l
[s]	[h]	[mg/m³]
0	0	2
18	0,005	6,64
36	0,01	11,22
54	0,015	15,75
72	0,02	20,22
108	0,03	28,99
144	0,04	37,54
180	0,05	45,89

Se constată că în mai puțin de 180 s se depășește concetrația maximă admisibilă.

- Timpul exact se calculează cu relația:

$$t' = \frac{V(c_{max} - c_a)}{\sum Y_{av} - q_v(c_{max} - c_r)} =$$

$$= \frac{4000(40 - 2)}{3,75 \cdot 10^6 - 10^4(40 - 0,5)} =$$

$$= 0,0453 \text{ h} = 163 \text{ s}$$

- Conform relației (6.6.1), rezultă:

$\dot{V}_{av} = \Sigma Y_{av} / (c_{max} - c_r) =$
$= 3,75 \cdot 10^6/40-0,5 = 94937$ m³/h.

Ventilatoarele se aleg pentru debitul de 95000 m³/h și presiunea de Δp = 200...250 Pa.

- Se consideră ca moment inițial timpul când ventilatoarele au ajuns la debitul nominal, deci $t_1 = 54$ s când în interior se atinsese deja o concentrație $c_1 = 15,75$ mg/m³, deci se consideră $t_2 - t_1 = 1800 - 54 = 1746$ s.

Se obține:

$n_{av} = \dot{V}_{av}/V = 94937/4000 = 23,73$ h⁻¹

$c = c_1 \cdot e^{-nav t} + (c_r + m_{av}/n_{av}) \cdot (1 - e^{-nav t}) =$
$= 15,75 \cdot e^{-23,73t} + 40 \cdot (1 - e^{-23,73t}) =$
$= 40 - 24,25\, e^{-23,73t}$.

- Efectuând calculele cu această relație se obțin valorile redate în continuare.

Timpul $t_2 - t_1$		Concentrația în încăpere c_l
[s]	[h]	[mg/m³]
0	0	15,750
180	0,05	32,600
360	0,10	37,740
540	0,15	39,310
720	0,20	39,950
900	0,25	39,960
1080	0,30	39,980
1260	0,35	39,990
1440	0,40	39,998
1620	0,45	...
1746	0,485	39,999

- Timpul de revenire la concentrația admisibilă, folosind mărimile specifice din fig. 6.6.2, este:

$m = \Sigma Y/V = 15 \cdot 10^3 = 3,75$ mg/m³h

$$t_3 = -\frac{1}{n_{av}} \ln \frac{\left(c_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - c_a}{\left(c_r + \frac{m}{n_{av}}\right) - c_{max}} =$$

$$= -\frac{1}{23,73} \ln \frac{\left(0,5 + \frac{3,75}{23,73}\right) - 2}{\left(0,5 + \frac{3,75}{23,73}\right) - 40} =$$

$$= 0,142 \text{ h} = 512 \text{ s}$$

6.7. Transportul pneumatic

6.7.1. Probleme generale

Transportul pneumatic realizează deplasarea materialelor pulverulente și granulare, prin antrenarea lor într-un curent de aer (sau, uneori, de gaz inert).

Cu excepția unor distanțe mici de transport, sistemul s-a dovedit economic, prezentând, în plus, o serie de avantaje: este simplu de adoptat la diverse procese tehnologice, protejează materialul transportat de impurificări, fără a afecta mediul exterior, este ușor de exploatat și prezintă posibilități de automatizare, permite transportul unor materiale cu pericol de aprindere și explozie, caz în care se utilizează sisteme închise cu gaze inerte.

Materialele trebuie să întrunească o serie de cerințe pentru a putea fi transportate în bune condiții: să prezinte o compoziție granulometrică și o densitate pentru care transportul și separarea să fie economice, să nu adere la suprafața conductelor, să nu se degradeze prin sfărâmare în timpul transportului, temperatura necesară pentru transport să nu afecteze rezistența conductelor și a aparatelor utilizate, să nu degaje vapori explozivi sau corozivi, să nu-și modifice proprietățile chimice în urma transportului.

O mărime importantă ce caracterizează transportul pneumatic este concentrația amestecului μ, care reprezintă raportul dintre debitul de material transportat G_m [kg/h] și debitul de aer G_a [kg/h] de transport:

$$\mu = G_m/G_a \qquad (6.7.1)$$

Regimul de mișcare a particulelor de material este determinat de valoarea concentrației amestecului și de viteza aerului, v_a.

În conducte orizontale, mișcarea poate fi:

a) în *flux rarefiat* (cu particule volante) care se realizează la concentrații μ mici și la viteze v_a mari - materialul este uniform distribuit în secțiunea conductei;
b) în *flux compact* - materialul din partea inferioară a conductei are o concentrație mare, având o mișcare caracteristică de strat fluidizat;
c) în *strat continuu* - apar depuneri în conductă iar stratul depus are o mișcare de târâre sau rostogolire;
d) cu *dopuri* - mișcarea este caracterizată prin variații mari de presiune, zgomote, instabilitate.

În conducte verticale, în funcție de concentrația μ a amestecului și de viteza de antrenare a aerului, curgerea se realizează:

a) în *flux rarefiat;*
b) în *stare de fluidizare*, la valori μ mari și viteze v_a mici.

Frecvent se utilizează termenii de *fază diluată* pentru sistemul cu particule volante și de *fază densă* pentru celelalte regimuri.

În faza diluată, μ < 15 kg/kg, iar pierderea de sarcină este de ordinul 5...15 mbar/m, în faza densă μ > 25 kg/kg, mergând până la 50...200 kg/kg, iar pierderile de sarcină sunt de 15 - 50 mbar/m.

6.7.2. Clasificarea sistemelor de transport pneumatic

Concepția unui sistem de transport pneumatic, aparatura necesară și indicatorii economici diferă în mod substanțial în funcție de regimul de presiune al instalației. Din acest punct de vedere, sistemele se clasifică după cum urmează:

a) sisteme în *suprapresiune,* ce pot fi de presiune joasă, medie sau înaltă;
b) sisteme în *depresiune;*
c) sisteme *combinate* care se pot realiza ca sisteme deschise sau închise.

Sistemele în suprapresiune pot deservi mai multe puncte de utilizare (fig. 6.7.1) ce pot fi colectoare cu ciclon, buncăre de depozitare sau consum, filtre etc.

În sistemele de presiune joasă, transportul se face cu presiuni disponibile mai mici de 0,1 bar. În general, sunt instalații cu concentrație mică de material și pentru transport pe distanțe relativ mici. Regimul de curgere este cu particule volante. Sistemul se utilizează la transportul de materiale pulverulente, tutun, paie, rumeguș, așchii tocate, carton, materiale textile pentru G_m de ordinul sutelor de kilograme până la câteva tone pe oră.

Este de remarcat că, la aceste sisteme, 50...75% din energia consumată este necesară pentru vehicularea aerului, în timp ce pentru transportul materialului se utilizează numai 50...25% din energie.

Sistemele de *presiune joasă* necesită dispozitive de alimentare și de extragere a materialelor având o construcție relativ simplă comparativ cu cele ce se folosesc în sistemele de presiune medie și înaltă.

Sistemele de *presiune medie* se realizează tot în fază diluată, pentru concentrații μ< 25. Presiunile maxime sunt sub 0,8 bar, astfel încât distanța de

transport este mai mică de 150 m.

La sistemele de *presiune înaltă,* transportul se poate realiza în faza diluată, $\mu < 25$, pe distanțe de sute de metri sau în fază densă, pe distanțe mai mici de 100 m. Presiunea pe refulare este de 1-5 bar.

La instalațiile de presiune medie și înaltă, consumul energetic pentru transportul aerului scade la 5...20% din total, astfel încât indicele de consum pe unitatea de masă de material transportat scade. La aceste instalații, aparatura este mai complicată, necesitând condiții severe de etanșeitate la presiuni ridicate.

Sistemele în depresiune (fig. 6.7.2) se utilizează pentru transportul unui material din mai multe locuri, la aceeași destinație; se recomandă, de asemenea, în cazul substanțelor toxice, urât mirositoare etc. pentru că nu sunt scăpări din interiorul conductelor.

Transportul se face în fază diluată, $\mu < 25$, pentru lungimi mai mici de 100 m, depresiunea realizată fiind cel mult 500 mbar. Viteza aerului este mai mare decât în instalațiile în suprapresiune având același debit masic de aer, din cauza depresiunii din sistem. Instalația necesită un singur punct de etanșare (obturator de aer, supapă etc.) la ieșirea din instalație.

În cazul prelevării materialului din locuri diferite și cu mai multe destinații se utilizează sisteme combinate. Un caz particular îl constituie sistemele închise (în buclă) utilizate pentru transportul materialelor care nu trebuie să vină în contact cu aerul (acid tereftalic, explozivi etc.); ca fază de dispersie se utilizează un gaz inert (fig. 6.7.3).

Introducerea gazului de adaos, necesar pentru completarea pierderilor, se face în „punctul de zero" al instalației în care presiunea este egală cu cea atmosferică. Pentru controlul presiunii în conducte se prevăd supape de redu-cere a presiunii în aval de suflantă și de reducere a depresiunii în amonte de aceasta.

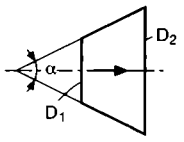
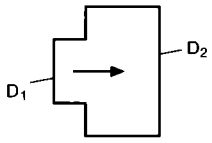
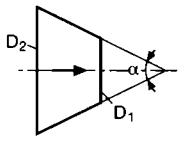
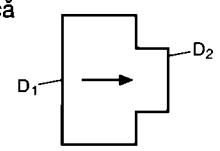
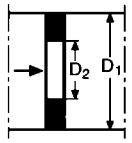
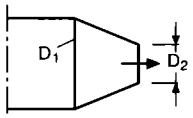
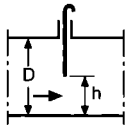
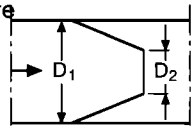
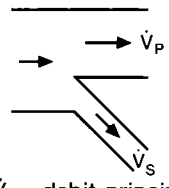
Anexa 6.1 **Tabelul 6.4.8. Dispozitive de captare recomandate și debite de aer necesare pentru captarea prafului în diverse operații tehnologice.**

Proces tehnologic / Utilaj	Dispozitivul de captare recomandat	Debit de aer [m^3/h]	Viteza de transport [m/s]
Dezbatere forme în turnătorii Sablare: *piese mari (folosind nisip, pietriș, alice)*	Cabină cu introducere de aer (uzual prin plafon)	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}3...0{,}5$ m/s, A - secțiunea transversală a cabinei [m^2] $\dot{V}_v = n \cdot V$, $n = 20$ sch/h, V - volumul interior al cabinei [m^3] sau $\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 2{,}5\text{-}3$ m/s, A -secțiunea fantelor de aspirație [m^2]	18
piese mici	Cabină		
piese mari, grătar vibrator	Carcasă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}75...1$ m/s, A - secțiunea transversală a carcasei $\dot{V}_v = q_{lv} \cdot A$, $q_{lv} = 500...900$ $m^3/h \cdot m^2$, A - suprafața grătarului vibrator [m^2]	
	Guri de captare laterale în formă de panouri	$\dot{V}_v = q_{lv} \cdot A$, A - suprafața grătarului [m^2]	
	B<2 m, captare unilaterală	$\dot{V}_{lv} = 8000$ $m^3/h \cdot m^2$	
	B=2 m, captare bilaterală	$\dot{V}_{lv} = 5000$ $m^3/h \cdot m^2$	18
	B>2 m, captare bilaterală	$\dot{V}_{lv} = 9000$ $m^3/h \cdot m^2$	
		Se recomandă și o aspirație sub grătar pentru un debit: q_{lv} = 1000 $m^3/h \cdot m^2$	
piese mici (înălțimea formei < 20 cm)	Aspirație prin fante montate sub grătar	$\dot{V}_v = q_{lv} \cdot A$, $q_{lv} = 1400...1800$ $m^3/h \cdot m^2$ pentru nisip rece, A-suprafața grătarului [m^2]	
idem, înălțimea formei ≥ 20 cm)	Idem	$\dot{V}_v = q_{lv} \cdot A$, $q_{lv} = 4700$ $m^3/h \cdot m^2$	
piese mici de serie mare	Hotă	$\dot{V}_v = q_{lv} \cdot A$, $q_{lv} = 300$ $m^3/h \cdot m^2$, A - suprafața hotei [m^2]	
Calandru cu valț	Hotă, guri de captare tip panouri laterale	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,4...0,5 m/s, A - secțiunea deschiderii [m^2]	18
Turnare în forme	Guri de captare de tip fante laterale	$\dot{V}_v = 1100...1700$ $m^3/h \cdot m$, (viteza de aspirație 7,5 m/s)	18
Curățirea pieselor turnate cu dalta pneumatică	Cabină cu flux vertical de aer	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,5...1 m/s, A - secțiunea transv. a cabinei [m^2]	18
Tunel de răcire pentru tipare de turnare	Gură de captare semiînchisă	$\dot{V}_v$ = 500...600 $m^3/h \cdot m$, corespunzător lungimii tunelului	18
Tobă de debavurare a pieselor mici, turnate	Carcasă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}75$ m/s, A - secțiunea transv. a tamburului	25
Transportor cu bandă	Carcasă în punctele de cădere, de încărcare și descărcare a materialelor	$\dot{V}_v = q_1 \cdot B$, $q_1 = 2000$ $m^3/h \cdot m$ la viteza benzii $v < 1$ m/s și $\dot{V}_1 = 2800$ $m^3/h \cdot m$ la $v > 1$ m/s, B - lățimea benzii sau $\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = w$, dar minimum 0,75 m/s la materialele reci, $v = 1{,}5$ m/s la cele calde, A - secțiunea totală a deschiderilor carcasei	18
Siloz închis	Gură de aspir. laterală față de gura de încărc.	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,75...1 m/s, A - suprafața gurii de încărcare [m^2];	18
Tăierea cărămizilor (procedee uscate)	Gură de captare	$\dot{V}_v$ = 850 m^3/h, - idem;	18
	Cabină cu fierăstrău în fața deschiderii	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}75$ m/s, A - suprafața deschiderii [m^2]	
Ceramică: *pregătire uscată și/sau presare uscată*	Hotă semiînchisă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 1$ m/s, A - suprafața deschiderii [m^2];	
	Gură de captare la matriță	$\dot{V}_v = 850$ m^3/h	18
	Gură de aspirație la cutia de alimentare	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}5$ m/s, A - suprafața gurii de aspirație [m^2]	
Vopsire prin pulverizare	Cabină - operator la interior	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}5...1$ m/s, A - suprafața secțiunii transv. a cabinei [m^2]	18
	Cabină - operator la exterior	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}75...1$ m/s;	
	Cabină aspirație inferioară	$\dot{V}_v = v \cdot A$, $v = 0{,}5...1$ m/s, A - suprafața secțiunii de aspirație [m^2]	
Curățire, șlefuire, periere înainte de vopsire pentru retuș	Guri de aspirație laterale sau aspirație inferioară	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1 = 2000...2750$ $m^3/h \cdot m^2$, A - suprafața prelucrată [m^2]	18
Topirea metalelor: *Creuzet pentru neferoase*	Gură semiînchisă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,5...1 m/s, A - suprafața deschiderii [m^2]	7,5...10
Cuptor cu răsturnare pentru neferoase	Hotă semiînchisă	$\dot{V}_v = 5000...10000$ m^3/h, debitul se micșorează dacă se mărește gradul de închidere	
Cuptoare cu arc pentru oțel	Hotă	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot M$, $\dot{V}_1 = 4260$ m^3/h, M - masa încărcăturii [t]	
		(Debitul se reduce dacă se aspiră aer din bolta cuptorului)	13-18

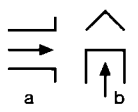
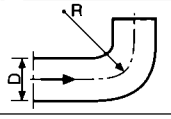
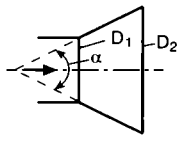
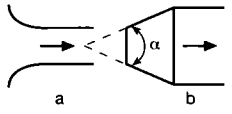
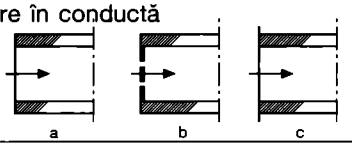
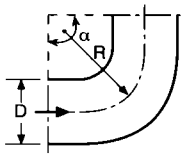
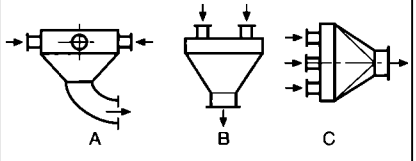
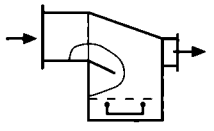
Anexa 6.1 ***Tabelul 6.4.8. Dispozitive de captare recomandate și debite de aer necesare pentru captarea prafului în diverse operații tehnologice*** - continuare -

Proces tehnologic Utilaj	Dispozitivul de captare recomandat	Debit de aer [m³/h]	Viteza de transport [m/s]
Sudare	Gură de captare cu flanșe	$\dot{V}_v$ = 250 m³/h pentru d < 150 mm $\dot{V}_v$ = 500 m³/h pentru d = 150...200 mm $\dot{V}_v$ = 750 m³/h pentru d = 200...250 mm	10...20
	Masă cu aspirația inferioară	$\dot{V}_v$ = 1000 m³/h pentru d = 250...300 mm; (d - distanța de la arc)	10
	Hotă semiînchisă	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1$ = 2750...4500 m³/h·m², A - suprafața grătarului $\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,5 m/s, A - suprafața deschiderii [m²]	
Preparare, produse farmaceutice - *amestecare*	Nișă (funcționează la umplere și la golire)	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,5...1 m/s, A - suprafața deschiderii [m²]	13...18
Depănat, bobinat azbest	Carcasă Hotă	1400 m³/h, mașină 85 m³/h, bobină	15
Perforare piatră (procedee uscate)	Gură de captare	100 m³/h - lucru vertical, captare inferioară 350 m³/h - lucru orizontal	18
Tăiere și finisare granit *unelte pneumatice manuale*	Gură de captare cu flanșă	850 m³/h (viteza de aspirație 16 m/s)	
mașini de lustruit	Gură de captare în jurul uneltei	850 m³/h - pentru unelte cu diametrul d < 60 mm 1700 m³/h - pentru unelte cu diametrul d = 60...75 mm	28-30
Forță manuală *centrifugare*	Hotă Gură semiînchisă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 1 m/s, A - secțiunea hotei [m²] $\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 1,3...1,5 m/s, A - suprafața deschiderii [m²]	7,5
sfărâmare	Gură semiînchisă	Idem, v = 1 m/s	7,5...10
rezervor de proces	Hotă semiînchisă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 1...1,3 m/s, A - suprafața deschiderii sau a gurii de vizitare [m²]	
Încărcare, descărcare, ambalare *umplerea sacilor*	Cabină sau carcasă	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1$ = 1850 m³/h·m² (saci hârtie), q_1 = 3650 m³/h·m² (saci din pânză), A - suprafața deschiderii [m²]	
umplerea și golirea butoaielor și bidoanelor (cu lopata sau căușul)	Gură semiînchisă	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1$ = *550* m³/h·m², A - suprafața secțiunii transversale a recipientului [m²]	18
	Cabină	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 0,5 m/s, A - suprafața deschiderii [m²]	
	Cabină	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1$ = *1000...2750* m³/h, m², A - suprafața deschiderii [m²]	
împachetare, cântărire, verificare	Aspirație inferioară	$\dot{V}_v = \dot{V}_1 \cdot A$, $\dot{V}_1$ =1500...2750 m³/h·m², A-suprafața de producere a prafului [m²]	
depozitare	Hotă semiînchisă	$\dot{V}_v = v \cdot A$, v = 1 m/s, A - suprafața deschiderii [m²]	

Anexa 6.2 **Tabelul 6.4.14. Coeficienți de pierdere locală de sarcină pentru configurații uzuale în instalații de desprăfuire.**

Nr. crt.	Configurația	Coeficientul ξ
1	Difuzor 	unghiul α [°] D_2/D_1 7 12 20 30 60 1,2 0,02 0,03 0,04 0,05 0,06 1,4 0,07 0,08 0,11 0,13 0,18 1,6 0,11 0,14 0,20 0,23 0,31 1,8 0,16 0,19 0,28 0,32 0,42 2 0,18 0,23 0,33 0,39 0,52
2	Lărgire bruscă de secțiune 	D_2/D_1 1,15 1,25 1,50 2,00 2,50 3,00 4,00 5,00 ξ 0,18 0,25 0,35 0,5 0,7 0,8 0,88 0,9
3	Confuzor 	α[°] 30 45 60 ξ 0,03 0,04 0,06
4	Îngustare bruscă de secțiune 	D_2/D_1 0,10 0,30 0,40 0,50 0,60 0,70 0,80 ξ 0,50 0,46 0,42 0,37 0,30 0,24 0,15
5	Îngustare în perete subțire (diafragmă plană) 	D_2/D_1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 ξ 2,5 2,3 2,35 2,4 2,25 1,9 1,5 1,2
6	Ieșire liberă cu îngustare 	D_2/D_1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 ξ 2,75 2,7 2,3 1,8 1,5 1,0 0,5 0,2
7	Șibăr de reglare 	h/d 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 ξ 103 45 18 8 4 2 1 0,4 0,1
8	Con de echilibrare 	D_2^2/D_1^2 0,15 0,2 0,25 0,3 0,35 0,4 0,5 0,6 0,7 ξ 30 15 8 5 2,8 1,7 0,95 0,5 0,2
9	Îmbinări  $\dot{V}_p$ - debit principal $\dot{V}_s$ - debit secundar	unghiul α [°] $\dot{V}_p/\dot{V}_s$ 15 20 25 30 35 45 60 75 90 1 0,02 0,04 0,065 0,1 0,13 0,2 0,33 0,5 0,7 2 0,017 0,36 0,056 0,09 0,11 0,17 0,28 0,42 0,6 3 0,015 0,03 0,05 0,077 0,095 0,15 0,25 0,37 0,5 4 0,013 0,027 0,045 0,07 0,086 0,14 0,22 0,33 0,4 5 0,011 0,025 0,04 0,061 0,078 0,125 0,2 0,3 0,4 6 0,01 0,024 0,038 0,058 0,07 0,115 0,19 0,27 0,3 7 0,01 0,023 0,035 0,053 0,068 0,11 0,18 0,26 0,3 8 0,005 0,021 0,032 0,05 0,065 0,1 0,17 0,25 0,3 10 0,005 0,02 0,031 0,05 0,06 0,1 0,17 0,25 0,3

Anexa 6.2 **Tabelul 6.4.14 Coeficienți de pierdere locală de sarcină pentru configurații uzuale în instalații de desprăfuire** - continuare -

Nr. crt.	Configurația	Coeficientul ξ
10	a Evacuare liberă cu sau fără flanșă b Evacuare cu căciulă 	a ξ = 1 b ξ = 2,5
11	Evacuare după cot 	R/D 0,05 0,25 0,5 1 ξ 3 1,9 1,6 1,4
12	Evacuare cu difuzor 	unghiul α [°] D_2/D_1 7 12 20 30 45 1,2 0,58 0,63 0,7 0,75 0,86 1,4 0,43 0,50 0,6 0,69 0,75 1,6 0,34 0,41 0,53 0,64 0,75 1,8 0,30 0,38 0,5 0,6 0,74 2 0,26 0,33 0,49 0,6 0,74
13	a Intrare cu margini rotunjite b Intrare cu confuzor 	tip a - fără flanșă b - cu flanșă α 13 30 13 30 ξ 0,49 0,60 0,13 0,24 ξ = 0,04 c* 0,82 0,79 0,94 0,9 c* = 0,98
14	Intrare în conductă 	tip a- liberă b- cu tablă perforată suprafață liberă [%] c- cu flanșă 70 60 50 ξ 0,93 2,0 3,0 5,0 0,49 c* 0,72 - - - 0,82
15	Cot** 	R/D unghiul α [°] 15 30 45 90 135 0,25 0,16 0,31 0,47 0,90 1,24 1,0 0,05 0,10 0,15 0,28 0,39 1,5 0,04 0,08 0,12 0,24 0,33 2,0-3,0 0,04 0,07 0,11 0,21 0,29
16	Con colector tip A; tip B tip C 	intrare ξ = 1,0 ieșire ξ = 1,25 (la tip A)
17	Separator de așchii 	ξ = 1

c* - coeficient de contracție

Pentru o gură de captare lipită de o suprafață paralelă cu axa conductei coeficientul de contracție c* se calculează în funcție de coeficientul c al gurii similare nelipite, c: c* = c (1 + 0,12 l/p), unde: *l* - lungimea laturii lipite;

p - perimetrul gurii de captare.

Noul coeficient ξ* se determină în funcție de c* prin interpolare.

**) Valorile corespund situației în care după cot urmează o porțiune rectilinie cu l > 4 D.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 7

Elemente componente ale instalațiilor de ventilare și climatizare

7.1. Ventilatoare

Sunt mașini hidraulice folosite pentru vehicularea aerului și gazelor și care realizează o presiune de până la 30.000 Pa (≈ 3000 mmH_2O).

7.1.1. Tipuri constructive de ventilatoare

Ventilatoarele se împart după tipul constructiv în:
- *radiale (centrifugale)* - la care aspirația se face axial și refularea radial;
- *axiale* - la care aspirația și refularea se fac axial;
- cu *circulație transversală* - la care aspirația se face printr-o parte a rotorului și refularea prin altă parte a acestuia (fig. 7.1.1).

Antrenarea ventilatoarelor se face cu motoare electrice, de obicei, asincrone și, doar în rare cazuri, cu motoare de altă natură.

Din acest punct de vedere ventilatoarele pot fi clasificate astfel (fig. 7.1.2):
- cuplate direct, la care rotorul ventilatorului este montat direct pe axul motorului electric;
- cu cuplaj elastic - axul motorului electric antrenează axul ventilatorului prin intermediul unui cuplaj elastic sau cu alunecare;
- cu paliere și roți la care antrenarea se face prin curele trapezoidale, pentru reducerea turației și a nivelului de zgomot.

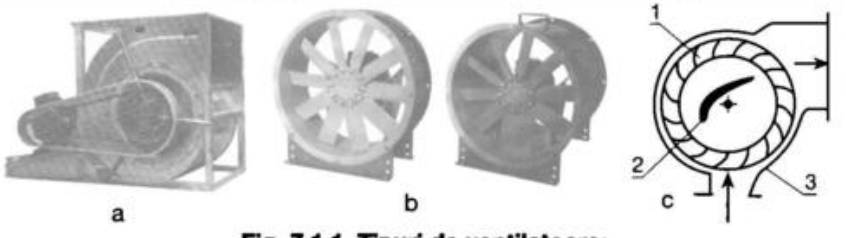


Fig. 7.1.1. Tipuri de ventilatoare:
a - radial; b - axial; c - cu curent transversal;
1 - rotor; 2 - profil aerodinamic; 3 - carcasă.

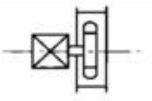
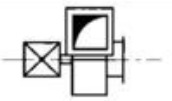
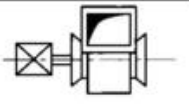
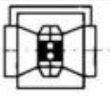
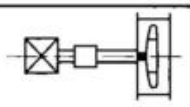
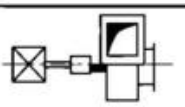
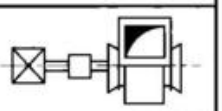
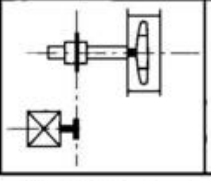
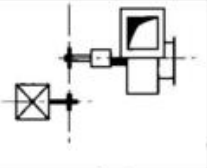
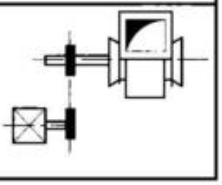
Tipul ventilatorului	Axial	Radial	
		Monoaspirant	Dubluaspirant
Antrenare directă Rotor amplasat pe axul motorului			
Rotor amplasat la exteriorul motorului			
Antrenare cu cuplaj elastic			
Antrenare cu paliere și roți			

Fig. 7.1.2. Cuplarea ventilatoarelor.

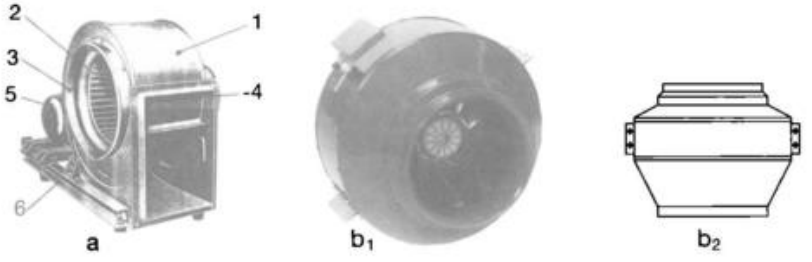


Fig. 7.1.3. Ventilator radial:
a - părți componente; b_1 - ventilator de conductă - vedere; b_2 - idem - secțiune;
1 - carcasă; 2 - rotor; 3 - gură de aspirație; 4 - gură de refulare; 5 - motor electric; 6 - suport.

Ventilatoare radiale

Sunt utilizate mult în practică și au părțile componente prevăzute în fig. 7.1.3a.

Un tip special este ventilatorul de conductă la care carcasa melcată este înlocuită cu una cilindro-tronconică, refularea acestuia efectuându-se radial, în partea cilindrică a carcasei, aerul fiind apoi preluat în partea tronconică și dirijată axial (fig. 7.1.3 b1).

Ventilatoarele radiale se pot clasifica după mai multe criterii; astfel după:
a) presiunea realizată, sunt de:
   - presiune joasă (0...1000 Pa);
   - presiune medie (1000...3000 Pa);
   - presiune înaltă (peste 3000 Pa);
b) forma palelor rotorului, sunt cu pale:
   - înclinate înapoi;
   - drepte (radiale);
   - înclinate înainte.
c) domeniul de aplicare, sunt pentru: gaze calde, transport pneumatic, materiale abrazive, gaze explozive etc.;
d) nivelul de zgomot, sunt:
   - de uz general, folosite în instalații cu cerințe reduse în privința zgomotului (instalații industriale de ventilare și climatizare);
   - silențioase folosite la instalații cu cerințe deosebite în privința zgomotului (instalații de climatizare de confort sau speciale);
e) modul de antrenare, sunt: direct cuplate, cu cuplaj elastic, cu paliere și roți (fig. 7.1.2);
f) tipul aspirației, sunt: monoaspirante, dublu aspirante.

Pentru montarea mai comodă în instalații și reducerea numărului de piese speciale de racord, ventilatoarele radiale se construiesc cu gura de refulare în 16 poziții, decalate la 45°, numite poziții de montare (fig. 7.1.4).

Ventilatoare axiale

Au părțile componente prevăzute în fig. 7.1.5 a.

Datorită carcasei mai simple, la parametri egali, ventilatoarele axiale sunt mai ușoare cu circa 50% decât cele radiale, dar au nivelul de zgomot mai mare și, din acest motiv, utilizarea lor este mai redusă.

Ventilatoarele axiale pot fi montate în:
- tubulatură,
- fereastră,
- perete,
- acoperiș.

Se construiesc pentru aplicații speciale ventilatoare axiale în cot, la care motorul electric este în afara curentului de aer (fig. 7.1.5).

Antrenarea ventilatoarelor axiale se face la fel ca și cea a ventilatoarelor radiale, cuplarea directă și cu cuplaj elastic fiind utilizate pentru debite și pre-

siuni mici, iar cea cu curele trapezoidale, pentru debite și presiuni mari (fig. 7.1.2). Ventilatoarele pot avea palete fixe sau reglabile și pot fi prevăzute cu dispozitive de reglare a debitului.

În cazuri speciale, pentru mărirea sarcinii dezvoltate, se poate realiza montarea în serie contrarotor, la care rotoarele sunt acționate independent în sensuri opuse realizând performanțe superioare unei montări obișnuite, în serie.

Ventilatoare cu curent transversal

Se utilizează, în mod obișnuit, în componența unor utilaje și aparate de climatizare. Ele au un rotor lung, uneori amplasat de ambele părți ale axului motorului electric de antrenare, secțiunile de aspirație și de refulare fiind dezvoltate pe toată lungimea rotorului, iar caracteristicile ventilatorului fiind direct dependente de lungimea acestuia (fig. 7.1.1).

7.1.2. Curbe caracteristice

Construirea curbei caracteristice a rețelei de canale de aer

În rețeaua de canale de aer se pierde, prin frecare și datorită pieselor speciale, o anumită sarcină hidraulică. Dependența dintre pierderile de sarcină și debitul de aer vehiculat prin rețeaua de canale este dată de curba caracteristică a rețelei R.

Expresia curbei caracteristice a rețelei se poate obține scriind pierderea de sarcină pe un tronson având diametrul d:

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi\right)\frac{v^2}{2}\rho =$$

$$= \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi\right)\frac{\rho}{2}\frac{\dot{V}^2}{\left(\pi d^2/4\right)^2} =$$

$$= \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi\right)\frac{\rho}{2}\frac{16\dot{V}^2}{\pi^2 d^4} = M\dot{V}^2 \text{ [Pa]} \quad (7.1.1)$$

unde:

Δp - pierderea de sarcină [Pa];

λ - coeficientul de rezistență hidraulică liniară;

l - lungimea canalului [m];

d - diametrul acestuia [m];

ξ - coeficientul de pierdere locală de sarcină;

v - viteza aerului în canal [m/s];

ρ - densitatea aerului [kg/m^3];

$\dot{V}$ - debitul de aer [m^3/s];

M - modulul de rezistență hidraulică.

În condițiile concrete în care pentru o instalație dată se cunosc pierderile de sarcină Δp_0, la un debit al acesteia $\dot{V}_0$, se poate determina constanta M, cu relația:

$$M = \frac{\Delta p_0}{\dot{V}_0^2} \quad (7.1.2)$$

rezultând ecuația caracteristică a rețelei:

$$\Delta p = \Delta p_0 \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}\right)^2 \text{ [Pa]} \quad (7.1.3)$$

Cu ajutorul acestei ecuații se construiește curba caracteristică a rețelei R, dând valori debitului de aer $\dot{V}$, plasând în abscisă debitul de aer $\dot{V}$ și în ordonată pierderea de sarcină Δp, obținută cu relația 7.1.3.

Curbele caracteristice ale ventilatoarelor

Un ventilator oarecare vehiculează un debit de aer cu o anumită energie, consumând, cu un randament energetic propriu, o anumită putere, producând în timpul funcționării un anumit nivel de zgomot. Curbele caracteristice ale ventilatoarelor, pentru diferite turații, reprezintă variația debitului de aer $\dot{V}$ în funcție de presiunea acestuia Δp, a puterii absorbite P, a randamentului η, și a nivelului de zgomot în funcție de debit. Aceste curbe sunt diferite în funcție de tipul ventilatorului; ele se determină experimental pentru fiecare tip de ventilator în parte și sunt redate orientativ în fig. 7.1.6.

Curbele sunt date pentru ventilatoarele radiale:

a - cu pale orientate înapoi;

b - cu pale drepte (radiale);

c - cu pale orientate înainte și

d - pentru ventilatoarele axiale.

Pentru alegerea unui tip de ventilator într-o instalație trebuie analizate, comparativ, curbele caracteristice, alegându-se acel ventilator care corespunde cât mai mult condițiilor impuse de instalația în care este montat (dimensiuni, debit, putere absorbită, consum energetic, nivel de zgomot).

Astfel, pentru ventilatoarele radiale cu pale orientate înapoi, caracteristica debit - presiune este descendentă, ele nu pot fi folosite într-o instalație la care pierderea de sarcină crește în timp.

Ventilatoarele radiale cu pale orientate înainte au această caracteristică, cu o pantă mai lentă, dar au o caracteristică debit - putere absorbită, ascendentă, ceea ce înseamnă că, la o creștere relativ mică a debitului, creșterea de putere este însemnată.

Analiza comparativă a ventilatoarelor trebuie însă să se facă pentru ventilatoare de caracteristici foarte apropiate

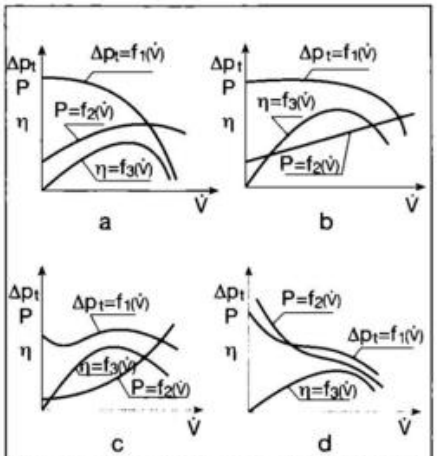


Fig. 7.1.6. Curbele caracteristice ale ventilatoarelor.

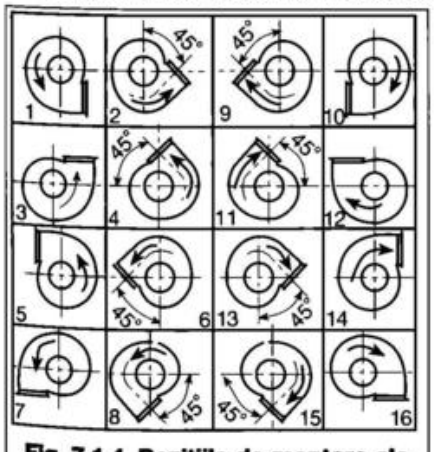


Fig. 7.1.4. Pozițiile de montare ale ventilatoarelor radiale monoaspirante.

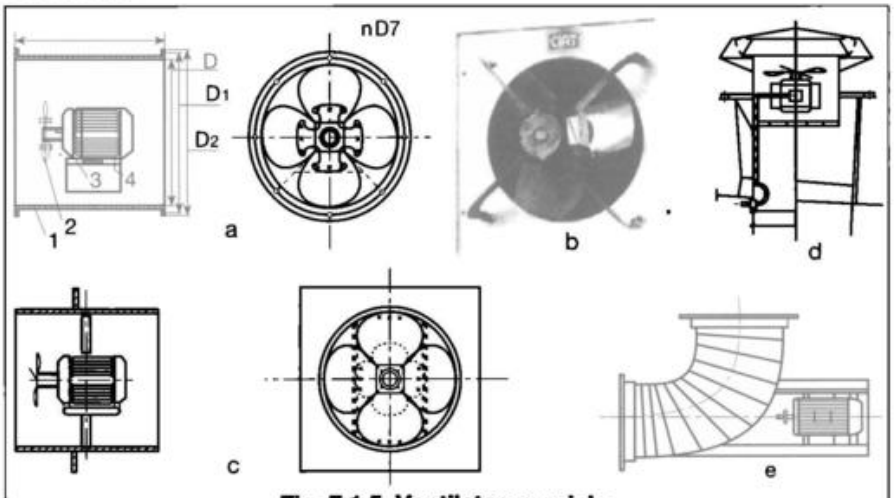


Fig. 7.1.5. Ventilatoare axiale:

a - de montat în tubulatură; b - de fereastră; c - de perete; d - de acoperiș; e - în cot;

1 - carcasă circulară; 2 - rotor; 3 - motor electric; 4 - suport.

(tip, dimensiuni, consum energetic).

Pentru analiza comparativă a diverselor ventilatoare se utilizează, în prezent, coeficienții adimensionali de debit *j*, de presiune *y*, și de putere absorbită *l*. Cu ajutorul acestora se pot trasa curbe caracteristice adimensionale care sunt valabile pentru modelele pe care se realizează măsurătorile și nu pot fi utilizate decât pentru ventilatoare din aceeași clasă care au dimensiuni proporționale.

Variația principalilor parametri ai ventilatoarelor, în funcție de turația ventilatorului, este dată de relațiile:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (7.1.4)$$

unde:

$\dot{V}_1$, $\dot{V}_2$ - debitul de aer al ventilatorului la turația n_1 respectiv n_2 [m³/s];

Δp_1, Δp_2 - presiunea ventilatorului la turația n_1 respectiv n_2 [Pa];

P_1, P_2 - puterea absorbită de ventilator la turația n_1 respectiv n_2 [W].

Puterea necesară, *P*, la axul ventilatorului se poate calcula cu relația:

$$P = \frac{\dot{V}\Delta p}{\eta} \text{ [W]} \quad (7.1.5)$$

cu $\dot{V}$ [m³/s] și Δp [Pa].

Producătorii de ventilatoare redau curbele debit - presiune, debit - putere absorbită, debit - randament și debit - nivel de zgomot pentru fiecare tipodimensiune de ventilator, pentru mai multe turații ale acestuia. Un asemenea set de curbe este redat în fig. 7.1.7.

Curbele pot fi trasate și în coordonate logaritmice caz în care ele vor fi drepte ca și curba rețelei.

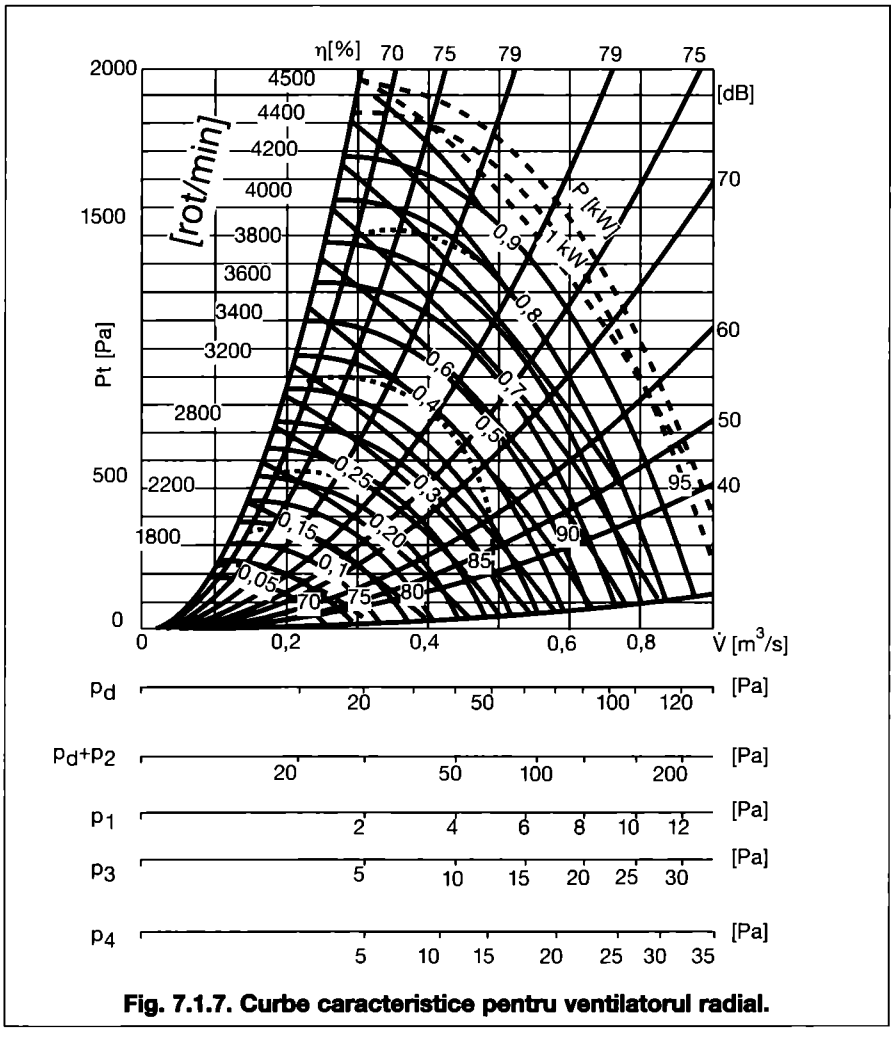


Fig. 7.1.7. Curbe caracteristice pentru ventilatorul radial.

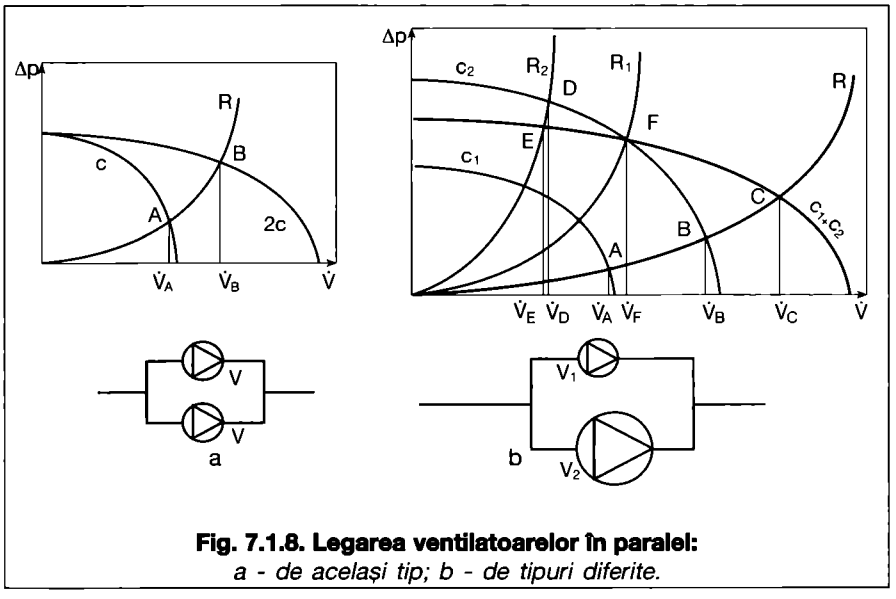


Fig. 7.1.8. Legarea ventilatoarelor în paralel:
a - de același tip; b - de tipuri diferite.

7.1.3. Funcționarea ventilatoarelor în serie sau în paralel

De multe ori, un singur ventilator nu poate asigura parametrii ceruți de rețeaua de canale de aer unde este montat și de aceea este necesară montarea ventilatoarelor în paralel sau în serie.

Montarea în paralel se utilizează pentru realizarea unor debite mai mari, în timp ce montarea în serie se utilizează pentru realizarea unor presiuni mai mari.

Legarea în paralel a două ventilatoare

Ventilatoarele se montează în paralel atunci când debitul de aer necesar în instalație este mai mare decât cel pe care îl poate da un singur ventilator. La montarea în paralel, ventilatoarele pot fi de aceleași sau de diferite tipuri.

Legarea în paralel a două ventilatoare de același tip (cu aceeași curbă caracteristică) este reprezentată în fig. 7.1.8 a. Notând cu c, curba caracteristică a unui ventilator și cu 2c, curba însumată a acestora, care reprezintă dublarea pe abscisă a curbei c, se pot determina caracteristicile grupului de ventilatoare, la intersecția curbei 2c cu curba caracteristică a rețelei R.

Notând cu A punctul de funcționare a unui ventilator și cu B, pe cel al grupului de ventilatoare se constată că debitul de aer $\dot{V}_B$, furnizat de grupul celor două ventilatoare, nu este egal cu dublu debitului de aer $\dot{V}_A$, al unui ventilator care ar funcționa singur ($\dot{V}_B < 2\dot{V}_A$).

La legarea în paralel a două ventilatoare de tipuri diferite (având curbe caracteristice diferite) curba caracteristică a grupului de ventilatoare va fi $c_1 + c_2$ care reprezintă însumarea pe abscisă a curbei c_1, a ventilatorului V_1, cu curba

c_2, a ventilatorului V_2 (fig. 7.1.8 b).

Punctul de funcționare C, al grupului de ventilatoare V_1 și V_2 se va afla la intersecția curbei $c_1 + c_2$ cu curba caracteristică a rețelei R și, în acest caz, debitul de aer realizat de cele două ventilatoare va fi mai mic decât cel al ventilatoarelor funcționând singure $\dot{V}_A$ și $\dot{V}_B$ ($\dot{V}_C < \dot{V}_A + \dot{V}_B$).

Pot exista însă situații în care funcționarea în paralel a ventilatoarelor de tipuri diferite este dezavantajoasă. Astfel dacă curba caracteristică a rețelei ar fi R_1, punctul de funcționare ar fi F, iar debitul de aer $\dot{V}_F$, egal cu cel furnizat de ventilatorul V_2, ceea ce înseamnă că ventilatorul V_1 funcționează în gol. Dacă curba rețelei este R_2, căruia îi corespunde punctul de funcționare D, atunci funcționarea este și mai dezavantajoasă deoarece debitul de aer vehiculat de cele două ventilatoare $\dot{V}_E$ este mai mic decât $\dot{V}_D$, debitul realizat de ventilatorul V_2, dacă ar funcționa singur.

Legarea în serie a două ventilatoare

Se utilizează atunci când presiunea realizată de un ventilator nu este suficientă pentru a învinge pierderile de sarcină din rețeaua de canale unde acesta este montat. Ca și în cazul legării în paralel a două ventilatoare, se pot lega în serie ventilatoare de același tip sau de tipuri diferite.

La legarea în serie a două ventilatoare de același tip, curba caracteristică a grupului va fi realizată prin dublarea ordonatelor curbei c, care este curba caracteristică a unui ventilator (fig. 7.1.9 a) obținându-se curba 2c.

Presiunea realizată de cele două ventilatoare înseriate Δp_B este mai mică decât dublul presiunii realizate de un ventilator Δp_A, lucrând singur.

La înserierea a două ventilatoare de tipuri diferite ale căror curbe sunt c_1 și c_2 se obține curba caracteristică $c_1 + c_2$ (fig. 7.1.9 b).

Pentru o rețea dată, cu caracteristica R, punctul de funcționare al celor două ventilatoare, funcționând în serie este C. În această situație presiunea, Δp_C, dată de cele două ventilatoare împreună, este mai mică decât suma presiunilor date de cele două ventilatoare Δp_B și Δp_A, dacă ele ar lucra independent.

Dacă curba rețelei este R_1, grupul celor două ventilatoare va avea punctul de funcționare în D și presiunea furnizată va fi egală cu cea a ventilatorului V_2, astfel că ventilatorul V_1 va funcționa în gol. Dacă curba rețelei este mai puțin înclinată (R_2 în fig. 7.1.9 b) punctul de funcționare al celor două ventilatoare funcționând în serie va fi E, presiunea furnizată de grup, Δp_E fiind mai mică decât a ventilatorului V_2 la funcționarea independentă a acestuia.

Funcționarea ventilatoarelor în rețea

Într-o instalație de ventilare un ventilator poate lucra în următoarele situații:
- aspirant (A) când acesta are montată o rețea de canale de aer pe partea de aspirație, gura de refulare fiind liberă;
- refulant (R) când ventilatorul refulează într-o rețea de canale de aer, aspirația acestuia fiind liberă;
- aspirant - refulant (AR) când ventilatorul are canale de aer atât pe partea de aspirație cât și pe refulare.

Caracteristicile ventilatorului sunt diferite în funcție de tipul de instalație în care el funcționează și determinarea curbelor caracteristice ale acesteia trebuie efectuate pe o instalație similară cu cea în care el va funcționa. Forma instalațiilor de încercare și diagramele de presiune pentru fiecare tip în parte sunt date în fig. 7.1.10.

În ipoteza în care ventilatorul funcționează în alt tip de instalație decât cea în care i-au fost determinate curbele caracteristice, debitul $\dot{V}$ și presiunea Δp ale ventilatorului trebuie corectate cu coeficienți C_L și C_P care sunt dați în tabelul 7.1.1, utilizând relațiile:

$$\dot{V}_{cg} = C_L \cdot \dot{V}\ ;$$
$$\Delta p_{cg} = C_p \cdot \Delta p \qquad (7.1.6)$$

Tabelul 7.1.1. Coeficienții de corecție C_L și C_P în funcție de locul de montare a ventilatorului.

Nr.crt.	Locul de funcționare		Factorii de corecție	
	de încercare	de exploatare	Pentru debit C_L	Pentru presiune C_P
1	A	AR	1,06	1,07
2	AR	R	1,07	1,03
3	A	R	1,10	1,06
4	AR	R	0,94	0,93
5	R	AR	0,93	0,97
6	R	A	0,90	0,94

A - ventilator aspirant; R - ventilator refulant; AR - ventilator aspirant - refulant

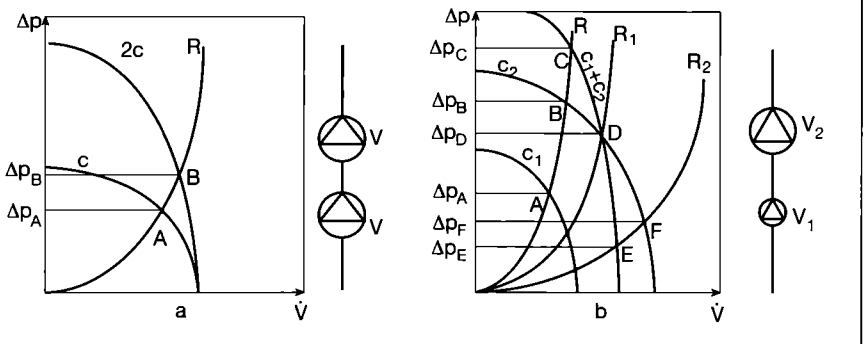


Fig. 7.1.9. Legarea ventilatoarelor în serie:
a - de același tip; b - de tipuri diferite.

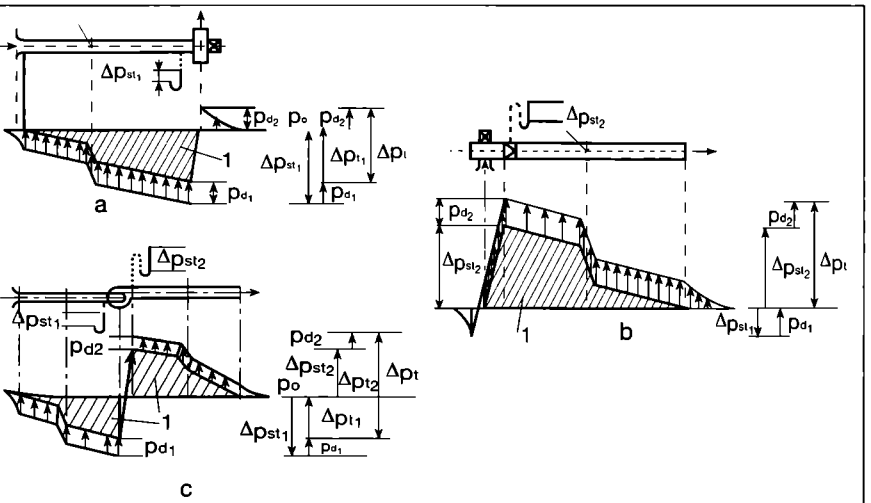


Fig. 7.1.10. Modul de lucru al ventilatoarelor. Instalații de încercare; diagrame de presiuni:
a - ventilator aspirant (A); b - ventilator refulant (R);
c - ventilator aspirant - refulant (AR);
p_d - presiune dinamică; p_s - presiune statică; p_t - presiune totală;
Δ_{pst} - pierdere de sarcină; 1 - pierderi.

unde:

$\dot{V}_{cg}$, Δp_{cg} - debitul și presiunea de alegere din catalog a ventilatorului;

$\dot{V}$, Δp - debitul și presiunea de lucru ale ventilatorului.

Dacă ventilatorul are, în apropierea refulării sau aspirației, piese speciale care afectează performanțele acestuia se vor corecta debitul și presiunea cu relațiile 7.1.6 cu coeficienții C_L și C_P astfel: pentru coturi cu raportul R/D < 1, C_L = *1,1*; C_P = *1,2*, iar pentru coturi cu raza de curbură mai mare și pentru cutii de racord, coeficienții vor fi C_L = *1,07*; C_P = *1,08*.

Performanțele ventilatorului vor fi modificate cu relațiile 7.1.6 și în cazul în care aspirația este afectată de unul sau doi pereți plani care fac un unghi diedru, cu ajutorul coeficienților C_L și C_P indicați în fig. 7.1.11.

Se consideră că piesele speciale nu mai afectează performanțele ventilatoarelor dacă se află la o distanță mai mare de 8 D, la refulare, și de 12 D, la aspirație (D reprezentând diametrul racordului de aspirație sau diametrul echivalent geometric al racordului de refulare).

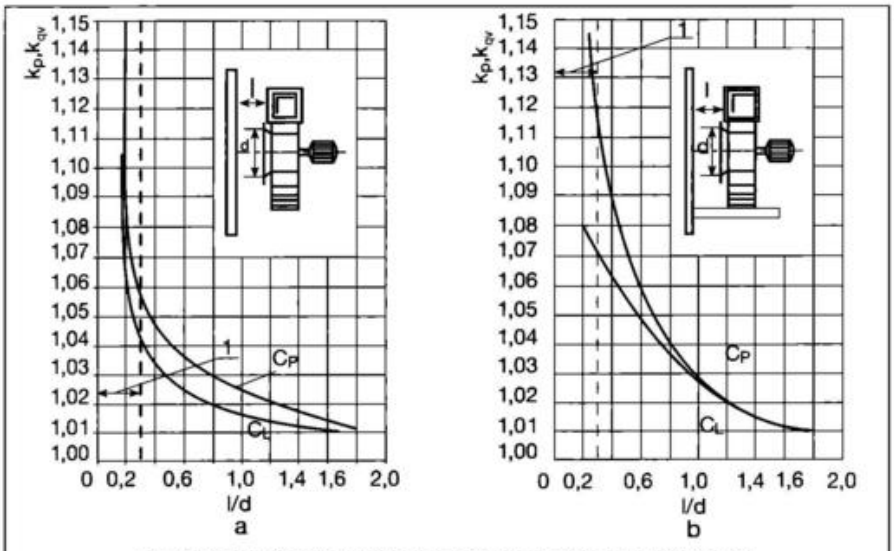


Fig. 7.1.11. Coeficienții de corecție pentru ventilatoare cu aspirația perturbată de pereți plani:
1 - zonă recomandabilă.

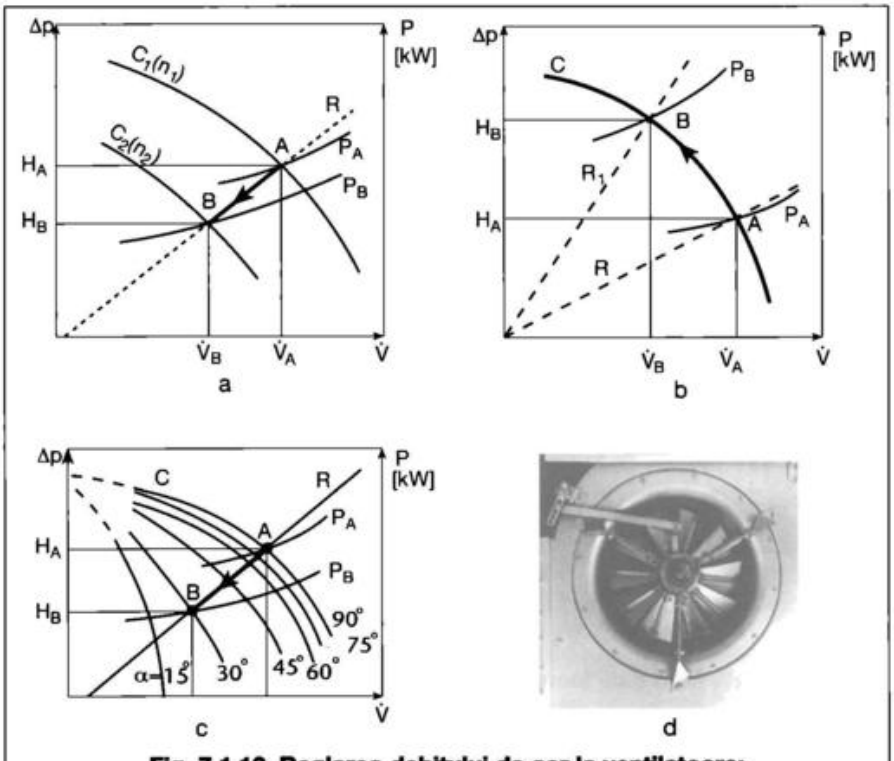


Fig. 7.1.12. Reglarea debitului de aer la ventilatoare:
a - prin modificarea turației; b - prin rezistențe locale; c - cu dispozitiv de reglare la aspirație; d - dispozitivul de reglare.

7.1.4. Reglarea debitului de aer al ventilatoarelor

În multe situații, în practică, caracteristicile ventilatoarelor din cataloagele producătorilor sunt diferite de cele cerute de proiectanți sau caracteristicile instalației se modifică în timp și ventilatoarele nu mai sunt corespunzătoare.

Din acest motiv trebuie efectuată, de fiecare dată când este nevoie, reglarea debitului de aer al ventilatoarelor.

Reglarea debitului de aer al ventilatoarelor se face prin una din următoarele metode:

a - Reglarea debitului de aer prin modificarea turației ventilatorului (fig. 7.1.12 a). Să presupunem că debitul de aer furnizat de ventilator este $\dot{V}_A$ și cel necesar este $\dot{V}_B$. Punctul de funcționare al ventilatorului A se va afla la intersecția curbei caracteristice a rețelei R cu curba caracteristică a ventilatorului C_1, corespunzătoare turației n_1.

Aducerea punctului de funcționare din A în B se va face prin reducerea turației de la n_1 la n_2 și modificarea curbei caracteristice din C_1 în C_2.

În acest caz, debitul de aer va scădea la $\dot{V}_B$ și, odată cu el, va scădea și puterea absorbită de la P_A la P_B, procedeul de reglare prin modificarea turației fiind avantajos, deoarece reduce consumul de energie. Dacă este necesară mărirea debitului de aer se va proceda la mărirea turației ventilatorului, dar trebuie avut în vedere că odată cu aceasta va crește și puterea absorbită și există riscul distrugerii motorului electric, dacă puterea absorbită este mai mare decât cea nominală, a motorului electric.

Modificarea turației ventilatorului se poate face prin metode:

- mecanice: schimbarea roților de curea; transmisii planetare; cutie de viteze; cuplaj hidraulic; motoreductoare etc.;
- electrice: cuplaje electromagnetice; variația rezistenței rotorice la motoarele cu curent alternativ cu rotorul bobinat; reglarea tensiunii de alimentare a motoarelor asincrone; utilizarea motoarelor asincrone cu mai multe viteze; utilizarea motoarelor de curent continuu.

b - Reglarea debitului de aer prin rezistențe locale (fig. 7.1.12b). Punctul de funcționare a sistemului este A, aflat la intersecția caracteristicii reale a instalației R cu caracteristica ventilatorului C, punct căruia îi corespunde debitul $\dot{V}_A$, mai mare decât cel necesar $\dot{V}_B$. Pentru a deplasa punctul de funcționare din A în B (căruia îi corespunde debitul necesar $\dot{V}_B$) se introduce o rezistență hidraulică suplimentară (prin modificarea poziției șibărului de pe aspirație), care va schimba caracteristica rețelei în R_1 și va

conduce la o creștere a puterii absorbite de la P_A la P_B. Acest gen de reglare este dezavantajos deoarece crește consumul energetic, dar este des utilizat în practică datorită simplității sale.

c - Reglarea debitului de aer prin dispozitiv special montat pe racordul de aspirație al ventilatorului (fig. 7.1.12c)

Dispozitivul de reglare cu secțiune circulară este alcătuit dintr-un număr de palete triunghiulare (gen evantai) care se rotesc în jurul unei axe, cu unul din capete amplasat pe un butuc fixat în axul racordului de aspirație, iar celălalt cap la circumferința acestuia.

Paletele sunt, în mod normal, deschise, fiind paralele față de curentul de aer (cu axul canalului de absorbție).

Prin rotirea în jurul axei proprii, paletele obturează, parțial sau total, secțiunea de trecere a aerului și modifică în mod corespunzător caracteristica de funcționare a ansamblului ventilator - dispozitiv de reglare.

Punctul de funcționare A care corespunde paletelor deschise când unghiul este $\alpha = 90°$ se va deplasa în B dacă unghiul de înclinare al paletelor va deveni $\alpha = 30°$. Puterea absorbită în acest caz va scădea de la P_A la P_B.

Reglarea se poate face prin acționarea manuală a dispozitivului de reglare sau prin intermediul unui dispozitiv cu aer comprimat sau a unuia electromecanic.

Reglarea se va face chiar în timpul funcționării instalației dacă s-a produs o modificare importantă a rezistenței aeraulice a acesteia.

Acest tip de reglare se utilizează și pentru ventilatoare axiale care au montat un asemenea dispozitiv.

Procedeul este economic, ușor de aplicat, dar dispozitivul de reglare este scump și, din acest motiv, este puțin utilizat.

7.1.5. Alegerea ventilatoarelor pentru centralele de ventilare și climatizare

Alegerea ventilatoarelor este o problemă foarte importantă care nu are o soluție unică și implică, atât criteriile tehnice cât și cele economice.

În vederea alegerii ventilatoarelor trebuie cunoscute debitul de aer $\dot{V}$ [m³/s], pierderea de sarcină Δp în rețea [Pa], condițiile de silențiozitate pe care trebuie să le îndeplinească acestea în instalație; poziția în care se va monta ventilatorul, respectiv, dimensiunile maxime pe care ventilatorul le-ar putea avea; sistemul de antrenare și, nu în ultimul rând, costurile de achiziție.

Debitul de aer este cel al instalației, iar presiunea ventilatorului reprezintă suma pierderilor de sarcină, pe canalul de aer proaspăt până la agregatul de climatizare, în agregatul de climatizare și pe canalele de aer refulat până la gura de aer, dezavantajată hidraulic. Acestea vor fi corectate cu relațiile 7.1.6, dacă este cazul, și în funcție de amplasarea reală a ventilatorului în instalație. Pentru alegerea ventilatorului, pe lângă elementele enumerate mai sus, trebuie cunoscute caracteristicile tehnice ale ventilatoarelor ce se vor utiliza.

Cunoscând aceste elemente alegerea ventilatorului constă în:

a - Alegerea tipului de ventilator corespunzător cerințelor de zgomot și de gabarit impuse de instalația pe care acesta urmează să o deservească:
- la instalațiile fără tubulatură - ventilator axial;
- la instalațiile de ventilare generală - ventilator radial de uz general;
- la instalațiile de climatizare - ventilator radial silențios.

b - Alegerea poziției de montare pentru ventilatoare radiale, astfel ca traseul canalelor să fie cât mai scurt și cu piese speciale cât mai puține;

c - Alegerea tipodimensiunii corespunzătoare în funcție de debit și de presiunea necesară, în conformitate cu indicațiile producătorilor, date în cataloagele de produse.

Punctul de funcționare a ventilatorului se află la intersecția curbei caracteristice a rețelei R, cu curba caracteristică a ventilatorului C.

La alegerea ventilatorului se are în vedere ca punctul de funcționare să se afle într-o zonă de randament maxim sau în apropierea acesteia.

În situațiile reale, unul sau altul din criteriile de alegere ale ventilatorului poate fi preponderent decizia luându-se în funcție de acesta.

7.2. Baterii de încălzire

7.2.1. Baterii de încălzire cu abur și apă

Bateriile pentru încălzirea aerului sunt elemente care intră în componența agregatelor de ventilare-climatizare și aerotermelor. După agentul purtător de căldură, bateriile de încălzire pot fi cu abur, apă caldă sau fierbinte, gaze de ardere sau electrice. Elementul încălzitor al unei baterii de încălzire funcționând cu abur, apă caldă sau fierbinte, poate fi alcătuit din țevi din oțel cu aripioare (circulare, pătrate, hexagonale, alte forme) din țevi cu bandă spiralată sau din țevi din cupru cu lamele din aluminiu (fig. 7.2.1).

Bateriile cu țevi și aripioare (cele mai răspândite) se compun din țevi așezate pe un rând sau mai multe pe care sunt atașate aripioare. Țevile sunt legate la extremități în colectoare comune. Curentul de aer (agentul secundar) traversează țevile cu aripioare perpendicular pe axa longitudinală a acestora, iar fluidul încălzitor (agentul primar), aburul sau apa caldă, circulă prin țevi. Țevile și aripioarele sunt fie din oțel și supuse

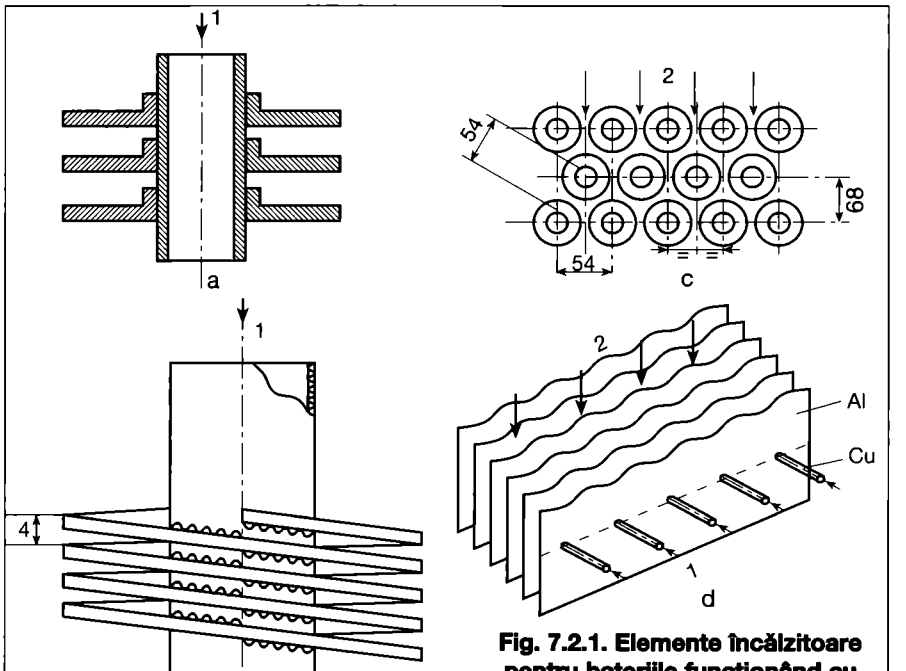


Fig. 7.2.1. Elemente încălzitoare pentru bateriile funcționând cu apă caldă, apă fierbinte sau abur: *a - țeavă cu aripioare; b - țeavă cu bandă spiralată; c - așezarea elementelor de încălzire; d - țevi din cupru și lamele din aluminiu;*

1 - agent încălzitor; 2 - agent încălzit (aer).

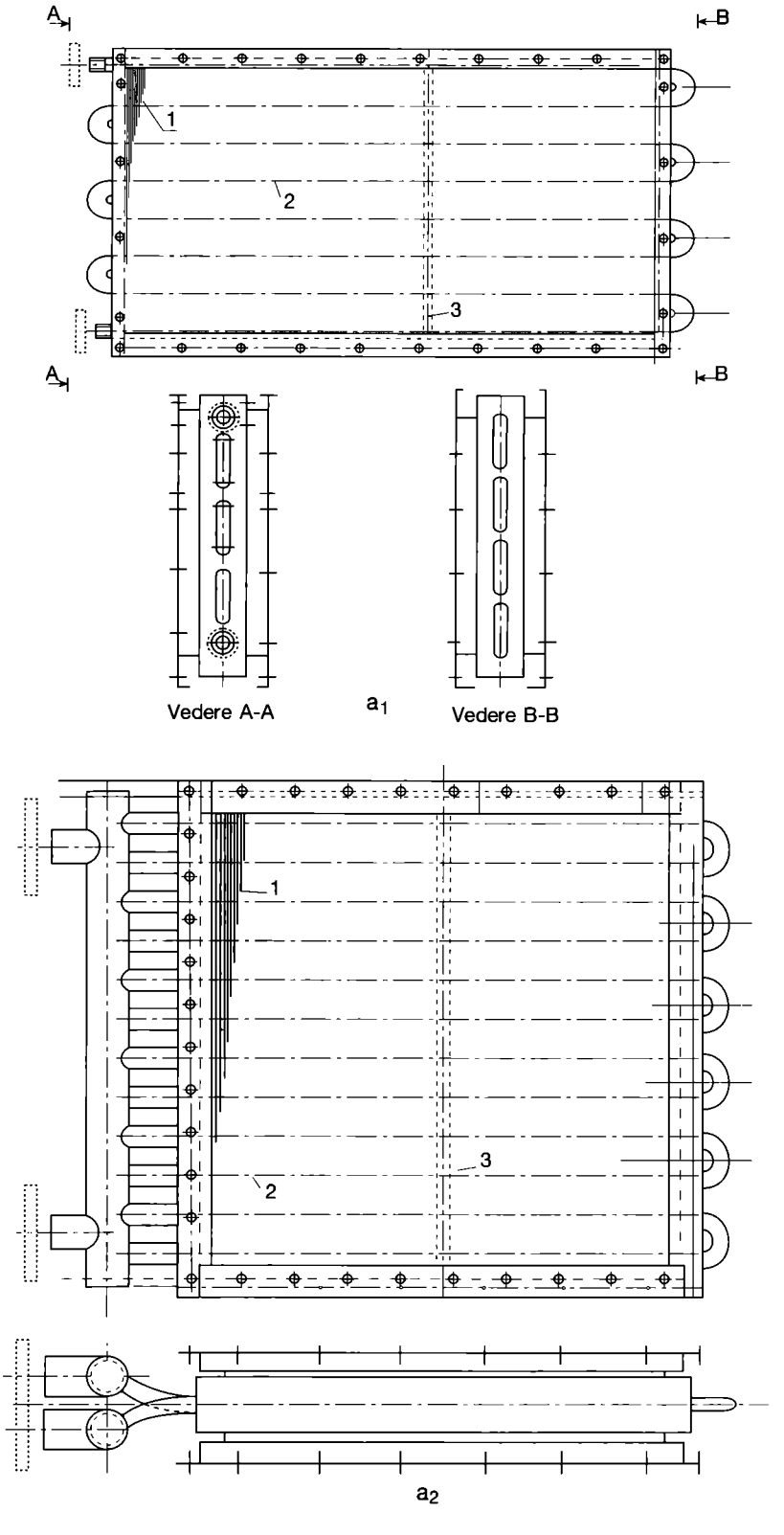


Fig. 7.2.2 a. Bateril de încălzire cu 1 rând de țevi funcționând cu apă:
a_1 - formând un circuit; a_2 - formând mai multe circuite.
1 - lamele din aluminiu; 2 - țevi din cupru;
3 - rigidizare (la baterii mai lungi de 900 mm).

unei zincări prin imersie sau unei cositoriri electrolitice, fie din cupru și aripioare din aluminiu (lamele din aluminiu). Spațiul dintre aripioare este cuprins între 2 și 6 mm, iar grosimea lor variază între 0,2 și 0,5 mm. Bateriile de încălzire pot fi cu unul sau mai multe rânduri de țevi, în funcție de puterea termică ce trebuie atinsă (fig. 7.2.2) și se pot monta, în funcție de debitul de aer și puterea termică necesară, fie în serie, fie în paralel (fig. 7.2.3).

Schimbul de căldură

Bateriile de încălzire funcționând cu abur, apă caldă sau fierbinte sunt schimbătoare de căldură prin suprafață, cu curent încrucișat, schimbul de căldură având loc după legea:

$$\Phi_{BI} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [W] \qquad (7.2.1)$$

în care:

U - este coeficientul global de transfer termic [W/m²·K];

A - suprafața de schimb de căldură a bateriei [m²];

ΔT_m - diferența medie logaritmică de temperatură pentru schimbătoare cu curent încrucișat [K].

În cazul bateriilor din țevi cu aripioare (lamele), coeficientul global termic este dat de relația:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i}\frac{A_e}{A_i} + \frac{d}{\lambda}\frac{A_e}{A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2.K] \qquad (7.2.2)$$

cu:

A_e - suprafața exterioară de schimb de căldură (țevi și aripioare) [m²];

A_i - suprafața interioară (a țevilor) [m²];

h_i - coeficient de schimb superficial la interior [W/m²·K];

h_e - coeficient de schimb superficial la exterior [W/m²·K];

d - grosimea peretelui țevii [m];

λ - coeficientul de conductivitate termică a peretelui țevii [W/m·K].

Dacă bateria funcționează cu abur și dacă $A_e/A_i < 10$ relația se simplifică și $U \approx h_e$ pentru că se pot neglija termenii d/λ și $1/h_i$ în raport cu $1/h_e$. Dacă bateria este alimentată cu apă

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i}\frac{A_e}{A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (7.2.3)$$

$$h_i = 2040 \cdot (1+0{,}01 \cdot \theta_v) \cdot v^{0,87} \cdot d_i^{-0,13} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (7.2.4)$$

unde:

θ_v - temperatura apei [°C];

v - viteza apei [m/s];

d_i - diametrul interior al țevii [m].

Tabelul 7.2.1. Caracteristicile bateriilor din fig. 7.2.4.

	I	II	III	IV	V	VI
• Suprafața de încălzire pe 1 m țeavă [m²]	0,65	0,81	0,83	0,83	2,04	1,63
• Suprafața de încălzire pe 1 m² suprafață frontală [m²]	18,6	12,0	14,5	23,0	25,5	27,0
• Diametrul interior [mm]	12	12	12	12	12	12
• A_e/A_i	17,5	21,5	11,0	11,0	14,5	32,5

Expresia pentru h_i este redată după formula lui Stender. În calculul bateriilor cu țevi cu aripioare se mai utilizează și noțiunea de randament de aripare η_a, definit prin expresia următoare:

$$\eta_a = \frac{\theta_{aer} - \theta_{arip}}{\theta_{aer} - \theta_{teavă}} \qquad (7.2.5)$$

Teoretic, nu este posibil de a calcula precis coeficientul U, valoarea lui depinzând de numeroși parametri, printre care gradul de turbulență a aerului, așezarea țevilor, tipul de legătură între aripioară și țeavă, numărul de rânduri de țevi, gradul de curățire etc. Toate metodele de calcul fiind supuse unui anumit grad de imprecizie, coeficientul U se determină pe cale experimentală, fiind sarcina fiecărui fabricant. În fig. 7.2.4 se dau valorile U pentru 6 modele de baterii de încălzire cu abur, caracteristicile lor fiind date în tabelul 7.2.1 (după RECKNAGEL - SPRENGER SCHRAMEK).

Valorile coeficientului global de transmisie a căldurii urmează, în general, legea: $U = c \cdot v^n$, cu $n = 0,4...0,6$;

în care:

v - viteza aerului;

c - constantă.

Adaptarea pentru funcționarea bateriilor cu apă se face cu relația de mai sus și cu

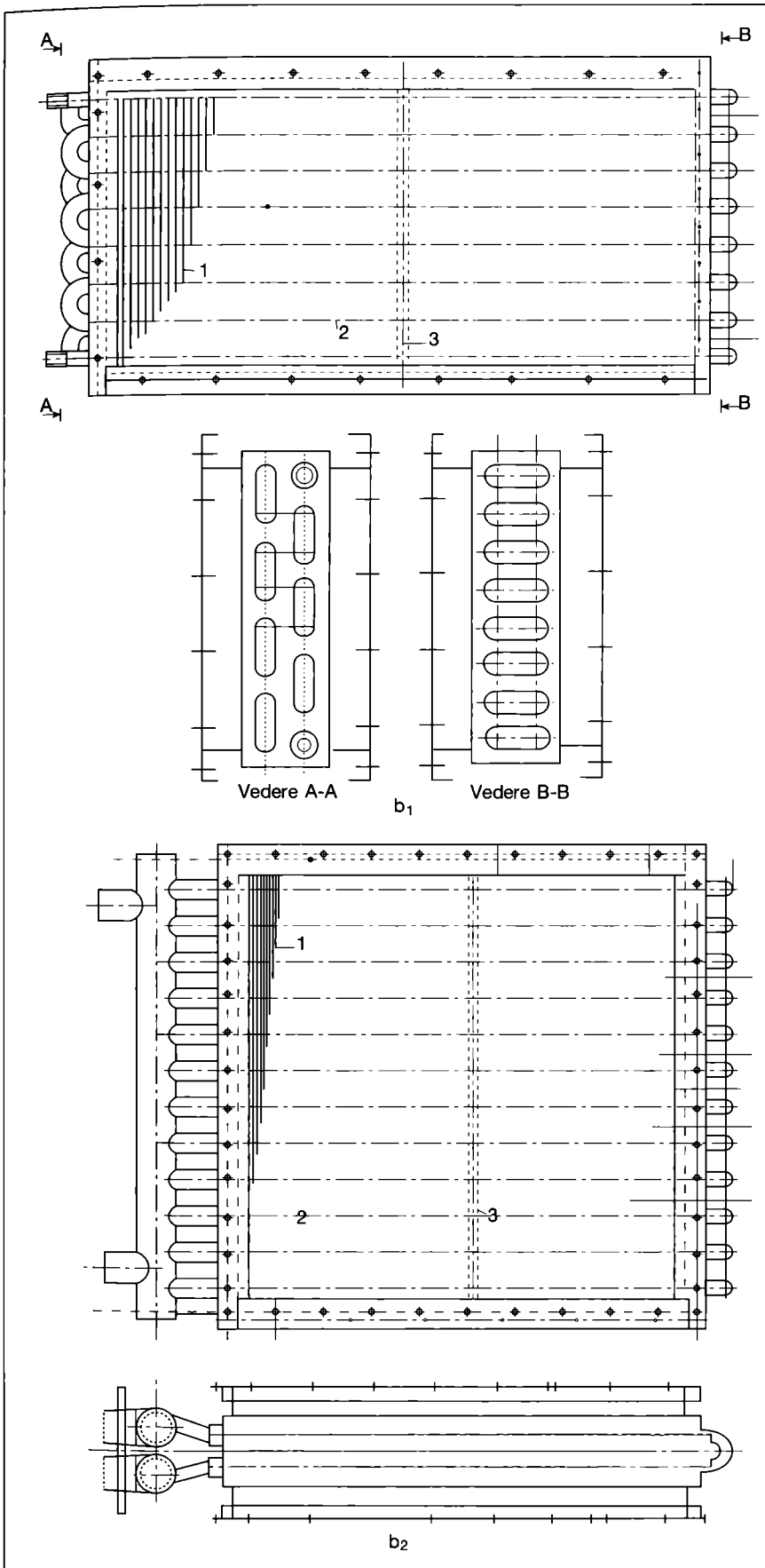


Fig. 7.2.2b. Baterii de încălzire cu 2 rânduri de țevi funcționând cu apă:
b_1 - formând un circuit; b_2 - formând mai multe circuite.

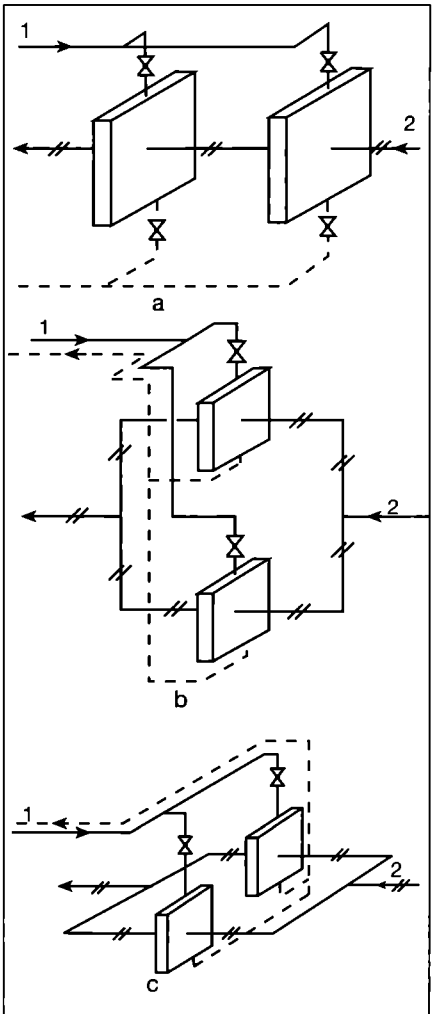


Fig. 7.2.3. Racordarea bateriilor de încălzire:
a - în serie;
b - în paralel cu baterii suprapuse;
c - în paralel cu baterii alăturate;
1- agent termic; 2 - aer.

formula lui Stender. Pentru cele 6 tipuri de baterii și pentru o viteză de circulație a apei în țevi de 0,5 m/s, valorile coeficientului U sunt redate în fig. 7.2.5.

Pierderile de sarcină pe circuitul aerului

Rezistența aeraulică a bateriilor de încălzire este determinată experimental de fabricant. Pierderea de sarcină este proporțională cu pătratul vitezei aerului, raportată la suprafața frontală a bateriei:

$\Delta p = c_1 \cdot v^2$ [Pa] (7.2.6)

în care:

c_1 - constantă;

v - viteza aerului [m/s].

Pierderea de sarcină pentru toate tipurile de baterii enumerate mai sus este dată în fig. 7.2.4.

Pierderea de sarcină pe circuitul primar

Pierderea de sarcină pe circuitul primar al unei baterii funcționând cu apă caldă este dată, în principal, de schimbările de direcție și se calculează, aproximativ, cu relația:

$\Delta p_v = c_2 \cdot v \cdot l$ [Pa] (7.2.7)

în care:

c_2 = 1500...2000, pentru apă rece;

c_2 = 1000...1500, pentru apă caldă de 80°C;

l - lungimea țevii [m];

v - viteza apei [m/s].

Aceste valori cuprind și pierderile de sarcină din distribuitor-colector.

Alegerea unei baterii de încălzire

Pentru baterii de încălzire de puteri relativ mici, alegerea se face din catalogul producătorului. Pentru baterii de puteri mari, este necesar ca fabricantul să verifice parametrii ceruți, cu ajutorul unui program informatic, pe baza datelor puse la dispoziție de proiectant.

Se poate reprezenta grafic evoluția caracteristicilor unor baterii de încălzire la temperatură și debit variabile. În practică se utilizează un tip de nomogramă având în abscisă viteza aerului și în ordonată coeficientul de eficacitate:

$$\Phi = \frac{\theta_2'' - \theta_2'}{\theta_m - \theta_2'} \quad (7.2.8)$$

în care:

θ_2'' - temperatura de intrare a aerului în baterie [°C];

θ_2' - temperatura de ieșire a aerului din baterie [°C];

θ_m - temperatura medie a agentului primar [°C].

Funcționarea cu abur

Din ecuația generală a schimbătoarelor s-a dedus:

$$\Phi = 1 - e^{-\frac{U \cdot a}{v \cdot \rho \cdot c}} \quad (7.2.9)$$

în care:

a - suprafața exterioară specifică de încălzire raportată la secțiunea frontală [m²/m²];

v - viteza aerului [m/s];

U - coeficientul global de transfer termic [W/m²·K];

ρ - densitatea aerului [kg/m³];

c - căldura specifică a aerului [J/kg·K].

Această relație a servit la trasarea diagramei din fig. 7.2.6, care dă coeficientul de eficacitate pentru 6 tipuri de baterii cu un rând de țevi, valabilă pentru tipul II de țevi cu aripioare.

Funcționarea cu apă caldă

În cazul bateriilor funcționând cu apă caldă se pot construi diagrame identice cu cele trasate pentru bateriile funcționând cu abur, plecând de la temperatura medie a agentului termic admițând că schimbătorul este cu curent încrucișat, presupunere admisă pentru majoritatea bateriilor de încălzire. În cazul bateriilor cu mai multe rânduri, alimentarea cu agent termic (apă) se face de așa manieră ca funcționarea să fie mixtă, adică în curent încrucișat și în contracurent, ceea ce are ca efect creșterea coeficientului de eficacitate. Fig. 7.2.8 prezintă curbele caracteristice pentru o baterie de tip III cu 1 până la 6 rânduri de țevi.

Controlul performanțelor bateriilor (§ 19.4.3)

Sunt situații în care condițiile de funcționare a bateriilor de încălzire sunt altele decât cele pentru care ele au indicate curbele caracteristice (temperaturi diferite și/sau debite masice diferite) pentru care sunt necesare calcule de conversie în vederea verificării puterii termice a bateriei de încălzire.

Există trei mărimi fundamentale adimensionale care condiționează funcționarea schimbătoarelor de căldură:

- coeficientul de eficacitate (relația 7.2.8);
- raportul valorilor $\tau = W_2/W_1 = \Delta T_1/\Delta T_2$

în care:

- W_1, $W_2 = c \cdot \dot{M}$ (c - căldura specifică [kJ/kg·K];

$\dot{M}$ - debitul masic de apă, abur sau aer [kg/s]);

- coeficientul de performanță specifică a schimbătorului

$K = \Delta T_1/\Delta T_m = U \cdot A/W_1$.

În schimbătoarele de căldură clasice, cu curent încrucișat, cele trei mărimi sunt legate între ele prin următoarea relație:

$$\Phi = \frac{1}{\tau}\left(1 - e^{-\tau\left(1-e^{-K}\right)}\right) \quad (7.2.10)$$

reprezentată grafic în fig. 7.2.9.

Cunoscând două mărimi, se poate determina, cu ajutorul nomogramei, a treia mărime.

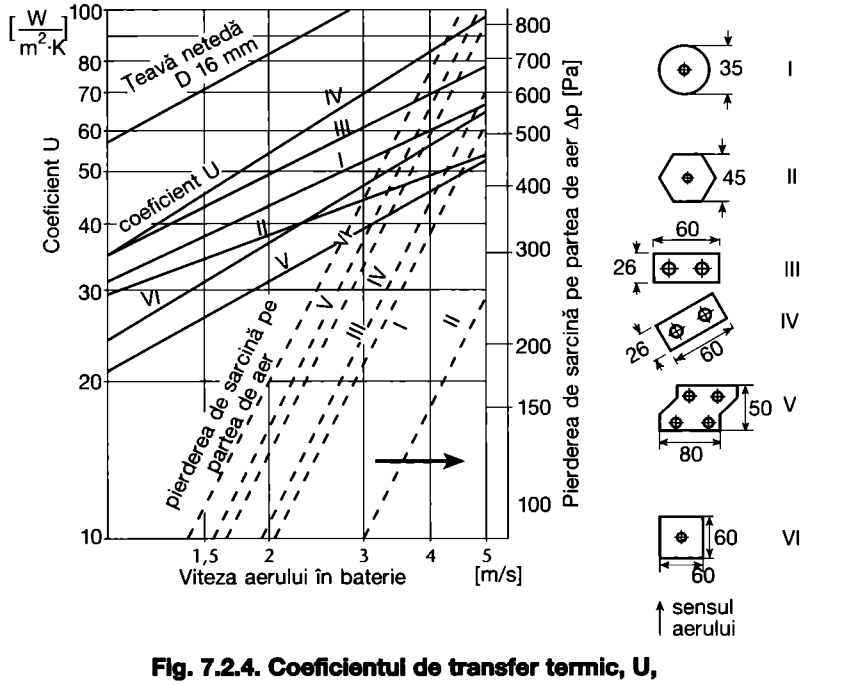


Fig. 7.2.4. Coeficientul de transfer termic, U, și pierderea de sarcină pe partea de aer a bateriilor de încălzire alimentate cu abur, în funcție de viteza aerului.

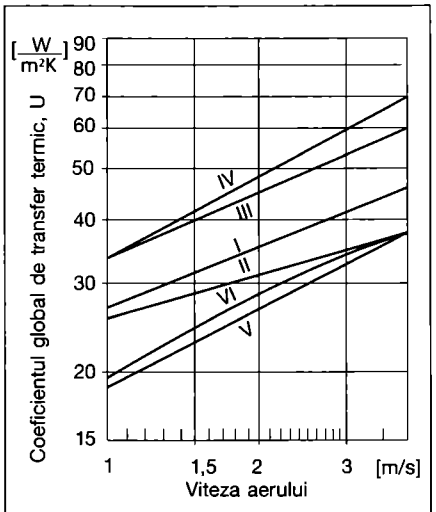


Fig. 7.2.5. Coeficientul de transfer termic a diferitelor tipuri de baterii (fig. 7.2.4) alimentate cu apă caldă (viteza apei = 0,5m/s, temperatura medie a apei = 80°C).

Pentru determinarea condițiilor de funcționare, altele decât cele date de fabricant, se consideră următoarele cazuri cu modificările respective:

- Temperaturile de intrare variază, debitele masice (apă și aer) rămân neschimbate. Dacă se presupune coeficientul de schimb global de căldură U drept un invariant, nu variază nici τ, nici K, iar rezultatele pot fi citite direct pe diagrama din fig. 7.2.9.
- Debitul masic de aer sau/și apă variază - temperaturile rămân neschimbate. În acest caz valorile τ și U variază. Trebuie cunoscută evoluția coeficientului de transmisie U atunci când vitezele aerului și apei variază. Într-o primă aproximație, și pentru schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare, coeficientul de performanță specifică K este dat în fig. 7.2.10, pentru temperaturi constante. Cunoscând valoarea K și τ se determină coeficientul de eficacitate din fig. 7.2.9.
- În cazul bateriilor de încălzire funcționând cu abur calculele se fac cu $\tau = W_2 / W_1 = \Delta T_1 / \Delta T_2$.
- Relațiile precedente rămân valabile, cu suficientă aproximație, și când temperaturile celor două debite masice variază între limite determinate ± 20 °C. Dacă diferențele sunt mai mari trebuie făcute corecții.

7.2.2. Baterii de încălzire cu gaze de ardere

Acest tip de baterii utilizează direct căldura gazelor de ardere, rezultate din arderea unui combustibil gazos (alți combustibili sunt tratați în vol.I - §6.5.3. - Generatoare de aer cald pentru încălzirea aerului). Aceste baterii se găsesc integrate într-un aparat autonom alcătuit din următoarele elemente: arzător, baterii de încălzire din țevi lise, sistemul de evacuare a gazelor de ardere și dispozitivul de securitate. Ansamblul este prezentat în fig. 7.2.11. Puterea termică a unei astfel de baterii poate să atingă 1000 kW.

Arzătorul poate fi, în funcție de capacitate, de tip atmosferic care aspiră, singur, aerul necesar combustiei sau de tip insuflant, la care aerul necesar combustiei este insuflat de un ventilator.

Arzătorul se amplasează în camera de combustie, căptușită cu șamotă. Pentru bateria de încălzire (schimbătorul de căldură) există diferite tipuri constructive în care gazele de ardere cedează căldură aerului prin combustie:

- baterii din țevi lise în care gazele de ardere circulă prin țevi, iar aerul, la exteriorul acestora;
- baterii în formă de V sau W formate din tablă din oțel ondulat, sudate la capete;
- baterii din fontă cu aripioare sau cu nervuri pentru mărirea suprafețelor de schimb.

Se recomandă utilizarea pentru baterie a unor materiale termorezistente și rezistente la coroziune deoarece suprafețele de încălzire sunt puternic solicitate. Este important de avut în vedere evitarea supraîncălzirilor locale,

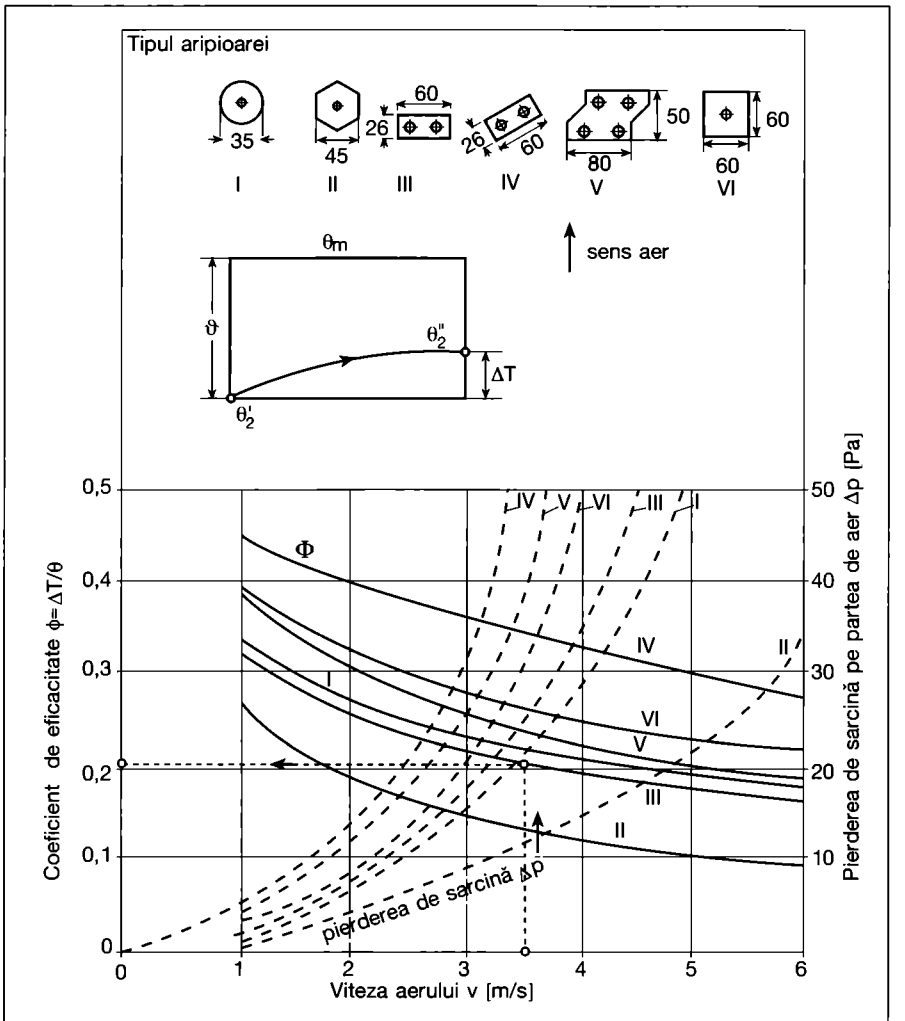


Fig. 7.2.6. Curbe caracteristice pentru baterii de încălzire cu abur cu 1 rând de țevi.

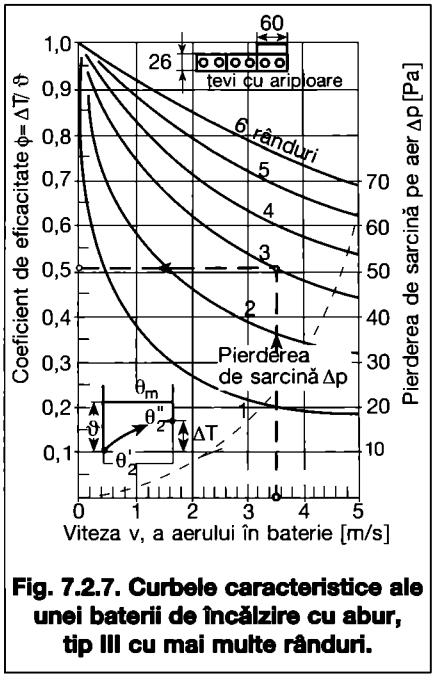


Fig. 7.2.7. Curbele caracteristice ale unei baterii de încălzire cu abur, tip III cu mai multe rânduri.

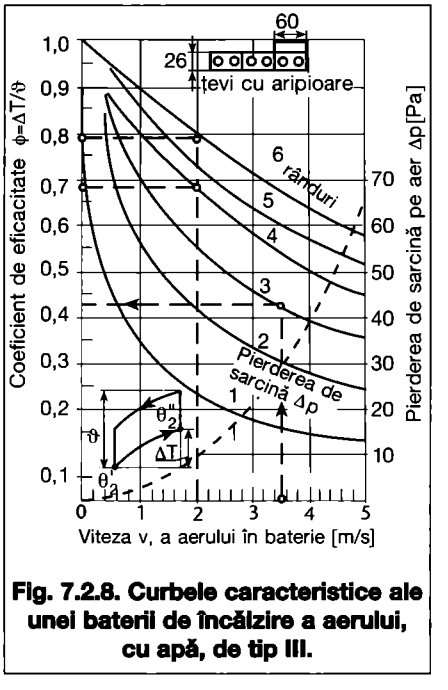


Fig. 7.2.8. Curbele caracteristice ale unei baterii de încălzire a aerului, cu apă, de tip III.

de aceea aerul va fi introdus în suprapresiune, adică bateria se va monta pe refularea ventilatorului.

Dispozitivul de securitate este destinat evitării tuturor accidentelor și deteriorărilor. Constă dintr-un supraveghetor de flacără, o flacără de veghe și un bimetal sau termocuplu. La orice deranjament, vana automată montată pe admisia gazului se închide. Detectoare mai recente utilizează senzori cu inerție mică, sensibili la conductivitatea sau radiația flăcării.

Principalele cauze de deranjament pot fi:
- lipsa de combustibil - prin întreruperea alimentării cu gaz sau închiderea robinetului de trecere;
- lipsa energiei electrice - pană de curent;
- lipsa aerului - defecțiune la ventilator;
- creșterea temperaturii gazelor de ardere - prin diminuarea debitului de aer sau avarierea motorului ventilatorului. În toate aceste cazuri dispozitivul de securitate închide alimentarea cu combustibil.

Este necesar să se prevadă un regulator de presiune pentru gaz pentru a evita variațiile de presiune la arzător.

7.2.3. Baterii de încălzire electrice

Acest gen de baterii este frecvent utilizat în instalațiile de climatizare în care este nevoie de puteri termice mici sau în cazul în care nu se dispune de o sursă de agent termic (abur sau apă caldă). O baterie electrică este formată dintr-o carcasă de tablă din oțel în interiorul căreia se găsesc elementele de încălzire electrică amplasate transversal pe direcția de curgere a aerului (fig. 7.2.12).

Elementele încălzitoare pot fi:
- rezistențe sub formă de filament sau bandă realizate din aliaje de crom-nichel înfășurate pe izolatori din ceramică;
- bare din cupru sau oțel amplasate într-un material izolant cum ar fi magneziu sau nisip cuarțos; există o mare diversitate de modele.

Racordurile sunt făcute în exteriorul carcasei. Numărul rezistențelor depinde de puterea termică dorită, de natura și tensiunea curentului electric. Pentru puteri mici se utilizează o singură treaptă de încălzire; pentru puteri mari, este întotdeauna necesar de a le repartiza în trei sau mai multe trepte. Tensiunea de alimentare este, în general, de 220 W. În cazul puterilor ce depășesc 3 kW și curentul este alternativ, se urmărește repartizarea pe cele trei faze. Viteza aerului va fi cel puțin 3...3,5 m/s. În toate cazurile unde se prevăd baterii electrice trebuie luate măsuri de

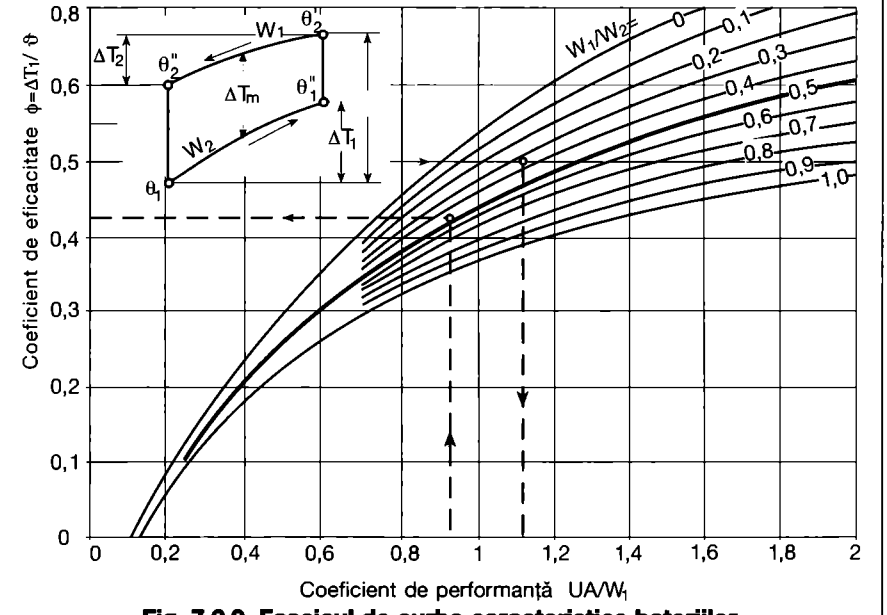


Fig. 7.2.9. Fascicul de curbe caracteristice bateriilor de încălzire funcționând în contracurent.

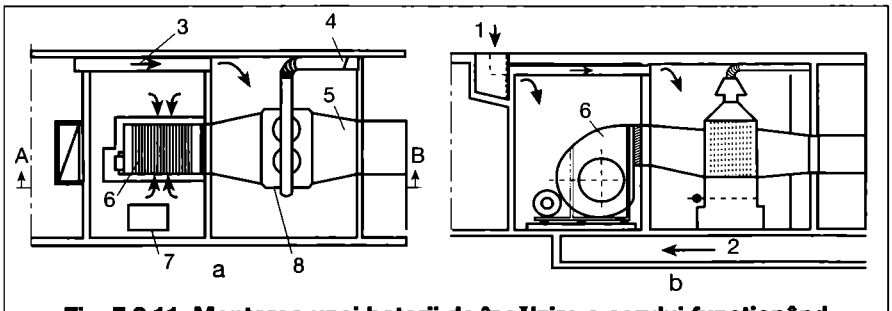


Fig. 7.2.11. Montarea unei baterii de încălzire a aerului funcționând cu gaze de ardere:
a - plan; b - secțiunea AB.
1 - aer proaspăt; 2 - canal de aer recirculat; 3 - aer de combustie;
4 - gaze de ardere; 5 - aer cald; 6 - ventilator; 7 - grilă de aer recirculat;
8 - baterie de încălzire a aerului cu gaze de ardere.

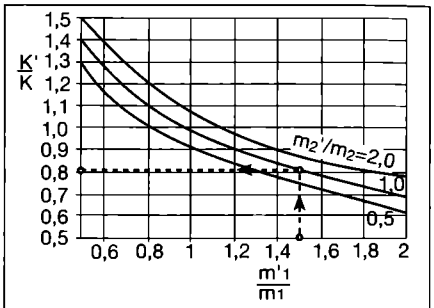


Fig. 7.2.10. Variația raportului coeficienților de performanță specifică K'/K în funcție de debitele de aer și apă ce traversează bateria de încălzire:
m_1 = masa de aer;
m_2 = masa de apă.

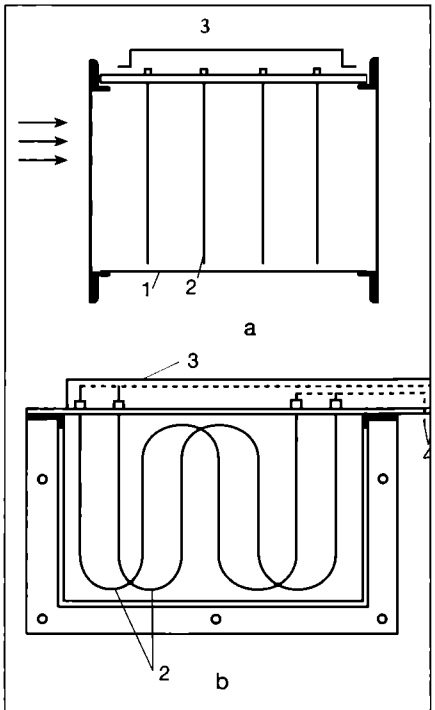


Fig. 7.2.12. Baterie de încălzire electrică:
a - secțiune longitudinală;
b - secțiune transversală;
1 - peretele canalului; 2 - rezistență electrică; 3 - cutie racordare;
4 - conductoare alimentare.

prevenire a incendiilor datorate temperaturilor superficiale ale elementelor încălzitoare care pot atinge 400...600 °C. Dacă, accidental, circulația aerului este oprită, pericolul este inerent. Pentru aceasta se utilizează o serie de dispozitive de protecție cum ar fi:
- cuplajul comun al acționării ventilatorului și bateriei de încălzire;
- releu cu dispozitiv amplasat în canalul de aer care decuplează alimentarea bateriei în cazul opririi ventilatorului;
- montarea unui termostat de supratemperatură care decuplează alimentarea bateriei la depășirea unei anumite temperaturi;
- pentru puteri mari ($P \geq 15$ kW) se prevede un temporizator de oprire a ventilatorului, după decuplarea bateriei electrice.

Posibilitățile de reglare a unei baterii electrice sunt următoarele:
- cu sisteme electromecanice, funcționând pe principiul tot sau nimic, sesizate de un termostat - metoda este imprecisă pentru puteri mici;
- în cascadă utilizând un regulator cu programare comandat de un termostat proporțional, pentru puteri mari;
- cu tiristori modulați de la 100% (cel mai eficient, dar cu un cost mai ridicat de investiție).

7.3. Baterii pentru răcirea aerului

Din punct de vedere constructiv, bateriile pentru răcirea aerului sunt identice cu cele de încălzire. Dat fiind ecarturile de temperatură mai mici decât în cazul încălzirii și pentru a obține efectul de răcire dorit este necesară cuplarea bateriilor de răcire sau folosirea tipurilor cu un număr mai mare de rânduri de țevi.

Circulația apei este în contracurent și vitezele de circulație sunt mai mari (peste 1 m/s) decât în cazul încălzirii,de unde, și necesitatea ca pompele de circulație să aibă presiuni mai mari.

7.3.1. Schimbul de căldură

Pentru determinarea coeficientului global de schimb de căldură trebuie considerat procesul de răcire, cu sau fără separarea apei din aer (condensarea vaporilor de apă din aerul supus răcirii).

Răcirea fără separarea apei (răcirea uscată)

Relația utilizată pentru schimbul de căldură în cazul bateriilor cu apă caldă rămâne valabilă:

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{M} \cdot \Delta h \quad [W] \qquad (7.3.1)$$

în care:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i}\frac{A_e}{A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Δh - variația de entalpie a aerului supus răcirii;

- h_i - este dat de relația 7.2.4.

Pentru diametre interioare de țevi de 12 - 15 mm se poate utiliza și relația:

$$h_i = 3500 \cdot (1+0{,}015 \cdot \theta_v) \cdot v^{0,87} \cdot d^{-0,13}$$

[W/m²·K] (7.3.2)

Viteza apei în țevi poate fi aleasă de 0,5...2 m/s, dar pe cât posibil să nu scadă sub 1 m/s, deoarece fluxul de căldură schimbat scade considerabil.

Pentru viteze ale apei de aproximativ 1 m/s se poate folosi diagrama din fig. 7.2.5.

Răcirea cu separarea vaporilor de apă (răcirea umedă)

Separarea vaporilor de apă din aer are loc întotdeauna când temperatura superficială a aripioarelor bateriei este mai mică decât temperatura punctului de rouă a aerului care intră în baterie.

În diagrama de aer umed, schimbarea de stare a aerului descrie aproximativ o dreaptă ce unește punctul de stare inițială a aerului înainte de intrarea în baterie și starea aerului saturat corespunzătoare temperaturii superficiale a bateriei presupusă constantă și egală cu temperatura apei de răcire. Evoluția stării aerului este rezultanta unui proces de amestec între aerul intrat în baterie și aerul din stratul limită de la suprafața țevilor. Cum temperatura apei și, prin urmare, temperatura superficială a țevilor variază, de la un rând la altul, evoluția stării aerului va fi o curbă cu pantă, mai mult sau mai puțin, variabilă cum este indicată în fig. 7.3.1.

Căldura schimbată între aer și agentul de răcire ce trece prin țevile bateriei (apă rece, apă răcită, freon) este atât sub formă de căldură sensibilă cât și latentă. Cantitatea totală de căldură schimbată între aer și suprafața umedă a bateriei este:

$$\Phi \cong \Phi_s + \Phi_l =$$

$$= A \cdot h \cdot (\theta_a - \theta_s) + A \cdot \sigma \cdot r \cdot (x_a - x_s)$$

$$= h \cdot A \cdot \left[\theta_a - \theta_s + \frac{r(x_a - x_s)}{c}\right] =$$

$$= h \cdot A \cdot \Delta T_s \left(1 + \frac{r \Delta x_s}{c \Delta T_s}\right) =$$

$$= h \cdot A \cdot \Delta T_s \frac{\Delta h}{c \Delta T_s} = \sigma \cdot A \cdot \Delta h$$

(7.3.3.)

în care:

h - coeficient superficial de transfer termic pentru căldura sensibilă, [W/m²·K];

$\sigma = h/c$ - coeficient de evaporare [kg/m²·s];

θ_a - temperatura aerului la intrarea în baterie [°C];

θ_s - temperatura de saturație în stratul limită de la suprafața bateriei;

x_a - conținutul inițial de umiditate al aerului [kg/kg];

x_s - conținutul de umiditate în stratul limită [kg/kg];

c - căldura specifică masică a aerului uscat [kJ/kg·K].

În această ecuație $\Delta h / \Delta T_s$ indică direcția procesului de schimbare a stării (unghiul de evoluție) aerului în diagrama psihrometrică. Între o răcire uscată și o răcire umedă factorul multiplicativ este $\Delta h/c \cdot \Delta T_s$. Singura necunoscută este temperatura θ_s din stratul limită, variabilă în timpul schimbului de căldură.

7.3.2. Curbe caracteristice ale bateriilor de răcire

Calculul unei baterii de răcire a aerului constă, în general, fie în dimensionarea suprafeței acesteia pentru realizarea unei anumite răciri ΔT a aerului, fie determinarea unei anumite răciri ΔT cu o baterie având suprafața de răcire dată. Cele două probleme sunt relativ ușor de rezolvat cu ajutorul curbelor caracteristice.

Cazul răcirii uscate

Când schimbul este numai de căldură sensibilă, este de preferat să se utilizeze, ca și în cazul bateriilor de încălzire, coeficientul de eficacitate ϕ definit de relația:

$$\phi = \frac{\theta_2'' - \theta_2'}{\theta_1' - \theta_1''} = \frac{\Delta T}{\vartheta} = 1 - e^{-\frac{U \cdot a}{v \cdot \rho \cdot c}} \qquad (7.3.4)$$

în care:

v - viteza aerului [m/s];

a - suprafața exterioară specifică a bateriei [m²/m²];

θ_2' - temperatura de intrare a aerului în baterie [°C];

θ_2'' - temperatura de ieșire a aerului din baterie [°C];

$\Delta T = \theta_2'' - \theta_2'$ - răcirea aerului în baterie [K];

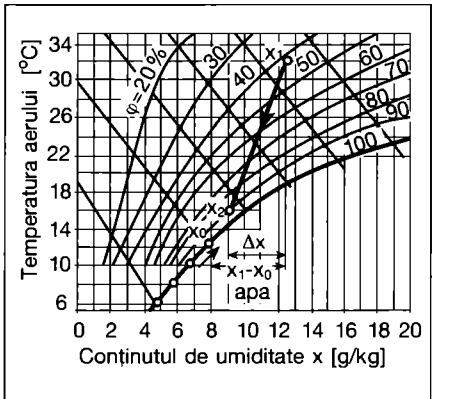


Fig. 7.3.1. Reprezentarea în diagrama psihrometrică, a schimbării stării aerului, la trecerea printr-o baterie de răcire, cu separarea vaporilor de apă, în funcție de numărul de rânduri. Bateria este alimentată cu apă rece 6/11°C.

U - coeficientul global de schimb de căldură [W/m²·K];
ρ - densitatea aerului [kg/m³];
c - căldura specifică masică a aerului [kJ/kg·K].

Pentru fiecare tip de baterie de răcire (tipul cu țevi cu aripioare) se poate construi o diagramă asemănătoare celei din fig. 7.2.8, utilizabilă atât pentru încălzirea cât și pentru răcirea aerului.

Cazul răcirii umede

Pentru determinarea coeficientului de eficacitate al răcirii ϕ se procedează, inițial, ca în cazul răcirii uscate. Apoi se determină coeficientul de eficacitate al uscării ϕ_x. Pentru aceasta se presupune că amestecul dintre aerul ce intră în baterie și aerul din stratul limită de la suprafața bateriei decurge similar modificării temperaturii și umidității. Conform notațiilor din fig. 7.3.2 se definește ϕ_x cu relația:

$$\phi_x = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_0} = \frac{\Delta x}{x_1 - x_0} \qquad (7.3.5)$$

x_1 - conținutul de umiditate al aerului la intrarea în baterie;
x_2 - conținutul de umiditate al aerului la ieșirea din baterie;

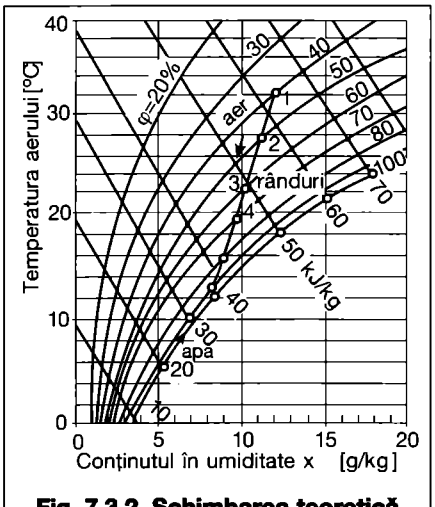


Fig. 7.3.2. Schimbarea teoretică de stare a aerului, supus răcirii și uscării, la trecerea printr-o baterie de răcire cu 6 rânduri de țevi .

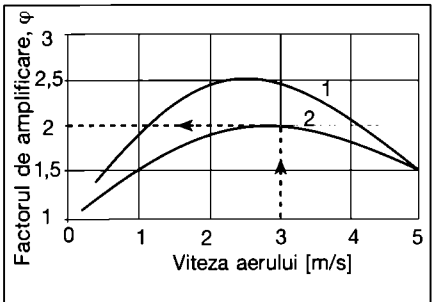


Fig. 7.3.3. Factorul de amplificare a pierderii de sarcină (φ) pe partea de aer într-o baterie umedă în raport cu o baterie uscată:
1 - 500 aripioare/m,
2 - 300 aripioare/m.

x_0 - conținutul de umiditate al aerului în stratul limită de la suprafața bateriei.

Cu o eroare foarte mică, se consideră, pentru bateriile de răcire utilizate frecvent în tehnica răcirii aerului, un randament al aripării $\eta_a = 0{,}85$; cu alte cuvinte, x_e este determinat pentru o temperatură superioară cu 0,15 față de temperatura medie a apei. În acest fel se poate determina ușor starea aerului la ieșirea din baterie.

În cazul răcirii umede, datorită condensării vaporilor de apă pe suprafața de răcire a bateriilor (între aripioarele bateriei), secțiunea de trecere a aerului se micșorează, iar viteza de circulație a aerului crește, deci pierderile de sarcină pe partea aerului vor fi mai mari decât în cazul răcirii uscate. Fig. 7.3.3 oferă valori pentru un coeficient de corecție φ al pierderii de sarcină în funcție de viteza de circulație (frontală) a aerului.

7.4. Filtre de aer

7.4.1. Probleme generale

Filtrele de aer sunt elemente ale instalațiilor de ventilare/climatizare având funcția de reținere a impurităților solide sau gazoase conținute în aerul atmosferic și recirculat, înaintea introducerii acestuia în încăperile supuse ventilării sau climatizării. Aceste impurități sunt formate din particule de origine minerală, vegetală sau animală cu dimensiuni cuprinse între 0,001 și 500 μm. Captarea particulelor solide sau lichide se poate face cu diferite metode fizice, iar particulele gazoase prin procedee chimice și/sau fizice. Concentrația în particule a aerului atmosferic nepoluat se situează între 0,05 și 3,0 mg/m³.

Puterea de reținere a particulelor de către un filtru este bazată pe diferite efecte fizice din care, mai importante

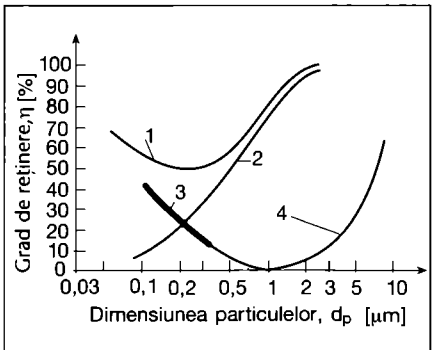


Fig. 7.4.1. Influența diferitelor mecanisme de reținere asupra puterii de reținere globală:
1 - efect rezultant; 2 - efect de interceptare directă; 3 - efect de difuzie; 4 - efect de inerție și cernere.

sunt cele de difuzie, inerție, interceptie și reținere directă. Cele trei efecte pot fi rezumate pe o diagramă de unde apare eficacitatea calitativă a mecanismului de reținere ca și efectul rezultant (fig. 7.4.1). De aici rezultă că particulele cel mai greu de reținut sunt cele cu diametrul de 0,23 μm (pentru diametrul fibrelor de 0,3 μm și viteza aerului prin materialul filtrant de 2 cm/s).

Eficacitatea mecanismului de reținere este în funcție de: diametrul fibrei, dimensiunea particulelor, viteza de mișcare și repartiția particulelor în amonte de materialul filtrant.

Reținerea este determinată de raportul:

$$\frac{\text{masa particulelor reținute}}{\text{masa particulelor incidente}}.$$

Măsurarea se efectuează plecând de la concentrația prafului în amonte de filtru și cea după filtru. Se poate defini gradul de reținere (pentru praf de testare) sau eficiența (pentru praf atmosferic):

$$\varepsilon = \frac{c_{am} - c_{av}}{c_{am}} \cdot 100\ [\%] \qquad (7.4.1)$$

în care:
c_{am} - concentrația particulelor din aer în amonte de filtru [mg/m³];
c_{av} - concentrația particulelor din aer în aval de filtru [mg/m³].

Această mărime ce caracterizează un filtru este, în general, variabilă și crește odată cu creșterea gradului de colmatare a filtrului (cu excepția filtrelor electrice).

Se poate defini permeabilitatea filtrului prin relația:

$$P = 1 - \varepsilon \qquad (7.4.2)$$

7.4.2. Mărimi caracteristice ale filtrelor

În documentele EUROVENT 4/5 și a EN 779, parametrii luați în considerare pentru caracterizarea eficacității unui filtru grosier sau fin sunt: debitul de aer, pierderea de sarcină inițială și finală, gradul mediu de reținere, eficacitatea medie la praful atmosferic. Filtrele se clasifică în 9 clase, conform tabelului 7.4.1.

Gradul de reținere și eficacitatea sunt mărimi care depind, aproape exclusiv, de mediul filtrant, pe când capacitatea de înmagazinare este influențată nu numai de mediul filtrant dar și de suprafața de filtrare. Pierderea de sarcină a unui filtru, pentru un debit dat, este în funcție de suprafața de filtrare, de dispunerea geometrică a materialului filtrant și de cantitatea de praf reținută și acumulată în filtru.

7.4.3. Pierderi de sarcină. Durata de colmatare

În starea inițială (filtru curat), pierderea de sarcină este aproximativ următoarea pentru diferite tipuri de filtre de praf [Pa]:

- grosiere: 30...50
- fine 50...150
- foarte fine și absolute 100...250

Cantitatea de praf reținută crește odată cu creșterea pierderii de sarcină. Valorile maxime ale pierderilor de sarcină pe care instalațiile le pot suporta și care sunt recomandate să nu fie depășite, sunt următoarele, pentru diferite tipuri de filtre de praf [Pa]:

- grosiere 200...300
- fine 300...500
- foarte fine și absolute 1000...1500

Durata de colmatare a unui filtru de praf ce filtrează un aer normal poluat este în funcție de durata de funcționare a instalației și tipul de filtru. Pentru o durată de funcționare de 8 h/zi, durata medie de funcționare până la curățire, pentru a nu se depăși pierderile de sarcină maxime admisibile, se recomandă a fi:

- 3...6 luni pentru filtre grosiere;
- 6...9 luni (cu prefiltru grosier) pentru filtre fine;
- până la 12...16 luni pentru filtre foarte fine și absolute (cu prefiltre grosiere și fine).

7.4.4. Tipuri constructive de filtre de aer

Se poate face o clasificare a filtrelor de aer având în vedere câteva criterii,

Tabelul 7.4.1. Caracteristicile și alegerea filtrelor de aer.

	PROCESE	TIPURI DE FILTRE	ACTUL NORMATIV	DENUMIREA FILTRULUI	EFICACITATE; TIP TESTARE	ACTUL NORMATIV	TESTARE	DENUMIREA FILTRULUI	GRAD DE RIȚINERE %	EFICACITATE %	VITEZA DE TRAVERSARE A MATERIALULUI FILTRANT	TIPUL MATERIALULUI FILTRANT
MICȘORAREA CONȚINUTULUI DE PRAF DIN AER. PARTICULE ≥ 5μm	PREFILTRAREA	FILTRE GROSIERE	EUROVENT 4/5	EU2 EU3 EU4	η=65...80 η=80...90 η=90...92	EN 779/2002	GRAVIMETRICĂ	G 2 G 3 G 4	≥ 65 ≥ 80 ≥ 90	- - -	2 m/s	Materiale grosiere sub formă de fibre de sticlă sau fibre sintetice
ÎNCĂPERI TERȚIARE ȘI INDUSTRIALE CU POLUARE NESPECIFICĂ / FILTRARE PREGĂTITOARE ÎNAINTEA FILTRELOR HEPA ȘI ULPA	TRATATREA AERULUI	FILTRE FINE	EUROVENT 4/5	EU5 EU6 EU7 EU8 EU9	η=92...95 η=95...98 η=98...99,3 η=99,3...99,5 η=99,5...99,9	EN 779/2002	OPACIMETRICĂ	F 5 F 6 F 7 F 8 F 9	- - - - -	≥ 40 ≥ 60 ≥ 80 ≥ 90 ≥ 95	5...15 cm/s	Pâsle de fibre din sticlă sub formă de saci. Hârtie pe bază de fibre din sticlă sub formă de hârtie plisată.
FILTRAREA TERMINALĂ DIN CAMERELE CURATE (ALBE) / CLASA ÎNCĂPERILOR DUPĂ STANDARDUL FEDERAL 209 E: 10.000 / 100...1.000 / 100.000 / 1...10	PROCESE DE FILTRARE PENTRU CAMERE CURATE (ALBE)	FILTRE ABSOLUTE - HEPA (HIGH EFFICIENCY PARTICULATE AIR)	EUROVENT 4/4	EU10 EU11 EU12 EU13 EU14	DOP, $d_{particule}$ = 0,3 μm η ≥ 95% η ≥ 99.9% η ≥ 99,97% η ≥ 99,99% η > 99,999%	EN 1822	MPPS (MOST PENETRATING PARTICLE SIZE)	H 10 H 11 H 12 H 13 H 14	- - - - -	≥ 85 ≥ 95 ≥ 99,5 ≥ 99,95 ≥ 99,995	< 3...4 cm/s	Fibre din sticlă extrem de fină sub formă plisată (suprață mare și viteză mică a aerului).
		FILTRE ABSOLUTE - ULPA (ULTRA LOW PENETRATION AIR)						H 15 H 16 H 17	- - -	≥ 99,9995 ≥ 99,99995 ≥ 99,999995		
MIROSURI ȘI POLUANȚI SPECIFICI			FILTRE CU CĂRBUNE ACTIV INDICELE DE ADSORBȚIE AL CĂRBUNELUI ACTIV ESTE PRECIZAT ÎN TABELUL 7.4.2.									

astfel după:

a - materialul filtrant, se deosebesc filtre: metalice; din țesătură; cu cărbune activ; cu baie de ulei; cu fibre elastice;

b - modul și locul de amplasare, filtrele sunt: verticale/orizontale; de canal; de perete; de plafon;

c - tipul de utilizare, filtrele sunt: de unică folosință; permanente (care se pot curăți);

d - mărimea particulelor filtrate (d_p - diametrul particulei), filtrele sunt:
- grosiere $100\ \mu m \le d_p$;
- normale $6\ \mu m \le d_p < 100\ \mu m$;
- fine $1\ \mu m \le d_p < 10\ \mu m$;
- foarte fine $0,1\ \mu m \le d_p < 1 \mu m$;
- absolute $d_p < 0,1...0,5\ \mu m$;

e - modul de funcționare filtrele sunt: statice, cu derulare, electrice, automate;

f - tipul constructiv, filtrele sunt: înclinate, cu tambur, cu derulare automată, cu saci.

Filtre metalice

Sunt de tipul cu celule sau cu plăci, realizate în întregime din metal. Mediul filtrant este realizat cu lână din oțel, împâslitură de fire metalice sau plăci metalice perforate și fixate într-un cadru metalic. Pentru a fi montate, una sau mai multe celule în paralel, în funcție de necesitățile instalației, celulele sunt umectate cu un ulei special, pentru mărirea eficacității. Curățirea filtrului se face prin imersarea celulelor într-o baie caldă cu soluție de sodă caustică (15%) sau detergenți.

Inconvenientul filtrelor metalice îl reprezintă curățirea lor care este o operație dificilă în sensul că nu se realizează o curățire completă. Sunt folosite rar în prezent.

Filtre cu fibre

Mediul filtrant, la acest tip de filtru, îl constituie țesăturile din fibre din sticlă, fibre sintetice, fibre naturale etc. Se prezintă sub formă de celule plane, mediul filtrant având o grosime de aproximativ 20...50 mm, plasat în interiorul unei rame sau între plăci perforate. La unele modele, materialul filtrant este pliat în zigzag pentru mărirea suprafeței de filtrare.

Tipul de filtru cu fibre, mai răspândit,

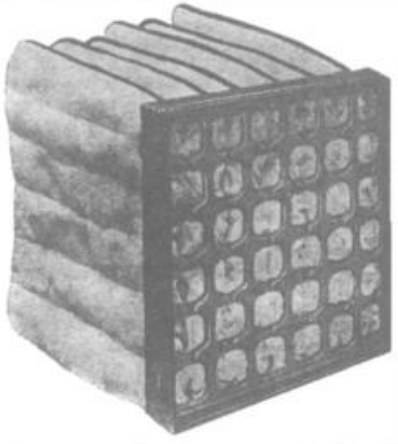


Fig. 7.4.2. Filtru cu saci cu țesătură din fibră din sticlă.

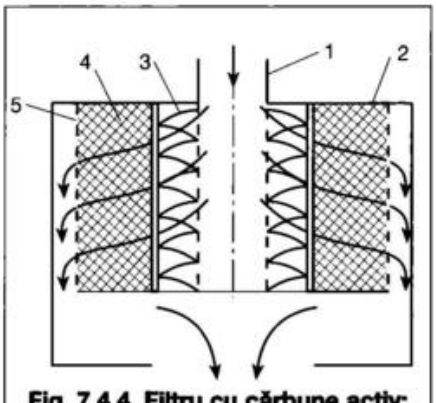


Fig. 7.4.4. Filtru cu cărbune activ:
1 - știft de racord;
2 - carcasă exterioară;
3 - prefiltru din hârtie;
4 - cărbune activ;
5 - carcasă perforată.

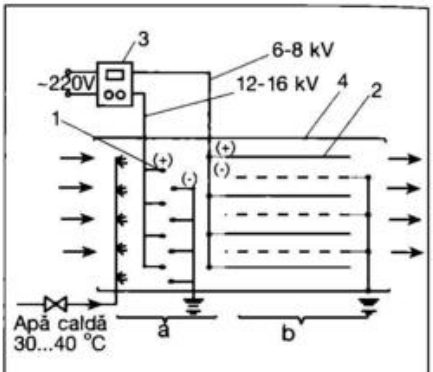


Fig. 7.4.5. Filtru electric:
a - zonă de ionizare; b - zonă de precipitare;
1 - bare de ionizare din wolfram; 2 - plăci din aluminiu; 3 - alimentare și redresare; 4 - carcasă metalică.

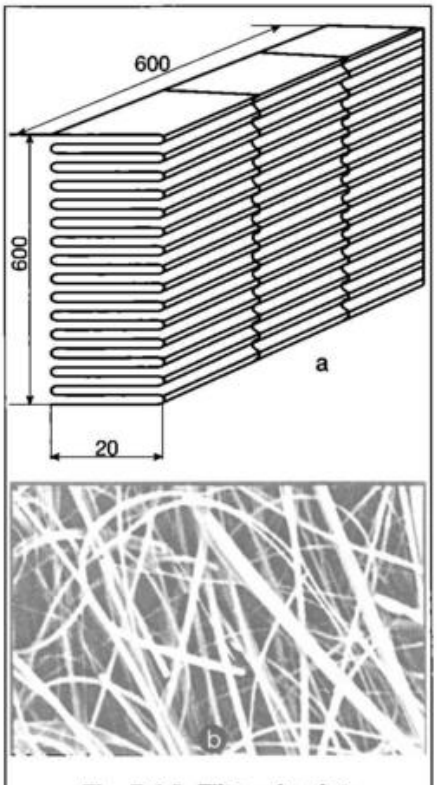


Fig. 7.4.3. Filtru absolut:
a - celulă filtrantă; b - material filtrant mărit de o mie de ori.

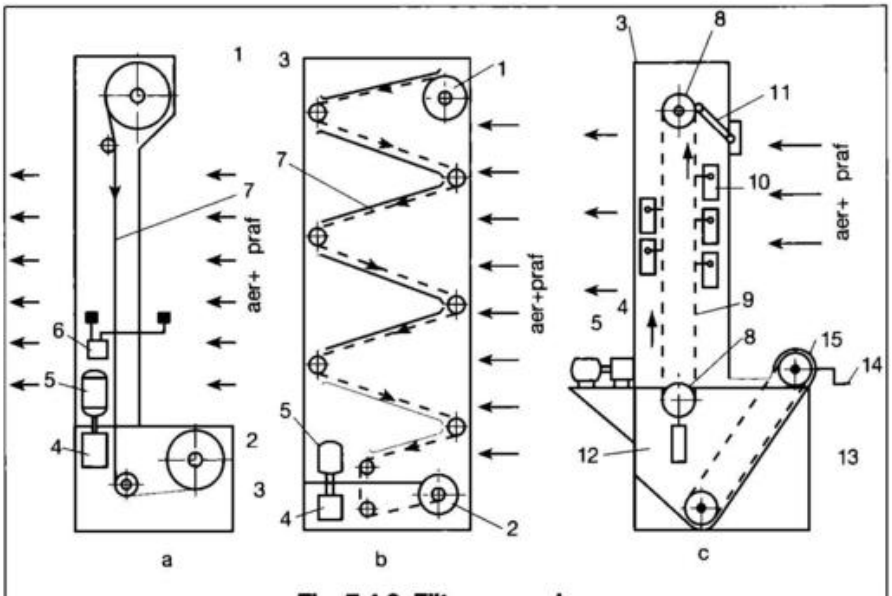


Fig. 7.4.6. Filtre mecanice:
a - filtru cu material uscat; b - filtru cu material uscat în V; c - filtru autocurățitor;
1 - tambur superior; 2 - tambur inferior; 3 - carcasă metalică; 4 - reductor; 5 - motor electric; 6 - manometru diferențial; 7 - material filtrant uscat; 8 - roți pentru lanț; 9 - lanț Gall; 10 - celule din tablă expandată; 11 - dispozitiv pentru dirijarea celulelor; 12 - baie de ulei; 13 - mecanism pentru scoaterea nămolului; 14 - manetă de antrenare; 15 - apărătoare.

este cel cu saci (buzunare) unde materialul filtrant este asamblat sub formă de săculeți (trei dimensiuni) așezați pe rame, cu dispozitive pentru ca aerul să nu gonfleze excesiv sacul și riscurile de rupere să fie înlăturate (fig. 7.4.2).

Raportul dintre suprafața de filtrare și suprafața frontală este cuprins între 20 și 25. Viteza aerului în filtru este de aproximativ 2,5 m/s, raportată la suprafața frontală și de aproximativ 0,1...0,02 m/s raportată la suprafața filtrantă. În general, filtrele cu saci nu sunt regenerabile, iar durata lor de funcționare este mai mare pentru că sunt protejate cu prefiltre.

Există anumite filtre cu fibre al căror material filtrant este format din fibre sintetice speciale, rigide, montate pe un cadru obișnuit, principalul lor avantaj fiind că se pot spăla ușor cu apă.

Printre filtrele cu fibre, un loc important îl ocupă filtrele foarte fine. Mediul filtrant este format dintr-o împâslitură de fibre foarte fine din sticlă, materiale sintetice, celuloză, metal sau fibre minerale și pliate în zigzag într-un cadru, distanța dintre pliuri fiind asigurată de niște distanțiere.

Acest tip de filtre constituie ultima treaptă de filtre pentru instalațiile ce necesită un mare grad de reținere. Ele sunt întotdeauna utilizate în laboratoare, săli de operație în spitale, încăperi din diferite sectoare industriale (electronică, farmacie), în instalații de

Tabelul 7.4.2. Indicele de adsorbție, η_A al cărbunelui activ pentru produse curente.

Denumire	Indice	Denumire	Indice	Denumire	Indice	Denumire	Indice
Abator (miros)	3	Butanol	4	Ecarisaj (miros)	4	Metiletilcetonă	4
Acetaldehida	2	Bucătării (miros)	3	Esență (benzină)	4	Metilglicol	4
Acetat de amil	4	Butenă	4	Etan	1	Metilmercaptan*	2
Acetat de etil	4	Butil celosolv	4	Etanol	3	Mirosuri corporale	4
Acetat izopropilic	4	Butilena	2	Eter	3	Monoclorobenzen	4
Acetat de butil	4	Camfor	4	Eteramilic	4	Monoxid de carbon	1
Acetat de celosolv	4	Canalizare* (miros)	3	Eterbutilic	4	Naftalină	4
Acetat de metil-celosolv	4	Cauciuc	3	Eterdicloroetilic	4	Nicotină	4
Acetat de metil	3	Carburanți	4	Eterizopropilic	4	Nitrobenzen	4
Acetat de propil	4	Celosolv	4	Etermetilic	3	Nitroetan	4
Acetat de vinil	1	Clor	3	Eterpropilic	4	Nitroglicerină	4
Acetonă	3	Cloretanol	4	Etilbenzen	4	Nitrometan	4
Acetilenă	1	Clorbenzen	4	Etilenă	1	Nitropropan	4
Acid acetic	4	Clorobutadienă	4	Etilmercaptan*	4	Nitrotoluen	4
Acid acrilic	4	Cloroform	4	Fenol	4	Octan	4
Acid bromhidric	2	Cloronitropropan	4	Fosgen	3	Octen	4
Acid butiric	4	Clorură de etil	3	Formaldehida	2	Oțet	4
Acid carbonic	1	Clorură de izopropil	4	Formiat de etil	3	Ozon	4
Acid clorhidric*	2	Clorură de butil	4	Formiat de metil	3	Oxid de etilenă	3
Acid cianhidric*	3	Clorură de metil	3	Freon 11	3	Pentan	3
Acid fluorhidric*	2	Clorură de metilenă	4	Freon 113	3	Pentenă	3
Acid formic*	3	Clorură de propil	4	Freon 12	3	Pentină	3
Acid iodhidric*	3	Clorură de vinil	4	Gaze corosive*	2	Percloretilenă	4
Acid lactic	4	Combustie (miros)	3	Gaze sulfuroase	2	Pesticide	4
Acid nitric	3	Compuși sulfuroși	4	Gaze toxice*	3	Pește (miros)	4
Acid fenic	4	Creozot	4	Grăsimi (miros)	4	Propan	2
Acid sulfuric	4	Ciclohexan	4	Gudron	4	Propanol	4
Acid uric	4	Ciclohexanol	4	Heptan	4	Propenă	2
Acroleină	3	Ciclohexanonă	4	Heptilenă	3	Propilmercaptan	4
Acrilat de etil	4	Ciclohexen	4	Hexan	3	Sânge (miros)	3
Acrilat de metil	4	Decapanți (produse)	4	Hexenă	3	Silicat de etil	4
Acrilonitril	4	Detergenți	4	Hexină	3	Solvenți diverși	3
Alcool (miros)	4	Dibrometan	4	Ulei de lubrifianți	4	Sulfat de dimetil	4
Alcool amilic	4	Dicloretileter	4	Hidrogen	1	Sulfură de carbon	3
Alcool izopropilic	4	Dicloretan	4	Hidrogensulfurat*	3	Terebentină	4
Alcool metilic	4	Dicloretilenă	4	Iod	4	Tetracloretan	4
Alcool propilic	4	Diclorbenzen	4	Iodoform	4	Tetracloretilenă	4
Aldehidă butilică	3	Dicloretan	4	Izopropan	4	Tetraclorură de carbon	4
Amine*	2	Dicloropropan	4	Kerosen	4	Tetrahidrofuran	4
Amoniac*	2	Dicloropentadiena	4	Kripton	4	Toluen	4
Anhidridă acetică	4	Diesel (gaze)	4	Mentol	4	Tricloretan	4
Anhidridă sulfurică*	3	Dietilamină	4	Mercaptan	4	Tricloretilena	4
Anhidridă sulfuroasă	2	Dietilcetonă	4	Mercur* (vapori)	2	Țigări (fum)	4
Anilină	4	Dimetilanilină	4	Metan	1	Uree	4
Arome alimentare	4	Dimetilsulfat	4	Metanol	3	Vapori	3
Antiseptice	4	Dioxan	4	Metilbutilcetonă	4	Vopsele și lacuri (vapori)	4
Asfalt (vapori)	4	Dioxid de azot*	2	Metilcelosolv	4	Xenon	4
Benzen	4	Dioxid de carbon	2	Metilcloroform	4	Xilenă	4
Brom	4	Dipropilcetonă	4	Metilciclohexanonă	4		
Bromură de etil	3	Epiclorhidrin	4	Metilciclohexanol	4		
Butadienă	3			Metilciclohexan	4		

* Compușii marcați sunt medii adsorbante în utilizarea cărbunilor impregnați

ventilare pentru centrale nucleare.

Pierderea de sarcină inițială este de aproximativ 250 Pa și crește odată cu gradul de colmatare atingând lent pierderea de sarcină maximă admisibilă de circa 1000...1500 Pa.

Filtre absolute

Sunt de foarte mare eficiență, capabile să rețină particule în suspensie cu dimensiuni mai mici de 0,5 μm, în particular bacterii, virusuri, aerosoli etc., și se utilizează acolo unde filtrele foarte fine nu sunt suficiente.

Mediul filtrant îl constituie împâsliturile din fibre de sticlă, de celuloză, hârtie sau amestecuri din acestea, montate în cadre rigide.

Raportul suprafețelor depășește 1: 50, viteza frontală este de 1,5 m/s, iar în mediul filtrant de aproximativ 2...2,5 cm/s. Aceste filtre nu sunt regenerabile (fig. 7.4.3). Sunt utilizate în instalații aferente unor încăperi industriale (camere albe), laboratoare, blocuri operatorii, centrale nucleare, săli de izotopi, industria farmaceutică, precedate de prefiltre pentru reținerea particulelor grosiere și fine. Pierderea de sarcină inițială este de aproximativ 200...250 Pa crescând lent până la 1000...1500 Pa.

Filtre cu cărbune activ (fig. 7.4.4)

Sunt utilizate pentru asigurarea eliminării prin adsorbție a impurităților din aer sub formă de gaze sau vapori. Printre aceste impurități se menționează mirosurile provenind de la bucătării, toalete, săli de reuniuni, gaze și vapori din anumite procese industriale ca și gaze radioactive. Eficacitatea unui astfel de filtru este în funcție de natura impurităților dar și de procesul de adsorbție fizică și/sau chimică.

Pentru a putea fi utilizat în instalații de ventilare, cărbunele activ se comercializează sub formă de celule sau cartușe.

Capacitatea de adsorbție poate fi definită prin relația:

$$\eta_A = \frac{m_A}{m_A + m_C} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (7.4.3)$$

în care:

m_A - masa substanței adsorbite [kg];

m_C - masa de cărbune activ [kg].

Capacitatea de înmagazinare se definește prin cantitatea de impurități (gaze, vapori, aerosoli) [kg] reținută de 1 kg cărbune activ, de un anumit sortiment, la trecerea unui curent de aer încărcat cu acel gaz. Valori orientative pentru capacitatea de înmagazinare posibilă a cărbunelui activ sunt, pentru unele gaze, indicate în tabelul 7.4.2.

Cele patru tipuri de indici de adsorbție au următoarea semnificație:

$\eta_A = 4$ - adsorbție foarte bună; capacitate de adsorbție (c_A) în% din greutatea cărbunelui activ, $c_A = 20...40$;

$\eta_A = 3$ - adsorbție bună, $c_A = 10...20$;

$\eta_A = 2$ - adsorbție mediocră, $c_A = 1...10$;

$\eta_A = 1$ - adsorbție practic nulă.

Trebuie căutată altă soluție.

Temperatura maximă a aerului ce trece prin masa de cărbune activ este de 35...40 °C.

Viteza de trecere a aerului prin stratul de cărbune activ este:

$$v = 2\frac{v_0}{\varepsilon} \qquad (7.4.4)$$

în care:

v_0 - viteza aerului raportată la secțiunea frontală a filtrului cu cărbune activ [m/s]; se recomandă să fie cuprinsă între 1 și 3 m/s;

ε - coeficientul de porozitate (pentru cărbune activ, $\varepsilon = 0,4$).

Durata de contact între aer și cărbune activ τ este în funcție de grosimea stratului de cărbune activ și se determină cu relația:

$$\tau = \frac{d}{v} \quad [s] \qquad (7.4.5)$$

unde:

d - grosimea stratului de cărbune activ [m];

v - viteza curentului de aer în strat [m/s].

În funcție de situațiile de exploatare, durata de contact nu poate fi mai mică de 0,08...0,1 s. Pierderea de sarcină printr-un strat granular din cărbune activ este cuprinsă, în medie, între 10 și 100 Pa și se poate determina cu relația lui Ergun:

$$\frac{\Delta p}{\delta} = 150\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\eta \cdot v}{d^2} + 1,75\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho v^2}{d} \quad [Pa/m] \qquad (7.4.6)$$

în care:

Δp - pierderea de sarcină [Pa];

ε - porozitatea stratului granular;

v - viteza curentului de aer în strat [m/s];

η - viscozitatea dinamică [N·s/m²];

ρ - densitatea curentului de gaz [kg/m³];

d - diametrul echivalent al granulelor [m];

În toate cazurile de utilizare a cărbunelui activ ca mediu filtrant, acesta este precedat de prefiltre pentru reținerea particulelor grosiere și fine (fig. 7.4.7).

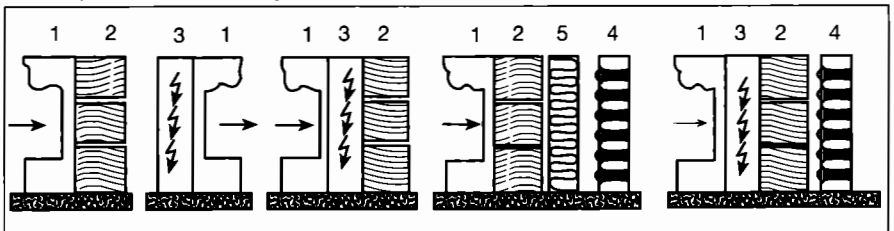


Fig. 7.4.7. Înserierea filtrelor:
1 - filtru cu derulare automată; 2 -filtru cu saci; 3 - filtru electric;
4 - filtru cu cărbune activ - 5 - filtru absolut.

Filtre electrice

Reprezintă o categorie de filtre care acoperă un domeniu mare din punctul de vedere al dimensiunilor particulelor ($d_p = 0,01...10$ μm). Filtrul electric este alcătuit dintr-o treaptă de ionizare compusă din electrozi din wolfram, încărcați pozitiv și care încarcă electric particulele de praf care sunt apoi reținute în treapta a doua (de precipitare) formată din plăci din aluminiu (fig. 7.4.5) acoperite uneori cu o pastă adezivă (§ 7.5.3.3) sau cu un material filtrant uscat.

Prezintă avantajul că, în timpul exploatării, nu-și modifică decât în foarte mică măsură pierderea de sarcină. Curățirea se face periodic cu un jet de apă caldă de 30...40 °C după ce, în prealabil, a fost scos de sub tensiune. Se poate prevedea un dispozitiv automat de spălare prin pulverizare de ulei și apă.

Celulele filtrante sunt fabricate, de regulă, în dimensiuni de 600 x 300 mm ceea ce permite realizarea de unități în mărimi variabile.

Gradul de desprăfuire și eficiența sunt ridicate, chiar și pentru particule sub 0,1 μm (fum de țigară, ceață, polen, bacterii). Limita maximă pentru particule reținute este de 10 μm. Pierderea de sarcină este mică, între 40 și 60 Pa, rămânând, practic, constantă. Filtrul este alimentat la o tensiune de 220 V prin intermediul unei stații de redresare care leagă treapta (zona) de ionizare la o tensiune mare, între 12 și 16 kV și la 6...8 kV treapta (zona) de precipitare. Intensitatea curentului unei celule standard este de 2 la 5 mA pentru o putere absorbită de 24...80 W (50...100 W pentru 10.000 m³/h aer), iar viteza frontală se alege între 1 și 3 m/s.

Principalul inconvenient îl constituie încă prețul ridicat față de alte tipuri de filtre. În instalații, trebuie precedat de 1...2 prefiltre.

Filtre mecanice (fig. 7.4.6)

Filtru mecanic de aer cu material filtrant uscat (fig. 7.4.6 a)

Filtrarea se realizează prin reținerea prafului din aer în porii materialului filtrant. Se execută în două variante de bază: cu acționare prin motor electric sau antrenat (primește mișcarea de la un filtru cu acționare). Însumează 15 tipodimensiuni, prin combinarea a 3 lățimi (1240...1840 mm) și înălțimi

(2555...5215 mm) cu suprafețe de filtrare de la 2 la 7,48 m^2. În vederea obținerii unor suprafețe de filtrare mari, filtrele cu acționare se pot cupla cu încă 1...3 filtre. Filtrele se montează în perete sau racordate la tubulatură, în poziție verticală.

Caracteristici tehnice (orientative):
- debit de aer la viteza de 1,5 m/s 10.800...40.400 m^3/h;
- pierderea de sarcină inițială 105 Pa;
- pierderea de sarcină finală 225 Pa;
- grad de reținere cu praf SIKRON tip A 84%;
- viteza aerului max 1,5 m/s;
- suprafața de filtrare 2,0...7,48 m^2;
- motor electric tip FA 63 Ls4 0,3 kW cu 1360 rot/min;
- viteza de deplasare a materialului filtrant 0,38...3,3 cm/s.

Filtru mecanic autocurățitor (fig. 7.4.6 c)

Filtrarea se produce la trecerea aerului prin celulele filtrante prin reținerea particulelor de praf în interstițiile materialului filtrant umezit cu ulei. Celulele filtrante se deplasează în jos, în zona de filtrare din fața filtrului, timp în care se reține cea mai mare parte a prafului conținut în aerul care se filtrează, după care urcă pe ramura ascendentă, când se mai reține o parte din praful care trece de prima filtrare, intrând în bazinul de ulei, unde materialul filtrant se curăță și se umezește. Pentru mărirea suprafeței de filtrare se pot cupla mai multe filtre între ele, unul cu acționare iar restul (cel mult 4 vor fi fără acționare) cuplate cu primul. Cuplarea se face la axul principal de antrenare și la axul agitatorului. Evacuarea nămolului din bazin se face individual pentru fiecare filtru.

Caracteristici tehnice (orientative):
- debit de aer la viteza de 2,5 m/s 18.000...62.500 m^3/h;
- viteza aerului max 2,5 m/s;
- pierderea de sarcină 120-580 Pa;
- grad de reținere (praf SIKRON) 60%;
- viteza de deplasare celule 35, 45, 56 mm/h;
- suprafața de filtrare 2....6,9 m^2.

7.4.5. Înserierea filtrelor

Este vorba de combinații de diferite modele, prezentate anterior și dispuse de așa manieră încât să se obțină o eficiență optimă ca și o capacitate de înmagazinare și o durată de serviciu maximă (fig. 7.4.7) În practică, posibilitățile de combinare fiind multe, nu vom menționa decât câteva.

Exemple:
- centrale și aparate de ventilare/climatizare obișnuite: combinații de filtre grosiere și filtre fine;
- centrale și aparate de ventilare/climatizare pentru asigurarea unui grad de puritate ridicat (spitale, camere albe etc.), combinații de filtre grosiere, filtre fine și ultra fine. Acestea din urmă (filtre absolute) se amplasează cel mai adesea în încăperi, înainte de dispozitivul de refulare;
- centrale de climatizare pentru aeroporturi, combinații de filtre de praf grosiere, filtre fine și filtre cu cărbune activ. Etajul de filtrare, fin, este alcătuit din electrofiltre sau filtre cu fibre (filtre cu saci, sau filtru cu derulare automată neregenerabil); etajul de filtrare cu cărbune activ este necesar eliminării gazelor și mirosurilor provenite de la reactoarele avioanelor;
- centrale de ventilare (introducere și evacuare) la centralele nucleare: aerul introdus trece prin filtre de praf grosiere urmate de filtre fine, în timp ce aerul evacuat, provenind din zone contaminate, va trece, mai întâi, printr-un filtru absolut, impregnat cu cărbune activ apoi printr-un filtru absolut obișnuit.

O astfel de combinație permite să se considere că aerul evacuat dintr-o centrală nucleară va fi, din toate punctele de vedere, mai pur decât aerul introdus, atât în ceea ce privește numărul de particule cât și radioactivitatea (radioactivitatea naturală în aerul atmosferic este de aprox. 100 de ori mai mare decât cea din aerul ce provine dintr-o centrală nucleară cu funcționare normală).

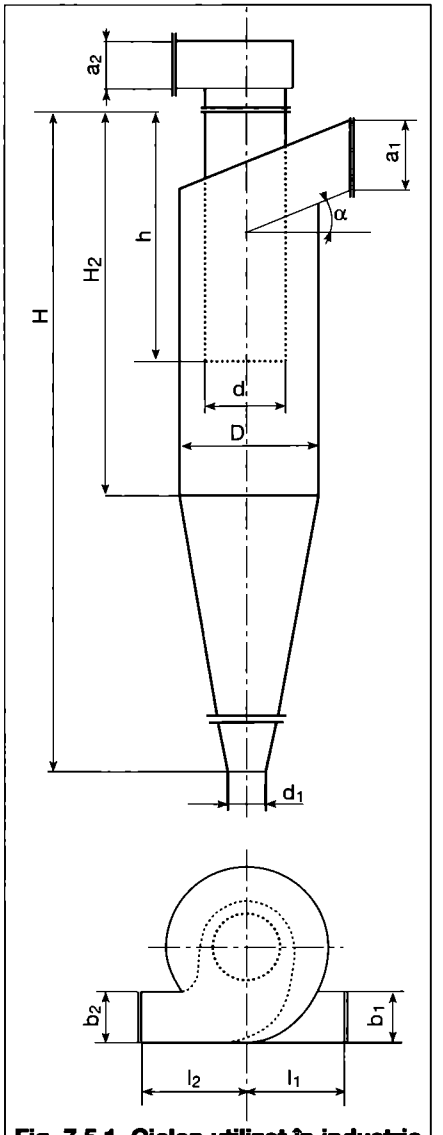


Fig. 7.5.1. Ciclon utilizat în industria materialelor de construcții și industria lemnului:
Dimensiuni relative: d = 0,6 D; d_1 = 0,4 D; a_1 = 0,48 D; a_2 = 0,66 D; b_1, b_2 = 0,26 D; H_2 = 2,08 D; H = 4,38 D, h = 1,56 D; l_1,l_2 = 0,6 D.

7.4.6. Filtre diverse

În numeroase aplicații particulare sunt necesare anumite categorii de filtre. Construcția și modul lor de acțiune sunt adoptate necesităților. Printre acestea se pot cita filtrele:
- de praf destinate epurării aerului de combustie la automobile;
- uscate pentru aspiratoarele menajere;
- regenerabile pentru turbine cu gaz;
- pentru măști respiratorii etc.

Se mai pot cita filtre specializate:

- *Filtrele de grăsimi* utilizate în instalațiile de ventilare aferente bucătăriilor pentru reținerea vaporilor grași și de la fierberea alimentelor evitând astfel colmatarea (ancrasarea) canalelor și ventilatoarelor de extracție. Ele sunt realizate prin aceleași principii ca și filtrele de praf. Materialul filtrant este realizat din plăci metalice, fibre sintetice

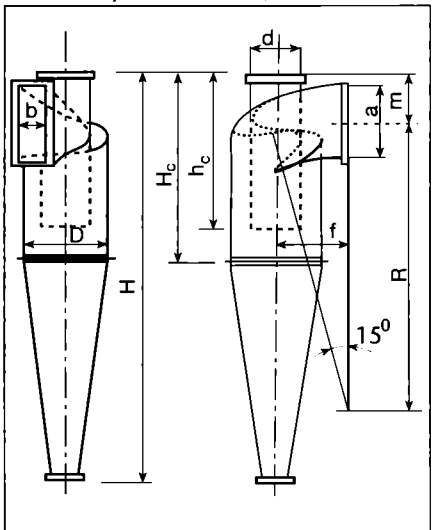


Fig. 7.5.2. Ciclon utilizat în industria de prelucrare a metalelor:
Dimensiuni relative: H = 5,5 D; H_c = 2,5 D; h_c = 2,03 D; d = 0,6D; a = 0,8 D; b = 0,2 D; f = 0,8 D; m = 0,57 D; R = 3,18 D;

Diametrul ciclonului,D [mm]	300	400	600	800	1000
Grosimea tablei [mm]	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0

etc. Curățirea materialului filtrant se face prin spălare cu apă acidă și detergenți. Pentru eliminarea totală a mirosurilor se folosește un filtru cu cărbune activ precedat de un filtru fin.

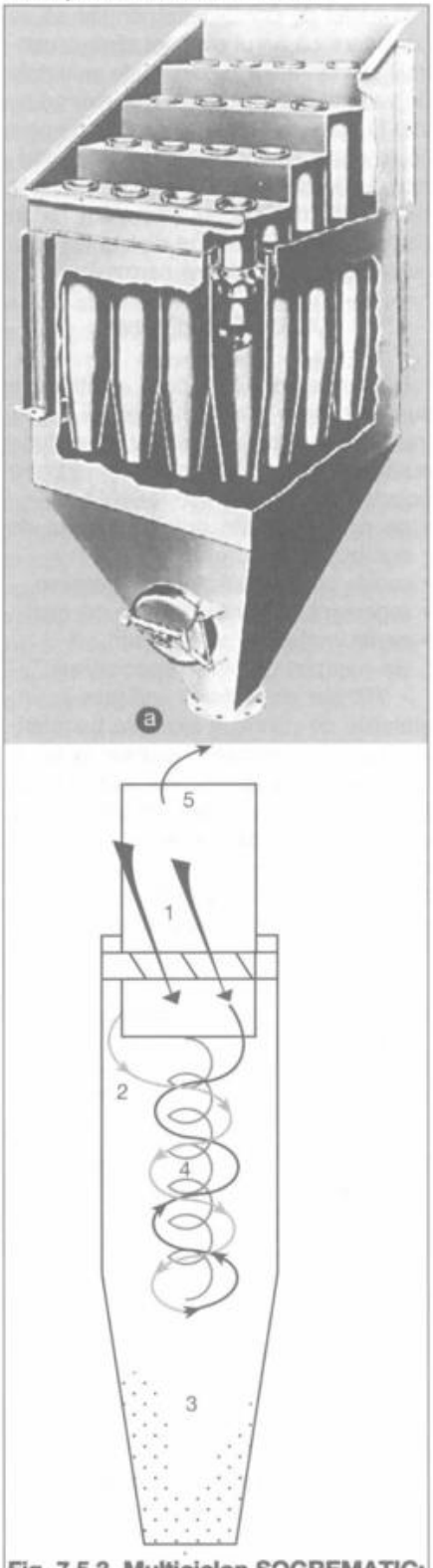


Fig. 7.5.3. Multiciclon SOGREMATIC:
a - ansamblu;
b - detaliul unui miniciclon;
1 - intrare aer prin dispozitiv de ghidare; 2 - mișcare interioară elicoidală; 3 - depunerea prafului; 4 - curentul central ascendent; 5 - ieșire.

- *Separatoarele pentru ceață* acidă destinate eliminării vaporilor de acid sulfuric din aerul aspirat din încăperile de acumulatoare, formate din plăci din plumb perforate pe care aerosolii de acid sulfuric se depun prin efect de șoc.

O metodă de neutralizare a mirosurilor constă în vaporizarea uleiurilor esențiale sau echivalente.

7.5. Separatoare de praf

7.5.1. Clasificări și caracteristici tehnice

În instalațiile de desprăfuire, separatoarele de praf au, în principal, rolul de a proteja atmosfera exterioară contra poluării și de a reține praful valoros (făină, zahăr, praf de lapte, ciment etc.). Pentru a preveni creșterea poluării atmosferei, eficiența medie a aparatelor de epurare a aerului ar trebui să crească la 96% în anul 2015, sarcină deosebit de dificilă atât din punct de vedere tehnic cât și economic.

În transportul pneumatic, separarea se face la locul de destinație a materialului, pentru a fi depozitat, încărcat sau utilizat.

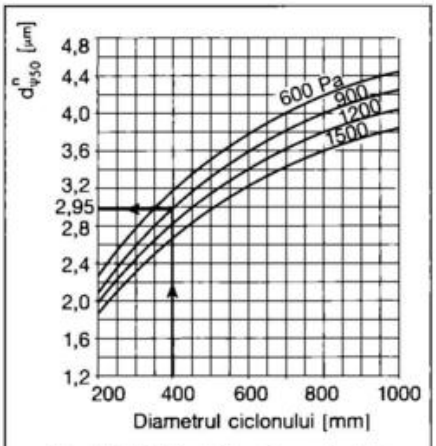


Fig. 7.5.4. Variația diametrului particulei reținute în proporție de 50%, cu diametrul ciclonului (pentru ciclonul din fig. 7.5.1).

După modul de funcționare, separatoarele se clasifică în: uscate și umede.

Separatoarele uscate, în funcție de fenomenele dominante ce acționează asupra materialului sunt:

- de depunere - separarea se face sub acțiunea forței de greutate; ex.: camere de depunere;
- inerțiale - separarea se datorește inerției particulelor care, având masă mai mare decât a aerului, nu pot ocoli obstacolele, șicanele etc., se lovesc de acestea și cad la partea inferioară; ex.: camere cu șicane, separatoare cu inele conice;
- centrifugale - forța care acționează este, în principal, forța centrifugă, care proiectează particulele pe suprafața laterală a separatorului; ex.: cicloane, multicicloane;
- filtre care rețin praful ca urmare a acțiunii unui ansamblu de fenomene (fig. 7.4.1) care se manifestă diferențiat în funcție de dimensiunea particulelor și de structura materialului filtrant; astfel acționează difuzia, inerția, efectul de sită, adeziunea etc. O categorie deosebită o constituie filtrele electrice în care reținerea are loc ca urmare a forțelor electrostatice.

Separatoarele umede, pe lângă acțiunea uneia sau mai multor forțe, se manifestă tensiunea superficială a peliculelor, spumelor și picăturilor, iar datorită umectării, se modifică o serie de proprietăți (aderență, tendință de aglomerare, încărcare electrostatică etc.). Suprapunerea acestor efecte conduce la performanțe superioare ale separatoarelor umede: creșterea eficienței de separare și micșorarea diametrului minim al particulelor reținute. Separatoarele umede au însă costuri mai mari de exploatare datorită gospodăririi noroiului rezultat.

Tipurile de separatoare umede mai des întâlnite sunt: scrubere cu autopulverizare, scrubere venturi, multicicloane umede, filtre umede.

Eficiența separatoarelor (gradul de separare) reprezintă raportul dintre masa materialului reținut (M) și masa de

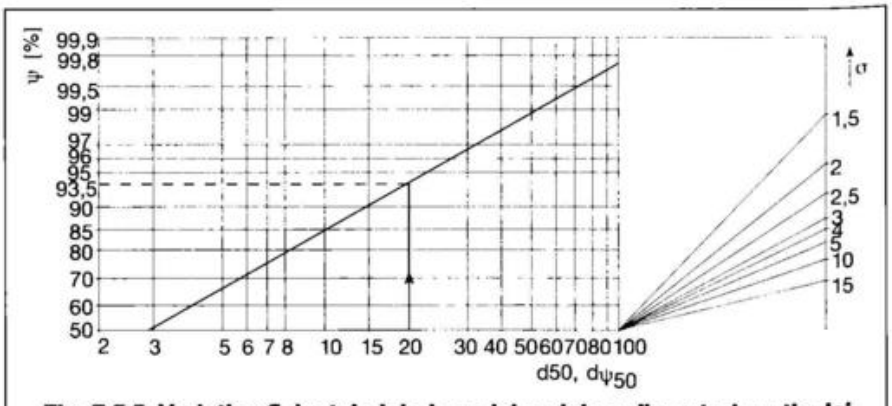


Fig. 7.5.5. Variația eficienței globale a ciclonului cu diametrul particulei reținute în proporție de 50%.

material intrat (M_0) în separator în același interval de timp:

$$\psi = (M/M_0) \cdot 100 = ((c_o - c_f)/c_o) \cdot 100 \ [\%] \quad (7.5.1)$$

unde:

c_o, c_f - este concentrația de material la intrare, respectiv la ieșire din separator [g/kg].

Eficiența depinde, în primul rând, de tipul separatorului, de dimensiunile lui geometrice, de caracteristicile prafului și ale amestecului la intrare (viteză, temperatură, concentrație, compoziție granulometrică, umiditate etc.).

Eficiența separării crește considerabil prin înserierea aparatelor de același tip sau de tipuri diferite (separare în două trepte), dar cresc costurile de investiții și exploatare.

Pierderea de sarcină este o caracteristică importantă a separatoarelor; este necesar să se cunoască atât valoarea cât și variația ei în timp.

Pierderea mare de sarcină conduce la creșterea cheltuielilor de exploatare. Datorită variației în timp a acesteia (ex. la filtre), apare necesitatea curățirii periodice, ceea ce crește atât costul de exploatare cât și investiția deoarece trebuie prevăzute unități suplimentare pentru asigurarea continuității procesului tehnologic.

7.5.2. Alegerea separatoarelor de praf

Diversitatea mare a tipurilor constructive și implicațiile tehnice și economice importante fac ca operația de alegere să fie dificilă. În tabelul 7.5.1 (anexa 7.1) sunt prezentate, sintetic, recomandările existente în literatura de specialitate pentru utilizarea eficientă a separatoarelor de praf în diferite procese tehnologice. Se menționează că în cadrul fiecărei clase de aparate există mari diferențe în funcționare legate de geometria proprie, de prevederea unor elemente suplimentare cu diverse funcțiuni, astfel încât indicațiile de alegere trebuie considerate doar orientative.

Tabelul 7.5.3. Pierderea de sarcină pentru ciclonul din fig. 7.5.2 (date măsurate de ICSPM).

D [mm]	montaj	ξ
300	în baterie	5,02
400	individual	4,41
600	individual	6,54

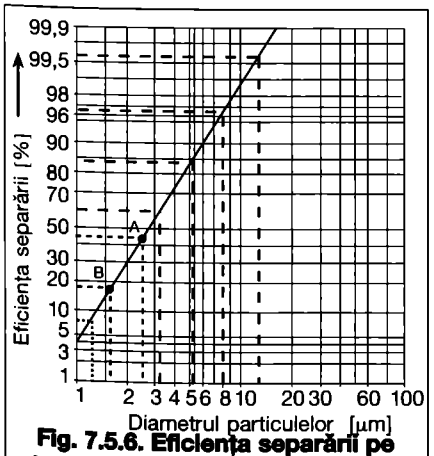


Fig. 7.5.6. Eficiența separării pe intervale granulometrice (pentru ciclonul din fig. 7.5.1).

7.5.3. Tipuri constructive de separatoare de praf

7.5.3.1 Cicloane

Sunt separatoare cu o construcție simplă, o exploatare ușoară și cu debite specifice mari. Se alimentează tangențial, la partea superioară. În interior se formează o mișcare de rotație care coboară în spațiul inelar dintre cilindrul exterior și tubul central de evacuare, apoi în partea conică și continuă apoi în sus, în tubul central, prin care iese aerul curat. La baza mișcării stă formarea unei curgeri cu circulație de tip special.

Există o legătură, dovedită experimental, între forma geometrică și eficiență. Nu există criterii pentru adoptarea formei optime, ceea ce explică marea diversitate a soluțiilor constructive. În fig. 7.5.1, 7.5.2, și 7.5.3 sunt date caracteristicile constructive și tehnice ale unor cicloane utilizate în diferite procese tehnologice.

Creșterea eficienței cu scăderea diametrului a condus la realizarea unor minicicloane asamblate în baterii, denumite multicicloane (fig. 7.5.3).

O caracterizare completă a eficienței separării se poate face pe baza datelor experimentale și cuprinde:

- eficiența globală a ciclonului;
- eficiența pe intervale granulometrice;
- compoziția granulometrică a prafului ce nu a fost reținut.

Datele necesare referitoare la condițiile de separare sunt:

- tipul și diametrul ciclonului;
- viteza v_o sau pierderea de sarcină în ciclon Δp;
- temperatura aerului;
- densitatea prafului;
- compoziția granulometrică a prafului la intrare în ciclon, inclusiv diametrele d_{50}, $d_{15,9}$ și dispersia σ;
- diametrul particulei reținute în proporție de 50% $d^n_{\psi 50}$, stabilit experimental.

Diametrul nominal $d^n_{\psi 50}$ se determină pentru un tip de ciclon cu diametrul D^n, folosind un praf de testare cu dispersie mică, cu densitate ρ^n_m. Determinarea se face pentru o viteză a aerului v^n_0 și o temperatură la care corespunde viscozitatea dinamică μ^n_a.

În condiții reale de funcționare, diametrul $d_{\psi 50}$ se calculează cu relația:

$$d_{\vartheta 50} = d^n_{\vartheta 50} \left(\frac{D}{D^n} \cdot \frac{\rho^n_m}{\rho_m} \cdot \frac{\mu_a}{\mu^n_a} \cdot \frac{v^n_0}{v_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7.5.2).$$

Pentru exemplificare, în fig. 7.5.4 se dă diametrul $d^n_{\psi 50}$ în funcție de diametrul ciclonului D^n și de pierderea de sarcină Δp (deci indirect în funcție de v^n_0) pentru un ciclon de tipul celui din fig. 7.5.1, la temperatura $\theta = 20$°C ($\mu^n_a = 18{,}3 \cdot 10^{-6}$ kg/m·s), testat cu praf de cuarț, $\rho^n_m = 2650$ kg/m^3.

Eficiența globală ψ a ciclonului va fi ordonata corespunzătoare diametrului d_{50} al prafului ce intră în ciclon.

Eficiența pe intervale granulometrice se determină grafic printr-o dreaptă (reprezentată în coordonate log-normale) care trece prin punctele de coordonate: $d_{\psi 50}$ = 50% și deci ψ = 15,9%.

Diametrul corespunzător particulei

Tabelul 7.5.2. Eficiența ψ a cicloanelor (tip fig. 7.5.2. după date experimentale).

D [mm]	Montaj	Tipul prafului	Concentr. prafului [g/m^3]	ψ [%]	v [m/s]
300	baterie	sablare	1...2	99...99,5	14...24
			2...3,5	98	<20
			...	99	>20
		turnătorie	1...2	98	14...24
			2...3,5	99	14...24
		ciment	2...5	95...96	14...24
400	baterie	sablare	4...11	98...99	>19
			12...28	97...98	14...24
		turnătorie	1...5	95...96	>17
600	individual	turnătorie	1...4	96...97,5	14...19
		sablare	15...22	96	>16

v_0 ... viteza în secțiunea de intrare a aerului

Tabelul 7.5.4. Date referitoare la exemplul de calcul 1.

Diametrul (interval i) [μm]	0...5	5...10	10...20	20...40	40...60	> 60
f	10	16	24	22	12	16
d_m	2,5	7,5	15	30	50	-
ψ_i	43,2	95,5	99,6	100	100	100
f'_i	87,4	11,1	1,5	0	0	0

Tabelul 7.5.5. Caracteristicile materialelor filtrante.

Natura fibrelor	Rezistență la temperatură: Căldură uscată [°C] Funct. continuă	Căldură uscată [°C] La vârf	Căldură umedă [°C]	Rezistență la coroziune: FB - foarte bună; B - bună; A_c - acceptabilă; P - proastă: Acizi Slabi	Acizi Tari	Alcali Slabe	Alcali Tari	Oxidanți	Solvenți organici	Rezistență la abraziune	Inflamabilitate: Indice de O_2 [%]	Inflamabilitate: Întreținerea arderii	Densitate [g/cm³]	Rezistență la tracțiune la θ=21°C și φ=65%	Alungire la rupere la θ=21°C și φ=65%	Absorbție umiditate la θ=21°C și φ=65%
Bumbac	85	100	60	P	P	B	A_c	P	B	A_c	18,4	da	1,54	1,7...4,0	6...13	7...8,5
Lână	95	120	70	B	P	P	P	-	B	-	25,2	nu	1,32	1,0...1,7	25...40	13...18
Poliamide 6 și 66 (nailon)	95	120	70	P	P	B;FB	A_c	P	B(excepție fenol)	FB	20,1	da	1,14	5,0...7,0	15...30	3,5...4,5
Poliamide aromatice	200...220	230...250	hidroliză	P	P	B;FB	B;FB	B	B (excepție fenol)	B;FB	28,1	nu	1,38	5,5	17	4,5-5
Poliester	130...150	160...170	hidroliză	B	B	A_c	P	B	B (excepție fenol)	FB	22	da	1,38	3,5...7	15...30	0,4
Polipropilenă	90...100	120	90...100	B	B (fără NHO_3)	B	B	B	B la temp. scăzută	B	17,4	da	0,91	5...6,5	15...25	0,05...0,1
Poliacrilnitril	120...140	150	120...140	B	B	A_c	P	B	B	B;A_c	18,4	da	1,17	2,5...3,3	15...20	1...2
Policrorură de vinil	60...70	70...90	60...70	FB	FB	B	B	B	A_c fără cetone, fenol, benzol	A_c	40...50	nu	1,37	1-3	12-25	0,06
Politetrafluoro-etilenă (teflon)	220...290	240	-	FB	FB	FB	FB	B	B	P	95	nu	2,30	1,7	13	0
Fibre din sticlă	260...290	340	-	B fără acid fluorhidric și fosforic		P	P	FB	B	P	-	nu	2,54	10...20	2...2,5	0...0,3 adsorbție
Fibre din oțel inoxidabil	500	600	500	variabil în funcție de acizi		B	B		B	-	-	-	7,9	2,7...4,5	1-2	0
Polisulfură de fenilenă (Ryton)	190	220	-	FB	FB fără acid azotic fosforic	FB	FB	P	B	-	34	nu	1,37	3...3,5	25...35	0,6

reținute în proporție de 15,9% $d^n_{\psi 15,9}$ este:

$$d_{\psi 15,9} = d_{\psi 50} / 1,8 \qquad (7.5.3.)$$

Eficiența pentru un interval granulometric rezultă din grafic, corespunzătoare diametrului mediu al intervalului respectiv (fig. 7.5.6).

Compoziția granulometrică a prafului ce nu este reținut de ciclon rezultă din calculul fracțiunilor masice pe fiecare interval de granulometrie:

$$f'_i = f_i \cdot (100 - \psi_i) \cdot (100 - \psi) \qquad (7.5.4)$$

unde:

f'_i, f_i - fracțiunea masică a prafului ce iese din ciclon, respectiv, a prafului ce intră în ciclon, corespunzător unui anumit interval de granulometrie i;

ψ_i - eficiența corespunzătoare diametrului mediu al particulei din intervalul granulometric considerat;

ψ - eficiența globală a ciclonului.

Din modul de exprimare a compoziției granulometrice, rezultă că pentru toate intervalele considerate, $\Sigma f'_i = 100$.

Compoziția granulometrică a prafului ce scapă din ciclon prezintă importanță atât pentru calculele de poluare cât și pentru alegerea separatoarelor înseriate în aval de ciclon, dacă se impun condiții severe la evacuarea, în exterior, a prafului.

În tabelul 7.5.2 este dată eficiența ciclonului din fig. 7.5.2 pentru diferite tipuri de praf. În tabelul 7.5.3 este dat coeficientul de rezistență locală pentru același tip de ciclon.

Exemplul de calcul 1

Un ciclon, de tipul celui din fig 7.5.1, cu diametrul $D = 400$ mm și pierderea de sarcină $\Delta p = 1000$ Pa separă praf mineral cu densitatea $\rho_m = 3200$ kg/m³.

Praful ce intră în ciclon are:

d_{50} = 20 μm,

$d_{15,9}$ = 6,6 μm și

σ = 3.

Temperatura aerului la intrare în ciclon este:

$\theta = 80$ °C.

Se cere să se determine:

- eficiența globală a ciclonului;
- eficiența pe intervale granulometrice;
- compoziția granulometrică a prafului ce iese din ciclon.

Rezolvare:

Din diagrama indicată în fig. 7.5.4, rezultă, pentru:

$D = 400$ mm și $\Delta p = 1000$ Pa,

diametrul particulei reținute în proporție de 50% în condiții nominale și anume $d^n_{\psi 50} = 2,95$ μm.

Se corectează această valoare conform relației 7.5.2 pentru $\mu_a = 21 \cdot 10^{-6}$ kg/m·s (la $\theta = 80$ °C) și ρ_m = 3200 kg/m³. Deoarece valoarea $d^n_{\psi 50}$ s-a citit pentru diametrul D dat și pentru Δp care corespunde vitezei aerului v_o în condițiile de funcționare, raportul $D/D^n = 1$ și $v^n_o / v_o = 1$, rezultă:

$d^n_{\psi 50} = 2{,}95 \cdot [2650/3200 \cdot (21 \cdot 10^{-6})/ / (18{,}8 \cdot 10^{-6})]^{1/2} = 2{,}88$ μm

În coordonate log-normale se duce, prin punctul de coordonate $d_{\psi 50}$, $\psi = 50\%$, o dreaptă paralelă cu $\sigma = 3$. Pe această dreaptă se citește, corespunzător valorii $d_{50} = 20$ μm, eficiența globală $\psi = 93{,}5$ % (fig. 7.5.5).

Pentru a găsi eficiența pe intervale granulometrice, se calculează diametrul particulei reținute în proporție de 15,9%, folosind relația 7.5.3.

$d_{\psi 15{,}9} = 2{,}88/1{,}8 = 1{,}6$ μm

În coordonate log-normale, se duce dreapta ce trece prin punctele:

A ($d_{\psi 50}$, $\psi = 50$ %) și

B ($d_{\psi 15{,}9}$, $\psi = 15{,}9$ %) (fig. 7.5.6).

Se citesc, pe această dreaptă, valorile eficienței ψ_i, corespunzătoare diametrului mediu d_{mi} din fiecare interval de granulometrie (tab. 7.5.4).

Folosind relația 7.5.4 se calculează fracțiunea masică a prafului ce nu a fost reținut în ciclon pentru fiecare interval de granulometrie. Rezultă următoarea compoziție granulometrică: 87,4% din masa prafului are particule cu $d<5$ μm, 11,1% particule cu $5 \le d \le 10$ μm și 1,5% particule cu $10 < d \le 20$ μm. Au fost reținute în ciclon toate particulele cu $d > 20$ μm.

În fig. 7.5.7 și 7.5.8 sunt reproduse fotografii de cicloane produse de societatea olandeză Straaltechniek International care are o sucursală în România. Ciclonul este recomandat pentru praf cu diametrul $d < 20$ μm. Multiciclonul este realizat dintr-o baterie de minicicloane în care admisia se realizează datorită unor palete de ghidare de o construcție robustă. Pot fi separate particule mai mari de 10 μmm, dar este recomandat pentru d > 20 μm. Poate fi utilizat la temperaturi ridicate și pentru particule agresive. Este recomandat ca primă treaptă de separare înainte de filtre (fig. 7.5.9).

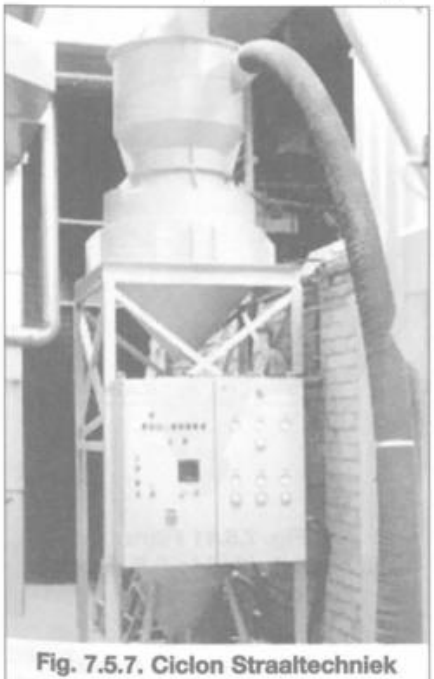


Fig. 7.5.7. Ciclon Straaltechniek pentru particule cu d > 20 ım

Fig. 7.5.8. Multiciclon Straaltechniek pentru particule cu d > 10 ım

7.5.3.2 Filtre uscate

Filtrarea cu materiale poroase are la bază trei mecanisme care pot acționa preponderent în funcție de diametrul d_p al particulei ce se separă și de dimensiunile spațiului dintre fibrele materialului filtrant (fig. 7.4.3).

Eficiența filtrului depinde de tipul materialului filtrant și de grosimea sa și variază în timp. Concentrația n a particulelor de praf în aer, după traversarea unui material filtrant omogen de grosime h, se calculează cu relația:

$$n/n_0 = c^{-h/\lambda} \qquad (7.5.5)$$

unde:

n_o - concentrația prafului la intrare în filtru;

λ - constanta de filtrare, definită ca grosimea stratului de filtru în care se reține 63,2% din numărul inițial de particule.

Eficiența unui filtru omogen (gradul de separare) rezultă:

$$\eta = 1 - n/n_o \qquad (7.5.6).$$

Pentru filtre neomogene înseriate, eficiența este:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2)...(1 - \eta_n) \qquad (7.5.7)$$

unde:

η_i - reprezintă eficiența fiecărui strat omogen, de grosime h_i și constanta de filtrare λ_i.

Gradul de separare al unui filtru variază în timp până se atinge o stare de saturare a porțiunii inițiale, după care rămâne practic constant.

Pierderea de sarcină a aerului la trecerea prin filtru crește tot timpul, după o lege exponențială.

Variația în timp a pierderii de sarcină, la trecerea aerului prin filtru, a impus găsirea unor procedee de curățire și anume: mecanic (prin scuturare, lovire, vibrare); inversarea sensului de curgere a aerului; utilizarea unor jeturi de aer comprimat care să desprindă praful depus; sonic, utilizând ultrasunete.

Procedeul de curățire adoptat are influență asupra eficienței filtrului.

Capacitatea de acumulare a prafului este o altă caracteristică importantă a filtrului și reprezintă masa (sau volumul) de praf reținut în timpul în care pierderea de sarcină crește cu o unitate. Capacitatea de acumulare depinde de natura materialului și de compoziția granulometrică a prafului.

Alte caracteristici importante sunt: rezistența la temperatură, la acțiunea acizilor, inflamabilitatea. Pentru materiale filtrante uzuale, aceste caracteristici sunt indicate în tabelul 7.5.5.

Clasificarea filtrelor

Filtrele industriale se pot clasifica după modul în care este dispus materialul filtrant în:

- filtre cu saci (cu buzunare),
- filtre cu mâneci,
- filtre cu panouri sau cartușe filtrante.

Materialul filtrant este de obicei o țesătură sau o împâslitură din fibre foarte diverse, în funcție de agresivitatea gazului filtrat și de temperatură:

- metalice,
- sintetice,
- sticlă,
- teflon etc.

Se pot folosi și diferite umpluturi uscate sau umede (cărbune activ, corpuri ceramice sau metalice cu suprafață uscată sau umedă).

După modul de curățire filtrele sunt de mai multe feluri:

- cu scuturare,
- cu aer comprimat trecut în sens invers sensului de filtrare (de exemplu la filtrele cu mâneci aerul comprimat este suflat în interior);
- unele filtre nu pot fi curățite și materialul filtrant trebuie înlocuit.

Dacă procesul de curățire are loc

Fig. 7.5.9. Instalație de separare cu înseriere de cicloane (prima treaptă) și filtre (a doua treaptă)

fără întreruperea procesului, se utilizează termenii de filtru „în linie" („on-line", sau „en ligne"). În acest caz sunt necesare două unități filtrante, din care una filtrează și cealaltă se curăță.

Tipuri constructive de filtre

Filtrul „în linie" tip F.P. – produs fb Filtration. Este un filtru cu mâneci, cu curățare automată prin injecție de aer comprimat în interiorul mânecilor (fig. 7.5.10). Acest filtru are o construcție compactă și un consum minim de energie raportat la capacitatea de filtrare. Accesul pentru schimbarea mânecilor filtrante și la sistemul de distribuție a aerului comprimat conduc la o întreținere ușoară. În execuție standard, presiunea interioară poate fi de *5 – 12* kPa; modelul pentru praf exploziv rezistă până la 1,4 bar. Lungimea mânecilor poate fi între 1300 – 5000 mm și se pot monta 40 – 96 mâneci pe filtru; suprafața de filtrare variază astfel între 25 – 2600 m^2 pentru filtrul simplu și între 1000 – 5120 m^2 pentru filtrul dublu.

Acest filtru are o costrucție compactă pe standard : pour + 5000 Pa.

Filtrul cilindric tip F.P. – produs fb Filtration. Este tot un filtru cu mâneci, cu curățare automată cu aer comprimat (fig. 7.5.11). Are o execuție etanșă și poate fi folosit și în depresiune. În execuție standard funcționează la - 0,12 bar până la + 0,4 bar. Modelul pentru praf exploziv este recomandat până la 15 bar. Pot fi realizate și din materiale speciale (inox).

Filtre cu saci tip SMT, SMK și SMKT – produs Straaltechniek. Aceste filtre cu saci se curăță prin scuturare, folosind o masă vibrantă (modelele SMK și SMKT) sau un dispozitiv de scuturare (SMK) (fig. 7.5.12). Curățarea este comandată automat. Filtrul cilindric SMT este recomandat pentru praf metalic sau mineral fin, datorită frecvenței mari de scuturare. Se produce și într-o variantă mobilă. Filtrele SMK și SMKT sunt incluse în aceeași carcasă paralelipipedică, cu 1, 2, sau 3 compartimente.

Filtre cu cartuș filtrant tip pat-jet-collector - produs Straaltechniek. Filtrarea se face prin cartușe filtrante realizate din țesătură de poliester plisată la 7,5 mm și cu o adâncime de 48 mm. Cartușele se montează prin gura de vizitare a filtrului (fig. 7.5.13).

Agregate locale tip VS DONALDSON TORIT

Sunt alcătuite dintr-un cartuș filtrant și un ventilator montat într-o carcasă. (fig. 7.5.10). Curățirea este automată, prin vibrare, și durează 30 secunde, timp în care ventilatorul este oprit. Praful cade la partea inferioară într-un colector de forma unui sertar. Aceste agregate sunt recomandate pentru eficiență foarte ridicată, de 99,9%, obținută prin aplicarea unui strat suplimentar de filtrare pe suprafața mediului filtrant. Această eficiență face posibilă recircularea aerului în încăperea din care se aspiră aerul încărcat cu praf, ceea ce conduce la o economie de energie importantă, egală cu debitul de căldură pentru încălzirea aerului de compensare care nu mai este necesar.

Se fabrică pentru debite de aer de 900, 2000 și 2500 m^3/h.

Filtre LÜHR cu mâneci

Firma LÜHR prezintă o mare varietate de tipuri constructive de filtre, inclusiv adaptări ale instalațiilor existente. Printre domeniile de utilizare se numără: instalații de concasare a rocilor dure, instalații de incinerare a gunoiului menajer, cubilouri, cuptoare de sticlă. Elementele filtrante sunt de forma unor mâneci plate, realizate din materiale de tip împâslitură din fibre sintetice (produs brevetat) care se alege în funcție de specificitatea problemei de rezolvat. Concepția ansamblului și alegerea procedeului de decolmatare permit o funcționare continuă cu eficiență ridicată. Gama de produse este foarte largă. Se pot filtra până la 400000 m^3/h aer cu temperaturi până la 250°C. Dimensiunile particulelor reținute sunt cuprinse între 0,1 și 100 μm. Se pot reține și particule puternice adezive, fără a produce colmatarea. În anumite variante, este posibilă recircularea aerului.

Un procedeu deosebit constă în plasarea, în amonte de filtru, a unui tambur cu bile (realizat din tablă perforată și umplut cu bile ceramice rezistente la

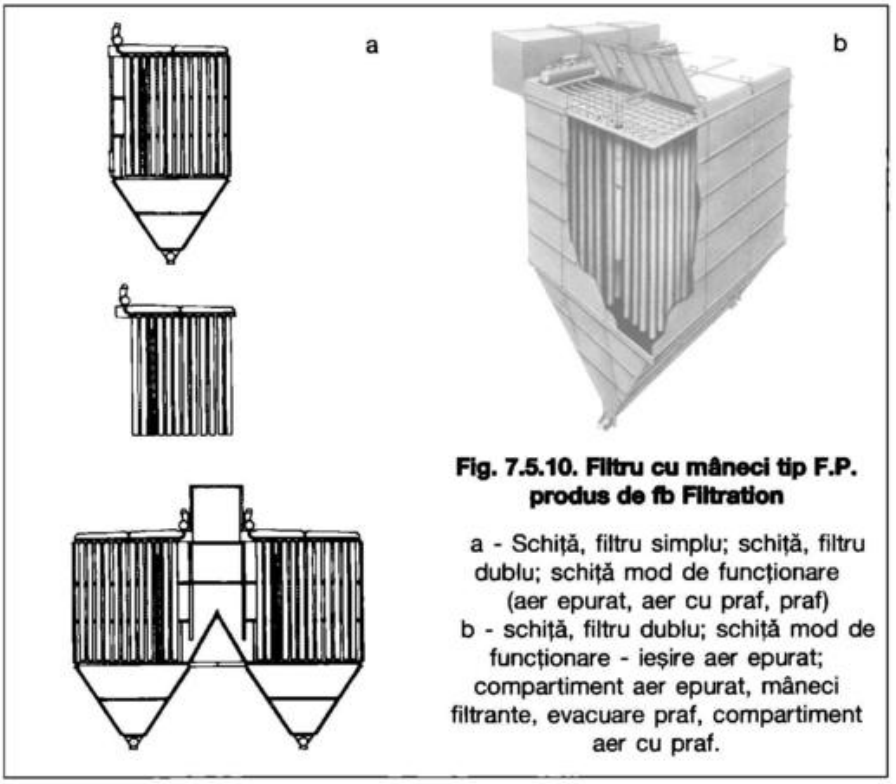


Fig. 7.5.10. Filtru cu mâneci tip F.P. produs de fb Filtration

a - Schiță, filtru simplu; schiță, filtru dublu; schiță mod de funcționare (aer epurat, aer cu praf, praf)
b - schiță, filtru dublu; schiță mod de funcționare - ieșire aer epurat; compartiment aer epurat, mâneci filtrante, evacuare praf, compartiment aer cu praf.

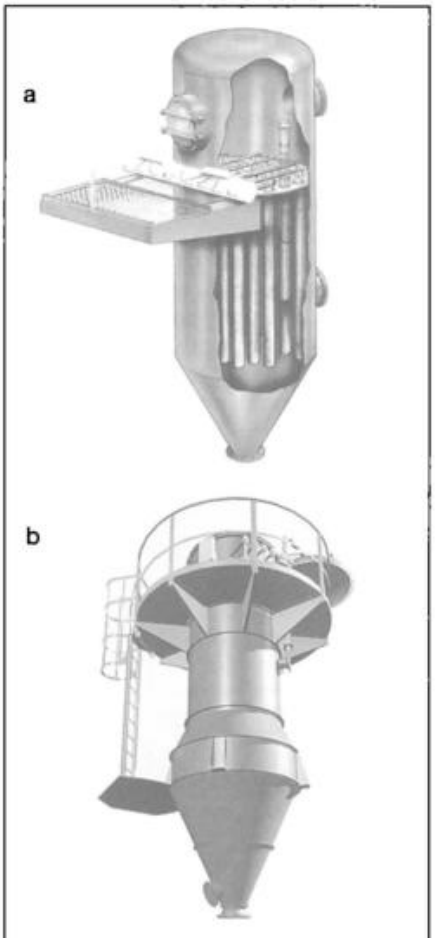


Fig. 7.5.11 Filtru cu mâneci cilindric F.P. produs de fb Filtration;

a - varianta standard;
b - ciclofiltru rezistent la presiune.

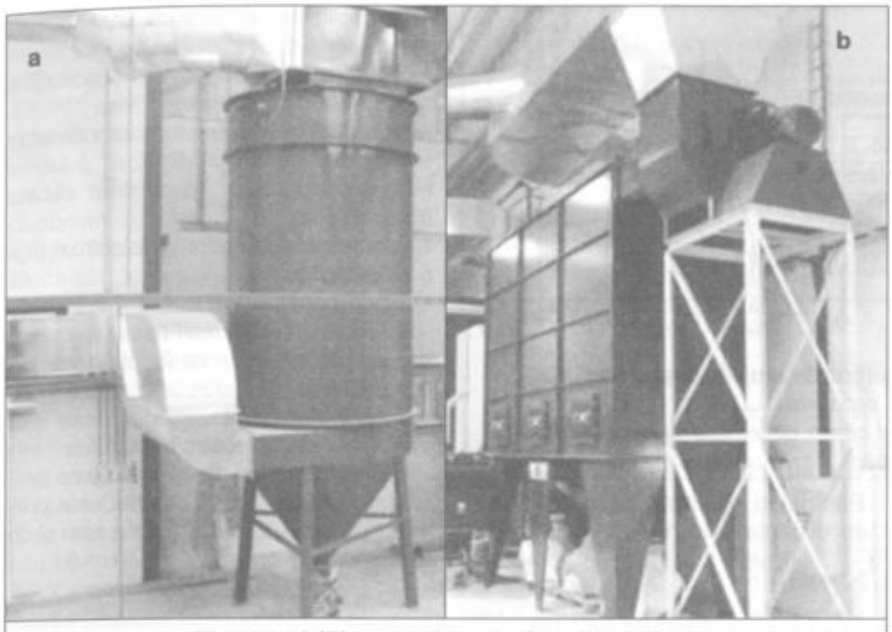


Fig. 7.5.12 Filtre produse de Straaltechniek
a) tip SMT; b) tip SMK și SMKT.

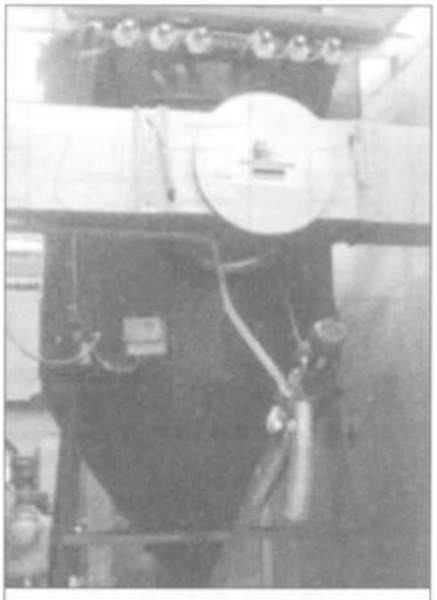


Fig. 7.5.13. Filtru cu cartușe filtrante Straaltechniek

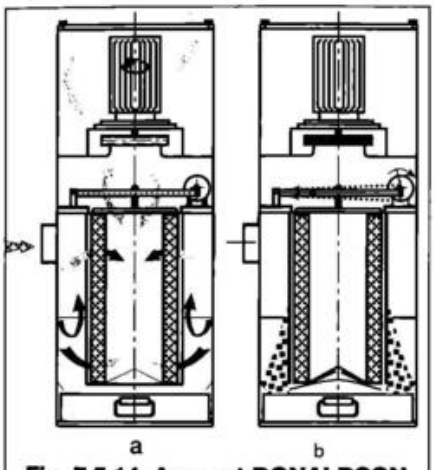


Fig. 7.5.14. Agregat DONALDSON TORIT:
a - funcționare; b - curățire.

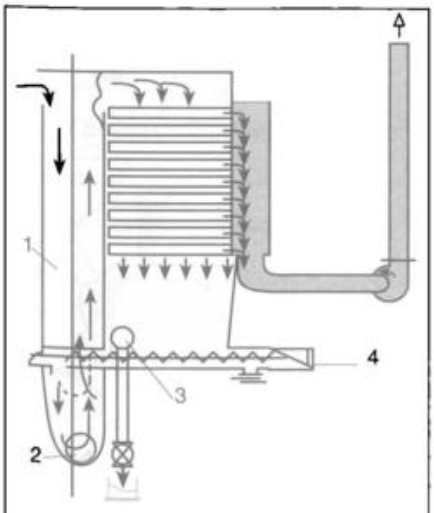


Fig. 7.5.15. Filtru LÜHR cu tambur cu bile KUVV:
1 - reactor de deviere; 2 - tambur cu bile; 3 - șurub de evacuare; 4 - debit de transport variabil.

abraziune) care poate îndeplini mai multe funcțiuni:
- evitarea acumulării particulelor, în cazul devierii către partea superioară a unui debit de aer încărcat cu praf care, inițial, a fost dirijat în jos;
- repartizarea uniformă a particulelor în curentul de aer inițial, chiar la concentrații mari (de cca. 100 g/m³);
- dezaglomerarea sau, eventual, refragmentarea ulterioară a particulelor de dimensiuni mari.

Introducerea tamburului cu bile se folosește în următoarele situații:
- la fragmentarea particulelor adezive depuse pe un prefiltru și reintroducerea lor în circuitul de filtrare pentru a fi reținute;
- fragmentarea particulelor de aditivi introduși pentru chemosorbția gazelor toxice, menținând suprafața mare de contact necesară;
- reglarea numărului de particule în circulație, în funcție de exigențe, în cazul unor debite și concentrații inițiale variabile, cu respectarea concentrației impuse la ieșire.

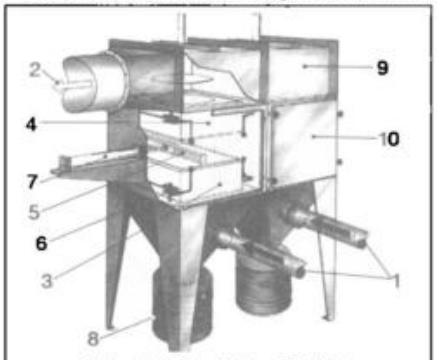


Fig. 7.5.16. Filtru HEFF;
1 - aer cu praf; 2 - aer curat; 3 - filtru principal; 4 - filtru de siguranță; 5 - sistem de curățire; 6 - mecanism de fixare; 7 - cilindru de acționare pneumatică; 8 - colector praf; 9 - colector aer curat; 10 - trapă de acces.

Un exemplu îl constituie sistemul cu dublu șurub (de transport și de evacuare) din fig. 7.5.15.

Filtru decolmatabil de eficiență ridicată tip HEFF

Acest aparat fabricat de firma SOGREMATIC - Franța este recomandat pentru reținerea de microparticule și permite recircularea aerului în încăperi. Originalitatea constă în cuplarea unui filtru tip HEPA cu un sistem de curățire automată.

Filtrul este alcătuit din două elemente filtrante înseriate, cel de-al doilea fiind utilizat pentru siguranță (fig. 7.5.16). Materialul filtrant este confecționat din fibre de sticlă și realizează o serie de pliuri pentru mărirea suprafeței. Elementele alunecă pe glisiere și sunt fixate cu un dispozitiv care asigură etanșeitatea. Decolmatarea se declanșează automat și se realizează cu jeturi de aer comprimat de presiune joasă care parcurg toată suprafața de filtrare.

Aceste filtre au o eficiență foarte ridicată: practic 100% pentru particule mai mari de 1μm și de minimum 99,97% pentru particule mai mici. Pentru două cartușe înseriate se obține eficiența de 99,999%, ceea ce include aceste filtre în clasa HEPA folosită în «camerele albe». De notat că aceste cifre se referă la numărul de particule și nu la masa lor, ceea ce înseamnă performanțe excepționale.

7.5.3.3 Filtre electrice

Funcționare, eficiență, clasificare

Separarea prafului are loc datorită încărcării electrice a particulelor cu ajutorul unor electrozi de emisie și reținerea lor pe electrozi de depunere

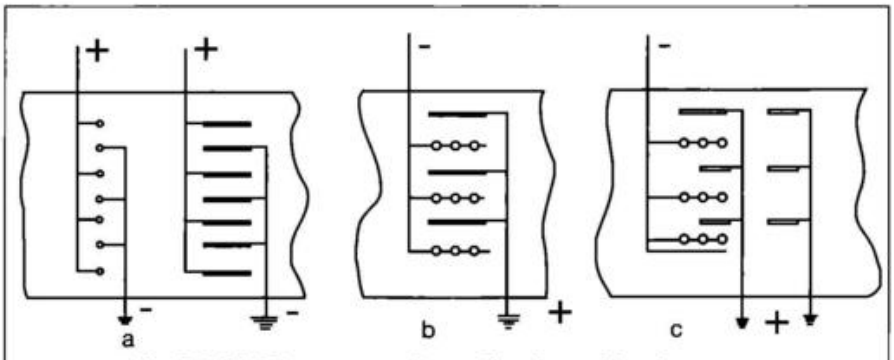


Fig. 7.5.17. Dispunerea câmpurilor de emisie-depunere:
a - câmpuri separate de emisie și depunere; b - același câmp de emisie și depunere; c - sistem de depunere suplimentar.

Între un electrod de emisie cu polaritate negativă și un electrod legat la pământ se produce o descărcare de tip Corona unipolară, de înaltă tensiune. Ionii negativi produși, atrași de electrodul legat la pământ, bombardează particulele de praf care se încarcă electric. Particulele sunt dirijate astfel către electrozii de depunere pe care sunt reținute ca urmare a acțiunii forțelor electrice, de aderență și de frecare.

Pentru a asigura funcționarea electrofiltrului, praful depus trebuie curățat periodic, atât de pe electrozii de depunere cât și de pe cei de emisie. Operația se face mecanic, electromagnetic, pneumatic sau prin stropire.

Teoretic, gradul de separare pentru un electrofiltru tubular de diametru D și lungime L, se calculează cu relația:

$$\eta = 1 - e^{\frac{-4v_m L}{v \cdot D}} \qquad (7.5.8)$$

unde:

v_m - viteza de migrație ce depinde de sarcina electrică a particulei e_p, de intensitatea câmpului electric, diametrul particulei d_p etc;

v - viteza longitudinală a aerului.

Pentru un electrofiltru cu plăci între care distanța este h:

$$\eta = 1 - e^{\frac{-v_m L}{v \cdot h}} \qquad (7.5.9)$$

Pentru a asigura separarea particulelor, timpul $t = L/v$ trebuie să fie suficient de mare. Pentru un debit de aer dat, t = constant, ceea ce se poate realiza în două variante: cu L și v mari sau mici.

Eficiența unui electrofiltru depinde și de profilul electrozilor de depunere: valori superioare s-au obținut pentru tablă vălțuită, față de situația utilizării unei table lise.

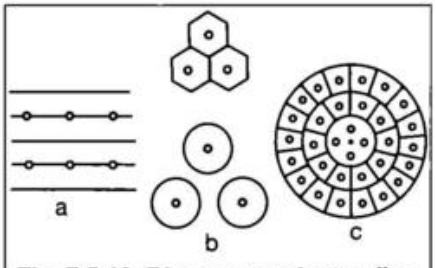


Fig. 7.5.18. Dispunerea electrozilor:
a - electrozi plani; b - electrozi concentrici; c - electrozi în sistem mixt.

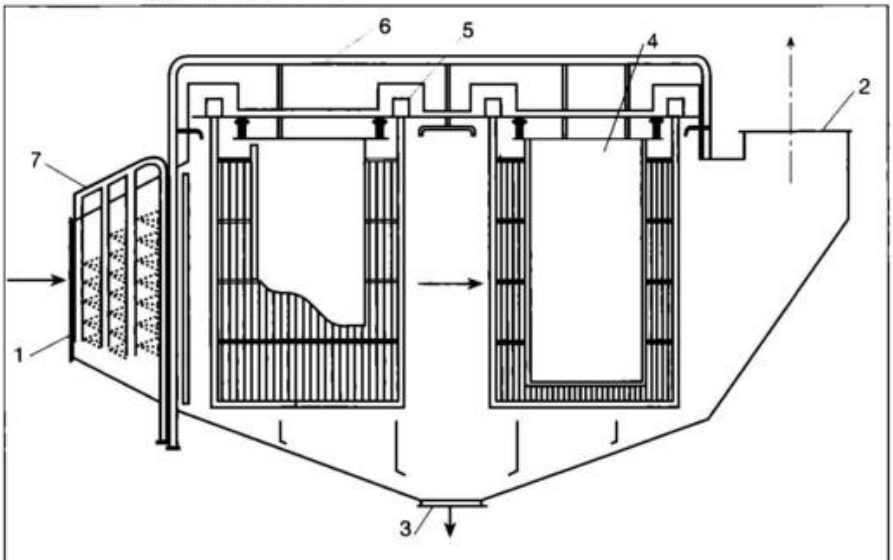


Fig. 7.5.19. Electrofiltru orizontal:
1 - intrare aer; 2 - ieșire aer; 3 - evacuare nămol; 4 - electrozi; 5, 6 - cadru; 7 - registru de pulverizare.

Electrofiltrele se clasifică, în principal, după:

- direcția curentului de aer (electrofiltre orizontale sau verticale);
- dispunerea relativă a electrozilor de emisie și depunere (fig. 7.5.17);
- starea depunerilor (electrofiltre uscate sau umede);
- geometria sistemelor de electrozi (fig. 7.5.18).

Tipuri constructive

- *Electrofiltrul vertical uscat* are două camere de separare ce funcționează, în paralel, pentru tratarea unor debite mari de gaze. La partea inferioară se află buncărele de colectare a prafului.
- *Electrofiltrul orizontal umed* este prezentat în figura 7.5.15. Acesta este prevăzut cu duze de pulverizare a apei și cu un buncăr de colectare a nămolului.
- *Electrofiltrul umed* tip WEP

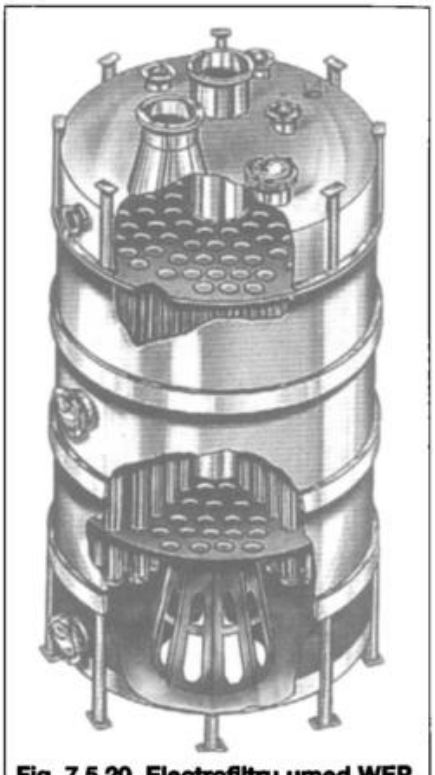


Fig. 7.5.20. Electrofiltru umed WEP.

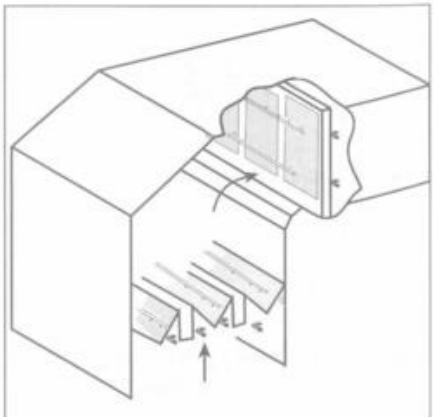


Fig. 7.5.21. Ansamblu de separator cu șicane.

SOGREMATIC este destinat, în special, separării ceții acide produse, de exemplu, la fabricarea acidului sulfuric (fig. 7.5.20); este recomandat și în industria de prelucrare a petrolului, la fabricarea zincului, la tratarea minereurilor. Este un electrofiltru vertical, cu electrozii de depunere tubulari și cu electrozii de emisie dispuși coaxial, bine întinși. Electrozii de emisie sunt racordați la o sursă de înaltă tensiune cu polaritate negativă, iar cei de depunere sunt stropiți continuu, antrenând astfel particulele ce sunt evacuate la partea inferioară. Pentru a rezista la coroziune, tuburile sunt realizate din plumb de 250 mm diametru, cu o lungime de 5...6 m. Carcasa aparatului poate fi din fibre din sticlă cu rășină poliesterică sau din metal căptușit.

7.5.3.4 Separatoare inerțiale

Separatoarele funcționează pe principiul separării prin șoc la trecerea printre șicane. Forma acestora este studiată pentru a împiedica turbulența și desprinderile, mărind astfel eficiența separării și reducând pierderile de sarcină.

Separatorul cu șicane tip MUNTERS EUROFORM (SOGREMATIC) este recomandat la reținerea picăturilor după tratarea umedă a gazelor și a fumului. Poate fi utilizat în chimie, petrochimie, fabricarea zahărului, industria hârtiei, centrale termice. Poate fi montat direct în spălătorul de gaze (pentru curent vertical)

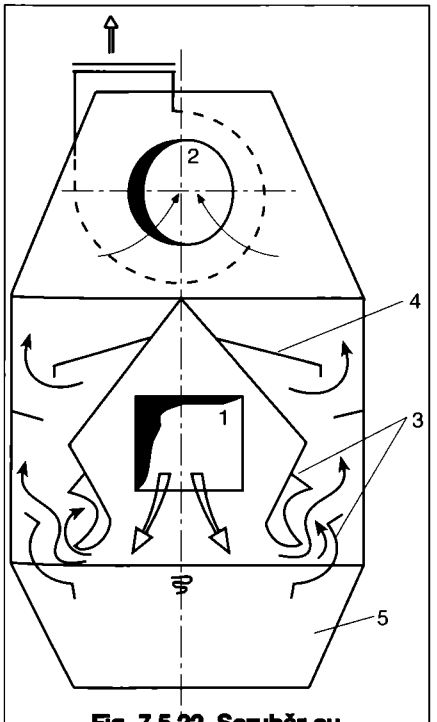


Fig. 7.5.22. Scrubăr cu autopulverizare:
1 - intrare aer cu praf; 2 - intrare în ventilator (aer curat); 3 - profiluri pentru ciclonare; 4 - separator picături; 5 - bazin lichid.

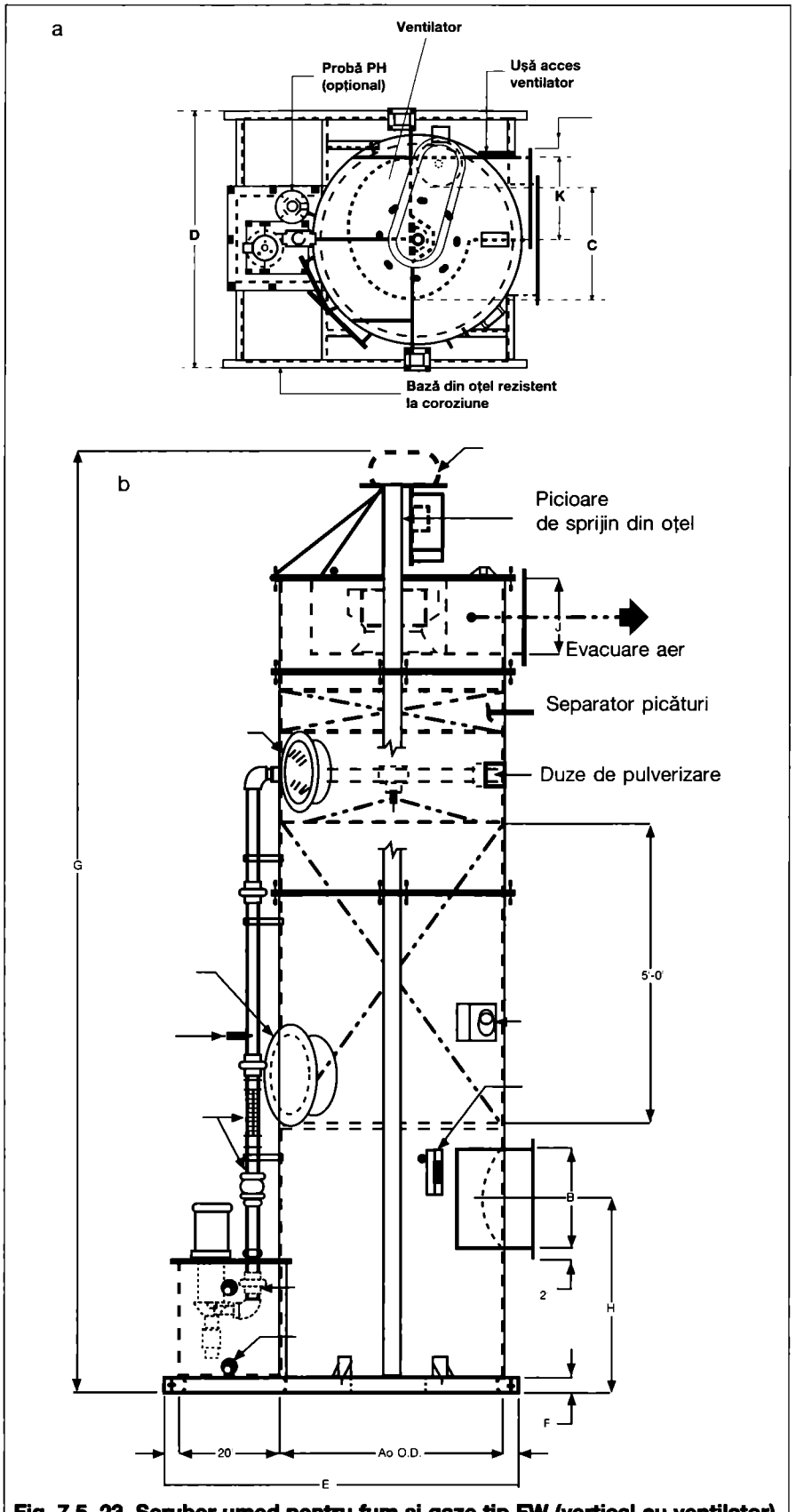


Fig. 7.5. 23. Scruber umed pentru fum și gaze tip FW (vertical cu ventilator) – Met-Pro corporation, Duall Division;

a - detalii ale produsului real; b - integrarea în instalații complexe de tratare cu scruber vertical sau orizontal.

sau după spălător (vertical sau orizontal). Există și un tip special de separator care se poate monta direct în capătul coșului de evacuare a gazelor (fig. 7.5.21). Șicanele pot fi executate din diferite materiale: polipropilenă, PVC, oțel inoxidabil

etc. Pentru întreținere este prevăzut un sistem de pulverizare prin duze.

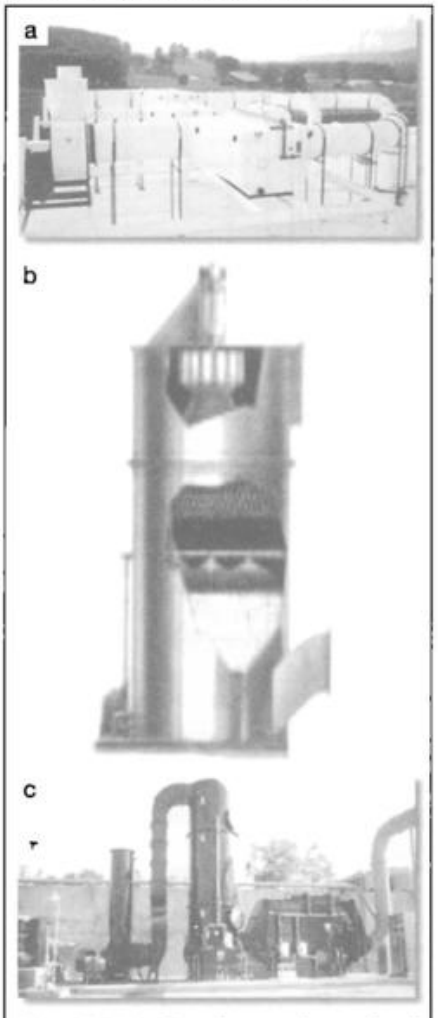


Fig. 7.5. 23. Scrubere orizontale și verticale tip Met-Pro Duall Division.
a - scruber orizontal; b - scruber vertical tip FW; c - instalație complexă de scrubere.

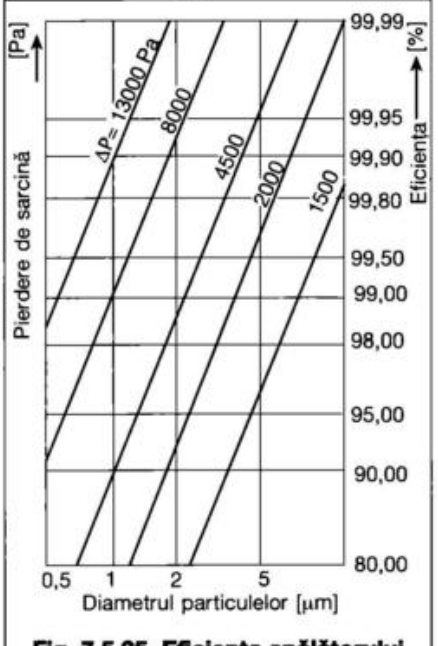


Fig. 7.5.25. Eficiența spălătorului Venturi.

7.5.3.5 Separatoare umede

Fenomenele care conduc la captarea prafului în separatoarele uscate se întâlnesc și la separatoarele umede, acțiunea lor fiind intensificată de modificarea proprietăților prafului în prezența umidității: cresc tendința de aglomerare, adeziunea și aderența, se modifică proprietățile electrice. Ca urmare a forțelor de tensiune superficială, particulele de praf pot fi absorbite pe suprafața picăturilor sau a peliculelor. Aceste fenomene ridică eficiența separării umede față de cea uscată; dezavantajul îl constituie un cost mai mare de investiție și exploatare pentru tratarea nămolului produs.

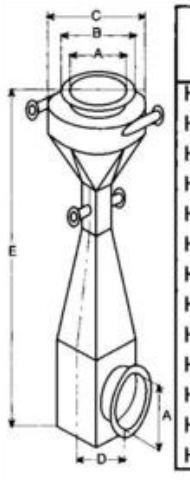
Prezența lichidului face posibilă și tratarea chimică pentru epurarea gazelor nocive conținute în efluenți. În acest caz se urmărește mărirea suprafeței și a timpului de contact dintre aerul tratat și lichid.

Scrubere cu autopulverizare - sunt în prezent foarte mult utilizate, fiind simple, compacte și cu performanțe ridicate.

Aerul intră, lateral, într-o cameră cu apă și trece prin două fante laterale, plasate la nivelul apei (fig. 7.5.22). Datorită vitezei mari în fante, pelicula de apă se sparge în picături fine. Amestecul trece printr-un spațiu profilat în care are loc un proces de ciclonare, în urma căruia picăturile cu praful reținut cad în bazin. Înainte de evacuarea aerului este prevăzut un separator cu șicane. Nămolul format în bazin este evacuat cu un dispozitiv cu racleți.

Gradul de separare depinde de diametrul d al particulei și este aproximativ 95% pentru d = 1,5 μm și 99,9% pentru d = 6 μm.

Astfel de aparate se utilizează pentru epurarea aerului evacuat din turnătorii, industria metalurgică, a materialelor de construcții, pentru epurarea de aerosoli acizi, pentru diverse procese din



Tip		Debit sat. la intr.	A	B	C	D	E	Deb. lichid	Masă	
		[m³/h]	Dimensiuni [mm]					[m³/h]	Polies-ter [kg]	Oțel [kg]
HCA	160	1000	160	260	300	300	1600	1,5	22	7
HCA	225	2000	225	350	400	350	1750	3	27	9
HCA	300	4000	300	400	450	400	1900	6	42	13
HCA	400	7000	400	500	550	450	2350	11	67	36
HCA	500	10000	500	600	650	500	2900	15	151	54
HCA	600	15000	600	700	750	550	3300	25	207	73
HCA	750	25000	750	850	1000	650	4150	40	330	140
HCA	950	40000	950	1050	1200	850	4950	60	635	205
HCA	1200	60000	1200	1400	1450	1000	6250	90	995	320
HCA	1500	85000	1500	1700	1750	1150	7300	130	1690	572
HCA	1650	115000	1650	1850	1950	1250	8500	175	2285	775
HCA	1900	155000	1900	2100	2200	1350	9950	235	3950	1400
HCA	2200	210000	2200	2400	2500	1500	11000	315	4780	1700

Fig. 7.5.24. Spălător tip Venturi - SOGREMATIC.

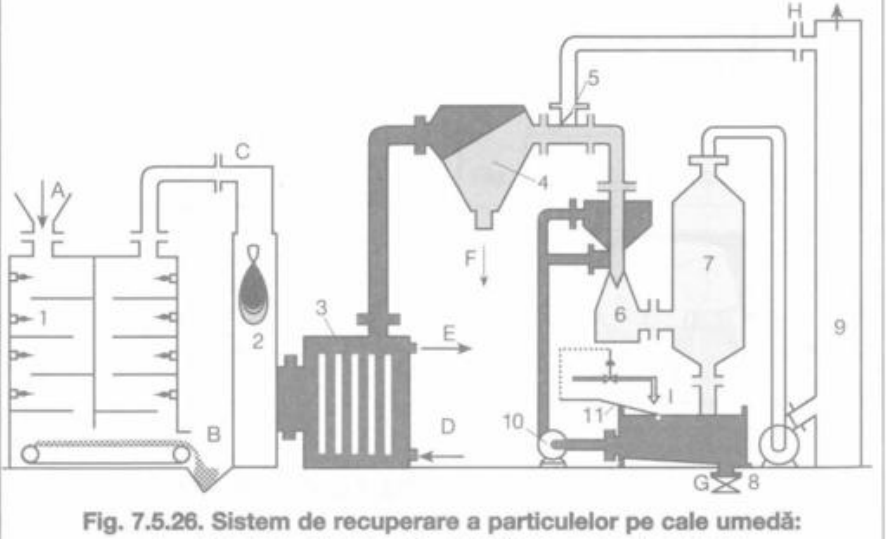


Fig. 7.5.26. Sistem de recuperare a particulelor pe cale umedă:
A - alimentare deșeuri; B - zgură; C - gaze de ardere; D - abur de presiune joasă ; E - abur de presiune înaltă; F, G - evacuare noroi; H - aer curat; I - apă de alimentare;
1 - cameră de combustie; 2 - post - combustie; 3 - schimbător de căldură; 4 - multiciclon; 5 - by - pass; 6 - spălător Venturi de energie înaltă; 7 - ciclon; 8 - ventilator; 9 - coș; 10 - pompă de recirculare; 11 - dispozitiv cu flotor.

Fig. 7.5.27. Integrarea spălătorului Venturi în instalații
(imagine – Met-Pro corporation, Duall Division)

industria chimică.

Este recomandat, în special, pentru pulberi hidrofile, caz în care se utilizează în apă substanțe tensoactive ca de exemplu: sulfonați de petrol, soluții apoase de înmuiat rapid C-50 etc.

Scrubere cu pulverizare – realizează reținerea particulelor de praf și chiar a fumului pe suprafața picăturilor unui lichid pulverizat de obicei în contracurent cu aerul ce se tratează. Dacă particulele sunt hidrofile, se utilizează ca lichid de stropire, apa. În caz contrar, se adaugă substanțe tenso-active sau se utilizează alte lichide. Acest tip de aparate pot reține simultan gaze nocive, inclusiv mirosuri. În fig. 7.5.23 sunt reprezentate diferite scrubere, verticale sau orizontale produse de societatea Duall Division, din corporația Met-Pro. La scruberul vertical tip FW, prevăzut cu ventilator la partea superioară se disting elementele principale care compun un astfel de scruber: carcasa, racordurile de aer, duzele de pulverizare, separatoarele de picături și ventilatorul, instalația de lichid. Scruberele rezolvă marea majoritate a problemelor de poluare industrială. Sunt recomandate pentru procese industriale foarte variate: acoperiri metalice, topitorii, laboratoare, camere curate, producerea de acumulatoare, baterii, materiale plastice etc. Scruberele orizontale tratează debite mult mai mari de aer, până la 65000 CFM = 110.000 m³/h. Pentru eficientizarea tratării efluenților gazoși, aceste scrubere sunt de obicei

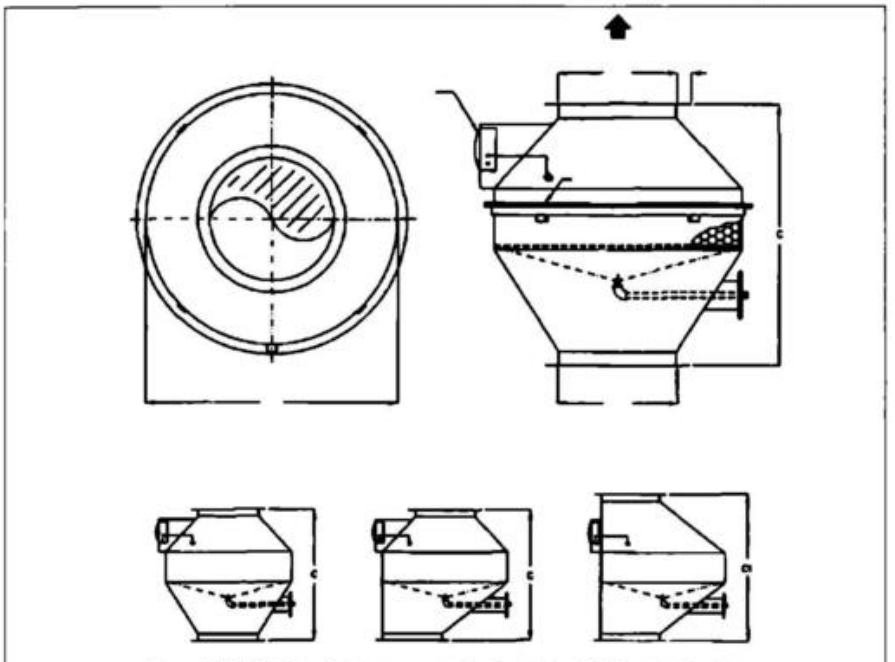


Fig. 7.5.28. Scubere cu umplutura tip FW – produse de Met-Pro Duall Division

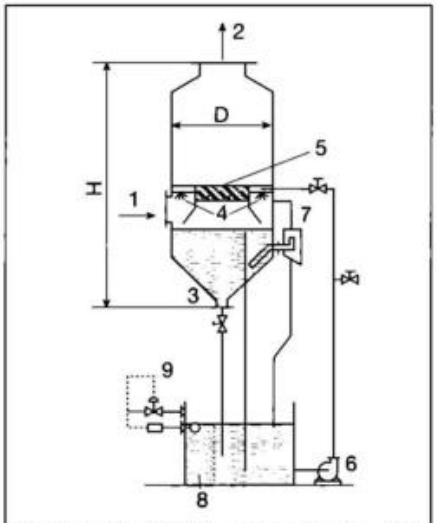


Fig. 7.5.29. Spălător tubular tip „D":
1 - intrare gaz; 2 - ieșire gaz;
3 - evacuare nămol; 4 - pulverizare;
5 - separator; 6 - pompă de recirculare; 7 - controlul ventilului;
8 - cuvă decantare; 9 - intrare apă.

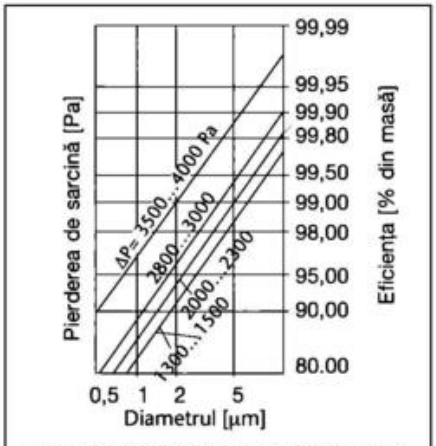


Fig. 7.5.30. Eficiența spălătorului tubular tip „D".

Tabelul 7.5.7. Date tehnice pentru spălătoare tubulare tip „D".

Tipul aparatului	Debit maxim la evacuare [m³/h]	Dimensiuni [mm]			
		Diametru - D	Înălțime - H	D intrare gaze	D evacuare gaze
4	12810	1219	3124	484	838
4,5	16210	1372	3378	534	940
5	20020	1524	3683	610	1042
5,5	24220	1676	3962	660	1144
6	28820	1829	4242	711	1245
10	73230	3048	6502	1194	2057
13	123860	3962	8179	1549	2692
15	180140	4572	9373	1778	3100
17	231380	5182	10514	2024	3508
19	289030	5792	11635	2264	3920

integrate în instalații complexe, în care există o primă treaptă de filtrare pentru particulele de dimensiuni mari (vezi fig. 7.5.23.c).

Spălător Venturi de energie ridicată tip HCA (SOGREMATIC)

Dispozitivul este recomandat pentru praf foarte fin, cu particule corozive, inflamabile, solubile sau abrazive, în mod special, din domeniile: incinerare, chimie (îngrășăminte), uscare.

În principiu, un spălător Venturi este alcătuit dintr-un ajutaj convergent - divergent. În zona strangulată, unde se realizează viteze apropiate de cele ale sunetului, se injectează un lichid care este astfel pulverizat foarte fin. Picăturile formate ciocnesc picăturile de praf care sunt astfel reținute. Pentru a obține o eficiență ridicată trebuie ca diametrul picăturilor să fie același cu cel al particulelor solide. Separarea din aer se face în aval de tubul Venturi, într-un ciclon sau într-un separator cu șicane.

Datorită vitezelor foarte mari necesare pentru atomizarea lichidului pentru reținerea particulelor foarte fine, pierderea de sarcină este foarte mare (de ordinul mii Pa).

Spălătorul tip HCA poate fi realizat din diverse materiale: oțel, metale nobile, materiale plastice. Debitele de aer variază de la 1000 la 200000 m³/h. Gâtul reglabil permite adaptarea la condiții de funcționare variabile.

Dimensiunile constructive și pierderea de sarcină sunt date în fig. 7.5.24 și 7.5.25.

Un exemplu de aplicarea a spălătorului Venturi îl reprezintă recuperarea particulelor valoroase. În figura 7.5.26 este dată schema procedeului de recuperare a oxidului de nichel aflat în gazele produse la fabricarea catalizatorilor. Cuptorul multietajat de combustie a deșeurilor este urmat de o cameră postcombustie și de un cazan recuperator. Gazele evacuate au o temperatură de 200 °C iar praful produs este foarte fin: 80 % din masă o reprezintă particulele sub 1 μm, restul de 20% au diametrul de 1...2 μm. Finețea prafului impune mai multe trepte de separare. Prezența impurităților solubile în apă a condus la alegerea unui spălător Venturi având, în amonte, un multiciclon și, în aval, un ciclon.

În fotografia din fig. 7.5.27. este vizibilă în prim plan, integrarea unui spălător Venturi într-o instalație de tratare a evacuărilor industriale (www.duallDiv.com).

„Scubere cu umplutură" – sunt aparate compacte care conțin corpuri de umplutură din inele metalice, menținute în stare umedă, peste care trece aerul ce trebuie decontaminat. Aceste aparate au o eficiență foarte ridicată (până la 9% în anumite procese) pentru particule foarte fine de fum și ceață, rezultate din diferite procese tehnologice. Reținerea particulelor are loc prin absorbția gazelor și a vaporilor, condensarea lor (dacă este posibil) și impactului. Toate mecanismele au loc în stratul de umplutură, la contactul cu pelicula de lichid. Produsele reținute sunt eliminate periodic sau continuu. În fig. 7.5.28 sunt prezentate scrubere verticale FW 303 și FW 305 produse ale societății Met - Pro, Duall Division. Debitele de aer tratate în varianta standard sunt de maxim:
175000 CFM = 300.000 m³/h.

Se produc și variante orizontale, utilizabile pentru debite mult mai mari față de variantele verticale:
63000 CFM = 107.000 m³/h).

Spălător tubular tip «D» (SOGREMATIC)

Acest aparat combină efectul unui tub Venturi de energie scăzută cu impactul pe suprafața unei băi cu lichid de spălare. Are o formă cilindro-conică, cu intrare radială (fig. 7.5.29) Gazele de epurat trec printr-un orificiu periferic și sunt ejectate cu viteză ridicată în direcție verticală, după ce au trecut deasupra unei băi cu lichid plasată dedesubt și la mică distanță de conul de ejecție. În acest fel, pelicula de lichid este spartă în numeroase picături fine care reține particulele din aer. Înainte de evacuare în atmosferă, gazul trece printr-un separator de picături de tip centrifugal, cu palete, pentru a împiedica eliminarea lor în exterior. Menținerea nivelului din baie la înălțimea necesară se realizează prin prevederea unui deversor reglabil echipat cu un sistem de gardă hidraulică și de egalizare a presiunii.

În fig. 7.5.30 este dată variația eficienței de separare în funcție de diametrul particulei și pierderea de sarcină. În tabelul 7.5.7 sunt cuprinse

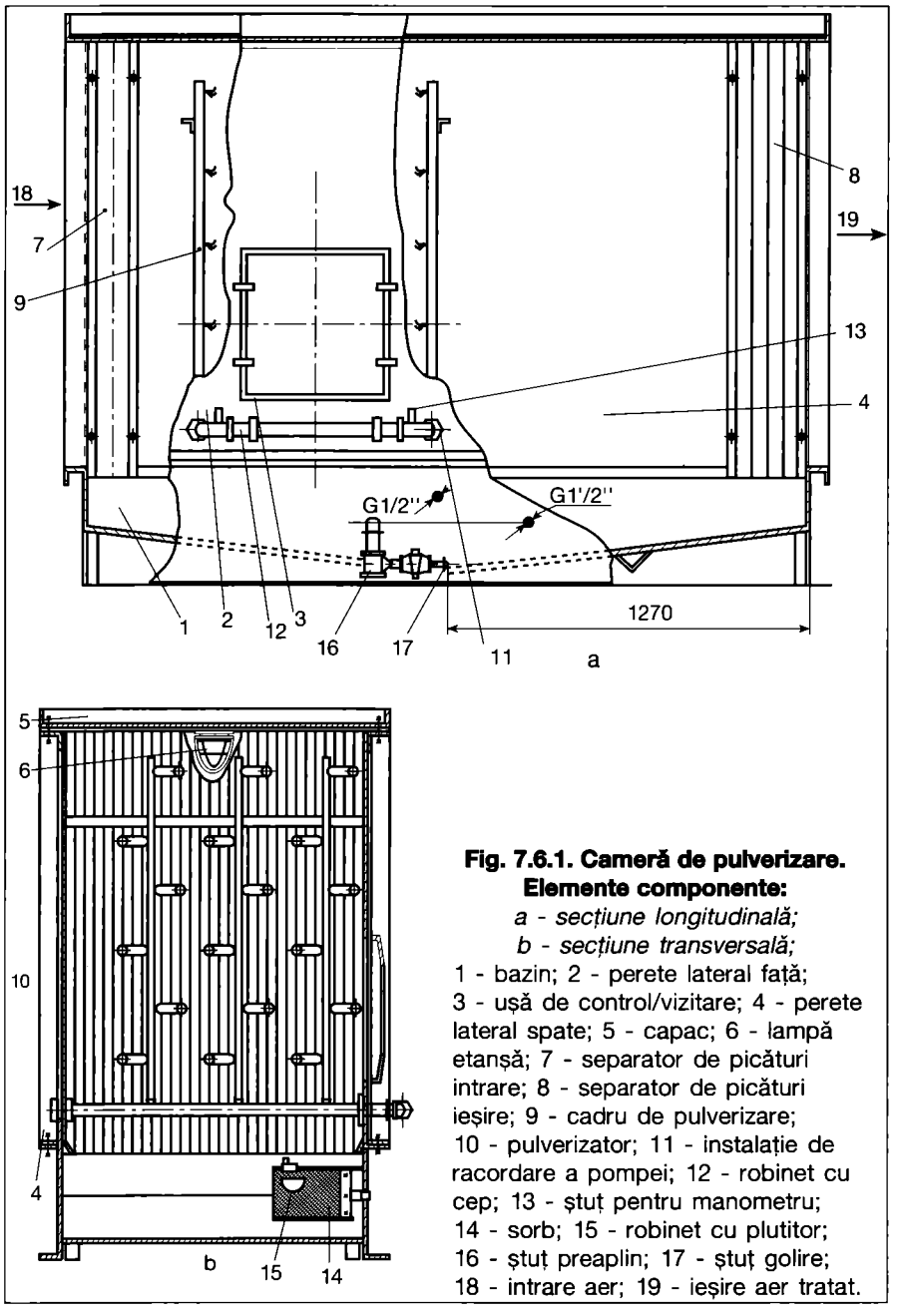


Fig. 7.6.1. Cameră de pulverizare. Elemente componente:
a - secțiune longitudinală;
b - secțiune transversală;
1 - bazin; 2 - perete lateral față; 3 - ușă de control/vizitare; 4 - perete lateral spate; 5 - capac; 6 - lampă etanșă; 7 - separator de picături intrare; 8 - separator de picături ieșire; 9 - cadru de pulverizare; 10 - pulverizator; 11 - instalație de racordare a pompei; 12 - robinet cu cep; 13 - ștuț pentru manometru; 14 - sorb; 15 - robinet cu plutitor; 16 - ștuț preaplin; 17 - ștuț golire; 18 - intrare aer; 19 - ieșire aer tratat.

datele tehnice pentru câteva tipuri de separatoare tubulare tip «D».

7.6. Camere de pulverizare

7.6.1. Probleme generale

Camerele de pulverizare sunt schimbătoare de căldură în care aerul supus tratării este pus în contact direct cu apa și unde are un loc un schimb de căldură și masă.

Apa de tratare este introdusă în camere prin pulverizare mecanică sau pneumatică; în camere pot avea loc diverse procese de tratare a aerului (§ 4.2).

Camerele de tratare cu apă se clasifică în două categorii:

- cu corpuri de umplutură în interiorul cărora se găsește un strat cu material de umplutură cu suprafața de schimb de căldură mare (inele Raschig, șei Berl, inele Pall, mici cilindri din material plastic etc.) pe care apa de tratare se scurge realizând o peliculă cu care aerul schimbă căldură și masă.

Viteza aerului în aceste camere este de 0,6...1,2 m/s și consumul specific de apă este redus. Camerele au însă suprafețe mari și necesită spații mari pentru amplasare, motiv pentru care sunt puțin utilizate. În ultima vreme au apărut și camere mari compacte, de pulverizare, în interiorul cărora apa este pulverizată prin intermediul unor duze în curentul de aer. Aceste camere sunt cele mai des folosite deoarece sunt mai suple, mai ușoare și necesită spații de amplasare mai reduse.

7.6.2. Elementele componente ale unei camere de pulverizare

Camera de pulverizare (fig. 7.6.1) are în componența sa următoarele elemente realizate din diferite materiale: corpul din metal sau material plastic (la camerele cu secțiunea mică) sau din beton, pentru camerele cu secțiunea transversală

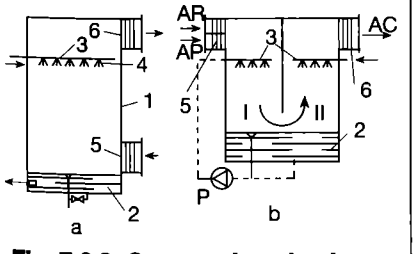


Fig. 7.6.3. Camere de pulverizare verticale:
a - 1 treaptă; b - 2 trepte;
1 - corpul camerei; 2 - bazin; 3 - registru de pulverizare; 4 - duză de pulverizare; 5 - separator de picături de intrare; 6 - separator de picături de ieșire; P - pompă; AC - aer tratat.

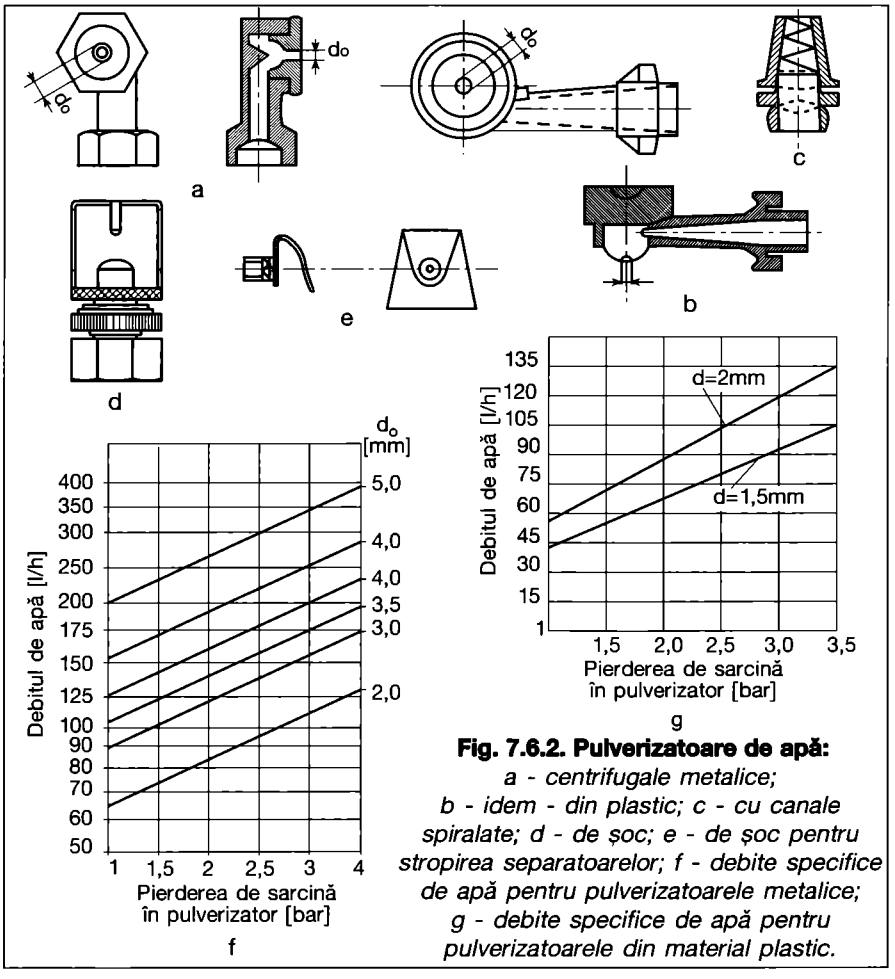


Fig. 7.6.2. Pulverizatoare de apă:
a - centrifugale metalice; b - idem - din plastic; c - cu canale spiralate; d - de șoc; e - de șoc pentru stropirea separatoarelor; f - debite specifice de apă pentru pulverizatoarele metalice; g - debite specifice de apă pentru pulverizatoarele din material plastic.

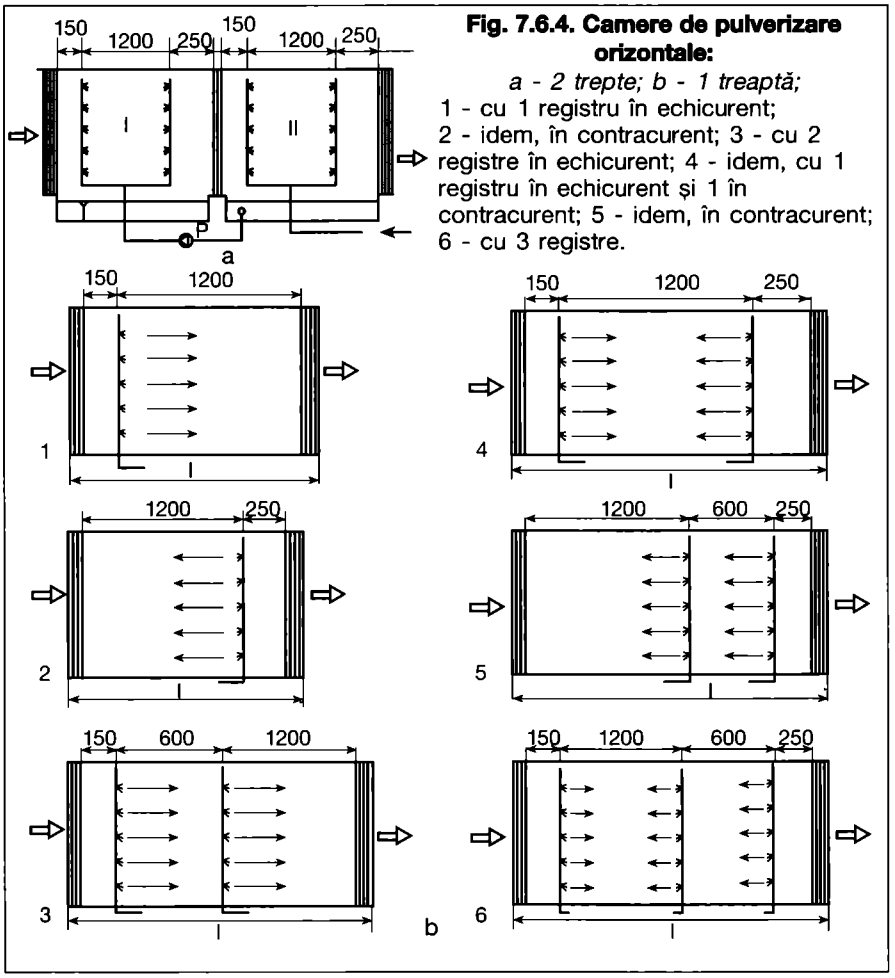


Fig. 7.6.4. Camere de pulverizare orizontale:
a - 2 trepte; b - 1 treaptă;
1 - cu 1 registru în echicurent; 2 - idem, în contracurent; 3 - cu 2 registre în echicurent; 4 - idem, cu 1 registru în echicurent și 1 în contracurent; 5 - idem, în contracurent; 6 - cu 3 registre.

mai mare de 4 m²; bazinul de apă din același material ca și corpul camerei; registre de pulverizare din țeavă din oțel zincat sau material plastic pe care sunt amplasate duzele de pulverizare. Duzele pot fi centrifugale (din metal sau plastic), cu canale spiralate sau de șoc (fig. 7.6.2 a, b, c, d, e). Debitele de apă ale pulverizatoarelor sunt indicate în fig. 7.6.2 f, g; separatoarele de picături de intrare sunt utilizate pentru uniformizarea curentului de aer în cameră, și la ieșire din camera de pulverizare pentru reținerea picăturilor antrenate în curentul de aer; filtrul de apă, realizat din plasă de sârmă de alamă, material plastic sau oțel inoxidabil are rolul de a reține impuritățile din apa folosită în procesul de pulverizare.

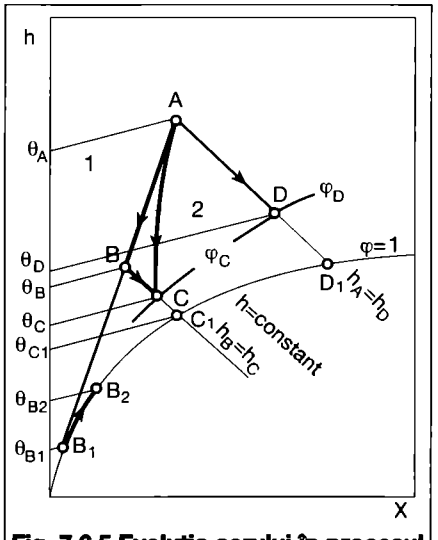


Fig. 7.6.5 Evoluția aerului în procesul de răcire cu uscare și de umidificare adiabatică (metoda Rasch- Wittorf):
1 - proces ideal; 2 - proces real.

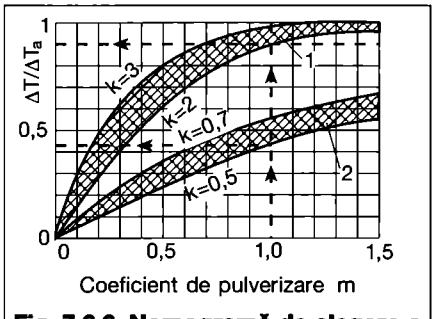


Fig. 7.6.6. Nomogramă de alegere a raportului $\Delta T/\Delta T_a$:
1 - umidificare; 2 - răcire și încălzire.

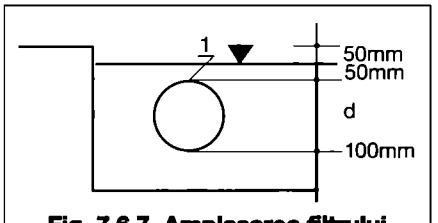


Fig. 7.6.7. Amplasarea filtrului de apă în bazin:
1 - filtru.

Robinetul cu plutitor este utilizat pentru completarea apei consumată în procesul de pulverizare; pompa de circulație este montată pe peretele bazinului (sunt camere de pulverizare care au și 2 pompe de circulație montate pe peretele bazinului, câte una pentru fiecare registru de pulverizare).

7.6.3. Tipuri constructive de camere de pulverizare

Camerele de pulverizare se construiesc în variantă verticală sau orizontală (cele mai folosite).

Cele verticale (fig. 7.6.3) se construiesc în 2 trepte; ele au o utilizare foarte redusă.

Camerele de pulverizare orizontale se construiesc, de asemenea, în 1 sau 2 trepte (fig. 7.6.4 a, b), cele mai des folosite fiind cele cu o singură treaptă.

Camerele de pulverizare în 2 trepte (fig. 7.6.4 a) sunt prevăzute cu 2 registre, în contracurent, în fiecare treaptă de pulverizare, și permit răcirea aerului la o temperatură finală mai scăzută decât cea care s-ar obține cu o cameră într-o singură treaptă, la același consum de apă. Apa rece este pulverizată, în prima fază, în treapta a doua, după care este pulverizată, integral, în treapta întâi. Apa utilizată în procesul de pulverizare este evacuată la canalizare sau folosită pentru alte scopuri (răcirea acoperișurilor, a condensatoarelor mașinilor frigorifice sau pentru irigat). Pompele de circulație ale celor două trepte au același debit; acest tip de cameră poate fi folosit eficient în situația în care se dispune de apă de la puțuri de adâncime. Datorită dimensiunilor mari utilizarea acesteia a devenit o raritate.

Camerele de pulverizare într-o treaptă (fig. 7.6.4 b) au 1, 2 sau 3 registre de pulverizare, aplasate în echicurent, contracurent sau mixt, lungimea camerei fiind dependentă de numărul și modul de amplasare a acestora.

7.6.4. Calculul termic de alegere a camerelor de pulverizare

Camerele de pulverizare pot fi utilizate pentru procese de răcire cu uscare sau/și pentru procese de umidificare adiabatică, metodele de dimensionare fiind specifice fiecărui proces în parte.

Utilizarea camerelor de pulverizare pentru procese de răcire cu uscare este, în ultima perioadă de timp, mult mai redusă deoarece acest proces este mai greu controlabil și reglarea lui este mai dificilă, procesul fiind realizat de tot mai mulți producători de aparatură de climatizare cu baterii de răcire.

Camerele de pulverizare sunt folosite, în prezent, pentru procese de umidificare adiabatică, iar metodologia de calcul sau alegere a acestora este specifică fiecărui producător în parte. Se prezintă calculul termic pentru regimul de pulverizare politropică și umidificare adiabatică deoarece sunt în funcțiune multe agregate de tratare care utilizează aceste tipuri de procese.

Există multe metode de alegere a camerelor de pulverizare. Fiecare metodă se bazează pe camere de pulve-

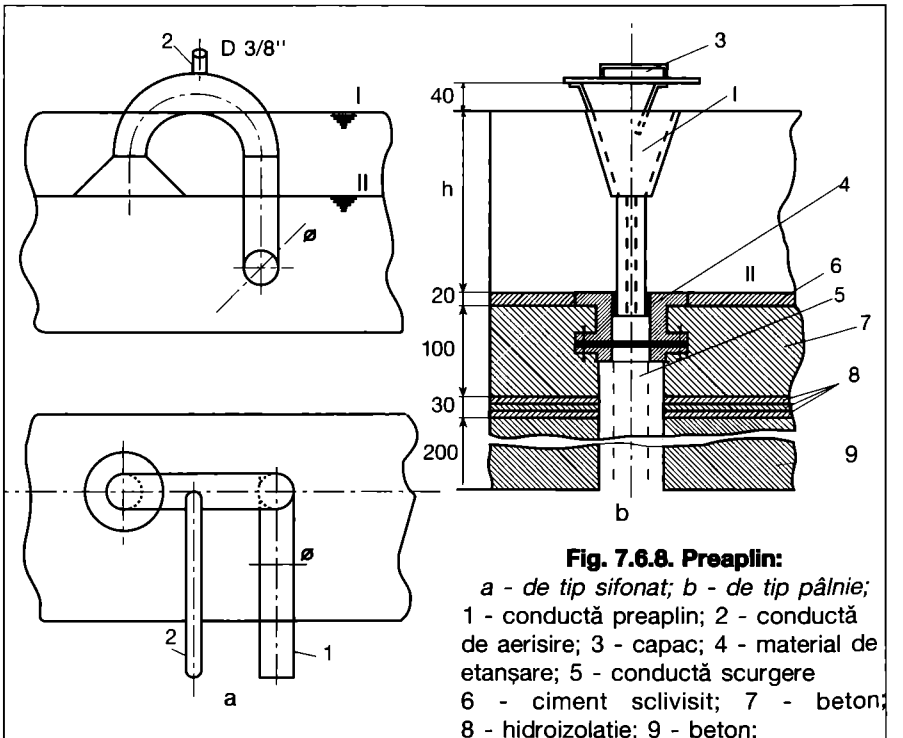


Fig. 7.6.8. Preaplin:
a - de tip sifonat; b - de tip pâlnie;
1 - conductă preaplin; 2 - conductă de aerisire; 3 - capac; 4 - material de etanșare; 5 - conductă scurgere 6 - ciment sclivisit; 7 - beton; 8 - hidroizolație; 9 - beton;
I - nivel maxim; II nivel minim; h = 320 mm, pulverizare politropică; h = 350 mm, pulverizare adiabatică.

rizare testate în anumite condiții.

Metoda germană de dimensionare Rasch - Wittorf se utilizează pentru camere de pulverizare cu o lungime $l = 2$ m; viteza aerului în camera de tratare $v = 2,5$ m/s și presiunea apei înaintea duzelor de pulverizare $p = 2$ bar. Metoda redă mai fidel procesele reale care au loc în camerele de tratare, evoluția aerului fiind prezentată în fig. 7.6.5.

- În procesul de răcire cu uscare, aerul evoluează pe curba AC.

Modificarea stării aerului se produce, mai întâi, pe direcția care rezultă din unirea punctului de stare a aerului A cu temperatura inițială a apei B_1 și apoi pe direcția entalpiei care trece prin punctul corespunzător temperaturii finale a aerului în procesul politropic B.

- La procesul de umidificare adiabatică (evoluția AD) modificarea stării aerului se produce în lungul dreptei de entalpie constantă, h = constant, la o temperatură a apei de pulverizare ce se determină la intersecția curbei de saturație $\varphi = 1$ cu entalpia stării inițiale a aerului A.

Calculul parametrilor finali ai aerului se face pe baza relației:

$$\Delta T/\Delta T_a = 1 - e^{-mk} \quad (7.6.1)$$

în care:

$\Delta T = \theta_{inițial\ aer} - \theta_{final\ aer} = (\theta_A - \theta_B)$ în procesul AB_1,

$(\theta_B - \theta_C)$ în procesul BC_1 și

$(\theta_A - \theta_D)$ în procesul AD_1;

$\Delta T_a = \theta_{inițial\ aer} - \theta_{apă}$ în procesul ideal,

$(\theta_A - \theta_{D1})$ în procesul AB_1,

$(\theta_B - \theta_{C1})$ în procesul BC_1 și

$(\theta_A - \theta_{D1})$ în procesul AD_1;

m = coeficient de pulverizare, [kg apă/kg aer tratat];

k = constantă a camerei de pulverizare,

$k = 0,5...0,7$, pentru procesele de răcire cu uscare și

$k = 2...3$, pentru procesele de umidificare adiabatică.

Relația este nomografiată în fig. 7.6.6.

Pentru determinarea parametrilor aerului și apei se procedează în felul următor: se alege un coeficient de pulverizare m și se determină pentru acesta, din fig. 7.6.6, o valoare $\Delta T/\Delta T_a$ pentru procesul AB (folosind domeniul cuprins între 0,5 și 0,7 din nomograma 7.6.6) și cu ajutorul acestei mărimi se determină valoarea temperaturii finale a aerului θ_B;

$$\theta_B = \theta_A - (\Delta T/\Delta T_a)\cdot(\theta_A - \theta_{B1}) \quad [°C] \quad (7.6.2).$$

Cu ajutorul acesteia se determină punctul B, apoi punctul C_1, la intersecția entalpiei h_B cu curba de saturație $\varphi = 1$. Pentru coeficientul de pulverizare m, ales, se determină raportul $\Delta T/\Delta T_a$ corespunzător procesului adiabatic BC (folosind domeniul $k = 2...3$), iar cu această valoare și cu temperaturile θ_B, θ_{C1} se determină temperatura θ_C.

$$\theta_C = \theta_B - (\Delta T/\Delta T_a)\cdot(\theta_B - \theta_{C1}) \quad [°C] \quad (7.6.3).$$

Încălzirea apei de pulverizare se va determina cu relația:

$$\dot{M}\cdot\Delta h_{aer} = G_a\cdot c_a\cdot\Delta T_{apă} \quad (7.6.4)$$

în care:

$\dot{M}$ - debitul de aer [kg/s];

$\Delta h_{aer} = h_A - h_B$; $\Delta T_{apă} = \theta_{B2} - \theta_{B1}$

unde:

θ_{B2}, θ_{B1} - sunt temperaturile finală și inițială ale apei;

$c_a = 4,186$ kJ/kg·K, căldura specifică a apei;

$G_a = \dot{M}\cdot m$, [kg/s].

Temperatura finală a apei se determină cu relația:

$$\theta_{B2} = \theta_{B1} + (\Delta h_{aer}/m\cdot c_a) \quad [°C] \quad (7.6.5).$$

În ipoteza că procesul de umidificare adiabatică are loc în camera de pulverizare, atât vara cât și iarna, temperatura apei este egală cu temperatura după termometrul umed al punctului A, iar temperatura finală a aerului θ_D, se determină cu o relație similară relației 7.6.3, adaptată procesului $A - D_1$.

Exemplul de calcul 1

Un debit de aer:

$\dot{M} = 8000$ kg/h, de stare A cu parametrii $\theta_A = 28$ °C; $\varphi_A = 60\%$, este răcit și uscat cu ajutorul apei având:

$\theta_{ai} = \theta_{B1} = 8$ °C.

Se cere să se determine parametrii finali ai apei și ai aerului în procesul politropic de răcire și uscare utilizând metoda Rasch - Witorf.

Rezolvare

- Se unește punctul A cu punctul B_1, aflat la intersecția lui θ_{B1} cu $\varphi = 1$.

- Se alege un coeficient de pulverizare $m = 0,9$ kg apă/kg aer.

Pentru procesul politropic, se determină (cu nomograma din fig. 7.6.6, cu k în domeniul 0,5...0,7)

$\Delta T/\Delta T_a = 0,4$, rezultând:

$\theta_B = \theta_A - 0,4\cdot(\theta_A - \theta_{B1}) = 21,2$ °C.

- La intersecția dreptei

$h_B = 51,2$ kJ/kg cu $\varphi = 1$ se determină C_1 cu $\theta_{C1} = 18$ °C.

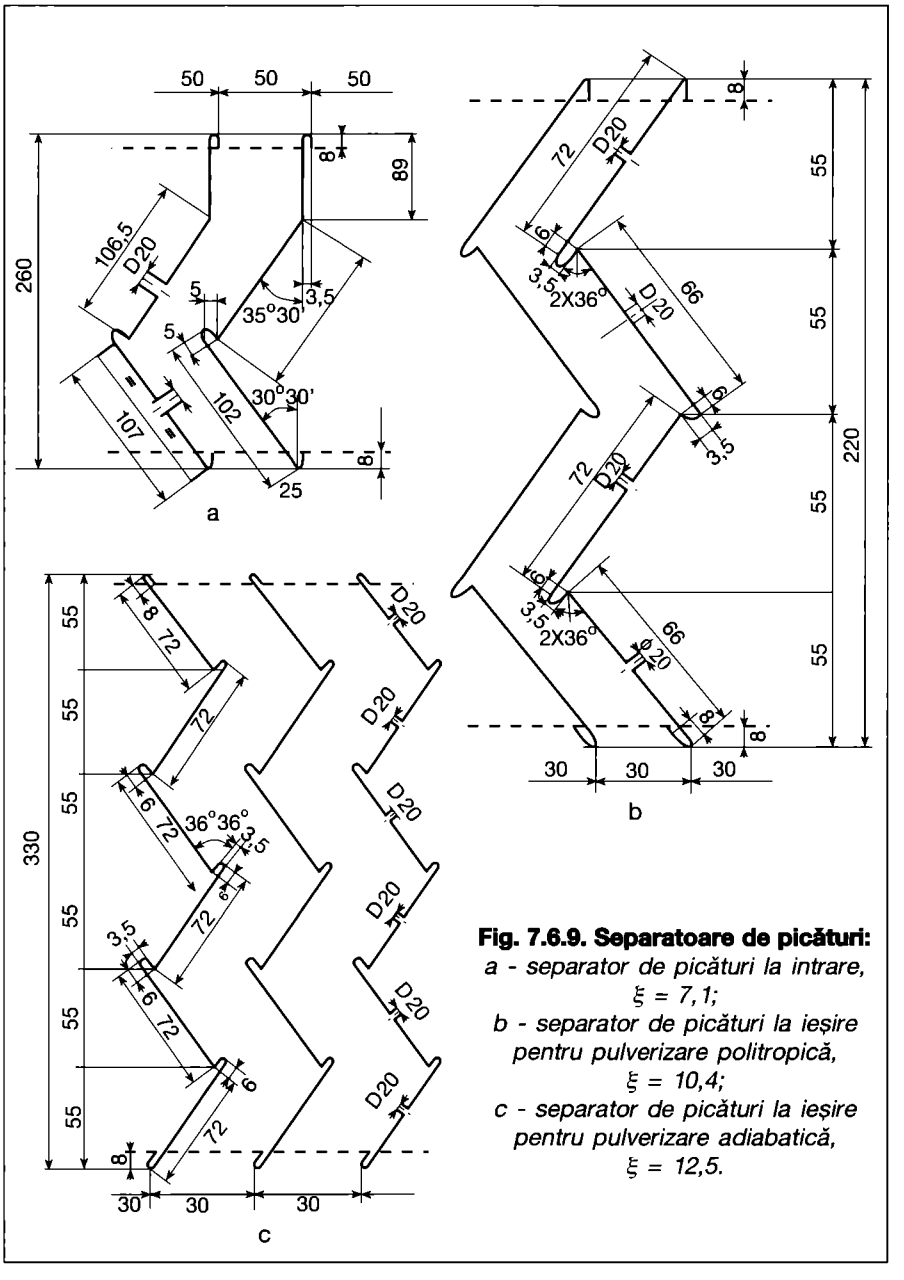


Fig. 7.6.9. Separatoare de picături:
a - separator de picături la intrare, ξ = 7,1;
b - separator de picături la ieșire pentru pulverizare politropică, ξ = 10,4;
c - separator de picături la ieșire pentru pulverizare adiabatică, ξ = 12,5.

Utilizând aceași nomogramă (k în domeniul 2...3) se determină $\Delta T/\Delta T_a = 0,9$; rezultă:

$\theta_C = \theta_B - 0,9 \cdot (\theta_B - \theta_{C_1}) = 18,3$ °C.

- Temperatura finală a apei, θ_{B_2} se determină cu relația 7.6.5:

$\theta_{B_2} = 8 + (64,8 - 51,2)/0,9 \cdot 4,186 = 12,4$ °C.

7.6.5. Accesoriile camerelor de pulverizare

• Pompa de apă este utilizată pentru vehicularea apei de pulverizare și se alege cunoscând debitul de apă G_a, determinat pentru situația de vară și presiunea necesară, calculată cu relația:

$$H_{nec} = p_a + H_g + H_p \quad [\text{bar}] \qquad (7.6.6)$$

în care:

p_a - presiunea apei la duzele de pulverizare;

H_g - diferența geodezică între nivelul apei din bazinul camerei de pulverizare și pulverizatorul cel mai de sus plasat;

H_p - pierderea de sarcină pe conducta de aspirație și refulare a pompei de circulație.

Pompele utilizate pentru camerele de pulverizare, sunt produse de firmele GRUNDFOS, WILO, SALMSON etc.

• Filtrul de apă este de formă cilindrică cu diametrul $d = 200...300$ mm (fig. 7.6.7). Suprafața de filtrare se determină cu relația:

$$A_f = G_a / \dot{M}_f \quad [\text{m}^2] \qquad (7.6.7)$$

în care:

G_a - debitul de apă de pulverizare [kg/s];

$\dot{M}_f$ - debitul specific al filtrului [kg apă/m²·s];

- pentru pulverizare brută se utilizează plasa de sârmă de alamă, plastic sau inox cu ochiuri de 1,25 x 1,25 mm și debite specifice de $\dot{M}_f \geq 4...8$ [kg/m²·s]

- pentru pulverizare fină se folosește filtrul din plasă de sârmă din alamă, plastic sau inox cu ochiuri de:

0,5 x 0,5 mm și cu debite specifice de $\dot{M}_f \geq 4...4,5$ kg/m²·s.

Lungimea filtrului se stabilește cunoscând suprafața de filtrare și diametrul d al filtrului.

Debitul de apă luat în calcul este cel de vară, în cazul în care se utilizează apă tratată într-o instalație (de răcire, de deionizare etc.), sau cel de iarnă, în cazul în care vara se utilizează apa de mare adâncime și iarna se recirculă apa din bazin.

• Bazinul de apă preia apa rezultată din pulverizare și are o adâncime în funcție de diametrul filtrului:

$h_b = d + 200$ mm.

Amplasarea filtrului de apă în bazin este indicată în fig. 7.6.7, în bazin urmând a mai fi amplasate: preaplinul, racordul de golire și robinetul cu plutitor (fig. 7.6.8).

• Preaplinul asigură evacuarea surplusului de apă din bazin în timpul funcționării camerei de pulverizare.

Secțiunea preaplinului va fi aproximativ dublă față de cea a conductei de alimentare a registrelor de pulverizare și poate fi de tip sifonat sau tip pâlnie (fig. 7.6.8 a, b).

Preaplinul de tip sifonat trebuie prevăzut cu o conductă de legătură cu exteriorul camerei pentru a se evita amorsarea sifonului și reducerea nivelului apei din bazin.

Preaplinul de tip pâlnie poate juca rolul racordului de golire. În acest caz îmbinarea dintre corpul bazinului și preaplin trebuie să fie etanșă pentru a se evita golirea bazinului în timpul funcționării.

• Racordul de golire se utilizează pentru evacuarea apei din bazin pentru reparații sau întreținere curentă. El trebuie prevăzut cu robinet de golire în cazul în care bazinul are preaplin de tip sifonat.

• Robinetul cu plutitor are rolul de a completa apa preluată de aer în procesul de umidificare sau al eventualelor scăpări. Debitul de apă necesar se va calcula cu relația:

$$G_{ad} = \dot{M} \cdot (x_R - x_P) \quad [\text{g/s}] \qquad (7.6.8)$$

unde:

$\dot{M}$ - este debitul de aer vehiculat [kg/s];

x_R, x_P - conținutul de vapori pentru stările inițială și finală, în procesul de umidificare adiabatică [g/kg].

• Registrul de pulverizare distribuie apă la duzele de pulverizare și se realizează astfel încât jeturile de apă pulverizată să se întretaie în partea lor finală.

Pentru camerele mici se amplasează un distribuitor principal, orizontal, jos sau sus, iar la camerele cu dimensiuni mari (cu H > 2m) se montează un singur distribuitor, amplasat central.

Dimensionarea registrelor se face cu ajutorul nomogramei de dimensionare a conductelor de apă rece din oțel sau material plastic, iar amplasarea duzelor de pulverizare se face astfel ca distanțele dintre duze, pe verticală și orizontală, să fie aproximativ egale.

• Separatoarele de picături de intrare au rolul de a uniformiza curentul de aer, iar cele de ieșire, de a reține picăturile de apă. Ele sunt alese în funcție de tipul de proces care are loc în camera de pulverizare și sunt redate în fig. 7.6.9.

• Ușa de vizitare permite accesul în camera de tratare pentru a efectua reparații și pentru întreținerea curentă a camerei. Pentru camerele cu două registre de pulverizare se montează o singură ușă de vizitare, între registre, iar pentru cele cu trei registre, două uși, pentru a avea acces la toate registrele.

7.7. Guri de aer

7.7.1. Probleme generale

Introducerea și evacuarea aerului în/din încăperile ventilate se face prin intermediul unor dispozitive terminale, uzual denumite „guri de aer". Gurile de introducere sunt elemente terminale ale circuitului de introducere a aerului prin care aerul pătrunde în încăperi. Gurile de evacuare sunt elemente prin care aerul din încăperi intră în circuitul de evacuare sau prin care este eliminat în exterior. Dacă circulația aerului, în sistemul de introducere/evacuare, se face mecanic, pentru gurile de aer se folosesc și termenii de guri de refulare, respectiv, aspirație. Dispozitivele plasate între încăperi aflate la presiuni diferite, pentru a realiza circulația controlată a aerului, se numesc guri de transfer.

Tipul, forma, dimensiunile și poziția în încăpere a gurilor de aer sunt determinante pentru procesul de ventilare. Se asigură astfel o circulație dirijată care permite aerului tratat să ajungă în zona ce trebuie ventilată. Există două moduri de a realiza ventilarea încăperilor prin:

- înlocuirea aerului viciat cu aer tratat, introdus pe toată suprafața unui perete al încăperii, cu evacuare pe peretele opus (circulație tip piston);
- amestec dintre aerul introdus și aerul viciat din încăpere, în care caz aerul este introdus și evacuat concentrat, folosind gurile de aer.

În afară de cele două, se poate considera modul de ventilare «prin deplasare» ce realizează o curgere orizontală de tip piston numai în zona inferioară a încăperilor.

Eficiența procesului de ventilare și eficiența evacuării poluanților (§ 9.5.5) depind, în mod hotărâtor, de felul în care s-au ales și poziționat gurile de aer, de unde rezultă atât implicații de ordin funcțional cât și de ordin economic.

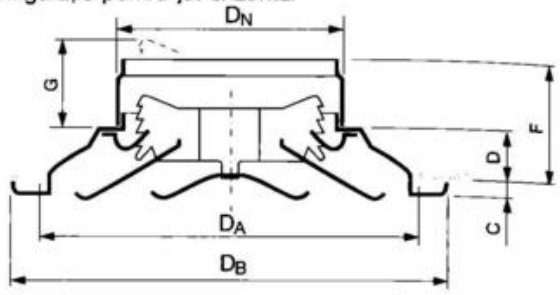
Câteva probleme necesită o atenție deosebită:

- Deoarece jeturile de aer cald și rece, introduse de gurile de refulare în funcție de sarcina termică variabilă a încăperii, sunt supuse forțelor arhimedice de sens contrar (v. § 9.5.1), există riscul ca aerul cald să nu ajungă în zona ocupată a încăperii iar aerul rece să producă senzație de curent; de aceea se recomandă ca să se analizeze oportunitatea montării unor guri cu geometrie variabilă, ca cele din fig. 7.7.1, 7.7.2 și fanta.
- Dacă și refularea și aspirația se realizează la plafon, soluție deseori agreată pentru că nu conduce la constrângeri de mobilare a încăperii și nu ocupă spațiul util de la pardoseală,

Tabelul 7.7.1. Clasificarea gurilor de aer

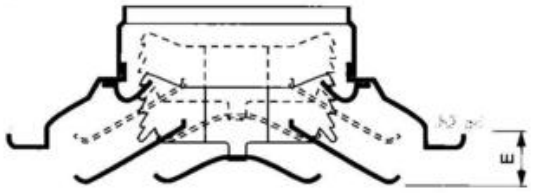
Nr.	Tipul gurii - caracteristici	Funcțiune	Loc de montare	Mod de racordare, pe:	Tipul jetului pentru gurile de refulare	Recomandări
1	Grile • sunt prevăzute către încăpere cu grătare și/sau jaluzele • pot avea în componență unul sau mai multe rânduri de jaluzele, așezate paralel sau transversal, pentru uniformizare sau reglare; sau individual; • după orientare, jaluzelele pot fi paralele, opuse sau divergente.	Refulare Aspirație Transfer	Plafon Perete Pardoseală Stâlpi	• Camere de aer; • Canale de distribuție; • Ramificații; • Distribuitoare de construcție specială (cutii – plenum).	Jet circular liber sau limitat spațial (lipit prin efect Coandă) Mai multe grile montate alăturat pot crea un jet plan, ca în cazul fantelor.	În funcție de poziția de montare, formă și material, grilele răspund unor cerințe foarte diferite din punct de vedere funcțional și estetic.
2	Difuzoare • Pot fi realizate sub formă de conuri concentrice, cu secțiune circulară sau dreptunghiulară (anemostate), fixe sau mobile (fig. 7.7.1); • Pot fi prevăzute cu un panou din tablă perforată cu diferite modele; • Prin prevederea în interior a unor clapete se pot realiza diferite configurații ale jetului (conic sau radial care se dezvoltă pe 1, 2, 3 sau 4 direcții); • Prin geometria dispozitivului se poate imprima o prerotație a jetului (fig. 7.7.2, 7.7.3).	Refulare Aspirație	Plafon (integrate în perete sau aparente);	• Ramificații, de obicei prin intermediul unei cutii-plenum care realizează configurarea jetului, asigură eventual măsurarea/reglarea debitului, izolarea fonică; • Camere de presiune; • Canale de distribuție.	• Jet liber circular sau plan; (anemostate bandă); • Jet elicoidal (dacă se realizează o prerotație; Jet radial axial (lipit prin efect Coandă), simetric sau asimetric pe 1, 2 sau 3 direcții.	• Toate tipurile de încăperi, în funcție de caracteristicile de catalog ale difuzorului; • Dacă jetul introdus variază de la rece la cald, trebuie verificată funcționarea în ambele situații; dacă este cazul, se alege un model cu geometrie variabilă; • În cazul folosirii pentru aspirație, trebuie evitată scurtcircuitarea între refulare și aspirație.
3	Fante • au una din laturi mult mai mare (> 10 ori) decât cealaltă; • deschiderea fantei poate avea dimensiunea constantă sau variabilă în lungul ei; • deschiderea poate să fie fixă sau variabilă; • unghiul de înclinare al jetului poate să fie fix sau variabil.	Refulare Aspirație	Perete Plafon	• Canal profilat tip pană sau pană teșită calculat pe principiul presiunii statice constante (distribuitor cu secțiune variabilă); • Distribuitor cu secțiune constantă; • Canal de distribuție (transversal).	• Jet plan liber sau lipit (de perete).	• Refulare la plafon se utilizează în încăperi înalte; în încăperi joase se recomandă fante de refulare pe perete, sub plafon; • Fantele de aspirație sunt foarte eficiente și se preferă în aspirații locale.
4	Dispozitive pentru ventilare prin deplasare • Se pot realiza de formă cilindrică (întreg, semi sau sfert de cilindru) sau paralelipipedică, cu înălțimi de 0,7 - 2,0 m sau cu dispozitive de mici dimensiuni care să fie uniform distribuite pe pardoseală, în plinte, contratrepte; • Supafața de introducere a aerului este realizată din tablă perforată cu diferite modele; • În interior este prevăzut un sistem de distribuție uniformă a aerului pe toată suprafața.	Refulare	Stâlpi Perete (în câmp sau la colț) Pardoseală Plintă Contratrepte	• Ramificații	• Mișcare cu viteză redusă, practic paralelă cu pardoseala	• Se recomandă pentru introducerea aerului rece, în spații în care mobilierul nu blochează mișcarea aerului.
5	Guri speciale pentru introducere în zona de activitate • Sunt de construcție foarte diferită, adaptate locului de amplasare (în spătarul/piciorul scaunelor, în sau în spatele pupitrelor, birourilor etc.).	Refulare Aspirație	Mobilier, aproape de zona de respirație	• Camere de presiune • Ramificații	• Mișcare cu viteză redusă	• Pot crea senzație de inconfort dacă nu sunt testate pentru aplicația la care sunt folosite
6	Guri pentru ventilare naturală și mixtă • pot fi simple, higro sau autoreglabile, pentru introducere sau evacuare • Elemente exterioare ale anvelopei		Pereți Ferestre		• Mișcare cu viteză redusă	• Gurile de introducere se amplasează deasupra corpurilor de încălzire pentru amestec cu aerul interior.

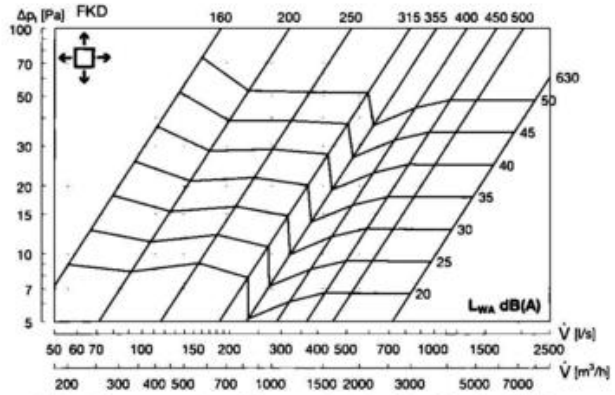
Configurație pentru jet orizontal



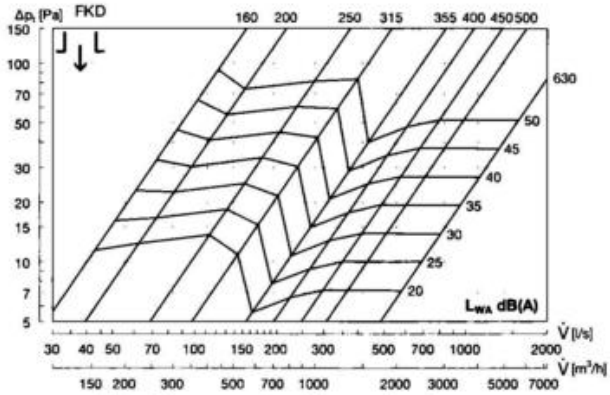
Dimensiune	D_A [mm]	D_B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	F [mm]	G [mm]	D_N [mm]	m [kg]
160	279	323	12	35	22	85	46	160	1.75
200	375	428	10	51	26	101	55	200	2.70
250	467	538	14	67	33	117	68	250	4.70
315	557	635	10	85	42	135	80	315	6.20
355	648	743	18	96	46	146	86	355	8,00
400	740	856	14	116	49	166	92	400	11.8
450	832	970	14	135	66	185	110	450	14,0
500	924	1081	17	149	66	199	116	500	18,0
630	1103	1286	18	182	66	232	116	630	21,0

Configurație pentru jet vertical

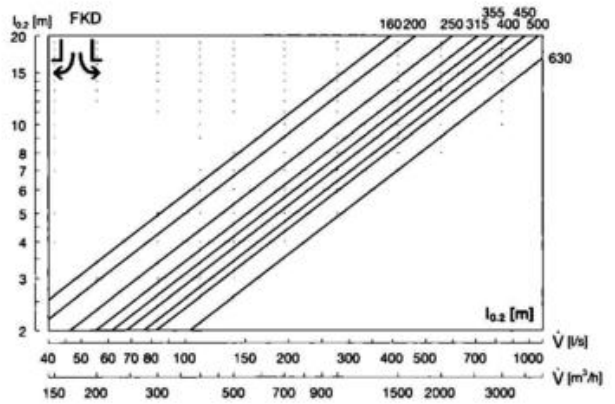




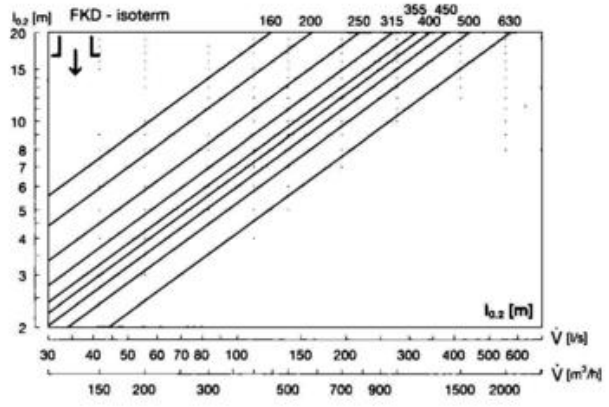
Nivel de zgomot - difuzor circular Lindab tip FKD - jet orizontal lipit de plafon



Nivel de zgomot - difuzor circular Lindab tip FKD - jet vertical



Bătaia jetului - difuzor circular Lindab tip FKD - jet orizontal lipit de plafon



Bătaia jetului - difuzor circular Lindab tip FKD - jet vertical

Fig. 7.7.1. Difuzor circular reglabil, gama „Lindab *Comfort*", *tip FKD*

trebuie evitat scurtcircuitul dintre aerul introdus și cel evacuat care are ca urmare o eficiență energetică redusă a sistemului; în acest scop se poate analiza o variantă de alegere a unor guri de refulare pe una, două sau trei direcții (v. fig. 7.7.4)

- Alegerea gurilor de refulare prin deplasare trebuie corelată cu un calcul corespunzător al bilanțului termic al încăperii, efectuat special pentru un sistem de introducere în zona de ocupare a încăperilor.

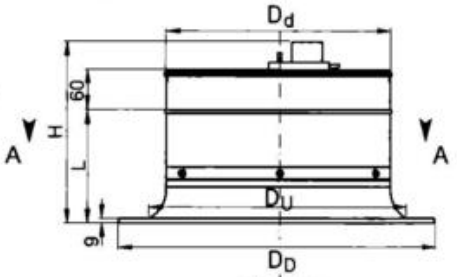
Fiind plasate în încăpere, gurile de aer trebuie să răspundă, în plus, unor cerințe de ordin estetic dorindu-se o integrare armonioasă a lor în arhitectura încăperii. Este, de asemenea, necesar să prezinte rezistență mecanică adecvată poziției de montare în încăpere și să poată fi întreținute periodic.

7.7.2. Tipuri constructive; caracteristici geometrice și tehnico-funcționale

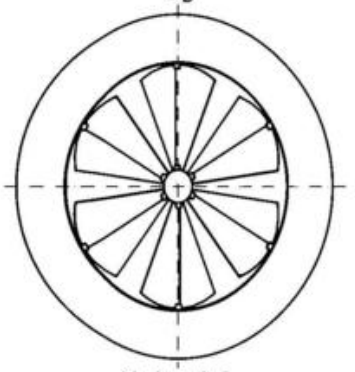
Există o mare diversitate de dispozitive terminale (guri de aer), concepute astfel încât să răspundă cerințelor tehnico-funcționale, estetice, economice și de fiabilitate ale instalațiilor de ventilare și climatizare. În tabelul 7.7.1 sunt cuprinse principalele tipuri constructive, clasificate în principal după caracterul spațial al mișcarii aerului. Geometria și diferitele detalii constructive pot diferenția fiecare tip în parte, din punctul de vedere al caracteristicilor inițiale ale jetului de aer (§ 9.5), al modului de racordare, al posibilităților de reglare pe care le oferă și bineînțeles al design-ului și al rezistenței mecanice.

Ceea ce diferențiază de obicei gurile de refulare de cele de aspirație este prevederea, în cazul gurilor de refulare, unor dispozitive de uniformizarea curgerii în amonte de secțiunea de ieșire, de direcționare a jetului, de reglare a debitului de aer, eventual de preluare a aerului din conducte (canale). În acest sens, sunt recomandate pentru racordare, cutii – plenum ce pot fi utilizate pentru o serie de modele de guri sau, pentru modele mai complicate, unele dintre ele cu geometrie variabilă, sunt prevăzute elemente de distribuție și reglare specifice. Astfel diferitele modele sunt recomandate în special pentru anumite destinații de clădiri și pentru anumite funcțiuni (refulare sau aspirație, răcire și/sau încălzire) etc. Un exemplu îl constituie difuzoarele de plafon, recomandate pentru refulare, deoarece asigură o atenuare rapidă a vitezei aerului introdus în încăpere, datorită unui unghi mare de împrăștiere a jetului sau lipirii lui de suprafață. Nu există însă interdicții de utilizare a acestor guri

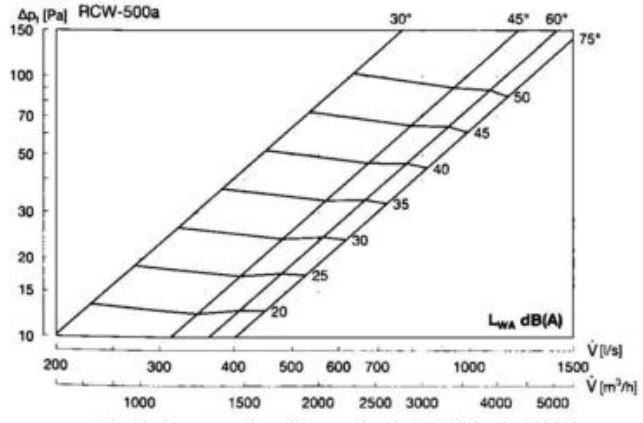
Schița produsului și dimensiuni



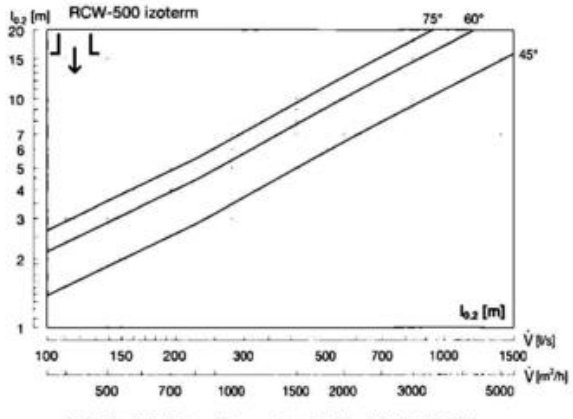
D_d mărime	D_D [mm]	H [mm]	L [mm]	D_U [mm]	m* [kg]
250	360	240	143	285	2.40
315	460	267	168	365	3.10
400	560	292	178	450	4.40
500	670	341	226	570	6.80
630	870	391	273	740	9.90



Vedere A-A

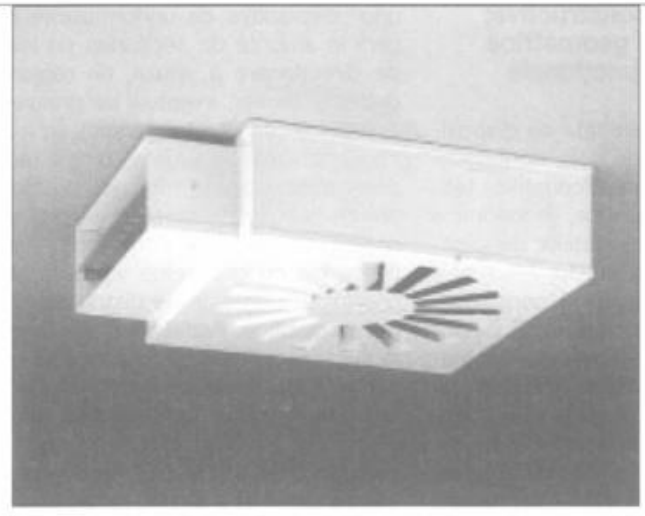


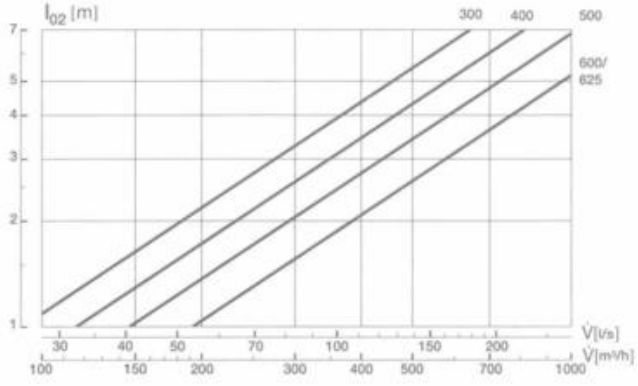
Nivel de zgomot - difuzor circular Lindab tip RCW - jet vertical, diferite unghiuri β



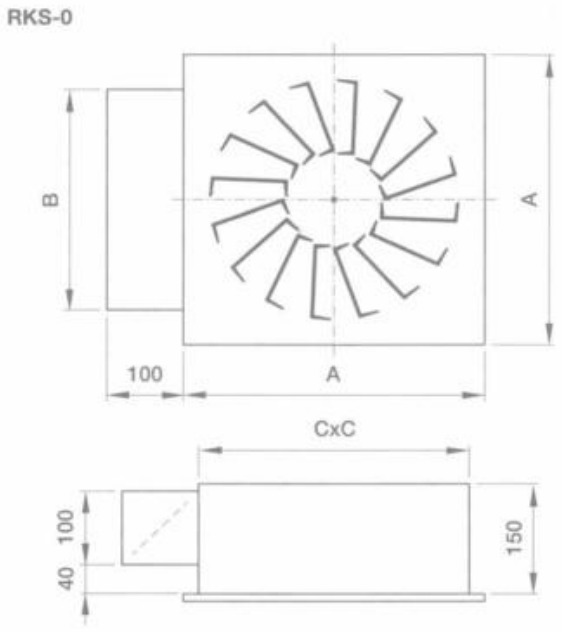
Bătaia jetului - difuzor circular Lindab tip RCW - jet vertical, diferite unghiuri β

Fig. 7.7.2. Difuzor circular cu palete reglabile, cu jet elicoidal, gama „Lindab Comfort", tip RCW





Bătaia jetului - difuzor plat cu jet elicoidal tip RKS



tip	300	400	500	600	625
A	295	395	495	595	620
B	200	300	400	500	500
A	250	350	450	550	550

Fig. 7.7.3. Difuzor plat cu jet elicoidal, gama „Lindab Comfort", tip RKS

pentru aspirație, dacă se dorește o tratare uniformă a plafonului. Invers însă, gurile de evacuare având o construcție mai simplă, care nu asigură distribuția corectă a aerului ce trebuie introdus, nu sunt indicate pentru refulare.

Produsele comercializate de diferite societăți specializate în fabricarea echipamentelor de distribuție a aerului pentru ventilare și climatizare sunt foarte variate. Pentru alegerea corespunzătoare a acestor produse, documentația tehnică conține descrierea tipurilor în fabricație, domeniul recomandat de utilizare precum și o serie de nomograme care exprimă relațiile dintre diferitele caracteristici funcționale. Acestea se referă în mod special la mărimile aeraulice și la nivelul de zgomot; de asemenea se fac o serie de precizări referitoare la variante de utilizare ale produselor și se dau condițiile de extrapolare și corecțiile ce trebuie aplicate în aceste situații. În lipsa nomogramelor se pot utiliza relațiile de calcul ale mișcării aerului în jeturi (pentru gurile de refulare) și ale mișcării potențiale (pentru gurile de aspirație) – (§ (9.5). Societățile de prestigiu dispun, pe lângă cataloagele tipărite, pe suport informatic sau accesibile on-line:

www.lindabventilation.com;
www.lindab.fr;
www.france-air.com;
www.halton.com, de programe de simulare a mișcării aerului în încăperi, deosebit de interesante pentru proiecte de mare anvergură.

Caracteristicile geometrice și aeraulice importante pentru funcționarea gurilor de refulare în sistemele de ventilare și climatizare sunt următoarele:

- dimensiunea caracteristică – o dimensiune geometrică reprezentativă pentru fiecare tip de dispozitiv (de exemplu diametrul racordului sau latura suprafeței frontale de refulare/aspirație); această dimensiune este folosită în tabele, nomograme și pentru comanda unei anumite guri de aer);
- secțiunea efectivă:

$A_0 = \mu \cdot r \cdot A_t$,

unde:

μ - coeficient de contracție,
r - coeficient de secțiune liberă,
A_t - secțiune totală (calculată cu dimensiuni de gabarit);

- constanta caracteristică a gurii de refulare K;
- viteza v_0 se determină experimental ca valoare medie măsurată.
- debitul de aer volumic q_v introdus sau evacuat prin gura de aer;
- bătaia jetului (distanța de penetrare) $l_{0,2}$, care reprezintă distanța la care viteza maximă din jetul de aer izoterm atinge o valoare specificată (în acest caz 0,2 m/s dar pot fi indicate și alte valori);
- căderea totală de presiune Δp (pierderea totală de sarcină), care reprezintă presiunea totală (statică și dinamică) necesară pentru a asigura curgerea unui anumit debit de aer prin secțiunea efectivă (liberă) a gurii de aer; această mărime este determinată experimental, în condițiile în care gura de aer (cu plenum inclus după caz) este racordată la o conductă dreaptă cu o lungime de 1m.

Pentru a caracteriza nivelul de zgomot, producătorii de echipament indică:

- nivelul de presiune sonoră L_A [dB(A)], stabilit pentru o încăpere având o atenuare de 4 dB;
- nivelul de putere sonoră:

$L_w = L_A + K_{0k}$ [dB],

unde:

K_{0k} - coeficient în funcție de frecvența zgomotului;

- atenuarea zgomotului ΔL, care repre-

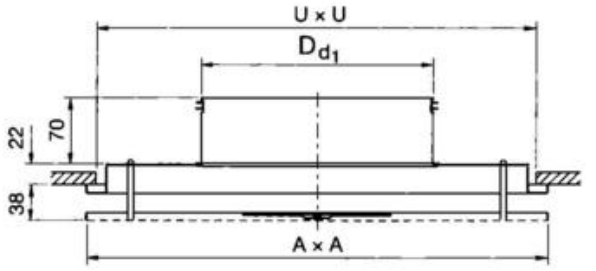
zintă reducerea puterii sonore între conducta de racordare a gurii de aer și încăpere (inclusiv reflexia sonoră).

În continuare sunt descrise câteva tipuri de dispozitive terminale reprezentative, cu nomogramele corespunzătoare indicate de producători. Acestea vor fi utilizate la § 9.5 unde se dau exemple de alegere a gurilor de aer.

Difuzoare de plafon

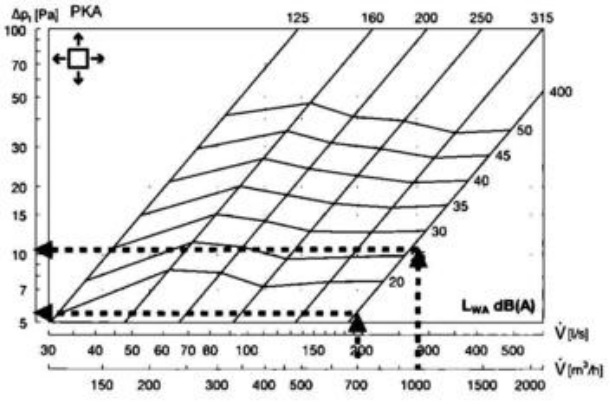
Există o gamă foarte largă de difuzoare de plafon, diferențiate între ele prin funcționalitate și design. Alegerea modelului de difuzor este determinată atât de condițiile de lucru (debitul de aer, temperatura de refulare în raport cu temperatura încăperii, destinația încăperii deservite și confortul necesar) cât și de geometria încăperii și de cerințele de estetică. Difuzoarele de tavan pot fi utilizate atât pentru introducerea aerului cât și pentru evacuarea acestuia.

Funcționarea difuzoarelor de tavan care introduc aer în încăperi, este bazată în multe cazuri pe efectul Coandă, care realizează „lipirea" jetului de aer introdus la nivelul plafonului și dezvol-

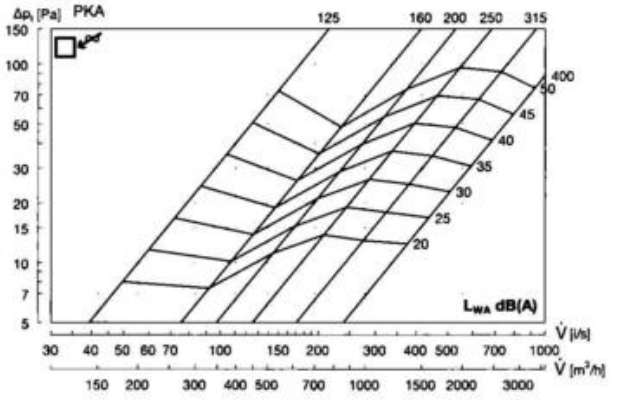


D_{d_1} Dimensiune	A [mm]	U [mm]	Aria liberă A[m²]	m [kg]
125	235	200	0,018	1,10
160	295	260	0,023	1,80
200	395	360	0,03	2,80
250	495	460	0,043	4,20
315	595	560	0,057	5,70
400	595	560	0,075	5,70

Căderea de presiune și nivelul de zgomot



Căderea de presiune și nivelul de zgomot



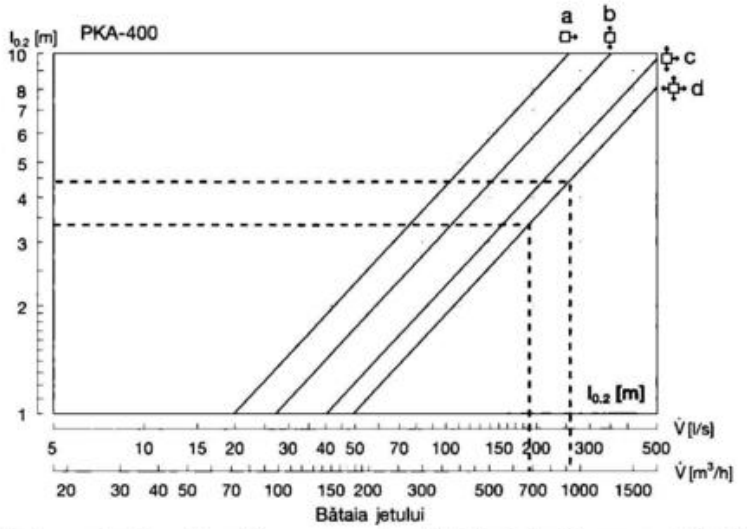


Fig. 7.7.4. Difuzor pătrat cu placă perforată, cu racordare la tubulatură, gama „Lindab Comfort", tip PKA.

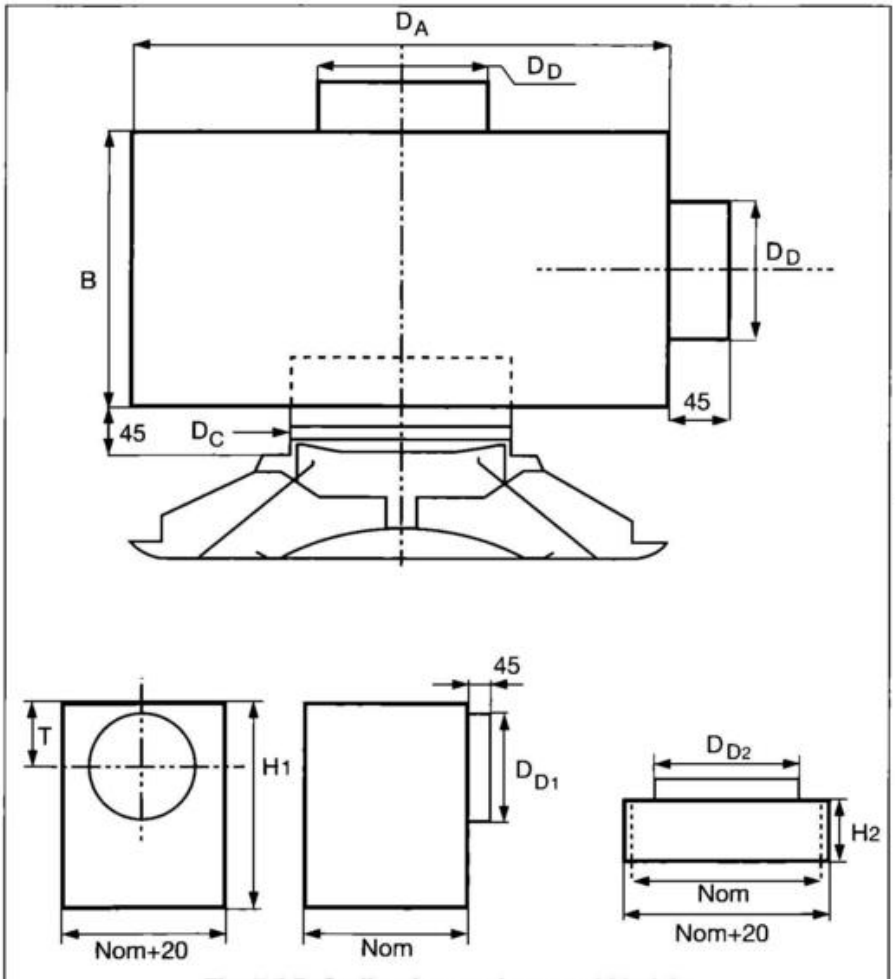


Fig. 7.7.5. Cutii - plenum de racord Lindab, tip PC(circular) sau PR (rectangular)
Racordarea plenumului se face prin conducta de diametru D, care alimentează lateral sau frontal

tarea lui orizontală, dezvoltare ce poate continua în lungul pereților, către zona ocupată a încăperii. Pentru situații cu diferențe mari de temperatură între condițiile de iarnă și de vară, există difuzoare cu geometrie variabilă care realizează vara un jet orizontal și iarna un jet vertical (exemplu difuzorul Lindab tip FKD – fig. 7.7.1.).

Pentru introducerea unor debite mari de aer în încăperi de înălțime medie și mare, se recomandă difuzoare de plafon cu jet elicoidal, realizat printr-o construcție care imprimă o componentă tangențială a curgerii (o prerotație a jetului emis). Un exemplu îl constituie difuzorul Lindab tip RCW (vezi fig. 7.7.2.). Acest difuzor introduce aerul prin intermediul unor palete cu unghi de înclinare variabil; reglarea se poate face manual sau motorizat. Prin modificarea unghiului, jetul poate să fie emis vertical sau orizontal. Reglarea paletelor este deosebit de utilă în cazul jeturilor neizoterme, pentru a asigura ca bătaia jetului să rămână constantă, când se modifică temperatura de refulare. Pentru fiecare dispozitiv, de o anumită dimensiune, bătaia jetului este funcție de unghiul β și de diferența de temperatură ΔT_0 dintre temperatura de refulare și temperatura interioară a încăperii. Un exemplu de calcul și diagramele corespunzătoare pentru jetul neizoterm se prezintă la § 9.5.

Un jet elicoidal se obține și prin utilizarea difuzorului din fig. 7.7.3, caracterizat printr-o înălțime redusă și care poate fi montat aparent sau în plafon fals.

În construcția difuzoarelor pot fi prevăzute o serie de elemente pentru dirijarea jetului de aer pe 1, 2, 3 sau 4 direcții, diferite măști și adaptoare pentru montajul în tavan fals. Un exemplu este difuzorul Lindab tip PKA (vezi fig. 7.7.4). Acesta are suprafața de formă pătrată și perforată și se poate integra ca un panou perforat în plafonul fals. Poate fi folosit pentru refulare (recomandat pentru introducerea aerului rece, în sisteme cu debit constant sau variabil) sau pentru aspirație.

Racordarea difuzoarelor de aer se poate face fie direct la conductele (canalele) de aer, fie prin intermediul unei cutii plenum cu rolul de a asigura o distribuție corectă a aerului în secțiunea de formare a jetului. Astfel de cutii plenum sunt redate în fig. 7.7.5. Pentru reglarea debitului se folosesc clapete (registre) care asigură echilibrarea hidraulică a sistemului. Se menționează că în cazul unei concepții deficitare a sistemului de conducte, registrele de la dispozitivele terminale nu pot asigura echilibrarea, deoarece închiderea excesivă a acestor clapete conduce la creșterea zgomotului produs de gurile de refulare (exemplu pentru difuzoare Lindab PKA, montate pe cutii - plenum (vezi fig. 7.7.6).

Grile

Grilele au rolul de introducere sau evacuare a aerului și sunt folosite în

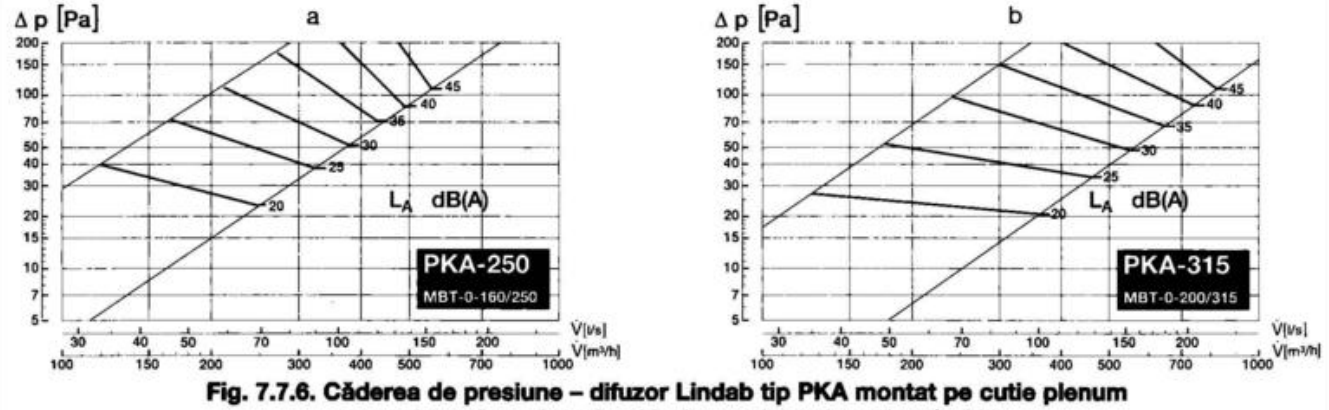
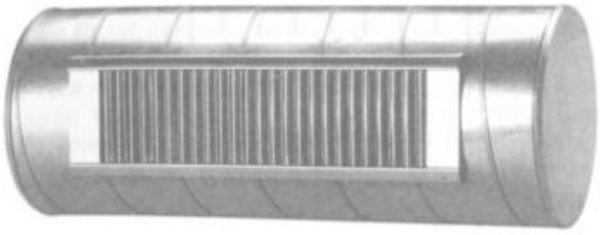
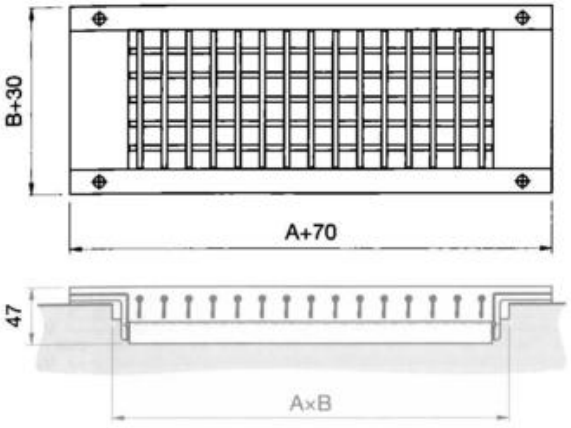
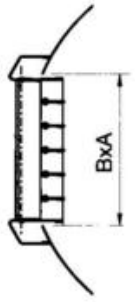


Fig. 7.7.6. Căderea de presiune – difuzor Lindab tip PKA montat pe cutie plenum
a – registru de reglare deschis; b – registru de reglare închis



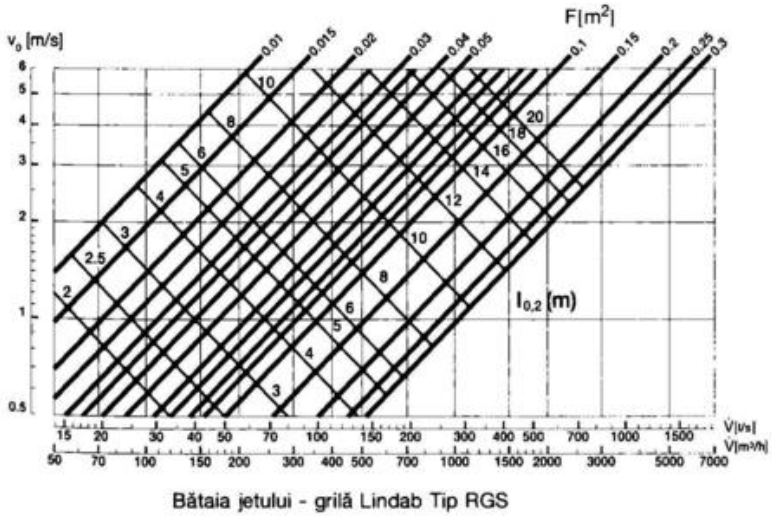
Schița produsului și dimensiuni



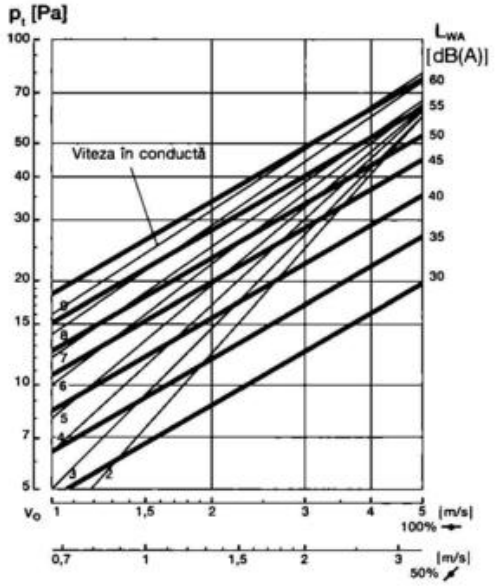


A x B = Dimensiune decupare

Dimensiuni A	x	B	Diametru minim conductă	A[m²]	RGS 1 m[kg]
325	X	75	160	0,017	1,10
325	X	125	250	0,028	1,30
325	X	150	315	0,034	1,40
325	X	225	500	0,056	2,20
425	X	75	160	0,023	1,40
425	X	125	250	0,037	1,80
425	X	150	315	0,045	1,90
425	X	225	500	0,074	3,00
525	X	75	160	0,028	1,70
525	X	125	250	0,047	2,00
525	X	150	315	0,056	2,30
525	X	225	500	0,093	3,40
625	X	75	160	0,034	1,90
625	X	125	250	0,056	2,40
625	X	150	315	0,068	2,60
625	X	225	500	0,112	3,70
825	X	75	160	0,045	2,40
825	X	125	250	0,074	3,10
825	X	150	315	0,093	3,50
825	X	225	500	0,148	5,10
1025	X	75	200	0,056	2,90
1025	X	125	250	0,093	3,40
1025	X	150	315	0,112	3,90
1025	X	225	500	0,186	5,80
1225	X	75	200	0,068	3,20
1225	X	125	250	0,112	4,00
1225	X	150	315	0,136	4,40
1225	X	225	500	0,224	6,30

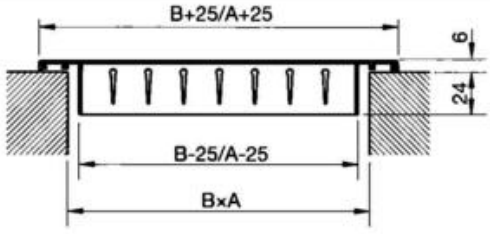


Bătaia jetului - grilă Lindab Tip RGS

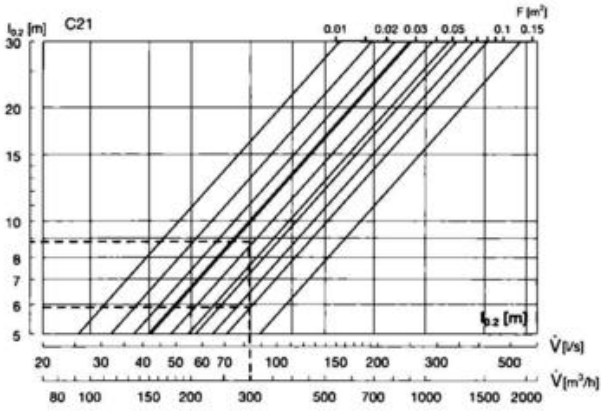


Nivelul de zgomot și căderea de presiune, pentru clapetă de reglare 100% sau 50% deschisă - grilă Lindab tipRGS

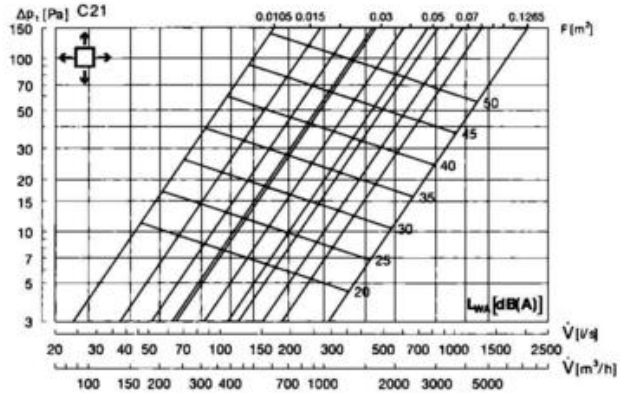
Fig. 7.7.7. Grilă Lindab pentru tubulatură circulară - tip RGS



Schița produsului grilă Lindab tip C



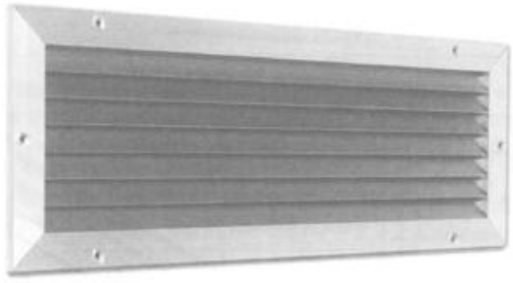
Bătaia jetului pentru grilă Lindab tip C



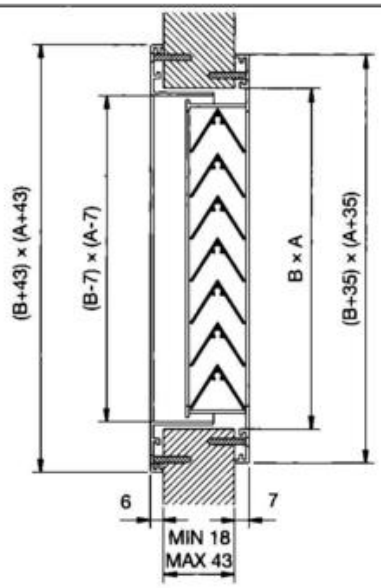
Nivelul de zgomot și căderea de presiune, grilă Lindab tip C - refulare

Fig. 7.7.8. Grile din aluminiu cu lamele orizontale reglabile, Lindab - tip C

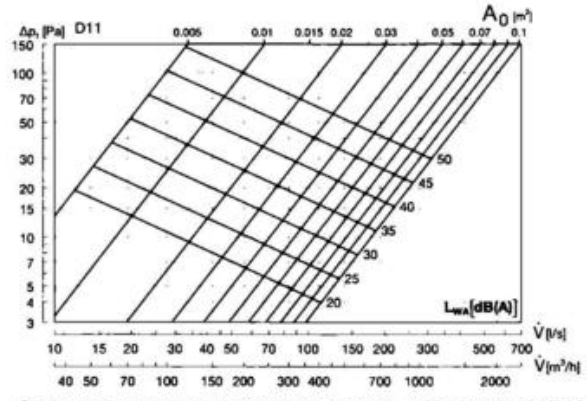
Fig. 7.7.9. Grile de transfer pentru uși, Lindab – tip D11



Schița produsului și dimensiuni



A x B [mm]	F [m²]	m [kg]
200 X 97	0,0046	0,3
300 X 97	0,0071	0,4
300 X 157	0,0139	0,7
400 X 157	0,0188	0,9
500 X 157	0,0237	1,2
600 X 157	0,0285	1,4
300 X 197	0,0185	0,9
400 X 197	0,0250	1,2
500 X 197	0,0314	1,5
600 X 197	0,0380	1,7



Căderea de presiune și nivelul de zgomot, grilă Lindab, tip D11

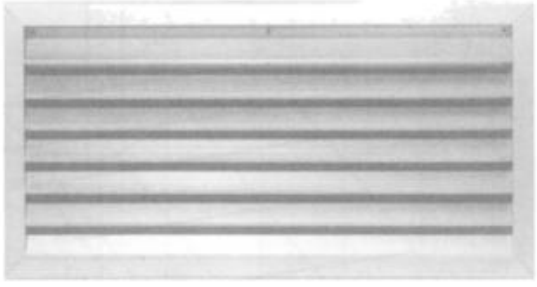
sistemele de ventilare şi climatizare, pentru clădiri cu diverse destinaţii. Sunt indicate pentru spaţii de birouri, clădiri de locuit, hoteluri, clădiri administrative. Pentru introducerea aerului, grilele sunt montate uzual pe perete, în apropierea tavanului, favorizând astfel apariţia efectului Coandă, dar pot fi montate şi în partea inferioară a încăperii, pe perete, pardoseală, contratrepte etc. Pentru evacuarea aerului, grilele se montează de asemenea pe plafon, pe perete sau pe pardoseală. În continuare sunt date câteva exemple reprezentative.

Grilele Lindab - tip RGS (vezi fig. 7.7.7) sunt realizate din oţel zincat şi se pot monta direct pe tubulatură circulară sau rectangulară, fiind prevăzute opţional cu lamele pentru dublă deflexie şi cu clapetă de reglare a debitului de aer. Grilele Lindab - tip C (vezi fig. 7.7.8) sunt echipate cu două rânduri de lamele din aluminiu, orizontale şi verticale, montate pe un cadru de oţel zincat. Lamelele orizontale, montate în planul dinspre încăpere pot fi orientate pentru direcţionarea jetului; lamelele verticale din planul al doilea pot fi şi ele orientate pentru a mări unghiul de difuzie a jetului. Se produc într-o gamă largă de dimensiuni: dimensiunile maxime sunt A x B = 1200 x 500 şi cele minime de 100 x 60 mm. Secţiunea efectivă (liberă) a grilei se poate calcula cu relaţia:

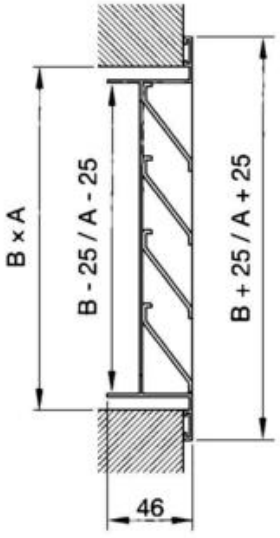
$A_0=(A-25)x(B-25)x0,8x1-6$ [m²];

în funcţie de A_0 şi de debitul de aer se pot determina caracteristicile: bătatia jetului, nivelul de zgomot şi căderea de presiune totală (pierderea de sarcină) (vezi fig. 7.7.8.).

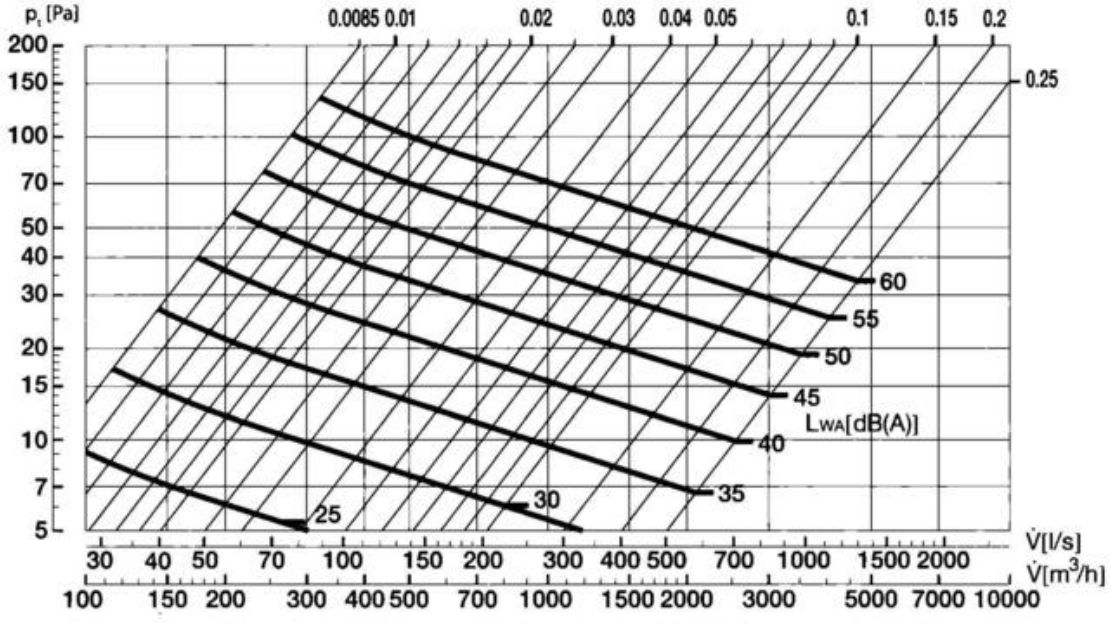
Modelul Lindab - D11 este o grilă de transfer din aluminiu, ce se montează în uşi sau în pereţi, pentru a asigura



Schiţa produsului şi dimensiuni

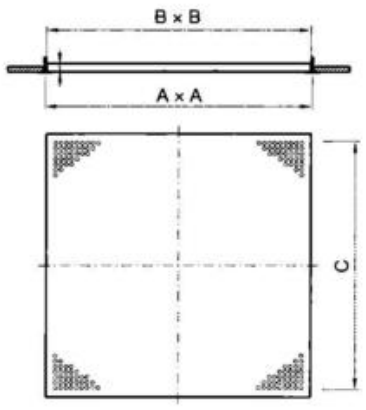


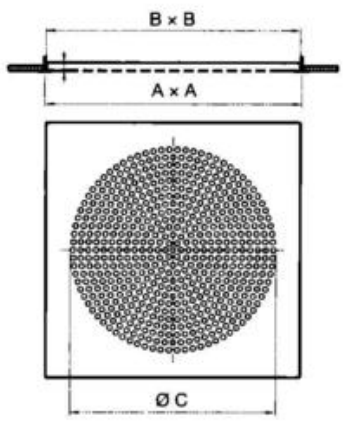
A x B [mm]	A_0 [m²]	m [kg]
300 x 300	0,022	0,55
400 x 400	0,044	1,10
500 x 500	0,072	1,77
600 x 600	0,107	2,69



Căderea de presiune şi nivelul de zgomot, grilă Lindab, tip H2

Fig. 7.7.10. Grilă de exterior pentru montare în perete, Lindab – tip H2



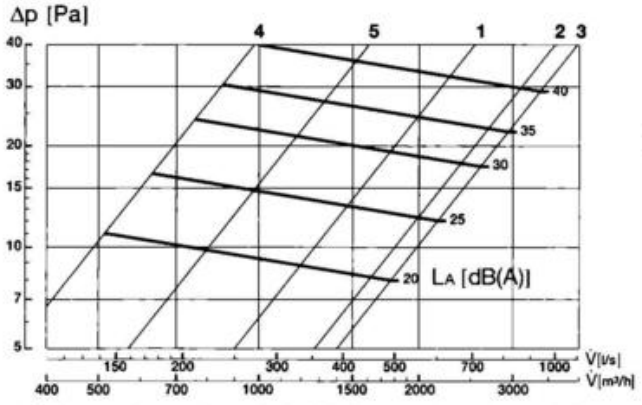


PKY

A Mărime	B [mm]	C [mm]	Aria liberă [m²]	curbă no.	masa [kg]
500	495	467	0,085	1	1,3
600	595	567	0,125	2	1,8
625	620	597	0,138	3	1,9

PCY

A Mărime	B [mm]	C [mm]	Aria liberă [m²]	curbă no.	masa [kg]
500	495	400	0,043	4	1,6
600	595	490	0,064	5	2,1
625	620	490	0,064	5	2,2



Căderea de presiune și nivelul de zgomot pentru grilele Lindab, PKY/PCY

Fig. 7.7.11. Grile de aspirare prin plafonul fals, Lindab – tip PKY /PCY

circulația unui debit de aer între încăperi cu presiune diferită (vezi fig. 7.7.9.).

Grila de exterior Lindab - H2 poate fi folosită ca priză de aer proaspăt sau ca gură de evacuare a aerului viciat, fiind concepută astfel încât să prevină influența intemperiilor asupra instalației de ventilare sau climatizare (vezi fig. 7.7.10).

Pentru aspirația aerului din încăperi se pot folosi și grile montate direct pe plafonul fals; aerul se va extrage pe urmă din camera de depresiune creată între plafonul propriuzis al încăperii și plafonul fals. Se exemplifică astfel cu grilele Lindab (vezi fig. 7.7.11). Aceste grile se prezintă ca panouri perforate din tablă zincată, cu perforații pe întreg panoul pătrat (tip PKY) sau care crează un cerc pe acest panou (PCY).

Duze de refulare

Aceste dispozitive sunt difuzoare speciale, concepute pentru introducerea aerului în spații largi și unde este necesară o bătaie mare și o direcționare a jetului de aer. Pot fi utilizate astfel în săli de sport, la piscine (cu jet vertical orientat în sus), în hale industriale. Este prevăzută cu o parte mobilă, de forma unei rotule care se rotește liber în toate direcțiile, cu un unghi de ± 300. Montajul se poate face pe conducte circulare sau direct pe un perete ce închide un spațiu de aer (cameră de presiune). În fig. 7.7.12 sunt date caracteristicile duzelor orientabile Lindab tip DAD.

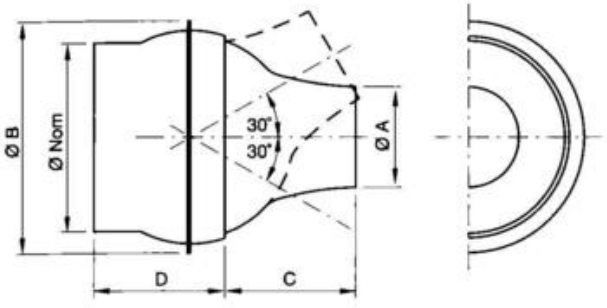
Fante

Fantele sunt dispozitive terminale utilizate pentru introducerea sau evacuarea aerului în/din încăperi. Ele sunt caracterizate printr-un raport mare lățime/înălțime (>10). La refulare se realizează astfel jeturi plane, pentru care viteza descrește mai lent în lungul curgerii și deci se obține o bătaie mai mare a jetului; acest fapt este accentuat de situația în care fanta realizează un jet care se lipește de plafon, prin efect Coandă (vezi fig. 7.7.13). Lipirea jetului se poate realiza fie prin amplasarea fantei pe perete, la distanță mică sub plafon (< 300 mm), fie prin orientarea jetului la fantele poziționate pe plafon. În fig. 7.7.14 sunt prezentate fantele din gama „Lindab Confort" tip MTL. Acestea pot fi utilizate pentru refulare sau pentru aspirație. Sunt realizate din aluminiu, cu deflectoare din plastic (cele de refulare). Pentru fantele montate pe plafon, deflectoarele permit orientarea jetului vertical sau lipit. Pentru a asigura repartiția aerului pe toată lungimea, fantele se montează pe cutii-plenum concepute diferit pentru refulare sau aspirație.

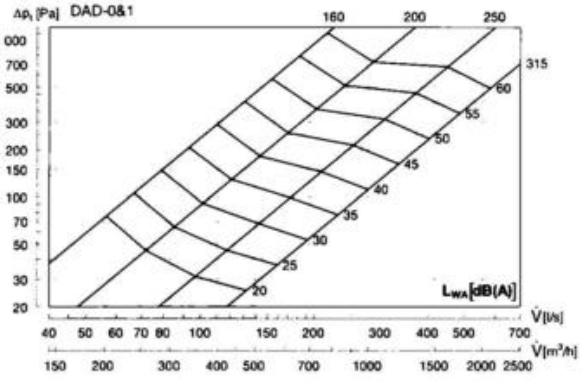
Dispozitive pentru ventilarea prin deplasare

Indicii care caracterizează eficiența procesului de ventilare (§ 9.5.6.) arată că ventilarea prin deplasare, formă redusă spațial a ventilării de tip piston, arată ca acest mod prezintă avantaje care în final se traduc prin economie de energie a sistemului. Dispozitivele terminale ale instalațiilor (gurile de aer) introduc aerul direct în zona de activitate, cu viteze care să asigure confortul ocupanților. Se recomandă ca aceste dispozitive să fie utilizate în special pentru răcire și ventilare, în spații mari. Cele mai uzuale se prezintă sub forma unor difuzoare cu forme foarte diverse (cilindrice, paralelipipedice etc) care permit integrarea lor în arhitectura încăperii, la perete, lângă stâlpi, la colțuri. În fig. 7.7.15. se dă un exemplu de dispozitiv de ventilare prin deplasare semicilindric, produs de Lindab. Aparența este a unei măști de tablă perfo-

Schița produsului, dimensiuni



D_{Nom} Mărime	D_A [mm]	D_B [mm]	C [mm]	D [mm]	masă [kg]
160	85	196	110	110	0,50
200	110	238	140	125	0,90
250	140	288	180	140	1,40
315	175	355	245	165	2,40



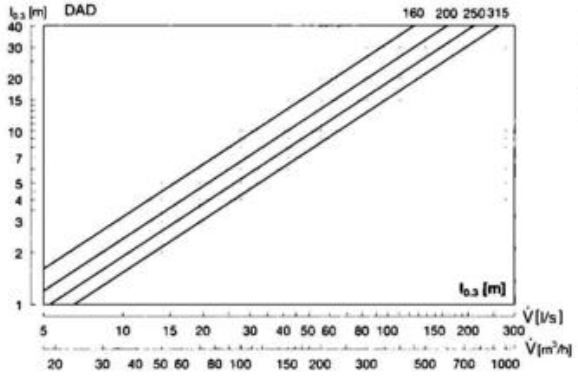


Fig. 7.7.12. Duză orientabilă gama „Lindab Comfort", tip DAD

rată dar se subliniază că pentru obținerea distribuției uniforme a aerului pe suprafața de refulare, există în interior un sistem deosebit de complex alcătuit dintr-o cameră de presiune din care aerul iese prin intermediul unor duze ajustabile. Prin modificarea poziției acestora se poate obține în jurul dispozitivului o „dispersie concentrată" sau „dispersată" mai mult într-o direcție (după terminologia producătorului). Alimentarea se face prin conductă circulară, la partea superioară a difuzorului. În fig. 7.7.16 sunt prezentate alte forme de difuzoare prin deplasare.

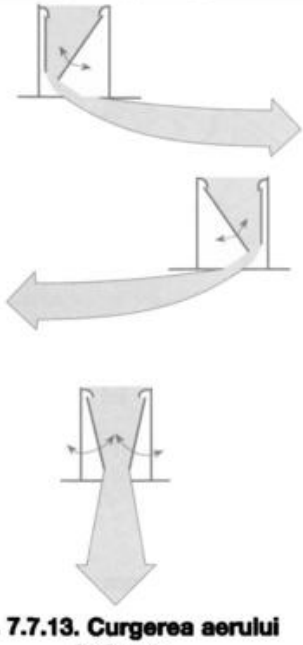


Fig. 7.7.13. Curgerea aerului la fante

Dispozitive pentru ventilarea prin deplasare pot distribui aerul și prin pardoseală, contratrepte etc. Aceste dispozitive pot fi alimentate cu aer prin conducte sau prin camere de presiune. Câteva tipuri de astfel de guri sunt date în fig. 7.7.17.

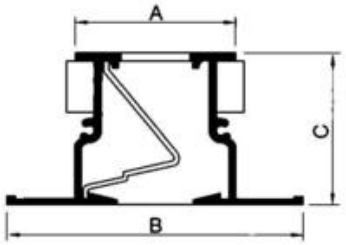
Dispozitive speciale pentru introducere în zona de activitate

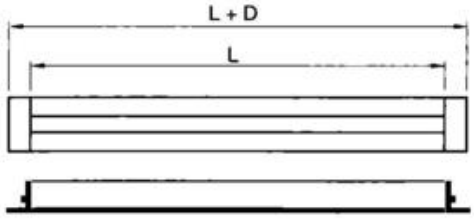
Aceste dispozitive de introducere sunt din nou în atenția specialiștilor ca rezultat al interesului pentru soluții eficiente energetic. Renunțând la ideea de a realiza o ventilare uniformă a încăperii, care este necesită tratarea aerului din tot spațiul, se fac studii pentru a aduce aerul numai în zona utilă, cât mai aproape de ocupanți. S-au reluat astfel soluții cunoscute ca cele de introducerea aerului prin scaune (spătar, picior) și sunt concepute dispozitive noi care să refuleze în fața birourilor, a meselor etc., fixe sau mobile. Desigur mobilierul este de construcție specială iar alimentarea se face prin camere de presiune sau conducte, uneori flexibile și care permit repoziționarea în funcție de cerințele personalizate ale utilizatorilor. În fig. 7.7.18 sunt date soluții de refulare prin scaune.

Guri pentru ventilare naturală și mixtă

Necesitatea economiei de energie în scopul limitării efectului de seră și pentru protejarea resurselor naturale, probleme actuale ale dezvoltării durabile a societății umane la nivel planetar, a readus în atenție ventilarea naturală a clădirilor, rezidențiale sau publice. S-au conceput, testat și produs multe tipuri de dispozitive pentru sistemele de ventilare naturală sau mixtă. Acestea pot fi clasificate în: dispozitive simple, higroreglabile și autoreglabile. Dispozitivele simple realizează un debit de aer care depinde de diferența de presiune pe cele două părți ale sale, interioară și exterioară. Acest debit se poate regla doar manual, la dorința utilizatorului. Dispozitivele higroreglabile (numite și grile higroreglabile) realizează debite variabile care sunt funcție de umiditatea aerului interior. Dispozitivele (grilele) autoreglabile mențin un debit practic constant, indiferent de diferența de presiune dintre exterior și interior, ceea ce le face independente de presiunea

Schiță de produs, dimensiuni





Lățimea fantei: 15 mm

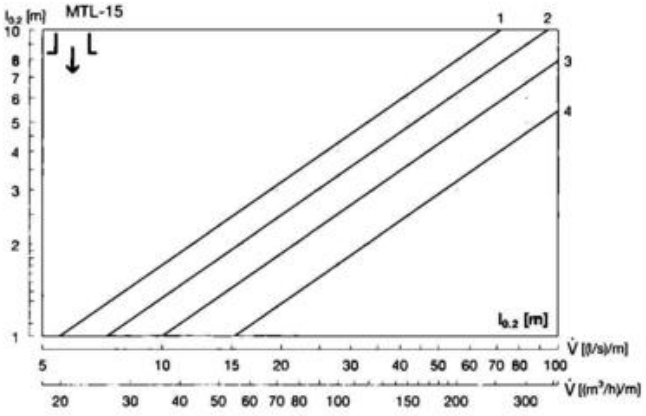
Numărul de clapete	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
1	25	45	25	30
2	50	70	25	30
3	75	95	25	30
4	100	120	25	30

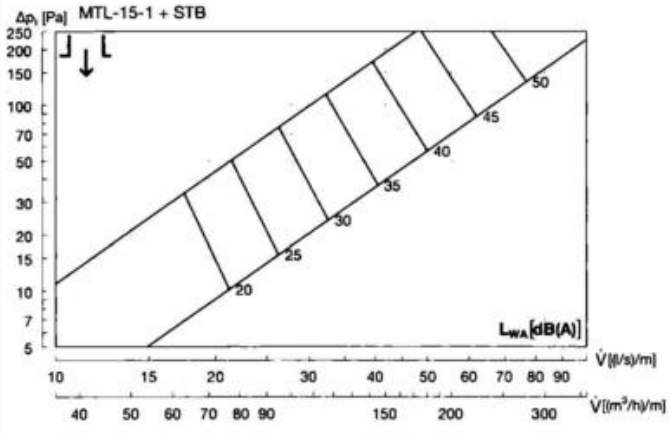
Decupare: A + 10 mm

Lățimea fantei: 19 mm

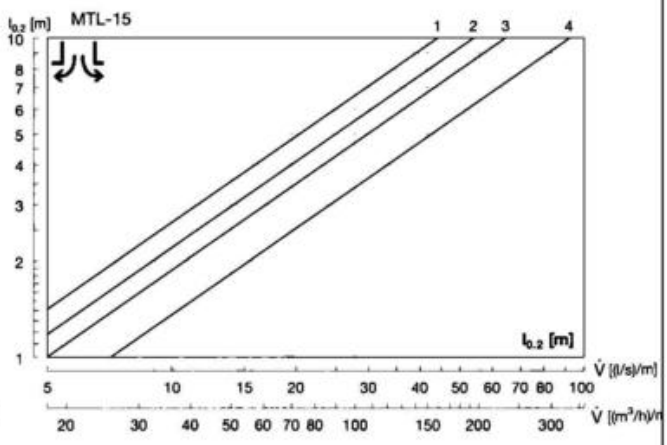
Numărul de clapete	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
1	40	75	38	56
2	79	113	38	56
3	117	151	38	56
4	157	189	38	56

Decupare: A + 20 mm



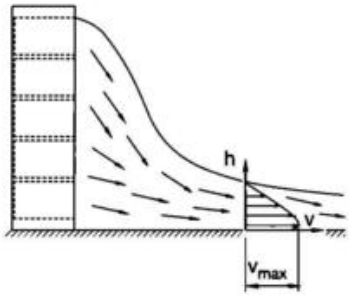


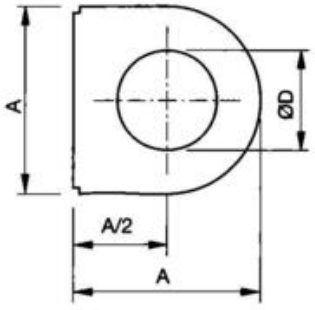
Căderea de presiune și nivelul de zgomot, pentru fanta Lindab, tip MTL – jet orizontal

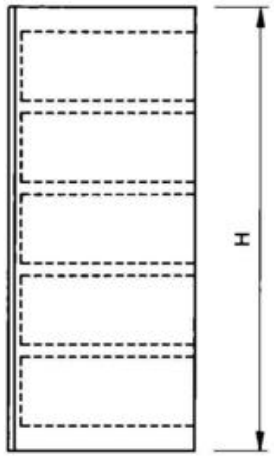


Bătaia jetului, fanta Lindab, tip MTL – jet vertical și orizontal (lipit)

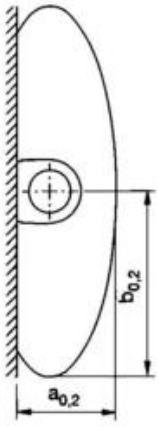
Fig. 7.7.14. Fantă gama „Lindab Comfort", tip MTL - lățimea fantelor: 15mm, 19 mm

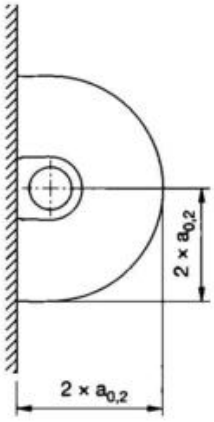






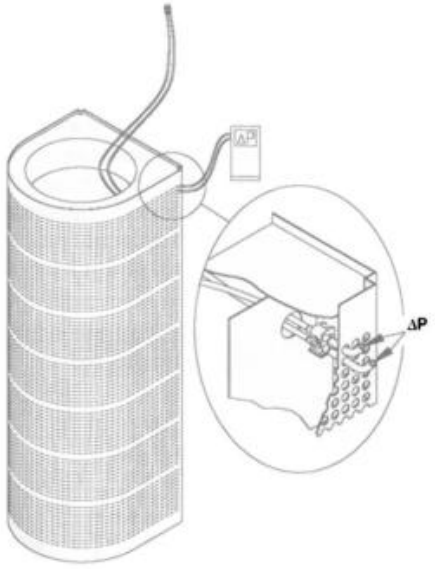
B





Mărime	A [mm]	D_D [mm]	H [mm]	masa [kg]
1207	250	125	710	6,50
1607	300	160	710	7,50
2010	330	200	970	13,0
2510	400	250	970	18,0
3115	520	315	1490	35,0
4020	630	400	2010	58,0
5020	730	500	2010	78,0
6320	830	630	2010	106

Reprezentarea curgerii și posibilități de modificare a difuziei in funcționare



Pierderea de sarcină, nivelul de zgomot și bătaia jetului pe direcțiile a ($a_{0,2}$) și b ($b_{0,2}$).

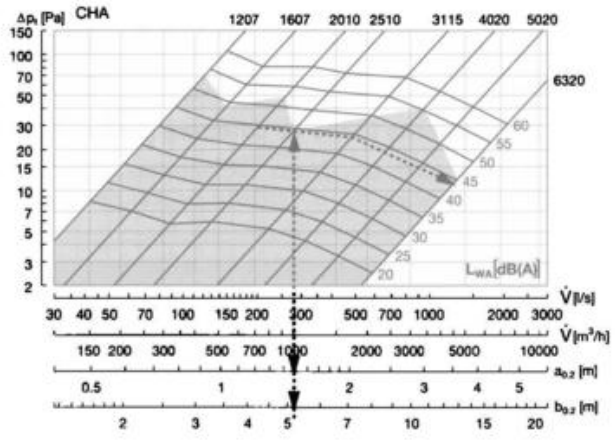


Fig. 7.7.15. Difuzor de ventilare prin deplasare Lindab, tip CHA

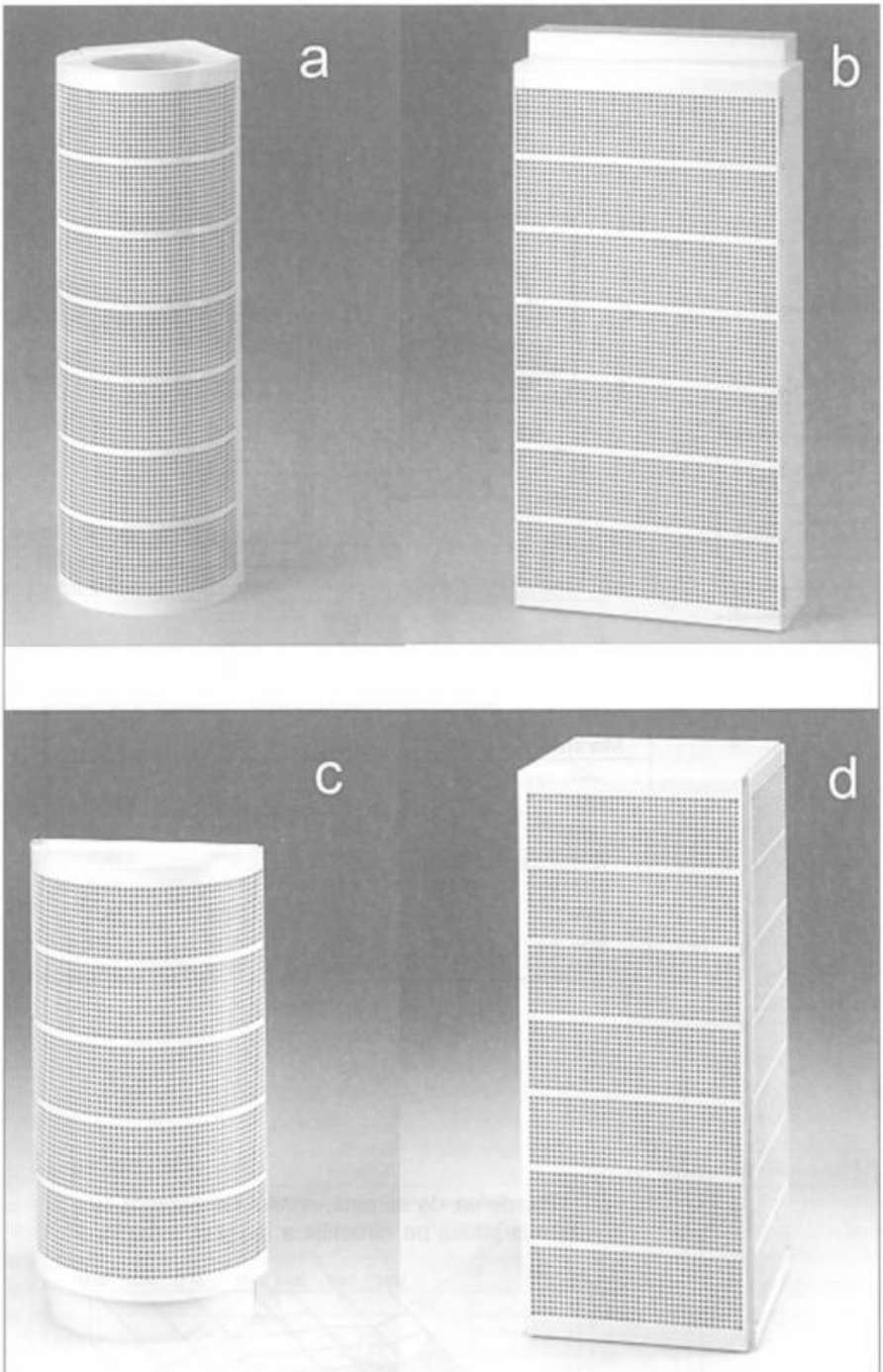


Fig. 7.7.16 Diferite forme de difuzoare pentru ventilarea prin deplasare

a - difuzor de colț, b - difuzor rectangular, c - difuzor semicircular, d - difuzor pe trei direcții.

vântului. În fig. 7.7.19 sunt date câteva exemple de astfel de guri, produse de Lindab. Alte societăți care realizează astfel de produse sunt Aereco și Aldes. Pentru reducerea zgomotului transmis de la exterior prin deschiderea grileleor se folosesc variante cu tratare acustică.

Pentru dispozitivele simple, sunt reprezentative gurile denumite de producători, „valve" (vezi fig. 7.7.20). Valvele de aer sunt folosite în principal în clădirile rezidențiale, școli și alte incinte unde există necesitatea ventilării și se optează pentru introducere naturală a aerului proaspăt exterior. De asemenea, utilizarea valvelor de aer este necesară acolo unde aerul din încăperi este evacuat în exterior prin intermediul unei instalații de exhaustare și nu este asigurat mecanizat aportul de aer proaspăt pentru suplinirea celui evacuat. Tipul de valvă „Lindab Comfort" model ULA (secțiune circulară) poate fi folosit și pentru transferul de aer între încăperi, cu avantajul față de grilele obișnuite (cele din fig. 7.7.9) că este posibilă reglarea debitului de aer transferat, folosind o clapetă aflată în interiorul valvei. Pentru asigurarea aportului de aer proaspăt de la exterior este recomandabil ca montarea valvei de aer să se facă la partea superioară a încăperilor, în apropierea tavanului și dacă este posibil, deasupra corpurilor de încălzire, asigurând astfel o preîncălzire a aerului introdus și o circulație corespunzătoare a aerului în încăpere. Valva de aer Lindab - OLR are secțiune rectangulară

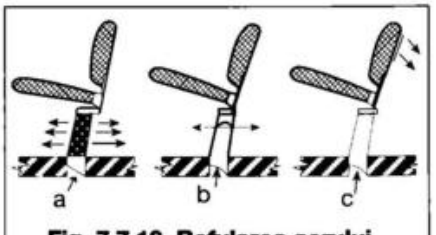
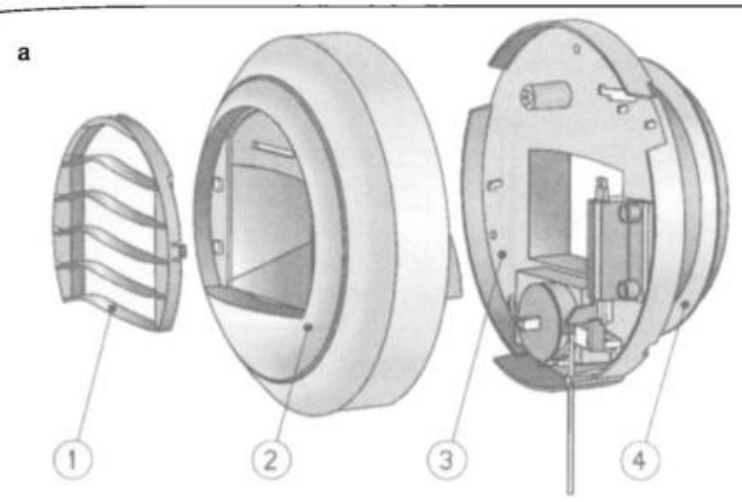
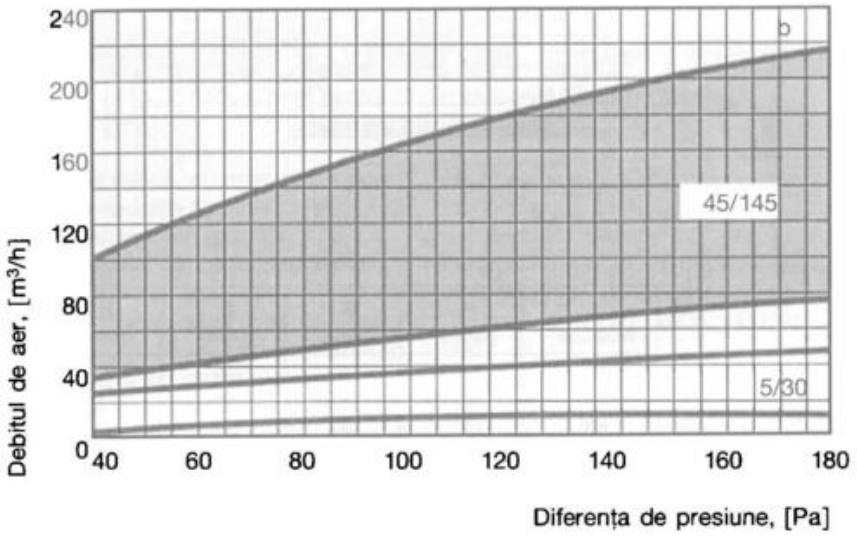


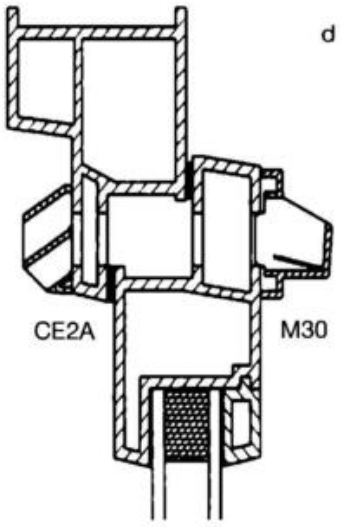
Fig. 7.7.18. Refularea aerului prin scaune:

a - prin piciorul scaunului;
b - pe la partea superioară a piciorului scaunului;
c - prin spătarul scaunului.

Fig.7.7.17. Guri pentru ventilarea prin deplasare, pentru montare la pardoseală







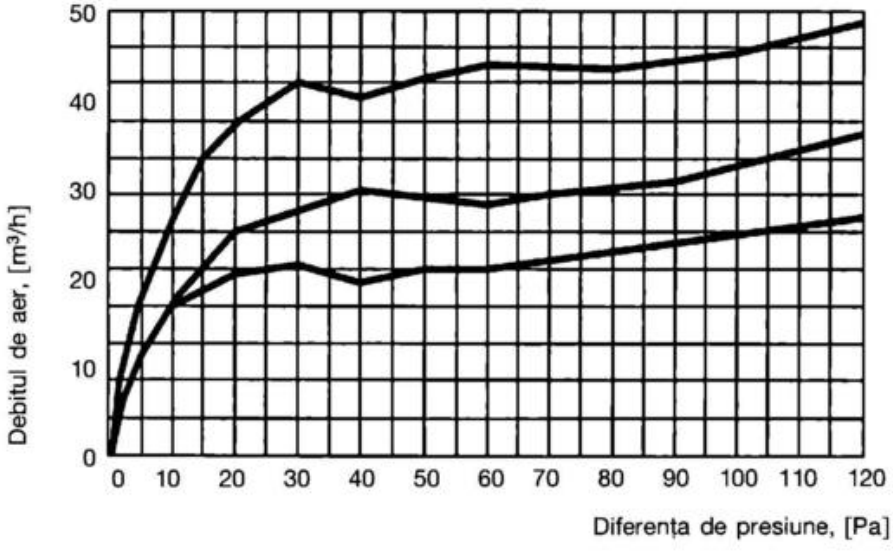
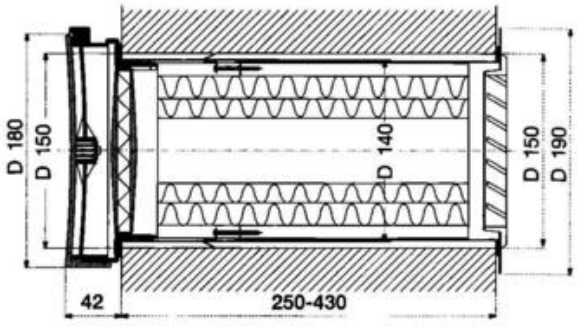


Fig. 7.7.19. Grile higro și autoreglabile – tip Lindab

a - grilă higroreglabilă pentru apartamente tip Alize Tempo 45/145; b - diagrama de debit pentru grile Alize Tempo; c - exemplu de utilizare a grilelor autoreglabile CE2A pentru tâmplărie; d - schița grilei CE2A; e - diagrama de debit pentru grila CE2A.

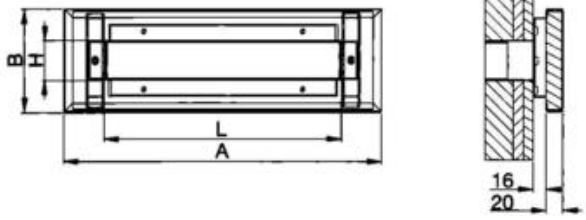
a1

a2



b1

b2

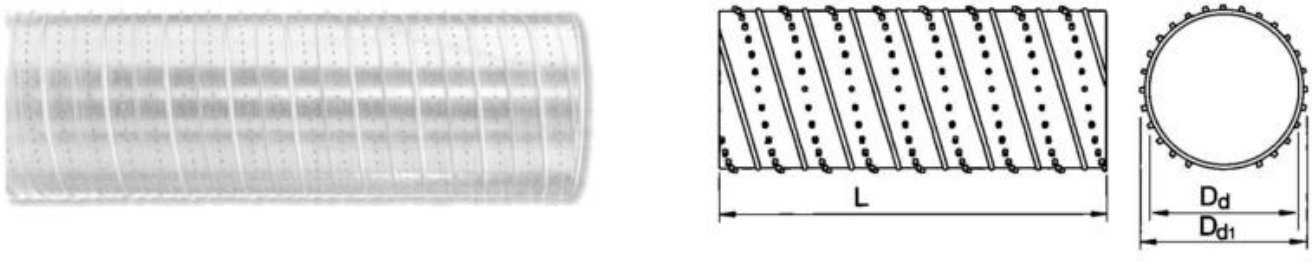


mărime	A [mm]	B [mm]	L [mm]	H [mm]
400	400	130	300	50
600	600	130	500	50
800	800	130	700	50
1000	1000	130	900	50

Fig. 7.7.20. Valve de aer Lindab Comfort.

a1 - Valve circulare – tip ULA, a2 - Schița valvei – tip UKLA,
b1 - Valve rectangulare, Lindab – tip OLR, b2 - Schița valvei – tip OLR.

a



b

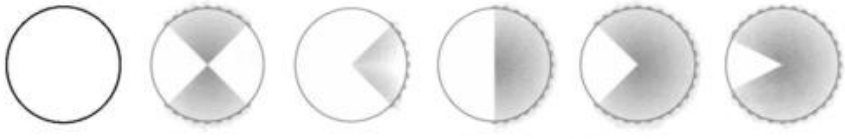


Fig.7.7.21. Canal perforat Lindab, tip Ventiduct

a - schiță produs, b - dispunerea perforațiilor pe suprafața tubului.

Fig. 7.7.22. Canal perforat din material textil (Prihoda), montată într-o piscină

și este prevazută cu material fonoabsorbant în vederea reducerii nivelului de zgomot pătruns din exterior.

Canal perforat din metal sau textile

Pentru introducerea aerului în încăperi fără cerințe deosebite de design interior se pot utiliza canale perforate, din metal sau din materiale textile. Există o mare diversitate de modele pentru realizarea perforațiilor astfel încât să se obțină soluții care să răspundă unor cerințe foarte diverse: spații joase sau din contră, înalte, debite mari sau mici, destratificare termică. Societățile care furnizează aceste produse dețin programe de calcul specializate prin care se determină poziția, dimensiunea, densitatea perforațiilor etc. pentru ca rezultatele să corespundă situației concrete a proiectului, cu asigurarea condițiilor de confort și a eficienței ventilării. Pentru canale metalice perforate se exemplifică cu produsul Lindab „Ventiduct" (fig. 7.7.21). Perforațiile pot fi dispuse uniform pe circumferința canalului sau pot forma un grup de 2700, 1800, 900 sau 2 x 900.

Canalele perforate din materiale textile prezintă următoarele avantaje:

- Se pot introduce debite de aer mari, fără curenți supărători, asigurând o foarte bună uniformitate a temperaturii în interiorul spațiului (reduce stratificarea termică prin efectul de inducție a aerului din încăpere);
- Se poate igieniza ușor de câte ori este necesar, funcție de domeniul aplicației;
- Este o tubulatură mai ușoară decât cea rigidă, montându-se mai rapid, mai simplu, reducând încărcarea structurii;
- Nu necesită izolare termică, chiar în cazul distribuirii de aer cu temperatura foarte scazută;
- Materialele folosite sunt 100% sintetice și pot fi folosite și în medii agresive;
- Este fonoabsorbantă.

În fig. 7.7.22 este un exemplu de utilizare a conductelor perforate produse de KIP Prihod1a la piscina Floreasca din București.

7.8. Canale de aer. Accesorii

Canalele de aer servesc la vehicularea aerului către încăperile ventilate sau climatizate (aer refulat) și dinspre acestea spre centralele de ventilare (aer evacuat). Rețeaua de canale este un element important al unui sistem de ventilare, din punct de vedere atât al costului cât și funcțional. Canalele trebuie să se încadreze ușor în arhitectura clădirii, tronsoanele din rețea să fie, pe cât posibil, scurte și drepte, dotate cu accesorii de vizitare, reglare și măsurare a debitelor de aer.

Materialele utilizate trebuie să aibă următoarele calități: să aibă suprafața lisă, să nu atragă praful, să fie ușor de curățat, nehigroscopice, incombustibile, rezistente la corosiune și uscare.

7.8.1. Materiale folosite la realizarea canalelor

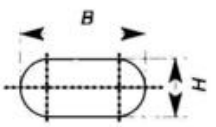
Canale din tablă din oțel, neagră, grunduită sau zincată reprezintă materialul cel mai utilizat. Secțiunea canalelor de tablă poate fi rectangulară (pătrată, dreptunghiulară) (tab. 7.8.1) circulară sau platovală (tab. 7.8.2).

Îmbinarea longitudinală a tablelor se face prin falțuri, mai rar prin sudură (fig. 7.8.1); ridigizarea se face prin nervurare, cu cornier sau tablă profilată (fig. 7.8.2).

Canalele circulare de lungime mare sunt formate prin spiralare (spiromat), racordarea făcându-se prin manșoane

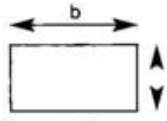
Tabelul 7.8.2. Dimensiunile nominale ale canalelor platovale [mm]

Diametrul canalului circular din care se obține secțiunea platovală	H														
	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
	B														
100	121	112													
125	160	151	140												
160		206	195	180											
200			257	243	223										
250				321	301	279									
315					403	381	352								
400						514	486	448							
500							643	605	557						
630								805	761	704					
800									1028	971	897				
1000										1285	1211	1114			
1250											1603	1507	1393		
1600												2056	1942	1795	
2000													2570	2428	2228



Tabelul 7.8.1. Dimensiuni nominale ale canalelor rectangulare [mm] - STAS 9960

Latura *b* sau *h*
100
150 (160)
200
250
300
400
500
600 (650)
800
1000
1200 (1250)
1400
1600
1800
2000



Observații:
- Dimensiunile din paranteză sunt tolerate;
- Se recomandă ca raportul laturilor să nu depășească 1:3; în situații justificate prin proiectare, raportul laturilor poate fi 1:4.

de cuplare, sudare sau flanșe din oțel cornier. Îmbinarea tronsoanelor de canal se face conform fig. 7.8.3.

Rețelele de canale se montează în „plasă" (unele lângă altele) susținute prin coliere, platbandă sau cornier. Grosimea tablei, în funcție de mărimea secțiunii canalului, este dată de tabelul 7.8.3, pentru secțiuni rectangulare și, în tabelul 7.8.4, pentru secțiuni circulare.

În funcție de mediul fluid transportat, tabla neagră poate fi tratată sau înlocuită cu tablă zincată sau din inox.

Distanța l dintre două puncte de susținere a canalelor de aer este dată în tabelul 7.8.5.

Canalele din tablă din aluminiu au modul de formare, îmbinare, susținere și dimensiuni identice cu cele din tablă din oțel. Sunt ușoare, neatacabile de multe fluide, nu produc scânteieri. Se utilizează, frecvent, în industria chimică, industria alimentară etc.

Canalele din zidărie (rostuită sau tencuită) utilizate, de obicei, pentru tronsoane scurte în instalații de ventilare și climatizare (canale de priză, evacuări, distribuție etc.).

Canalele din materiale ceramice sunt folosite în cazul transportului mediilor cu agresivitate chimică deosebită. Sunt scumpe și pun unele probleme de reglare și etanșeitate.

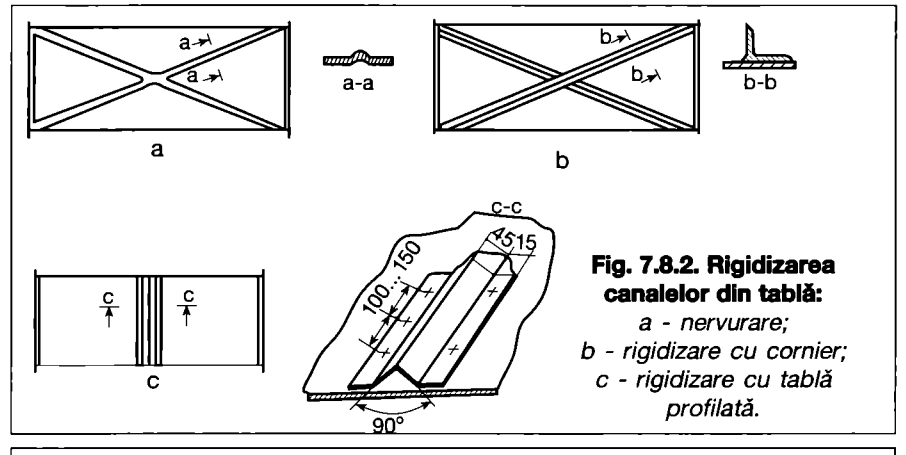


Fig. 7.8.2. Rigidizarea canalelor din tablă:
a - nervurare;
b - rigidizare cu cornier;
c - rigidizare cu tablă profilată.

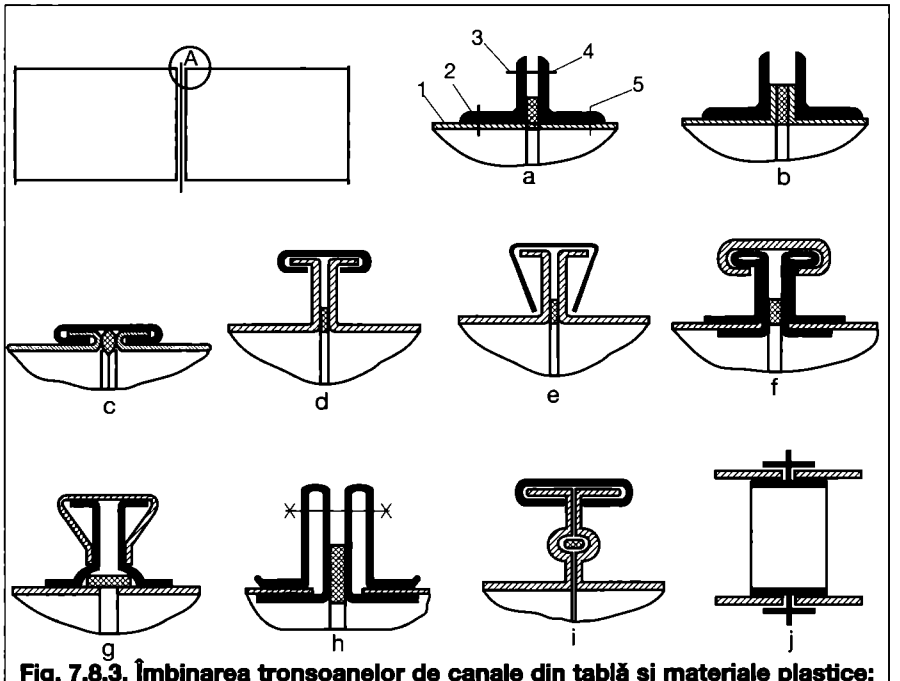


Fig. 7.8.3. Îmbinarea tronsoanelor de canale din tablă și materiale plastice; A - detalii la pozițiile a ... j
a - îmbinare prin flanșă din cornier:
1 - peretele canalului; 2 - flanșă din oțel cornier; 3 - șurub cu piuliță de strângere; 4 - garnitură de etanșare din carton sau cauciuc;
5 - nit (sau sudură prin puncte la tablă neagră cu grosime peste 1 mm);
b - îmbinare prin flanșă și bercluirea canalului; c - îmbinarea cu șine în formă de C; d - idem, cu șine UC; e - idem, cu șine UT; f - idem, cu șine U duble fixate de canal prin nituire și șine C; g - idem, cu flanșă profilată și șină T; h - idem, cu flanșă tensionată; i - idem, cu flanșă profilată și șină C; j - îmbinarea canalelor din materiale plastice.

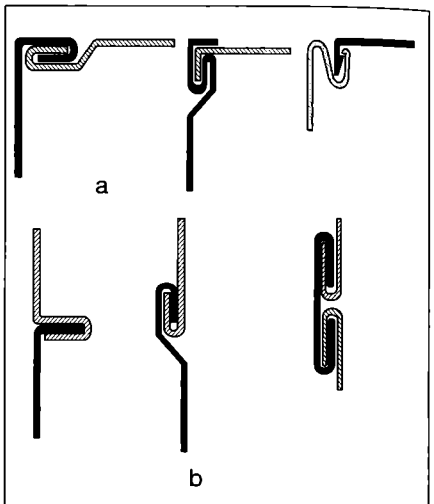


Fig. 7.8.1. Falțuri folosite pentru realizarea canalelor din tablă:
a - îmbinări de colț;
b - îmbinări în câmp.

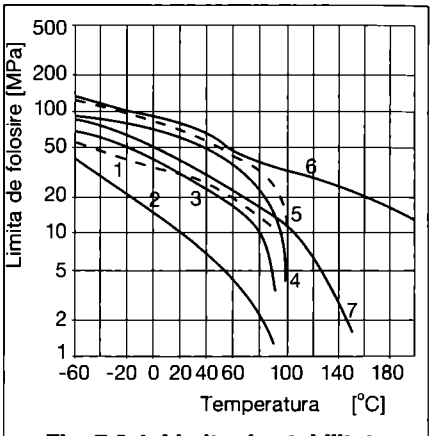


Fig. 7.8.4. Limita de stabilitate a materialelor plastice în funcție de temperatură (după E. Mickel):
1 - polietilenă cu densitate mare;
2 - polietilenă cu densitate mică;
3 - polistirol rezistent la lovituri;
4 - polistirol;
5 - stirol - acrilnitrat (amestec polimerizat);
6 - poliamidă;
7 - polipropilenă.

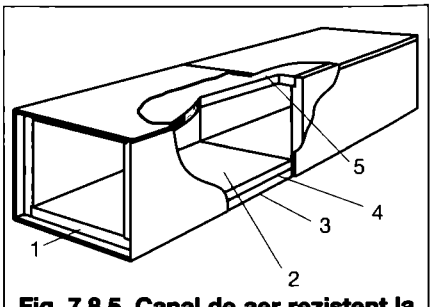


Fig. 7.8.5. Canal de aer rezistent la foc (după firma HASENFRATZ):
1 - falț intermediar; 2 - cașerare cu folie din aluminiu; 3 - placă din siliciu - calcar RG 750; 4 - placă din siliciu calcar RG 250; 5 - îmbinare din falț intermediar.

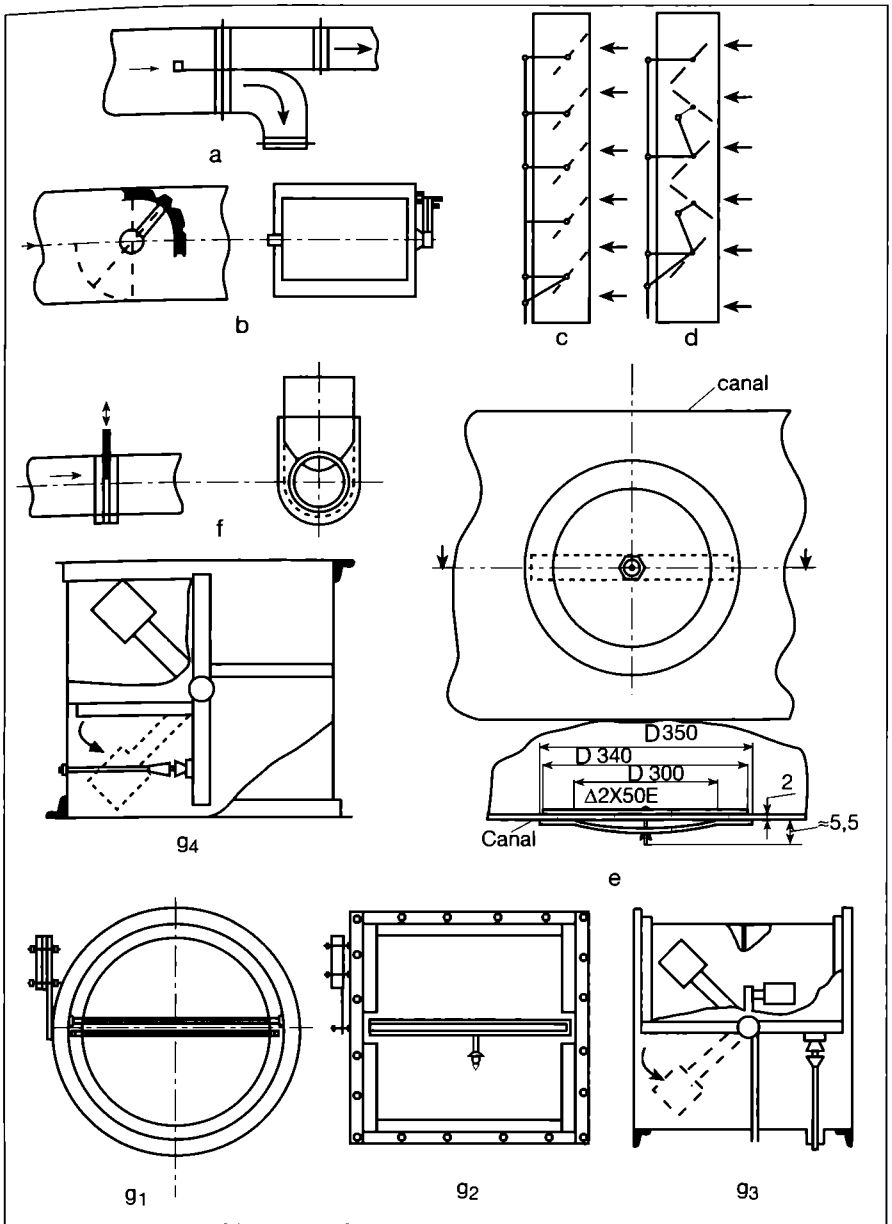


Fig. 7.8.6. Accesoriile canalelor de aer:
a - clapetă fără manetă; b - clapetă cu manetă; c - jaluzele paralele; d - jaluzele opuse; e - capac de vizitare; f - șibăr; g - clapetă antifoc: g_1 - canal circular; g_2 - canal dreptunghiular; g_3 - montare orizontală; g_4 - montare verticală.

Tabelul 7.8.3. Grosimi minime ale tablei pentru canale rectangulare [mm].

Dimensiunea mai mare	Tablă fălțuită		Tablă sudată	
[mm]	1000 Pa*	2500 Pa	2500 Pa	6300 Pa
100...250	0,6	0,7	1,5	1,5
260...550	0,6	0,7	1,5	2,0
560...1000	0,8	0,9	1,5	2,0
1000...2000	1,0	1,1	2,0	3,0
2100...4000	1,1	1,2	3,0	4,0
4000...8000	-	-	4,0	5,0

*) Suprapresiunea sau subpresiunea din canal.

Tabel 7.8.5 Distanța L dintre două puncte de susținere (după Normativul I-5).

Perimetrul canalului P	Masa canalului G		Distanța max. de susținere
[m]	[N/m]	[kg/m]	[m]
p < 2	150	15	6
2 < p < 3	300	30	4
3 < p < 6	600	60	2
6 > p	600	60	1

Canalele din materiale plastice se confecționează din policlorură de vinil, poliuretan și polietilenă. Pot fi de formă circulară sau rectangulară. Îmbinarea se poate face prin sudură, flanșe sau mufe. Materialele plastice au o mare rezistență la acțiunea chimică a multor gaze, vapori sau fluide. Se folosesc canale din materiale plastice în industria chimică, farmaceutică, în evacuarea aerului viciat din industria prelucrătoare a metalelor, la laboratoare etc.

Principalul inconvenient îl reprezintă limitarea (fig. 7.8.4) temperaturii de lucru a mediilor transportate la 60-70 °C. De asemenea, sunt relativ scumpe și foarte fragile la frig.

Canale flexibile

Utilizate de mai mult timp în instalațiile de evacuare, ele sunt, în prezent, din ce în ce mai mult folosite în instalațiile de ventilare și climatizare. Diametrele lor ating 400 mm și sunt utilizate pentru racordarea la rețeaua de canale a diferitelor aparate și pentru derivații. Există numeroase modele care diferă prin materiale, flexibilitate, izolație termică etc.

Se disting:
- tuburi metalice, realizate din panglică din aluminiu, din hârtie specială, din material plastic, rulate în spirală, anumite modele sunt multistrat (hârtie - material plastic - hârtie);
- tuburi spirale din cauciuc cu inserție de fir metalic; sunt lise la interior, dar grele;
- tuburi din material plastic, identice cu tuburile metalice;
- tuburi din fibre din sticlă, cu trame și fir metalic în spirală, cu folie din material plastic și acoperite cu fibră din sticlă. Sunt foarte ușoare.

Toate aceste tuburi sunt livrabile în lungimi, de regulă, de 10 m sau în role, astfel

Tabelul 7.8.4. Dimensiuni de canale circulare din tablă din oțel zincată (EUROVENT 2/3 și STAS 9660).

Diametrul interior [mm]		Grosimea tablei [mm]
Recomandat	Complementar	
63	71	0,5
80	90	0,5
100	112	0,5
125	140	0,5
160	-	0,5
-	180	0,6
200	224	0,6
250	280	0,6
315	355	0,6
400	450	0,8
500	560	0,8
630	-	0,8
-	710	1,0
800	900	1,0
1000	1120	1,0
1250	-	1,2
1600	2000	1,2

încât utilizarea lor pe șantier să fie ușoară. Racordarea între ele sau cu aparatele se efectuează cu ajutorul colierelor.

Canalele rezistente la foc sunt realizate din materiale ignifuge (fig. 7.8.5) utilizate în medii cu pericol de incendiu sau în rețele care traversează aceste medii.

7.8.2. Elemente componente și mod de alcătuire a canalelor de aer

Rețeaua de canale de aer poate fi de presiune joasă (viteza 6...12 m/s și presiunea până la 1000 Pa) și de presiune înaltă (viteze cuprinse între 15...25 sau chiar 30 m/s și presiuni între 1000 și 3000 Pa). Va fi astfel concepută încât să-și poată îndeplini rolurile funcționale și anume asigurarea:

- debitelor de aer necesare la fiecare ramificație;
- posibilităților de reglare a instalației;
- realizării unei instalații economice, silențioase.

Principalele elemente componente ale rețelei de canale cu secțiune rectangulară sunt: tronsoane drepte având secțiunea (axb); difuzoare și /sau confuzoare care realizează treceri de la o secțiune (axb) la altă secțiune (a_1xb_1), mărirea (la difuzoare) sau micșorarea (la confuzoare) secțiunii putându-se face simetric sau asimetric, într-unul sau două planuri, în funcție de posibilitățile de încadrare a canalelor în arhitectura clădirii; curbe (coturi) cu păstrarea constantă a secțiunii; curbe (coturi) cu mărirea sau micșorarea secțiunii; ramificații normale (prin divizarea secțiunii totale a canalului principal în secțiuni proporționale cu debitele vehiculate) sau în T.

Canalele cu secțiune circulară, avantajoasă sub aspect economic, sunt folosite cu precădere la instalațiile de ventilare industrială, la sistemele de climatizare de presiune înaltă, la sistemele de transport pneumatic. Ca elemente componente sunt: tronsoanele drepte, difuzoarele, confuzoarele și coturile. Acestea sunt executatate din segmente, având o rază de curbură și un unghi α = 90 °. Ramificațiile se racordează la tubulatură sub unghiuri β = 15°, 30°, 45° sau apropiate.

Tabelul 7.8.6. Distanța l dintre două puncte de susținere (după Normativul I-5).

Perimetrul canalului P [m]	Masa canalului G în: [N/m]	[kg/m]	Distanța max. de susținere [m]
p < 2	150	15	6
2 < p <3	300	30	4
3 < p < 6	600	60	2
6 > p	600	60	1

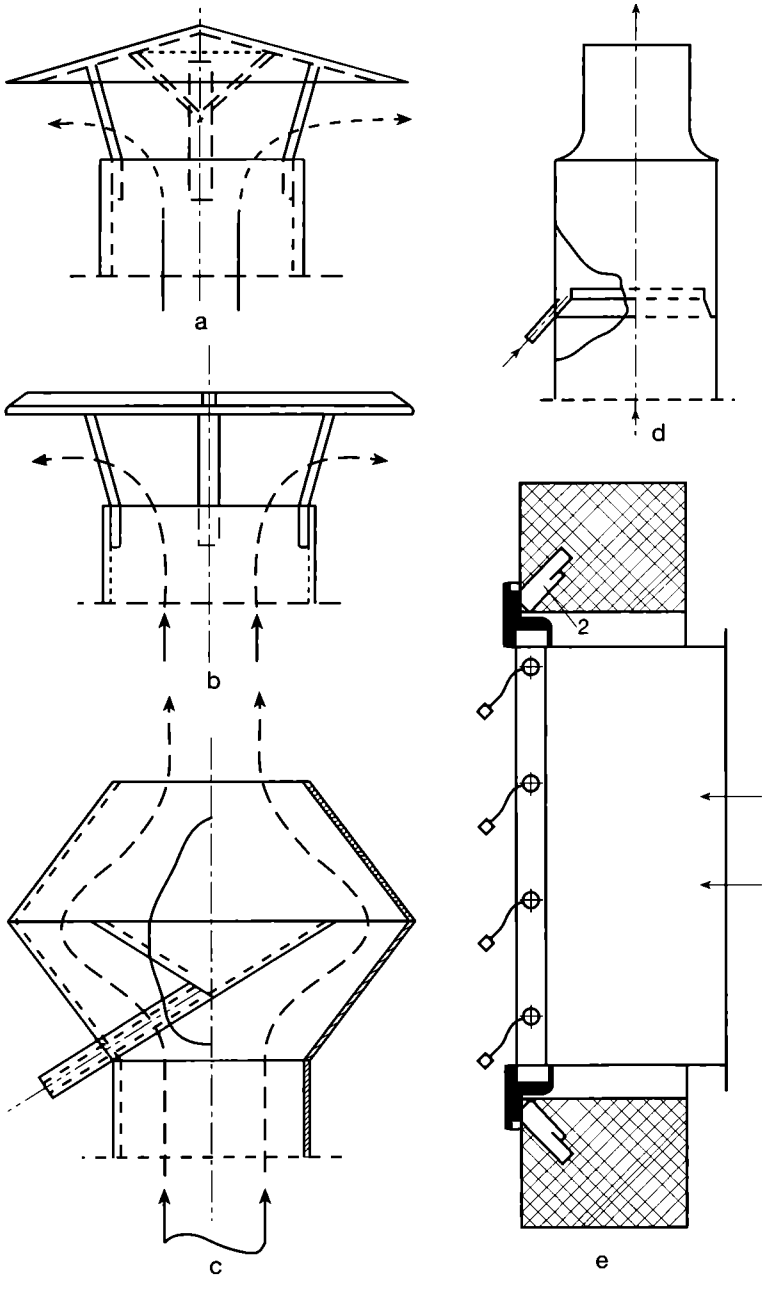


Fig. 7.8.7. Dispozitive de evacuare a aerului în exterior:
a, b - căciuli de ventilare; c - deflector; d - duză de supraîncălzire a jetului evacuat în exterior; e - jaluzele de suprapresiune.

7.8.3. Accesoriile canalelor de aer

Rețelele de canale conțin o serie de accesorii, (fig. 7.8.6), necesare la controlul și măsurarea debitului și presiunii aerului, la curățirea canalelor, precum și pentru schimbarea direcției curentului de aer, pentru închiderea unor tronsoane de canal în caz de incendiu, pentru reglarea debitelor de aer pe diverse trasee.

Locul și tipul acestor accesorii se precizează prin proiect și trebuie executate conform acestuia pentru a putea realiza reglarea instalației, precum și pentru intervenții ulterioare.

Pentru evacuarea aerului în exterior din încăperile ventilate sau climatizate se folosesc dispozitivele prezentate în fig. 7.8.7.

Anexa 7.1 **Tabelul 7.5.1. Recomandări de alegere a separatoarelor de praf .**

Procesul tehnologic	Concentrația prafului [g/m³]	d_{50}	Ciclon	Multiciclon	Scruber cu autopulverizare	Multiciclon umed	Rotoclon	Scruber Venturi	Filtru cu saci	Idem, pentru temperatură mare	Filtru cu buzunare	Observații
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Minerit												
Preparare	>4	2...25			XX	XX	X					
Măcinare, cernere	>12	8...25			XX	XX			X			prezintă pericol de incendiu
Uscătoare, cuptoare	>4	2...25		X	XX	XX			X			
Tuneluri de răcire	4...7	>25		X					X			
Desprăfuirea încăperilor	>12	>8			XX	XX						la concentrații mari sunt necesare filtre de înaltă eficiență
Prelucrări produse chimice												
Preparare, transport, amestec, ambalare	>4	>2		X	XX	XX	X		XX			pentru gazele fierbinți se recomandă scruberele
Măcinare	>7	>2		X	XX	XX			XX			se pot folosi cicloane pentru treapta I-a de desprăfuire
Cuptoare, uscătoare, tuneluri de răcire	>12	>8		X	XX	XX			X			se pot folosi cicloane pentru treapta I-a de desprăfuire
Cântărire, cernere	<7	2...25			X	X	XX		X			
Mori de cereale												
Preparare, descărcare, transport, cântărire, depozitare	<4	8...25	X				X		XX			
Uscătoare	<4	25					XX					
Operații de obținere a făinii	4...7	2...25							XX			sunt incluse aspirațiile locale la valțuri, site, dispozitive de transport
Mori de furaje, amestecătoare	4...7	8...25							XX		X	sunt incluse dispozitivele de umplere, transport și ambalare
Tuneluri de răcire	4...7	8...25					X		XX			
Desprăfuire buncăre	<4	2...25					X		XX			
Turnătorii												
Curățire, sablare	>4	2...25			XX				X			la sablare fără curent de aer se realizează concentrații mari de praf
Site vibratoare	4...7	8...25			XX							
Grătare de dezbatere carcasate	4...7	2...8			XX	X						pot apare temperaturi și umidități ridicate
Idem, cu hote laterale	<4	2...8			XX	X						
Preparare nisip	7...12	2...25			XX	X						apar și particule de bentonită și cărbune
Tobe de curățire	>12	>8			XX	X						se realizează concentrații foarte mari la pornire
Cuptoare electrice	<4	<2								XX		multiciclonul conduce la emisiuni de praf de 1...1,5 kg/t fontă-scruberul Venturi se folosește la capacități mari. Se obțin concentrații de 50-500 mg/m^3_N; cu filtre, concentrația este 50 mg/m^3_N
Cubilouri	4...7	N		XX				X		XX		
Cuptoare de topire metale neferoase		<2							XX			

Anexa 7.1 **Tabelul 7.5.1. Recomandări de alegere a separatoarelor de praf** - continuare -

Procesul tehnologic	Concentrația prafului [g/m³]	d_{50}	Ciclon	Multiciclon	Scruber cu autopulverizare	Multiciclon umed	Rotoclon	Scruber Venturi	Filtru cu saci	Idem pentru temperatură mare	Filtru cu buzunare	Observații
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Prelucrare cauciuc												
Melanjoare	4...7	2...8					X		XX			concentrații mari la încărcare
Malaxoare cauciuc	<4	2...8					XX		X			prin prevederea unor coșuri de evacuare se poate renunța la separator
Manipulare talc	4...7	2...25					X		X			refolosirea talcului impune alegerea tipului de separator
Șlefuire, polizare	4...7	8...25	XX									prezintă pericol de incendiu
Materiale plastice												
Producere piese	4...7				X		XX		X			materialele sunt foarte diferite, pot apare procese toxice
Debavurare și șlefuire	<4	2...25	X						X		X	se utilizează două trepte de separare
Prelucrare lemn												
Fierăstraie	4...7		XX						XX		XX	trebuie separate așchiile și talașul. predomină particulele cu d > 25 μm
Șlefuire	4...7	2...8					X		XX		XX	sunt necesare, de obicei, două trepte de separare
Rindeluire	>12		XX						XX		XX	sunt necesare, de obicei, două trepte de separare
Ceramică												
Preparare, transport, cântărire, amestecare, formare	<4	2...8			X	X	XX		X			prezintă dificultăți de separare praful de la cuptoarele de uscare, de la cernere și praful de material refractar
Curățire-șlefuire	>7				X	X			XX			se produce praf foarte fin în concentrații mari
Centrale termice												
Arderea cărbunelui pe grătare	<4	2...8		XX								se recomandă un separator la fiecare focar
Focare cu alimentatoare automate de cărbune	4...7	>2		XX								se recomandă un separator la fiecare focar
Arderea cărbunelui praf	>12	2...8		XX								pentru protecția zonelor locuite se recomandă filtre electrice în treapta a II-a
Arderea lemnului	N	>25	X	XX								
Îngrășăminte chimice												
Însăcuire, cernere	>7	>2									XX	pulberile sunt, de obicei, reutilizate, se folosesc două trepte de separare
Uscătoare, tuneluri de răcire	>12	>2					XX					datorită agresivității prafului sunt necesare materiale speciale pentru separatoare
Recipiente de reacție pentru NH_3	<7	2...25					X					
Prelucrare metale												
Șlefuire	<4	2...25	XX		X							
Polizare	<4	8...25	XX									cicloanele pot fi înseriate cu filtre în treapta a II-a de separare
Prelucrări metalice	<4	2...8	XX									cicloanele pot fi înseriate cu filtre în treapta a II-a de separare
Lustruire	<4				XX							
Prelucrare fontă	4...7				X				X		X	praful are dispersie mare; conține așchii și particule de grafit.

Anexa 7.1 **Tabelul 7.5.1. Recomandări de alegere a separatoarelor de praf** - continuare -

Procesul tehnologic	Concentrația prafului [g/m³]	d_{50}	Ciclon	Multiciclon	Scruber cu autopulverizare	Multiciclon umed	Rotoclon	Scruber Venturi	Filtru cu saci	Idem pentru temperatură mare	Filtru cu buzunare	Observații
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Siderurgie, metalurgie												
Melanjor de fontă	7...12	>8		XX								trebuie separate particulele de grafit
Convertizor	>7	<2						X	X	X		
Repararea lingourilor cu flacără oxiacetilenică								XX				predomină particule foarte mici, sub 1 μm
Preparare	>7	2...25				X			XX			filtrele se recomandă pentru praful de calcar
Sortare cocs	>7	>2			X	X						gazele evacuate au umiditate mare
Aspirație de la benzi	7...12	2...25			XX							apar probleme de corosiune
Site refuz și preparare	>12	2...25			XX							apar probleme de corosiune
Cuptoare înalte	>12							XX				se utilizează și camere de depunere în treapta I-a
Laminare la cald	<4	2...8			X			XX				
Ciment												
Cuptoare rotative	>12	<8								X		
Mori	>7	<25		X					XX			Se pot utiliza două trepte de separare
Răcirea clincherului	<7	>2	XX	XX								
Încărcare	<7	>2	XX	XX								
Zahăr												
Cântărire, ambalare	<4	2...25					X		XX		XX	la recircularea aerului în încăperile climatizate se folosesc filtre de înaltă eficiență
Granulator	4...7	2...25			X	X	XX					la recircularea aerului în încăperile climatizate se folosesc filtre de înaltă eficiență
Diverse												
Carde bumbac	<4	8...25	XX						X			filtrele se folosesc în treapta a II-a
Finisare acumulatoare cu plăci din plumb	<4	2...25			XX				XX			
Fabrici de hârtie	4...12	8...25	X	X					X		X	la tăierea hârtiei apar probleme de golire a buncărelor de praf
Aerosoli acizi	<7	2...8			XX	XX	X					apar probleme de protecție anticorosivă
Șlefuire piei	4...7	<25	X			X	X					

X - utilizare frecventă; XX - utilizare obișnuită.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 8

Aparate de ventilare și climatizare

Aparatele de ventilare și climatizare sunt elemente ale instalațiilor de ventilare și climatizare care asigură microclimatul necesar al încăperilor. Ele conțin o combinație de elemente constructive care asigură tratarea termodinamică a aerului (I - încălzire; R - răcire; Um - umidificare; Us - uscare) precum și funcțiuni netermodinamice (F - filtrare; V -vehiculare).

Încălzirea aerului se face cu un mediu încălzitor: apă caldă, apă fierbinte, abur, energie electrică. Pentru răcire se utilizează un agent frigorific (apă rece sau răcită, freon). La acestea se adaugă generatoarele de aer cald în care aerul este încălzit prin arderea unui combustibil (lichid, gaz sau solid).

Clasificarea aparatelor poate fi făcută după mai multe criterii. După funcțiunea aparatelor acestea sunt:
- de ventilare și încălzire;
- generatoare de aer cald;
- de ventilare;
- de ventilare de evacuare;
- de răcire și climatizare;
- pentru umidificarea aerului;
- pentru uscarea aerului.

Carcasele aparatelor trebuie să asigure o anumită etanșeitate, respectiv, debitul de aer fals trebuie să se încadreze în anumite limite. În tabelele 8.1.1 și 8.1.2 sunt indicate pierderile admisibile de aer pentru centralele de aer, după Eurovent, respectiv, debitul admis de aer fals pentru aparate după VDI.

8.1. Aparate de ventilare și încălzire. Aeroterme

Aeroterme de perete

Se construiesc după modelul arătat în fig. 8.1.1. Într-o carcasă metalică se găsesc: un ventilator axial (mai rar radial) și o baterie de încălzire prin care circulă un agent termic (apă caldă, apă fierbinte, abur). Aerotermul este prevăzut cu jaluzele reglabile pentru dirijarea jetului de aer cald. Sunt construite să funcționeze numai cu aer recirculat (fig. 8.1.1 a) fără filtru sau cu filtru de praf pentru încăperi mai pretențioase (fig. 8.1.1 b) sau cu aer amestecat, priza de aer proaspăt putând fi amplasată în peretele exterior (fig. 8.1.1 c) sau peste acoperiș (fig. 8.1.1 d).

Aeroterme cu recuperator de căldură

Pentru recuperarea căldurii din aerul evacuat se intercalează câte un schimbător de căldură cu plăci de tip aer-aer (pentru a se evita pericolul de înghet). Aerotermele se execută în varianta de perete (fig. 8.1.2) sau de plafon (fig. 8.1.3). La aerotermul de plafon, ventilatorului (axial sau radial) i se atașează o piesă de refulare tronconică fixă, cu dirijare spre pardoseală sau o piesă specială, rotitoare pentru a acoperi o suprafață mai mare din încăperea deservită. Aerotermele au clapete de reglare astfel că pot funcționa numai cu aer interior (recirculare totală), numai cu aer exterior sau cu aer amestecat.

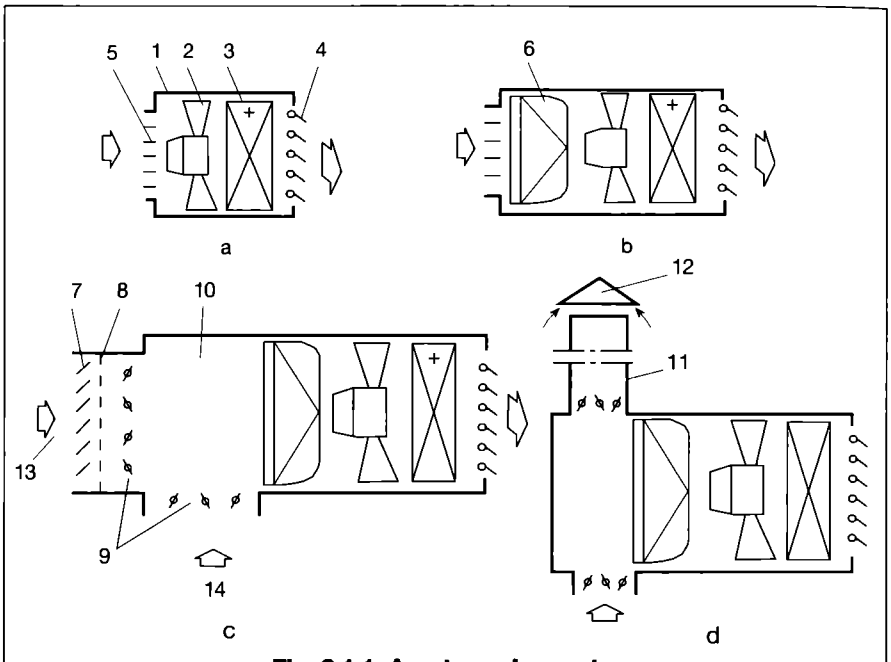


Fig. 8.1.1. Aeroterm de perete:
1 - carcasă; 2 - ventilator; 3 - baterie de încălzire; 4 - jaluzele reglabile; 5 - grilă de aspirație; 6 - filtru de praf; 7 - jaluzele fixe contra ploii; 8 - plasă de sârmă; 9 - jaluzele opuse (reglabile manual sau automat); 10 - cameră de amestec; 11 - canal de aspirație de pe acoperiș; 12 - căciulă de ventilare; 13 - aer exterior; 14 - aer interior.

Tabelul 8.1.1. Debit maxim de aer fals pentru centralele de ventilare (după Eurovent).

Grupa	Debitul de aer al instalației $\dot{V}$ - [m³/s]	Debitul maxim de aer fals $\dot{V}_{AF}$ [m³/s]
A	0,25...0,5	0,025
B	0,50...6,0	0,05
C	6,0...10,0	0,30
D	>10,0	0,03

Tabelul 8.1.2. Debitul de aer fals admis pentru aparate (după VDI 3803).

Clasa de etanșeitate	Cifra de evaluare C_i *	Aparate	Debitul de aer fals admis raportat la suprafața carcasei [m³/s·m²], la o presiune totală a ventilatorului [Pa] de:			
			400 Pa	800 Pa	1600 Pa	3200 Pa
G I	1...2	fără cerințe deosebite	$3,15 \cdot 10^{-3}$	$5,61 \cdot 10^{-3}$	$10,0 \cdot 10^{-3}$	$18,0 \cdot 10^{-3}$
G II	2...3	cu cerințe normale	$1,60 \cdot 10^{-3}$	$2,80 \cdot 10^{-3}$	$5,0 \cdot 10^{-3}$	$8,0 \cdot 10^{-3}$
G III	3...4	cu cerințe mari	$0,80 \cdot 10^{-3}$	$1,40 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$4,5 \cdot 10^{-3}$
Criterii:		Cifra C_i*	1	2	3	4
Debitul de aer		[m³/h]	<10000	10000...50000	>50000	nelimitat ***
Presiunea totală		[Pa]	<1000	1000...2000	>2000	
Trepte de tratare termodinamică**			I	I+R	I+R+U_m	I+R+U_m+U_s
Nr. anual de ore de funcționare		[h/an]	<1500	1500...3000	3000...6000	6000...8760

* Cifra de evaluare pentru alegerea clasei de etanșeitate.
** I - încălzire; R - răcire; U_m - umidificare; U_s - uscare.
*** Cerințe deosebit de ridicate fără limitarea debitului și presiunii (ex. camere curate, spitale etc.).

8.2. Generatoare de aer cald pentru locuințe

Reprezintă genul de aparate care cunoaște o largă utilizare pe continentul american. Pentru încălzirea aerului se utilizează un combustibil lichid sau gazos. Generatorul constă dintr-o carcasă în care se găsesc un ventilator antrenat de un motor electric, un filtru lavabil, schimbătorul de căldură și alte elemente de reglare și buna funcționare a aparatului. Încălzirea aerului se face până la temperaturi de 55...75 °C. Aparatul are, la partea superioară sau lateral (în funcție de tipul constructiv), o flanșă de racordare la tubulatura de distribuție în întreaga locuință. Aparatele se construiesc în două variante:

1 - verticale, pentru montare pe pardoseală, destinate clădirilor fără subsol, amplasate într-o încăpere din parter;
2 - orizontale pentru fixare sub plafon.

Schemele de principiu ale unor astfel de aparate sunt arătate în fig. 8.2.1 și 8.2.2. Aparatele moderne sunt construite și cu recuperatoare de căldură (fig. 8.2.2 la partea superioară).

Suprafața de încălzire se execută din fontă sau oțel (cel mai adesea). Forma este cilindrică sau sub formă de buzunare. Pentru a se împiedica corodarea se recurge la tratarea corespunzătoare a suprafeței sau se utilizează oțel inoxidabil. Carcasa aparatului se termoizolează la interior.

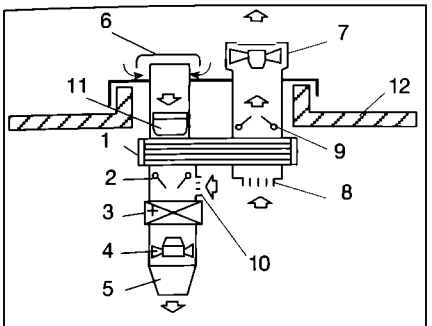


Fig. 8.1.3. Aeroterm de plafon cu recuperator de căldură:
1 - recuperator de căldură;
2 - clapete de reglare; 3 - baterie de încălzire; 4 - ventilator de introducere;
5 - cap de refulare;
6 - dispozitiv de aspirare aer exterior;
7 - ventilator de evacuare; 8 - grilă de aspirație; 9 - clapetă de închidere;10 - grilă de recirculare;
11- filtru de praf; 12 - acoperiș.

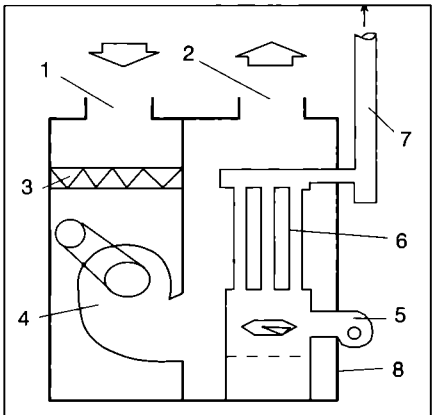


Fig. 8.2.1. Generator de aer cald cu combustibil lichid:
1 - racord aer recirculat; 2 - racord aer cald; 3 - filtru de praf;
4 - ventilator; 5 - arzător;
6 - schimbător de căldură gaze de ardere - aer; 7 - coș de fum;
8 - carcasă metalică.

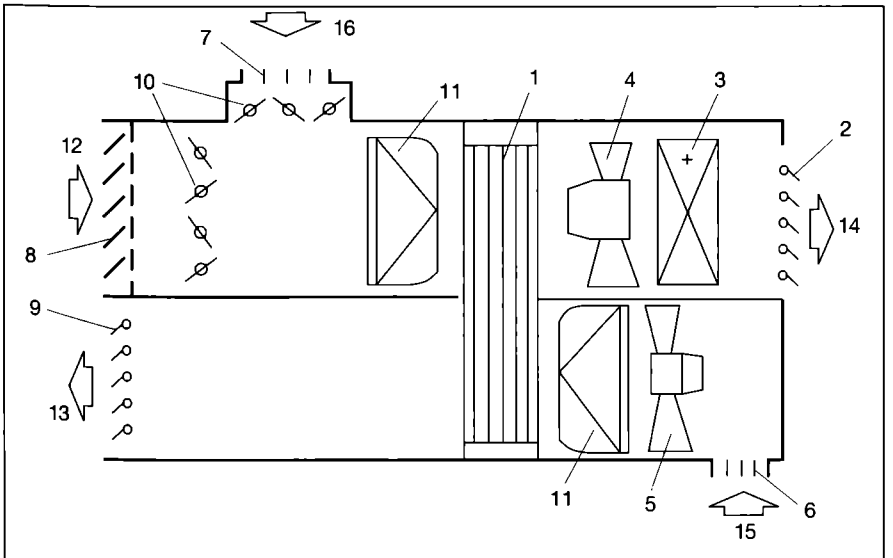


Fig. 8.1.2. Aeroterm de perete cu recuperator de căldură:
1 - recuperator de căldură; 2 - jaluzele reglabile; 3 - baterie de încălzire;
4 - ventilator pentru introducere; 5 - ventilator pentru evacuare; 6 - grilă aspirare; 7 - grilă recirculare; 8 - priză de aer; 9 - jaluzele de suprapresiune;
10 - jaluzele opuse; 11 - filtru de praf; 12 - aer exterior; 13 - aer evacuat;
14 - aer cald; 15 - aspirație; 16 - recirculare.

8.3. Aparate de ventilare

Dulapuri de ventilare

Conțin într-o singură carcasă metalică, ventilatorul, bateria de încălzire și filtrul; sunt livrate ca aparate complete, urmând a fi racordate la instalație. Ele se execută și sunt testate în fabrici specializate. Dulapurile sunt prevăzute cu uși sau panouri pentru vizitare. În dulap trebuie să se găsească și aparatele de acționare și reglare. Mărimea aparatelor este corespunzătoare debitului de aer vehiculat, acesta putând ajunge sau chiar depăși 100.000 m^3/h. În funcție de amplasarea elementelor componente pot apărea diferite variante de aparate de ventilare (fig. 8.3.1).

Dulapurile sunt construite și montate de regulă, vertical (fig. 8.3.1 a, b, c, d), dar pot fi concepute și pentru montare orizontală (fig. 8.3.1 e). Dulapul poate fi prevăzut la partea superioară cu o cutie de distribuție cu refulare pe 1, 2, 3, 4 direcții sau cu flanșă pentru racordarea la tubulatură. Amplasarea poate fi

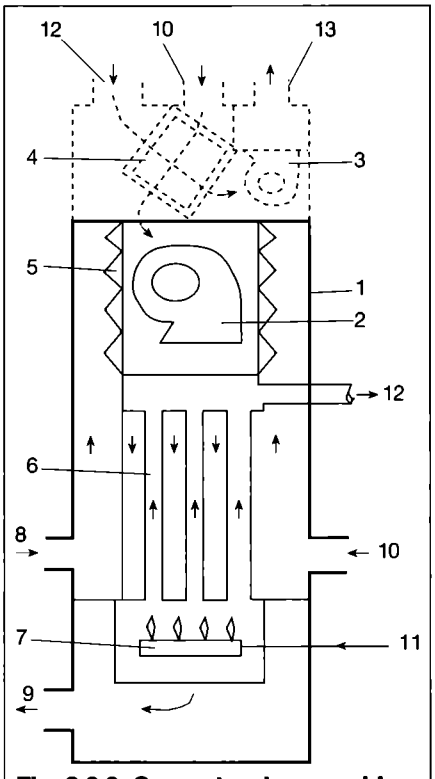


Fig. 8.2.2. Generator de aer cald cu combustibil gazos:
1 - carcasă metalică; 2 - ventilator pentru aer cald; 3 - ventilator pentru recuperator; 4 - recuperator de căldură cu plăci și filtru de praf;
5 - filtru de praf; 6 - schimbător de căldură gaze de ardere-aer;
7 - arzător de gaze; 8 - racord aer recirculat; 9 - racord aer cald;
10 - racord aer proaspăt; 11 - racord gaze; 12 - racord gaze de ardere;
13 - racord refulare.

făcută în încăperea deservită sau într-o încăpere anexă. Dulapul poate fi prevăzut cu recirculare totală (cu aspirația pe o parte sau mai multe părți) sau cu amestec, funcționând cu aer proaspăt (exterior) și recirculat (interior). În acest ultim caz trebuie să se prevadă clapete de reglare și închidere pe circuitul exterior, ca măsură de protecție a bateriei de încălzire, iarna (la funcționarea cu apă caldă/fierbinte). Este de preferat acest sistem pentru că dulapul ocupă loc puțin și se montează cu ușurință. În ultima vreme se utilizează tot mai mult recuperarea căldurii din aerul evacuat în exterior.

Aparate modulate

Conțin, în fapt, aceleași elemente (ventilator, filtru de praf, baterie de încălzire, recuperator de căldură, cameră de amestec) ca și dulapurile de ventilare. Nu toate aparatele modulate conțin și casetă de comandă. Deosebirea constă în faptul că fiecare element al aparatului (sau două) se montează într-o casetă separată (modul). Modulele au lățimea și înălțimea aceeași pentru aceeași tipodimensiune. Se montează pe pardoseală sau la plafon.

Aparatele de ventilare au funcțiunea de a ventila și încălzi spațiul deservit. În fig. 8.3.1 sunt prezentate principalele scheme de alcătuire a dulapurilor de ventilare, atât pentru montare pe pardoseală (fig. 8.3.1 a, b, c, d) cât și varianta orizontală (de agățare) de montare sub plafon (fig. 8.3.1 e). Aparatele mai noi sunt prevăzute și cu recuperator de căldură și două ventilatoare (fig. 8.3.2).

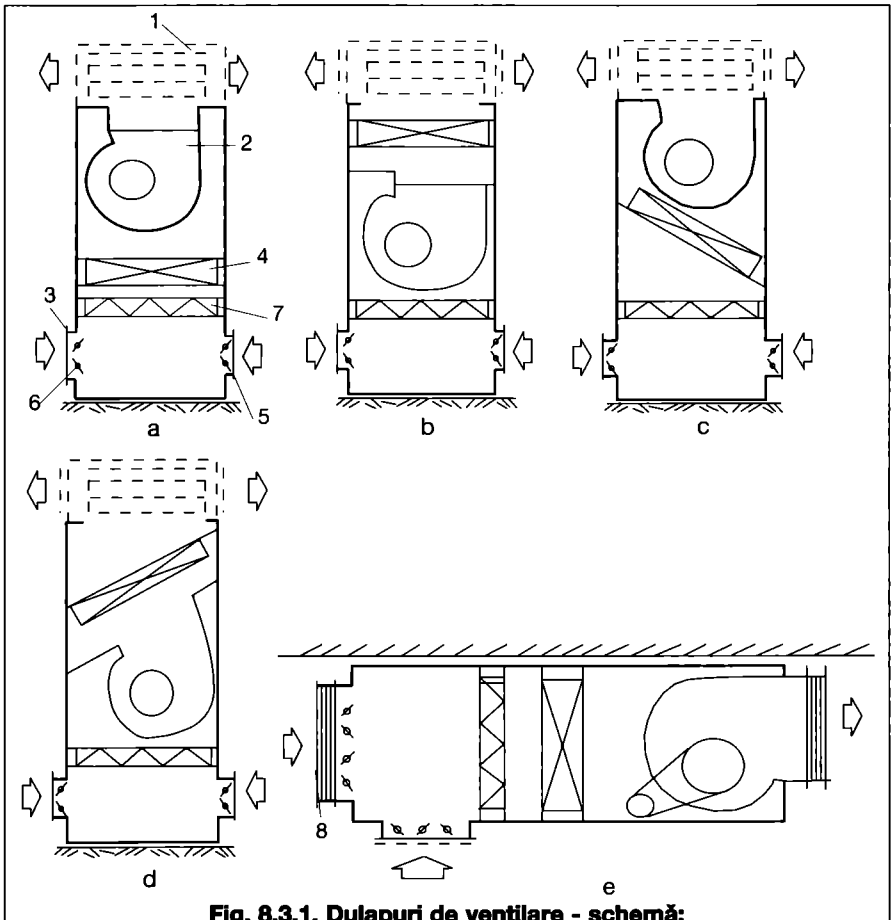


Fig. 8.3.1. Dulapuri de ventilare - schemă:

a - baterie de încălzire (BI) montată orizontal pe aspirație; b - BI montată orizontal pe refulare; c - BI montată înclinat pe aspirație; d - BI montată înclinat pe refulare; e - dulap montat orizontal;

1 - cutie de refulare; 2 - ventilator; 3 - racord aer exterior; 4 - baterie de încălzire (BI); 5 - racord recirculare (grilă aspirație) ; 6 - clapete de reglare; 7 - filtru; 8 - racord flexibil.

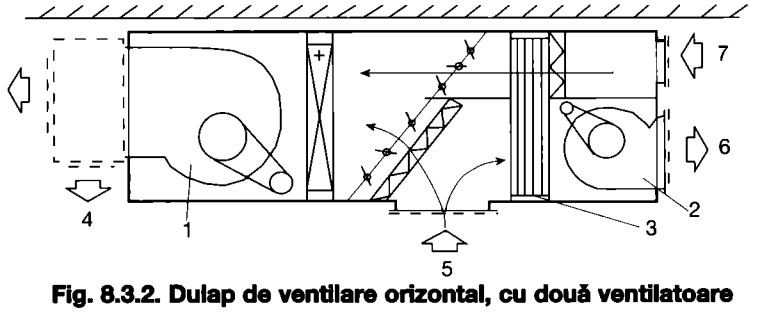


Fig. 8.3.2. Dulap de ventilare orizontal, cu două ventilatoare și recuperator de căldură:

1 - ventilator de introducere; 2 - ventilator de evacuare; 3 - recuperator de căldură; 4 - aer refulat; 5 - aer aspirat; 6 - aer evacuat; 7 - aer exterior.

8.4. Aparate de ventilare de evacuare

Servesc la evacuarea aerului viciat din încăperi și se montează ca unități independente. În ultima vreme se folosește varianta de aparat modulat (fig. 8.4.1) în sensul că aparatul se introduce într-o cutie fonoizolată, de regulă. Ventilatorul poate fi cuplat direct, refularea făcându-se în sus (fig. 8.4.1 b) sau orizontal (fig. 8.4.1a) sau prin curele trapezoidale (fig. 8.4.1 c,d). Pentru debite foarte mici ($\dot{V} \leq 2.000$ m^3/h) se utilizează varianta de modul plat (fig. 8.4.1e).

8.5. Ventilatoare de acoperiș

Se folosesc cel mai adesea în fabrici și uzine cu degajări importante de căldură. Pot fi folosite și pentru evacuarea aerului de la bucătării, WC-uri etc. Montarea se face direct pe placa acoperișului; aerul de compensație pătrunde prin ferestre, uși, porți sau goluri special amenajate. În perioada rece (pentru a preîntâmpina apariția curenților reci) este necesară introducerea controlată a aerului, inclusiv, încălzirea acestuia. Elementele componente: carcasă metalică (sau din materiale plastice) rezistentă la corosiune, prevăzută cu clapetă de închidere (de regulă, din două bucăți) pentru perioadele de nefuncționare (împiedică subrăcirea încăperilor în sezonul rece), ventilator axial (mai rar, radial) cu motor de antrenare. În ultima vreme se construiesc, în mod curent, ventilatoare de acoperiș care pot funcționa, fie la introducere, fie la evacuare.

Refularea aerului (când funcționează la evacuare) se face vertical în sus sau lateral spre acoperiș. Un exemplu este arătat în fig. 8.5.1.

Ca dezavantaje se pot semnala: debitul de aer este constant ca urmare a cuplării directe; nivelul de zgomot, adesea ridicat. Se poate recurge la reglarea tensiunii sau frecvenței (la debite mici este scumpă).

8.6. Ventilatoare de perete și de plafon

Ventilatoarele de perete au aceeași funcțiune ca și ventilatoarele de

acoperiș, fiind utilizate, cel mai adesea, la evacuarea aerului (fig. 8.6.1).

Ventilatoarele de plafon (fig. 8.6.2) se folosesc pentru realizarea unei mișcări accentuate a aerului din încăperi, în timpul verii.

8.7. Aparate de răcire, climatizare parțială și climatizare

8.7.1. Probleme generale

Toate aparatele constau din carcase metalice în care se găsesc elementele componente corespunzătoare scopului și destinației acestora. Pot deservi una sau mai multe încăperi. Aparatele de răcire se utilizează pentru răcirea încăperilor vara. O reglare a umidității relative nu este posibilă, însă are loc o dezumidificare importantă când agentul de răcire are temperatură scăzută. Aparatele se execută sub formă de module sau monobloc.

Avantaje: preț de investiție relativ mai mic datorită fabricării în serie mare și în mai multe tipodimensiuni; costuri de instalare reduse deoarece nu necesită decât racord electric, racorduri pentru agent termic și evacuare condensat; design plăcut astfel că pot fi montate și în încăperi mobilate fără alte amenajări; facilități simple de transport cu posibilități de a fi mutate la părăsirea imobilului; lipsa tubulaturii de ventilare sau reducerea acesteia în mare măsură.

Se deosebesc următoarele tipuri de aparate:
- după felul răcirii: aparate cu mașină frigorifică înglobată sau amplasată separat (sistem split);
- după modul de tratare al aerului: aparate de climatizare pentru tot anul; pentru iarnă sau pentru vară, cu reglarea temperaturii și umidității;
- după felul racordurilor aerului: aparate de climatizare cu refularea directă a aerului în încăpere sau cu racordarea la tubulatura de ventilare;
- după destinație (scop):
  - aparate de climatizare în scopuri de confort, care trebuie să asigure tot timpul anului o temperatură interioară de 20...25 °C și o umiditate relativă de 40...50 %;
  - aparate de climatizare în scopuri tehnologice care, în funcție de cerințele de producție, trebuie să asigure o anumită climă;
- după mărime și tipul constructiv:
  - aparate de climatizare de fereastră sau de încăpere;
  - dulapuri de climatizare;
  - aparate de climatizare de tip casetă;
  - centrale de climatizare;
  - aparate de climatizare de acoperiș;
  - aparate de climatizare pentru locuințe;
- după tipul energiei:
  - aparate încălzite electric,
  - cu gaze, sau
  - cu combustibil lichid.

8.7.2. Aparate de fereastră

Au dimensiuni mici, având mașina frigorifică înglobată și se folosesc la ventilarea (în foarte mică măsură) și răcirea unei singure încăperi. Montarea se face în fereastră, în parapet sub fereastră, într-un perete exterior. Într-o carcasă se găsesc: un compresor ermetic cu freon, două ventilatoare, un condensator răcit cu aer exterior, un vaporizator (bateria de răcire), un tub capilar și echipamentul electric și de automatizare. Carcasa este fonoizolată la interior. Forma și aspectul au un design plăcut. Se produc în mai multe tipodimensiuni cu motoare electrice de 0,8...3 kW având sarcini de răcire de 2...8 kW. Racordarea electrică este monofazică. Debitul de aer vehiculat este de la 300 la 1000 m^3/h. Schema unui aparat de fereastră este arătată în fig. 8.7.1, iar vederea unui tip constructiv, în fig. 8.7.2. În prezent, se produc aparate care au înglobată o rezistență electrică pentru încălzirea aerului în sezonul rece. Există, de asemenea, aparate cu ciclu reversibil putând astfel răci aerul vara, și încălzi aerul, în sezoanele de trecere de la vară la iarnă și de la iarnă la primăvară. Se poate conta pe încălzirea aerului în sezonul rece până la temperaturi exterioare de 0 °C. La temperaturi negative, vaporii de apă din aer îngheață între aripioarele schimbătorului de căldură (vaporizator) obturând trecerea aerului.

Funcționarea aparatului (fig. 8.7.1): agentul frigorific (freonul) vaporizează în bateria de răcire 5 luând căldură de la aerul interior vehiculat de ventilatorul

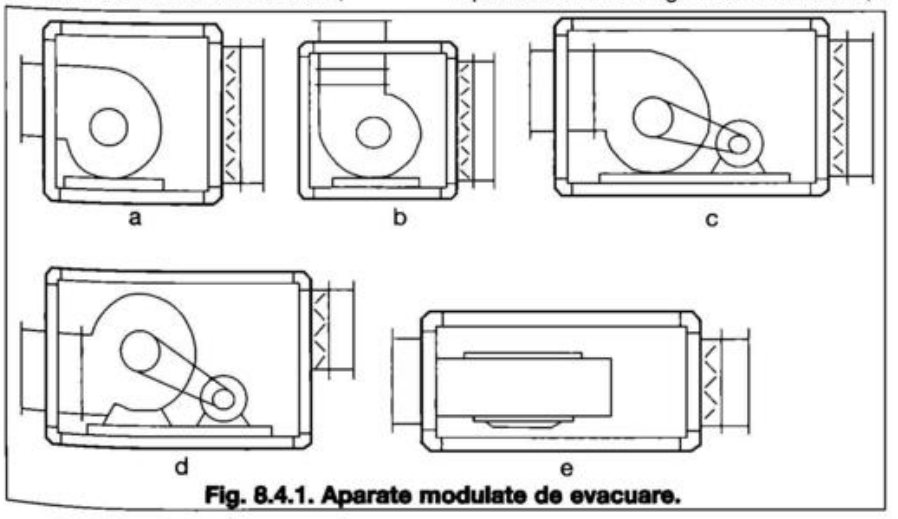


Fig. 8.4.1. Aparate modulate de evacuare.

Fig. 8.5.1. Ventilatoare de acoperiș.

Fig. 8.6.1. Ventilatoare axiale de perete.

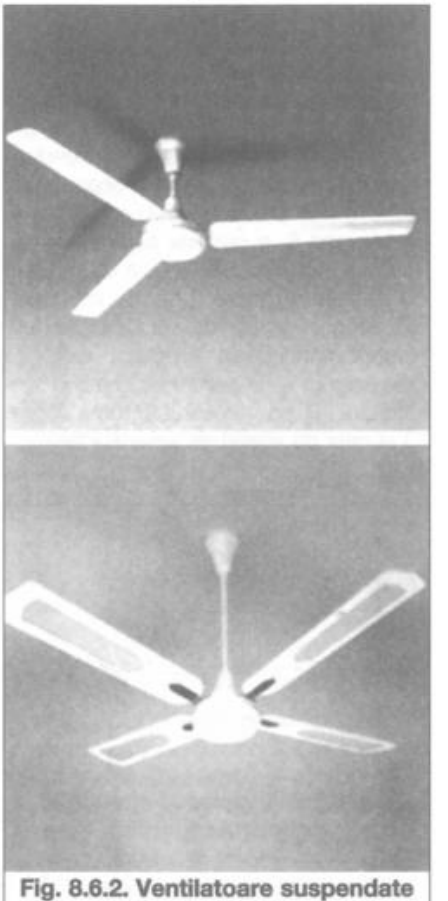


Fig. 8.6.2. Ventilatoare suspendate de plafon cu 3 și 4 palete.

4, care se răcește de la θ_l la θ_r. Vaporii de freon sunt aspirați de compresorul 1, comprimați mecanic, proces în care cresc presiunea și temperatura, și conduși în condensatorul 7, răcit cu aer exterior care se încălzește de la θ_e la θ_c. Vaporii de freon condensează cedând aerului de răcire fluxul de căldură Φ_l egal cu sarcina de răcire Φ_R (căldura absorbită din aerul interior) plus echivalentul caloric al lucrului mecanic al motorului electric. Condensatul rezultat este trecut printrun tub capilar, suferind un proces de laminare, și este adus la parametrii (presiunea și temperatura) la care pot vaporiza, din nou, în bateria de răcire (vaporizatorul mașinii frigorifice), ciclul reluându-se astfel din nou. O mare parte din aparate sunt cu ciclu termodinamic reversibil folosind atât la răcirea cât și la încălzirea încăperilor. Inversarea ciclului termodinamic se face cu ajutorul unui ventil cu 4 căi (fig. 8.7.2).

8.7.3. Aparate de încăpere

Pot fi fixe sau mobile și se folosesc fie numai la răcirea încăperilor fie și la răcirea și încălzirea lor. Cele fixe sunt, în majoritatea cazurilor, aparate de tip split compuse dintr-o unitate interioară (fig. 8.7.3 a) și o unitate exterioară care se montează pe peretele exterior al încăperii (fig. 8.7.3 b) sau se așează pe un planșeu (fig. 8.7.3 c). Unitatea interioară (fig. 8.7.3 a) este compusă dintr-o carcasă metalică 1 un ventilator silențios 2, o baterie de răcire (evaporatorul mașinii frigorifice) 3, sub care se găsește o tavă pentru colectarea condensatului 4, rezultat în urma procesului de răcire și uscare a aerului, un filtru de praf lavabil 5, o grilă de aspirație a aerului din încăpere 6 și o grilă de refulare cu jaluzele reglabile 8 pentru modificarea direcției jetului de aer. Unitatea exterioară conține un ventilator axial 11 care asigură aerul pentru răcirea condensatorului 10, compresorul 9, tubul capilar 13 și grila de absorbție a aerului de răcire 12.

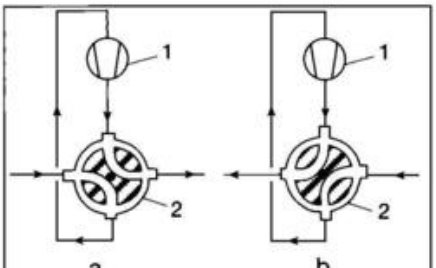


Fig. 8.7.2. Inversarea circulației agentului frigorific:
a - regim de răcire;
b - regim de încălzire;
1 - compresor; 2 - ventil cu 4 căi.

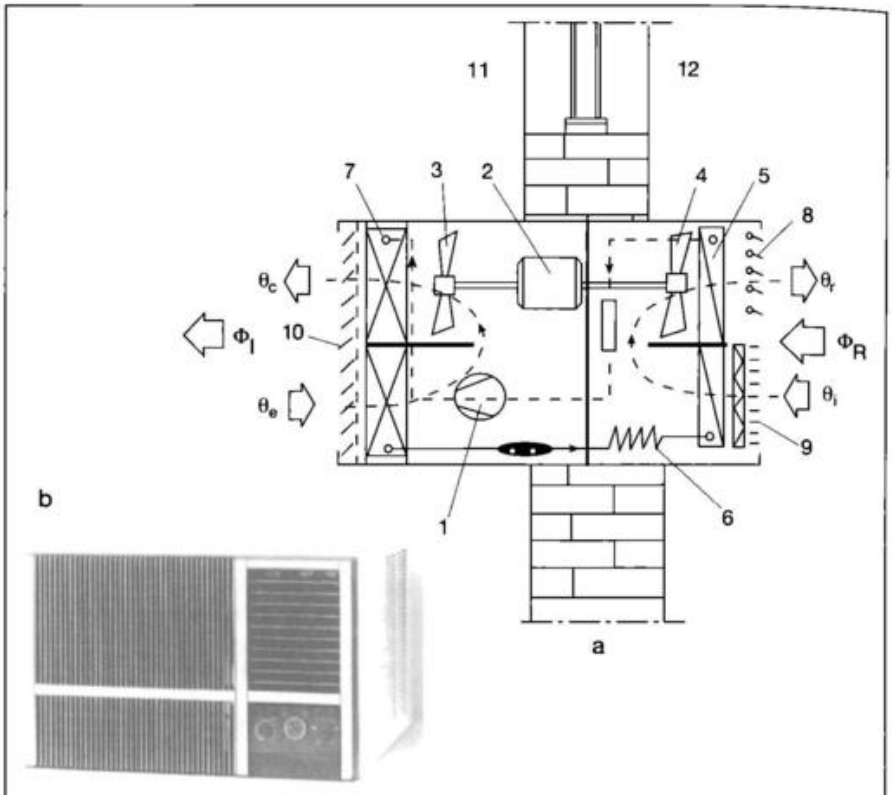


Fig. 8.7.1. Aparat de fereastră:
a - schemă de principiu;
1 - compresor; 2 - motor electric monofazat; 3 - ventilator pentru vehicularea aerului exterior; 4 - idem, pentru aerul interior; 5 - baterie de răcire (vaporizator); 6 - tub capilar (duză, ventil laminare); 7 - condensator; 8 - jaluzele reglabile; 9 - grilă aspirație aer interior; 10 - grilă aspirație - evacuare aer exterior (de răcire); 11 - exterior; 12 - interior.
b - vedere.

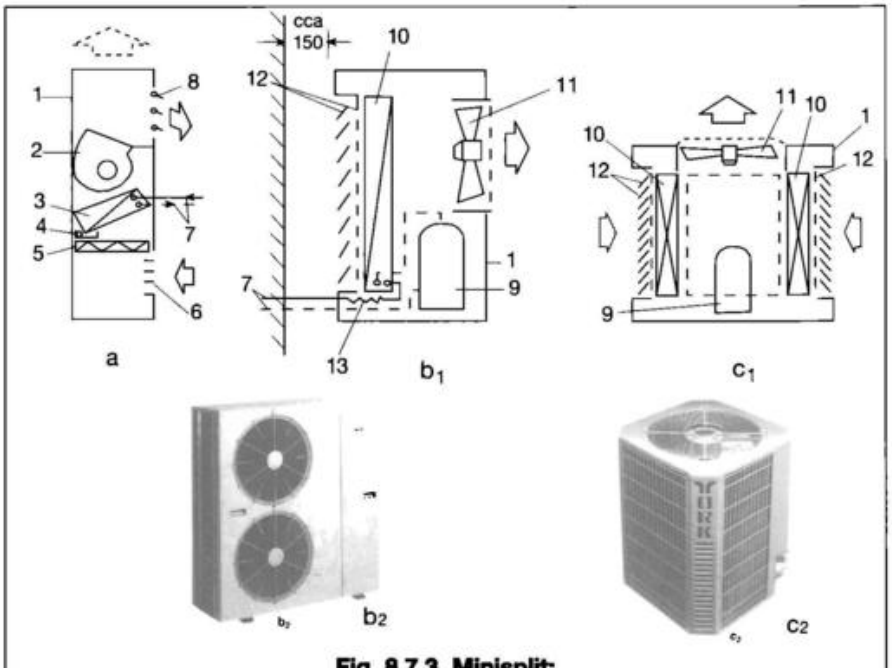


Fig. 8.7.3. Minisplit:
a - unitatea interioară; b - unitatea exterioară cu refulare laterală (schemă - b_1 și vedere - b_2); c - idem, cu refulare în sus (schemă - c_1 și vedere - c_2);
1 - carcasa aparatului; 2 - ventilator având curent transversal (tangențial); 3 - baterie de răcire (încălzire); 4 - tavă pentru colectarea condensatului; 5 - filtru de praf lavabil; 6 - grilă absorbție; 7 - conducte freon (lichid, vapori); 8 - grilă cu jaluzele reglabile; 9 - compresor; 10 - condensator/evaporator; 11 - ventilator axial; 12 - grilă și plasă de sârmă; 13 - tub capilar.

isplit (split, de la cu- cu semnificația de se- sc în variantele mono- xterioară + 1 unitate in- lit (1 unitate exterioară oare), multisplit (1 uni- sau 4 unități interioa- nitatea exterioară con- resoare câte unități in- reste. Posibilitățile de i dual split sunt arătate

ioare îmbracă 4 forme, mplasare (montare): de n, de tip casetă (pentru fon fals), de montat în . În fig. 8.7.5 sunt pre- tipuri de aparate iar în

a

ă:

ntilator per rie de răci or; 8 - ja cuare aer

ea A-B Secțiunea C-D

nplasarea unui dual split birouri alăturate):
terioară; 1a - unitate interi- te; 1b - unitate interioară de itate exterioară; 3 - conduc- colectare condensat.

terală (s
i și ved
al (tang
ondens
on (lich
tor/evarete; b - de montat în dreptul ferestrei; c - de plafon; d - de montat în plafon fals.
apilar.

fig. 8.7.6 este arătat un multisplit cu 4 unități interioare.

Tot ca aparate de încăpere se utilizează *ventiloconvectoarele* care pot funcționa în regim de recirculare (fig. 8.7.7 a) sau cu aer amestecat (exterior + interior) (fig. 8.7.7 b).

Aparatele mobile se folosesc pentru puteri de răcire mai mici (până la 2,5 kW). Pot fi de tip monobloc (fig. 8.7.8 b1) sau cu condensatorul răcit cu aer (cu ajutorul unui ventilator axial) separat, montat în exterior, și legat prin tuburi flexibile de aparatul de bază (fig. 8.7.8 b2). Schema de principiu a unui aparat de cameră mobil este arătată în fig. 8.7.8 a. Aparatul are un racord flexibil 3 (ϕ 150 mm) prin care se elimină aerul pentru răcirea condensatorului 2, aer ce se aspiră din încăpere cu ajutorul ventilatorului 5. Aerul de compensație poate fi introdus printr-o fereastră sau se amenajează o priză specială de aer proaspăt pentru cca 200 m³/h. Aparatul are dimensiuni convenabile, circa 250 x (500...100) x 600 mm, iar greutatea este de 40-45 kg. Aparatul poate fi echipat și cu o rezistență electrică de 2 kW și cordon electric normal pentru curent monofazic.

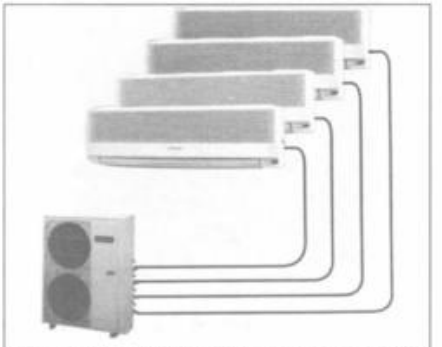


Fig. 8.7.6. Multisplit (cu patru unități interioare).

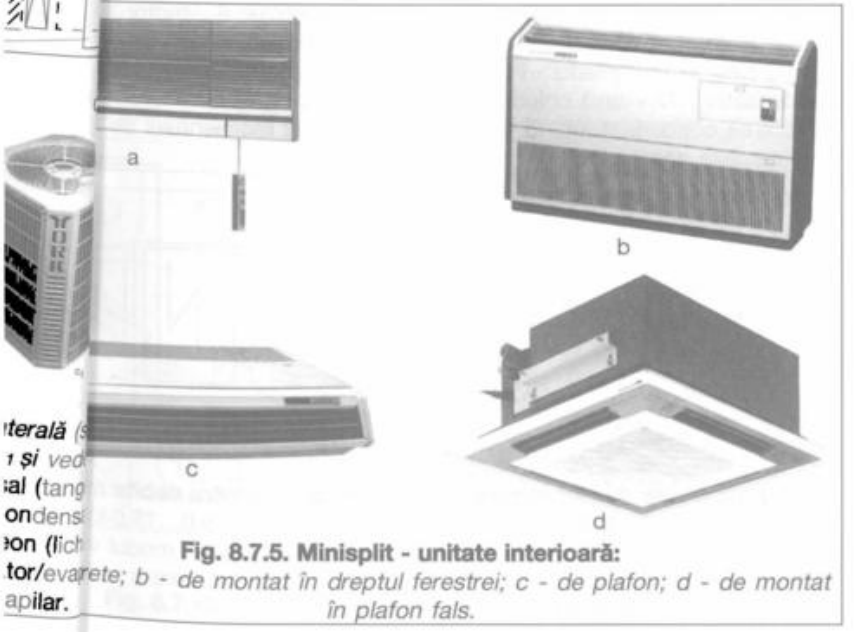


Fig. 8.7.5. Minisplit - unitate interioară:
a - de montat în dreptul ferestrei; c - de plafon; d - de montat în plafon fals.

8.7.4. Aparate de climatizare de tip dulap

Aceste aparate au, într-o carcasă de forma unui dulap (de unde și denumirea de *dulapuri de climatizare*), toate elementele necesare tratării aerului (baterie de încălzire, baterie de răcire, duze pentru umidificarea aerului), vehiculării aerului precum și echipamentul electric și de automatizare. Ele se produc pentru debite de aer mai mari, până la circa 40.000 m³/h.

Se construiesc dulapuri de climatizare cu mașina frigorifică înglobată la care condensatorul este răcit cu apă sau aer și, mai rar, cu răcire mixtă (apă + aer). Unele dulapuri de climatizare au încorporat și un recuperator de căldură cu plăci tip aer-aer. Se construiesc, de asemenea, (din cauza dimensiunilor mari) dulapuri de climatizare fără mașină frigorifică (în sistem split). Dulapul de climatizare poate refula aer liber în încăperea deservită sau poate fi racordat la o rețea de canale. Bateria de răcire a aparatului poate funcționa cu apă răcită sau poate fi cu detentă directă. Schema de principiu a unui dulap de climatizare cu mașină frigorifică înglobată este prezentată în fig. 8.7.9.

Utilizarea cea mai largă o au dulapurile de climatizare parțială care se împart în două grupe după debitul de aer și puterea de răcire: dulapuri pentru debite mici (q_v = 1000...3000 m³/h) și dulapuri pentru debite mari de aer (q_v = 4000...40.000 m³/h). Încălzirea aerului, la cele mici, se face electric sau în pompă de căldură, iar la cele mari, la alegere: electric, cu baterii de încălzire funcționând cu apă caldă/fierbinte, abur sau combinat. Pentru unele tipodimensi-

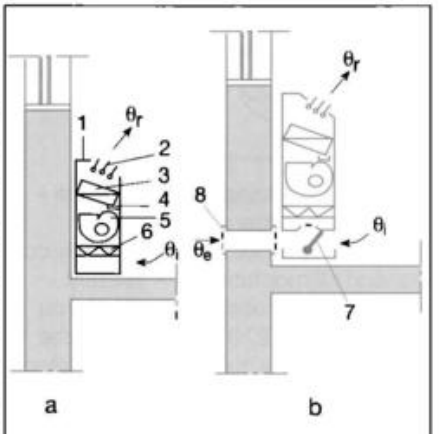


Fig. 8.7.7. Ventiloconvectoare:
a - numai cu aer recirculat; b - cu aer amestecat (exterior și interior);
1 - carcasă fonoizolată; 2 - jaluzele reglabile; 3 - baterie de răcire/încălzire; 4 - tavă colectare condensat; 5 - ventilator; 6 - filtru de praf; 7 - clapetă reglare; 8 - priză de aer proaspăt.

uni există și varianta pompă de căldură.

În fig. 8.7.10 este prezentată schema de principiu a unui dulap de climatizare parțială pentru debite mici (pentru ușurința transportului și posibilităților de montare, dulapul se secționează în 2 - 3 module), iar în fig. 8.7.11 posibilitățile de montare. Pentru debite mari de aer, în fig. 8.7.12 este arătată schema de principiu a unui dulap de climatizare, iar în fig. 8.7.13, diferitele modalități de amplasare. Acestora din urmă, după caz, li se adaugă o baterie de încălzire electrică sau cu apă caldă (fierbinte), abur.

Reglarea temperaturii, la aparatele mici, se face, de regulă, în sistemul cu două puncte. Un termostat, montat în încăpere sau în grila de aspirație a aerului din încăpere pornește sau oprește compresorul cu ajutorul unui releu de temporizare. Pentru o reglare mai bună se poate monta, suplimentar, un regulator (pentru puterea de răcire) în circuitul de răcire, sau se prevăd 2 sau 3 compresoare care prin intermediul unui termostat în trepte cuplează secvențial aceste compresoare.

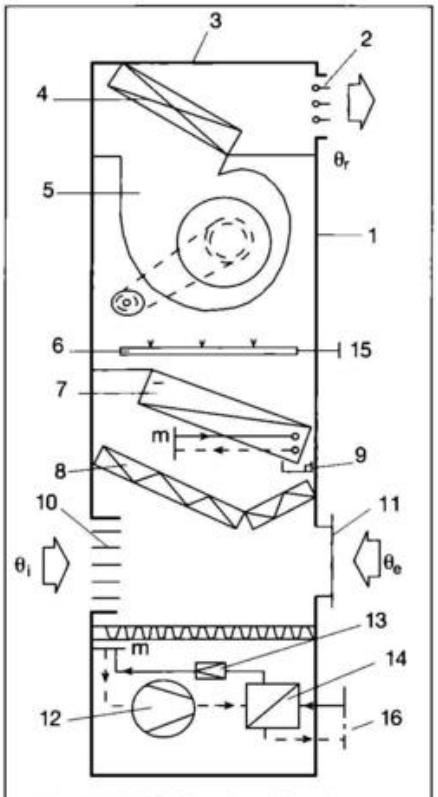


Fig. 8.7.9. Dulap de climatizare - reprezentare schematică:
1 - carcasă fonoizolată prevăzută cu panouri demontabile; 2 - jaluzele reglabile; 3 - cutie de distribuție cu refulare pe 1, 2, 3 direcții sau cutie de racordare la tubulatură; 4 - baterie de încălzire; 5 - ventilator; 6 - distribuitor de abur; 7 - baterie de răcire (vaporizator); 8 - filtru de praf; 9 - tavă colectare condensat și racord evacuare; 10 - grilă de aspirație aer recirculat (racord tubulatură); 11 - racord priză aer; 12 - compresor; 13 - ventil de laminare; 14 - condensator răcit cu apă; 15 - racord abur; 16 - racord apă răcire.

8.7.5. Aparate de climatizare modulate

Aparatele modulate sunt alcătuite din casete independente prismatice având două dimensiuni identice (lățimea și înălțimea), în fiecare găsindu-se unul, două sau trei elemente, de exemplu,

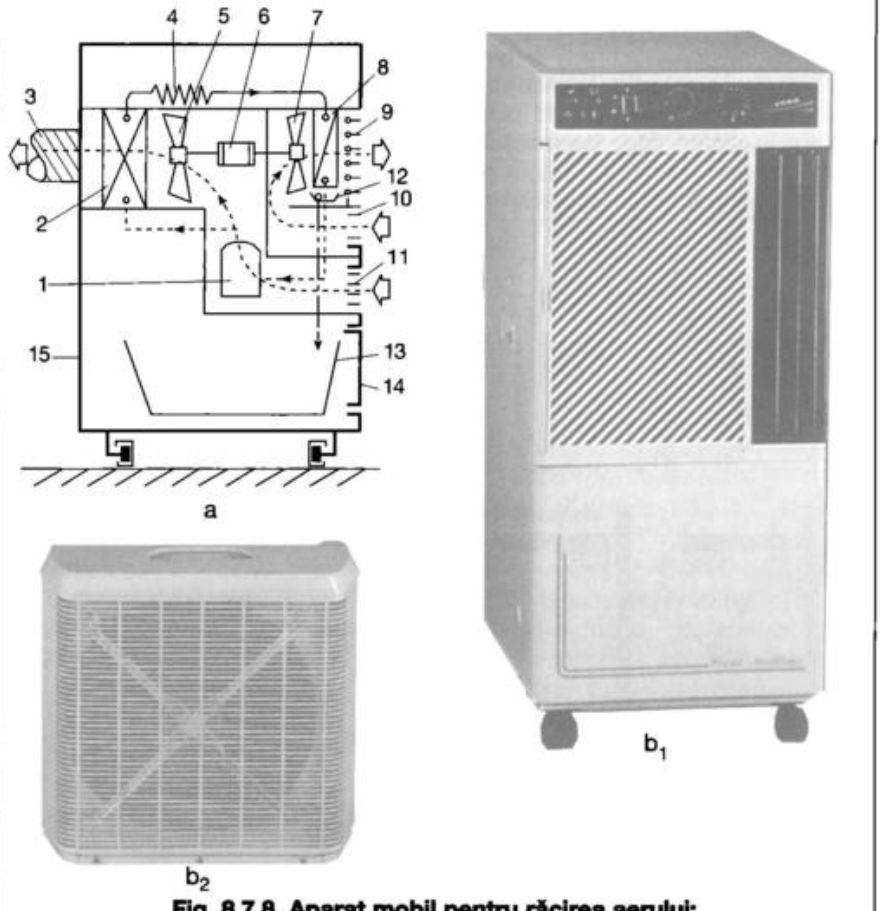


Fig. 8.7.8. Aparat mobil pentru răcirea aerului:
a - schema aparatului; b_1 - vederea aparatului monobloc; b_2 - vederea aparatului cu condensator independent;
1 - compresor; 2 - condensator; 3 - racord flexibil; 4 - tub capilar; 5 - ventilator pentru aerul de răcire a condensatorului; 6 - motor electric; 7 - ventilator; 8 - baterie de răcire; 9 - jaluzele reglabile; 10 - grilă pentru recircularea aerului interior; 11 - grilă pentru evacuarea aerului (răcire condensator); 12 - tavă colectare și scurgere condensat; 13 - recipient colectarea condensatului; 14 - ușiță pentru golirea recipientului de condensat; 15 - carcasa aparatului.

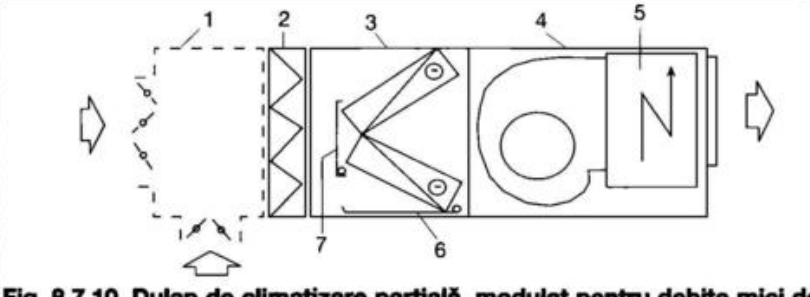


Fig. 8.7.10. Dulap de climatizare parțială, modulat pentru debite mici de aer:
($\dot{V}$ = 1000...3000 m³/h; Φ_R = 7,0...16,0 kW; Φ_I = 5,0...15,0 kW):
1 - modul amestec; 2 - modul filtrare; 3 - modul răcire; 4 - modul ventilator cu/fără baterie electrică (5); 6 - tavă colectare condensat pentru montare orizontală; 7 - idem, pentru montare verticală.

modul de filtrare, modul conținând baterie de încălzire și baterie de răcire sau modul conținând filtru + baterie de încălzire + baterie de răcire. Aparatele de climatizare se pot realiza în orice combinație dorită. Pe lângă altele, prezintă avantajul manipulării ușoare, introducerii pe rând în centrala de ventilare pentru montare, transport și așezare lesnicioasă.

Carcasa modulelor se compune din rame profilate cu goluri, realizate din aluminiu și din elemente de colț de aluminiu pentru îmbinare. Atât unele, cât și celelalte, sunt construite cu goluri pentru a se îndepărta punțile termice și a se evita formarea condensatului. Părțile laterale sunt alcătuite din pereți dubli din tablă zincată între care se găsește o termoizolație incombustibilă (de regulă, vată din sticlă) cu grosimea de 20, 30 sau 40 mm.

Firma ROSENBERG (Germania), de exemplu, folosește 2 tipuri de izolare:

Tipul	Grosimea [mm]	Coeficientul global de transfer termic U[W/m²·K]	Atenuarea medie de zgomot [dB]
I	20	1,25	25
II	40	0,65	38

Tipurile de profile utilizate de aceeași firmă sunt prezentate în fig. 8.7.14. Etanșarea este realizată prin garnituri din cauciuc, de asemenea, profilate. Pe partea de deservire a aparatului sunt prevăzute și cu balamale (șarnier) și dispozitive de blocare. La cerere, carcasele pot fi complet demontabile.

Aproape toate firmele execută aparatele modulate în două variante:
a - de tip plat (fig. 8.7.15) și
b - normale (fig. 8.7.16).

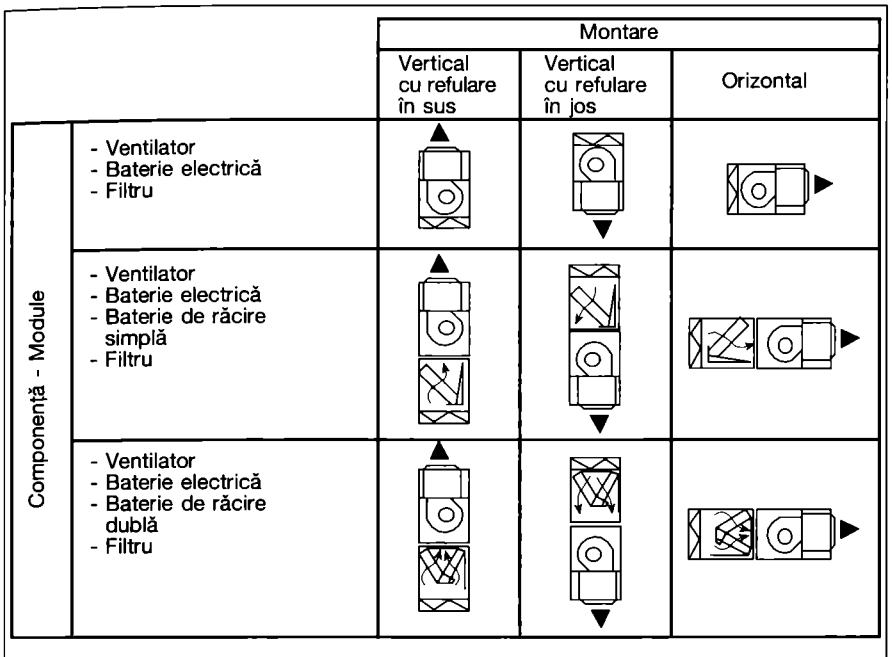


Fig. 8.7.11. Posibilități de montare a dulapurilor modulate mici.

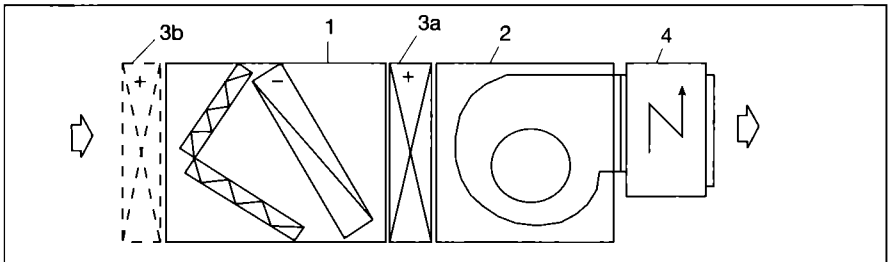


Fig. 8.7.12. Dulap de climatizare parțială, modulat, pentru debite mari de aer: (*V̇ = 4000 ... 40.000* m³/h; Φ_R *= 20 ... 180* kW; Φ_I *= 30 ... 300* kW - apă caldă/abur, Φ_E *= 10 ... 75* kW - electric)
1 - modul baterie răcire și filtru; 2 - modul ventilator; 3 - modul baterie de încălzire cu apă caldă/abur montat în poziția 3a/3b; 4 - modul baterie electrică (variantă).

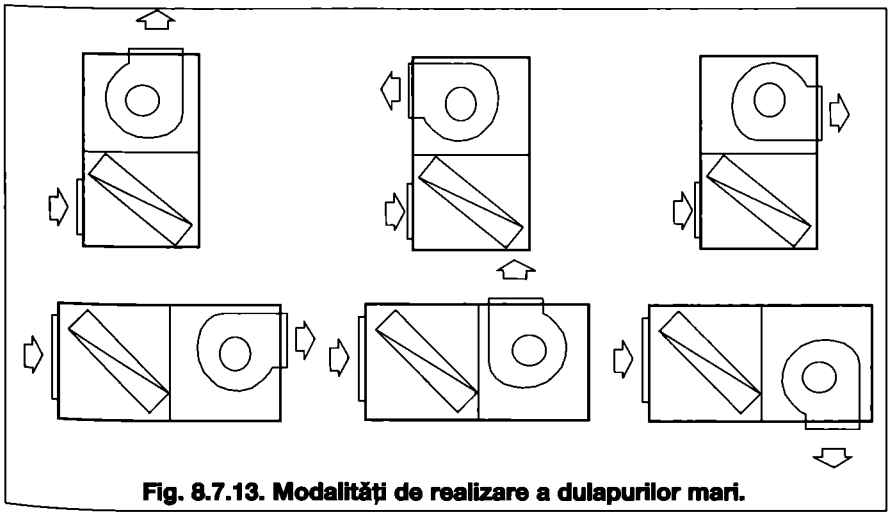


Fig. 8.7.13. Modalități de realizare a dulapurilor mari.

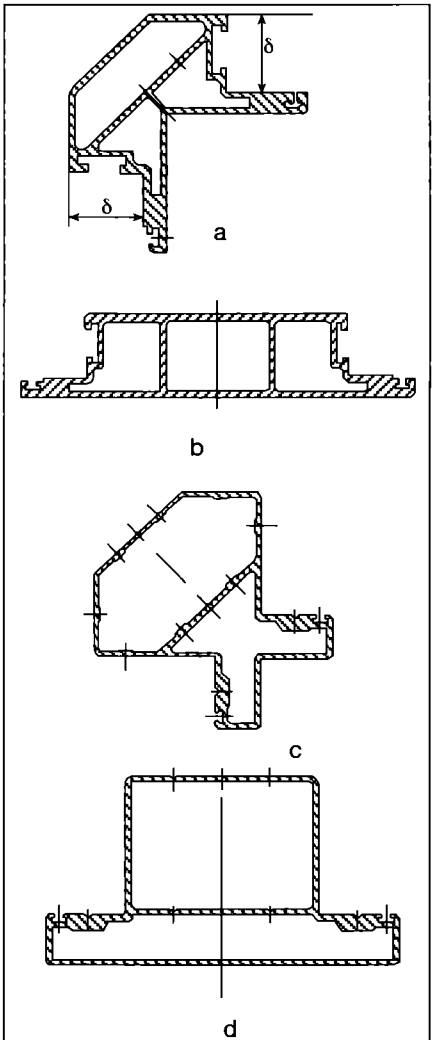


Fig. 8.7.14. Profiluri pentru realizarea scheletului aparatelor modulate: *a - profil de colț, izolare termică, δ = 20 mm; b - profil T, δ = 20 mm; c - profil de colț, izolare termică, δ = 40 mm; d - profil T, δ = 40 mm.*

Modulele, la rândul lor, sunt realizate pe tipodimensiuni în funcție de debitul de aer. Viteza de circulație în secțiunea transversală (perpendiculară pe direcția curentului de aer) se alege în limitele 2,5...3,5 m/s astfel că un modul poate fi folosit la mai multe debite. Se recomandă, din motive de zgomot, utilizarea domeniului de viteze 2,5...3,0 m/s.

Aparatele de climatizare/climatizare parțială pot fi așezate pe un rând sau etajate. Modalitățile de combinare sunt multiple. În fig. 8.7.17 sunt arătate câteva posibilități de aparate modulate de ventilare și climatizare parțială, iar în fig. 8.7.18 sunt prezentate aparatele de climatizare parțială combinate cu modulul de evacuare. Dacă la oricare din schemele prezentate în fig. 8.7.17 și 8.7.18 se adaugă un compartiment pentru umidificare (în ultima vreme se utilizează tot mai frecvent umidificarea izotermică prin injectare de abur) se obțin aparate de climatizare. În fig. 8.7.19 este prezentat un exemplu de aparat de climatizare pentru introducere și evacuare, cu atenuatoare de zgomot pe refulare și aspirație, grupul de evacuare fiind montat deasupra celui de introducere. În fig. 8.7.20 și 8.7.21 sunt arătate aparate modulate de climatizare parțială pentru montare în interior, respectiv, pentru amplasare în exterior. În fig. 8.7.22 este prezentat un aparat de climatizare parțială cu capacele de vizitare scoase.

Pentru a se putea stabili dimensiunile aproximative ale agregatelor modulate, în tabelul 8.7.1 sunt redate caracteristicile tehnice ale aparatelor de climatizare parțială (grupurile de introducere) de tip AIRBOX produse de firma ROSENBERG - Germania. Pe baza acestor dimensiuni se pot determina și dimensiunile de gabarit ale centralelor de ventilare în care se amplasează aparatele de climatizare.

Intercalarea recuperatoarelor de căldură în aparatele de climatizare de introducere și evacuare generează o serie de variante constructive așa cum se arată în fig. 8.7.23.

În schemele prezentate, după bateria de încălzire se poate intercala și o baterie de răcire pentru a se asigura atât încălzirea cât și răcirea încăperilor deservite. Bateria de răcire poate fi alimentată cu apă răcită sau poate fi o baterie cu detentă directă (cu freon).

8.7.6. Centrale de climatizare de acoperiș

Se realizează ca unități independente, complet finisate, în fabrici, destinate amplasării pe acoperișurile clădirilor, prevăzute să reziste ani îndelungați la intemperii. Ele nu necesită spații închise pentru amplasare (centrale de ventilare) de aceea sunt întâlnite și sub denumirea de centrale de climatizare de acoperiș. Ca și aparatele modulate, ele conțin toate elementele necesare tratării complexe a aerului (baterii de încălzire, baterii de răcire), filtrării și vehiculării. În plus, au încorporate mașina (mașinile) frigorifică și tabloul de comandă și automatizare. Se execută pentru debite de aer medii și mari ($q_v \leq 50.000$ m^3/h) și puteri de încălzire și răcire corespunzătoare ($\Phi_I/\Phi_R \leq 300$ kW).

Încălzirea aerului se face pe cale electrică, folosind gaze, sau prin pom-

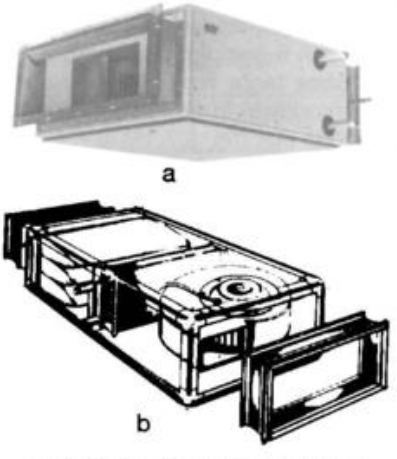


Fig. 8.7.15. Aparate modulate de tip plat:
a - firma WOLF; b - firma ROSENBERG.

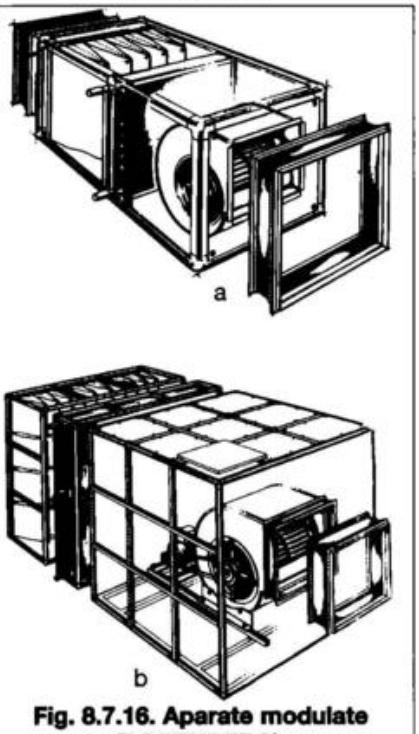


Fig. 8.7.16. Aparate modulate (ROSENBERG):
a - pentru debite medii; b - pentru debite mari.

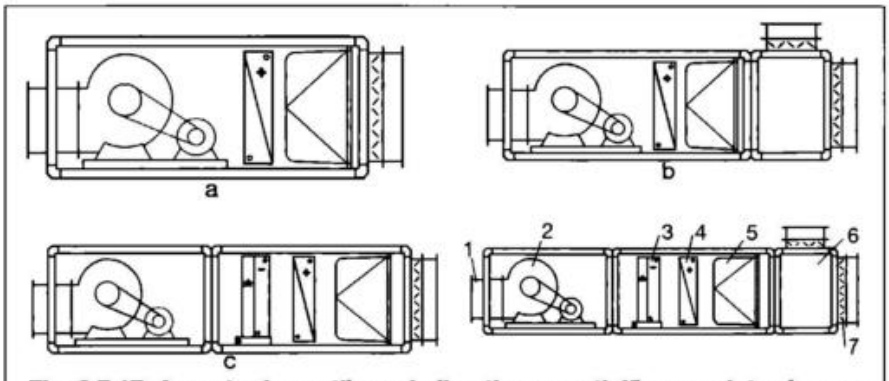


Fig. 8.7.17. Aparate de ventilare și climatizare parțială - grup introducere:
a - cu aer exterior; b - cu aer amestecat; c - cu încălzire + răcire pentru aer exterior; d - idem, cu aer amestecat.

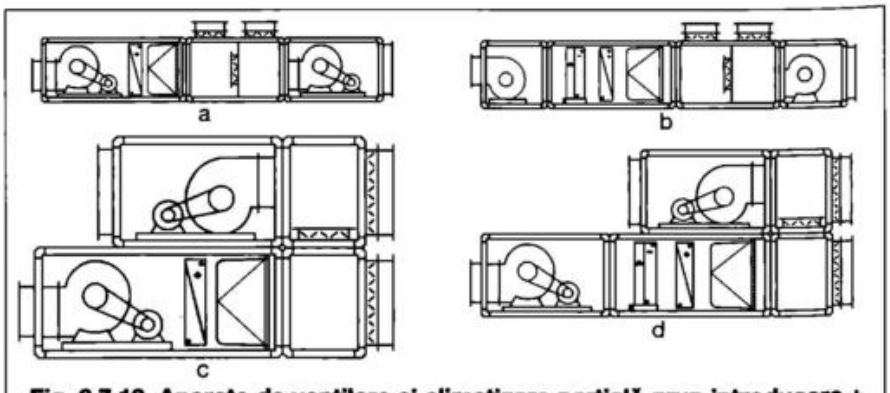
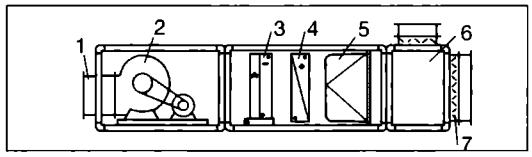


Fig. 8.7.18. Aparate de ventilare și climatizare parțială grup introducere + evacuare:
a - grupurile montate în linie, cu încălzirea aerului; b - idem, cu încălzirea și răcirea aerului; c - grupurile suprapuse, cu încălzirea aerului; d - idem, cu încălzirea și răcirea aerului.

Tabelul 8.7.1. Aparate modulate de climatizare parțială.

Aparat de introducere (ROSENBERG - Germania) compus din:
Stuț elastic - 1; Ventilator - 2; Baterie răcire, până la 6 rânduri de țevi - 3; Baterie încălzire, până la 3 rânduri de țevi - 4; Filtru tip buzunar - 5; Cameră de amestec - 6; Clapetă cu jaluzele opuse - 7;
DA = Direct cuplat;
KA = Cuplare prin curele;
I Aparate plate;
II Izolație 20 mm;
III Izolație 40 mm.



	Tipul	Ventilator	Debitul de aer [m^3/h] v = 2,5 m/s	Debitul de aer [m^3/h] v = 3.0 m/s	Număr de module	Modulul cu lungimea cea mai mare [mm]	Filtru de praf	Lățime x Înălțime [mm]	Lungime [mm]	Greutate [kg]
I	67	DA	1500	-	3	1270	EU3-7	670 x 358	2610	162
	80		1800	-				800 x 358	2870	222
II	50	DA	1270	-	3	1270	EU3-7	500	2270	158
		KA		-					2570	167
	67	DA	3200	3800			EU3-5	670	2440	230
						1500	EU5-9		2670	240
		KA				1270	EU3-5		2790	252
						1500	EU5-9		3020	262
	80	DA	4650	5600		1270	EU3-5	800	2570	360
						1500	EU5-9		2800	372
		KA				1270	EU3-5		2790	347
						1500	EU5-9		3020	359
	100	DA	8000	9600		1270	EU4+4	1020	2790	469
						1500	EU5-9		3020	484
		KA				1270	EU3+4		3040	521
						1500	EU5-9		3270	536
	127/100	DA	10000	12000			EU3+4	1270 x 1020	3190	583
					4	1020	EU5-9		3380	607
		KA			3	1500	EU3+4		3440	654
					4	1270	EU5-9		3630	678
	127	DA	13300	16000	3	1500	EU3+4	1270	3440	710
					4	1270	EU5-9		3630	740
		KA			3	1500	EU3+4		3670	793
					4		EU5-9		3860	820
III	73	DA	3200	3800	2	1340	EU3+4	730	2560	334
						1640	EU5-9		2860	354
		KA				1530	EU3+4		2870	363
						1640	EU5-9		3170	383
	107/73	DA	5200	6200		1340	EU3+4	1070 x 730	2560	424
						1640	EU5-9		2860	449
		KA				1530	EU3+4		2870	477
						1640	EU5-9		3170	502
	107	DA	8000	9600		1530	EU3+4	1070	2870	592
						1640	EU5-9		3170	614
		KA				1830	EU3+4			657
							EU5-9		3470	689
	135/107	DA	10000	12000		1680	EU3+4	1340 x 1070	3170	740
						1790	EU5-9		3470	778
		KA				1980	EU3+4			832
							EU5-9		3770	869
	135	DA	13300	16000			EU3+4	1340	3660	922
							EU5-9		3810	946
		KA				2130	EU3+4			1035
							EU5-9		3960	1059

Tabelul 8.7.1. Aparate modulate de climatizare parțială - continuare -

	Tipul	Ventilator	Debitul de aer [m3/h] v = 2,5 m/s	Debitul de aer [m3/h] v = 3.0 m/s	Număr de module	Modulul cu lungimea cea mai mare	Filtru de praf	Lățime x Înălțime [mm]	Lungime [mm]	Greutate [kg]
III	165/135	DA	16700	20000	2	1980	EU3+4	1645 x 1340	3660	1135
							EU5-9		3810	1159
		KA				2130	EU3+4			1212
							EU5-9		3960	1236
	165	DA	21000	25000		2436	EU3+4	1645	4268	1390
							EU5-9		4421	1416
		KA				2746	EU3+4		4578	1536
							EU5-9		4731	1562
	200/165	KA	25000	30000			EU3+4	1955 x 1645	4578	1654
							EU5-9		4731	1680
	200		30000	36000	3	2280	EU3+4	1955	5418	2210
							EU5-9		5568	2240
	225/200		35000	42000		2430	EU3+4	2260 x 1955		2595
							EU5-9		5718	2625
	225		41000	49000		2570	EU3+4	2260	5708	2990
							EU5-9		5858	3020
	250/225		47000	56000			EU3+4	2570 x 2260	5708	3210
							EU5-9		5858	3240
	250		54000	64000		2920	EU3+4	2570	6515	3810
							EU5-9			
	285/250		60000	72000			EU3+4	2875 x 2570		4080
							EU5-9			

pă de căldură. Agregatele se execută cu/fără recuperatoare de căldură.

Schema de principiu a unui aparat de climatizare de acoperiș, cu un ventilator fără recuperator de căldură, la care circulația aerului în plan este sub forma unui U, este arătată în fig. 8.7.24.

Racordurile de refulare și de evacuare pot fi laterale (8a, 9a) sau la partea inferioară a aparatului (8b, 9b). Priza de aer (7) poate fi montată pe aparat sau pe canalul de aspirație. Priza de aer se poate regla pentru un debit de aer de 10, 15 și 25 %. Aparatele (cu excepția celor mici) se execută cu 2 circuite independente de răcire și încălzire, existând 2, 4 sau 6 compresoare. Unele firme produc aparatele de climatizare de acoperiș sub forma unor paralelipipede alungite, cu circulația aerului în linie, aparatele având în componență recuperatoare de căldură, (fig. 8.7.25 a) altele fără (fig. 8.7.25 b). De remarcat faptul că aparatele cu recuperator de căldură necesită două ventilatoare, unul de introducere și unul de evacuare. Toate aparatele de acoperiș conțin tabloul de alimentare cu energie electrică și de reglare automată. În fig. 8.7.26 este arătată vederea unui aparat de acoperiș de tip YORK iar în fig. 8.7.27 este redată secțiunea printr-un aparat de acoperiș al firmei ATE.

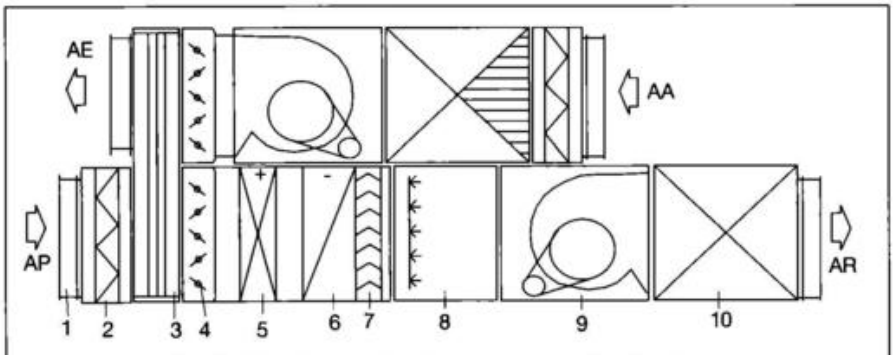


Fig. 8.7.19. Aparat de climatizare modulat, etajat:
1 - racord elastic; 2 - filtru de praf; 3 - recuperator de căldură; 4 - jaluzele reglabile; 5 - baterie de încălzire; 6 - baterie de răcire; 7 - separator de picături; 8 - umidificator cu abur; 9 - ventilator; 10 - atenuator de zgomot
AA - aer aspirat; AE - aer evacuat; AP - aer proaspăt; AR - aer refulat.

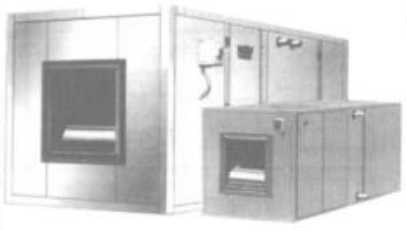


Fig. 8.7.20. Aparate de ventilare/climatizare pentru montare în interior - *V̇ = 500 - 200.000* m³/h (WOLF).

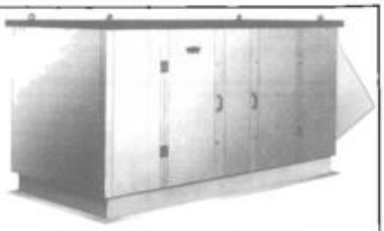


Fig. 8.7.21. Aparat de ventilare/climatizare pentru montare în exterior (WOLF).

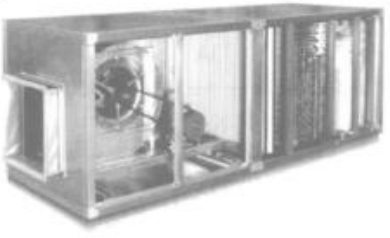


Fig. 8.7.22. Aparat de climatizare parțială (KESSLER TECH - Elveția).

8.7.7. Aparate de climatizare pentru locuințe

Sunt destinate locuințelor unifamiliale. Sunt alcătuite dintr-o carcasă metalică în care se găsesc: un arzător cu gaze sau combustibil lichid, un schimbător de căldură gaze de ardere-aer pentru încălzirea aerului refulat în încăperi, o mașină frigorifică pentru răcirea aerului, unul sau două ventilatoare, un filtru de praf lavabil, o instalație de reglare automată. Aparatele mai pretențioase au și un umidificator al aerului iarna.

În fig. 8.7.28 este dată schema unui aparat cu un ventilator.

Ventilatorul refulează aerul fie prin bateria de încălzire, fie prin bateria de răcire. Dirijarea aerului se face cu ajutorul unei clapete de reglare acționată manual sau automat cu ajutorul unui termostat montat în camera reprezentativă. În fig. 8.7.29 este indicată schema unui aparat cu două ventilatoare, unul pentru circuitul de aer cald, al doilea pentru circuitul de aer rece. Termostatul comandă secvențial circuitul de încălzire, respectiv, de răcire. Aparatul de climatizare se montează în pivniță sau într-o încăpere anexă iar mașina frigorifică (compresor, condensator, ventilator, tub capilar) în exterior, răcirea condensatorului făcându-se cu aer atmosferic.

8.7.8. Aparate de climatizare multizonale

În cazul unor clădiri cu mai multe zone, cu variații diferite ale sarcinilor de răcire și încălzire se prevede un singur aparat la care se racordează toate ramurile ce deservesc zonele în care a fost împărțită clădirea. Ventilatorul refulează aerul aspirat din încăperi într-o cameră de presiune echipată cu baterii de încălzire și răcire (fig. 8.7.30).

Fiecare zonă este deservită de un canal de introducere care preia aer cald și, respectiv, rece, în proporții diferite, cu ajutorul clapetelor de reglare automatizate. Fiecărei zone îi este furnizat aer cu temperatură diferită. Numărul de zone este variabil putând ajunge la 10 - 15 iar debitul de aer până la 150.000 m³/h (§ 5.3.3.).

8.8. Aparate pentru umidificarea aerului

8.8.1. Aparate cu evaporare

Sunt, în cele mai frecvente situații, aparate mobile sau transportabile dar și fixe cu racord la rețeaua de apă. Evaporarea apei se face pe seama căldurii luate de la aerul încăperii. Cantități mai mari de vapori de apă se obțin prin mărirea suprafeței de evaporare sau prin încălzirea apei. În figura 8.8.1. este prezentat un aparat care folosește un disc riglat 2 cufundat, pe jumătate, într-o cuvă cu apă 3, care este rotit cu viteză mare cu ajutorul unui motor electric. Aerul preia picăturile foarte fine care se evaporă pe seama căldurii aerului antrenat de același disc.

Alt aparat (fig. 8.8.2 a) utilizează încălzirea și agitarea apei, iar aerul este vehiculat forțat la suprafața apei cu ajutorul unui ventilator. Apa evaporată este completată cu ajutorul unui robinet cu plutitor aflat pe conducta de apă rece (7).

Aparatul este prevăzut și cu un filtru lavabil 4.

Aparatul din figura 8.8.2 b folosește o bandă groasă de material textil care trece printr-un bazin cu apă. Evaporarea apei se face pe seama căldurii furnizate de o rezistență electrică. Debitul de vapori de apă al acestor aparate este redus, circa 1...2 l/h.

8.8.2. Aparate cu pulverizare

Apa este pulverizată cu ajutorul unor duze sau prin rotirea cu viteză mare a unor discuri umezite și se transformă în picături foarte fine (circa 5 μm) care se evaporă instantaneu în aer care, la rându-i, se răcește adiabatic. Fiecare 1 kg apă evaporată necesită practic 0,75 kW căldură. În afara aparatelor de umidificare cu ultrasunete nu este posibilă înlăturarea formării picăturilor, astfel că aparatele trebuie prevăzute cu preaplin și țeavă de evacuare.

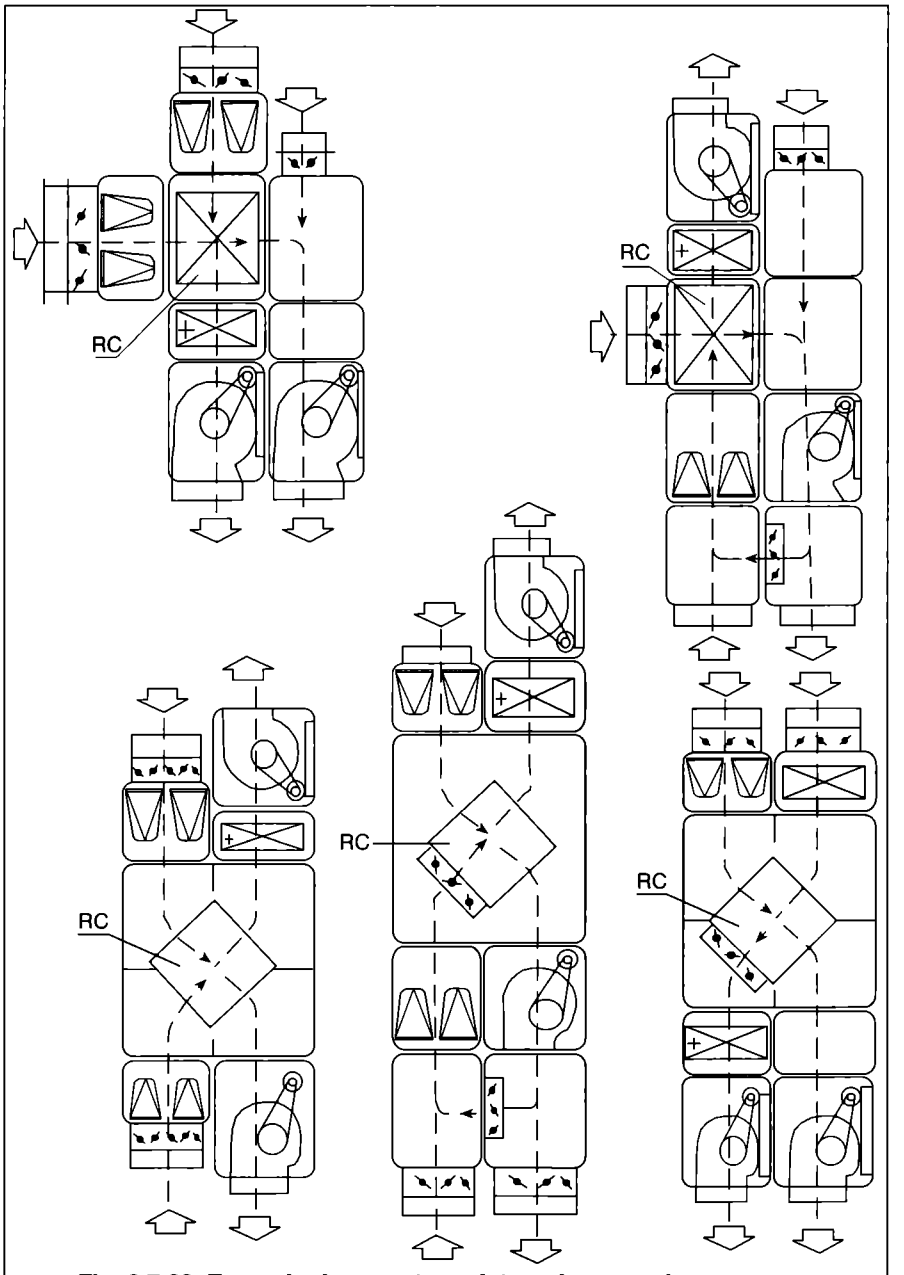


Fig. 8.7.23. Exemple de aparate cu intercalarea unui recuperator de căldură cu plăci din aluminiu:
RC - recuperator de căldură.

Aparatele de acest fel se construiesc, de asemenea, de tip mobil sau fixe.

În fig. 8.8.3 sunt arătate schema de principiu și vederea unui aparat de umidificare de tip industrial cu debite de vapori de apă între 6 și 50 kg/h. Aparatul se compune dintr-o cuvă de formă rotundă 1, în care se rotește un disc 2, cu viteză foarte mare (3000 rot/min). Pe disc picură apă adusă prin dispozitivul de alimentare 4. Sub disc se află o placă rotundă cu dinți deși, de dimensiuni mici 3. Apa proiectată de disc, pe dinți, ricoșează și se sparge în picături foarte fine, evaporându-se.

Alt aparat, tot pentru industrie, este arătat în fig. 8.8.4.

El este recomandat pentru încăperi cu înălțime mică și volume medii. Este construit pe principiul aparatului anterior. Debitul de vapori de apă este 3...12 kg/h. Pe același principiu, dar având și un ventilator axial pentru vehicularea aerului, este construit aparatul indicat în fig. 8.8.5.

Aparatul proiectează jetul de aer, încărcat cu vapori, orizontal. Se pretează la încăperi înalte și cu volum mare de aer. Debitul de vapori este cuprins între 6 și 50 kg/h. Dimensiunile aproximative sunt 500·550·H = 700 mm.

8.8.3. Aparate cu abur

În cazul folosirii acestor aparate se introduce direct abur, fie în tubulatura de ventilare, fie în încăperi. În funcție de destinația încăperii, calitățile aburului sunt diferite. Pentru încăperi civile, curate, aburul trebuie să fie saturat uscat, fără urme de rugină, ulei, miros. În acest caz, aburul se produce în generatoare speciale prevăzute cu electrozi sau cu termoplonjoare. Din punct de vedere igienic, este mai bun procedeul cu abur decât cel cu camere de pulverizare. Din punct de vedere al consumului de energie, sistemul cu abur este mai dezavantajos, fiind mai scump.

Un exemplu de aparat este arătat în fig. 8.8.6.

Aburul este produs într-un cilindru cu ajutorul unor electrozi. Apa folosită este cea de la rețea, asigurând conductivitatea electrică între electrozi. Prin evaporare, sărurile din apă se depun la partea inferioară a cilindrului fiind necesară curățirea, din când în când. Aparatul trebuie racordat la rețeaua de apă rece, la canalizare și la rețeaua electrică. Există două categorii de aparate: mici, cu debite de abur de 1...2 kg/h, racordate la rețeaua monofazică, și aparate mari, cu debite de 4...90 kg/h, cu consumuri de energie electrică de 3...70 kW. Reglarea debitului de abur se face cu ajutorul higrostatelor într-o treaptă, în două trepte

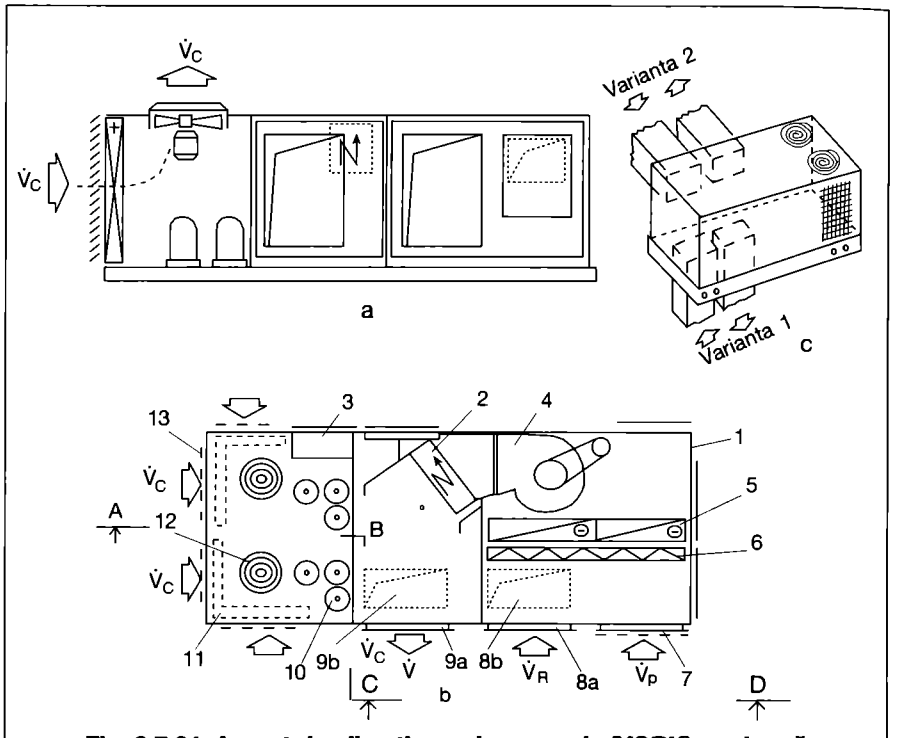


Fig. 8.7.24. Aparat de climatizare de acoperiș (YORK) - schemă de principiu (secțiune orizontală):

a - secțiune - vedere ABCD; b - plan; c - variante de racordare; $\dot{V}$ - debit de aer total; $\dot{V}_c$ - debit de aer pentru răcirea condensatorului; $\dot{V}_p$ - debit de aer proaspăt; $\dot{V}_R$ - debit de aer recirculat;

1 - carcasă termoizolată; 2 - baterie de încălzire electrică; 3 - tablou de comandă și reglare; 4 - ventilator (introducere și evacuare); 5 - baterie de răcire (vaporizator); 6 - filtru de praf; 7 - priză de aer proaspăt (10; 15; 25 %); 8a - racord aspirație (lateral); 8b - idem. (în jos); 9a - racord refulare (lateral); 9b - idem (în jos); 10 - compresor; 11 - condensator; 12 - ventilator axial (răcire condensator); 13 - plasă de protecție.

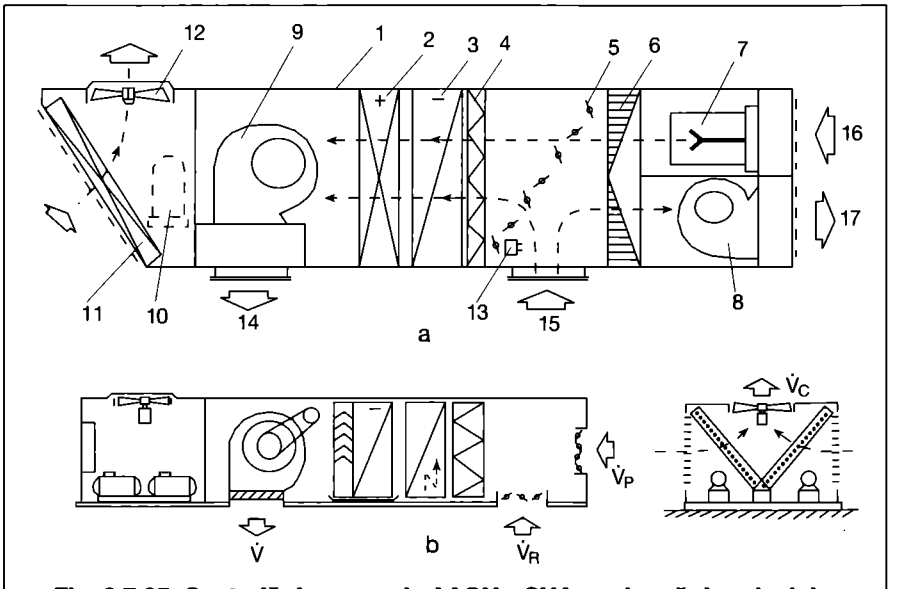


Fig. 8.7.25. Centrală de acoperiș AAON - SUA - schemă de principiu:

a - aparat cu recuperator de căldură și 2 ventilatoare;
b - aparat cu un singur ventilator;

$\dot{V}$ - debit total de aer; $\dot{V}_R$ - debit de aer recirculat; $\dot{V}_p$ - debit de aer proaspăt.

1 - carcasă metalică termoizolată; 2 - baterie de reîncălzire; 3 - baterie de răcire (vaporizator); 4 - filtru de praf; 5 - jaluzele opuse; 6 - recuperator de căldură (încălzire/răcire); 7 - filtru de praf; 8 - ventilator de evacuare; 9 - ventilator de introducere; 10 - compresor; 11 - condensator; 12 - ventilator axial; 13 - traductor de fum; 14 - refulare; 15 - aspirație; 16 - aer proaspăt; 17 - aer evacuat.

sau continuu.

Pentru anumite categorii de clădiri industriale (mobilă, zootehnie etc.) aburul nu trebuie să întrunească proprietăți (calități) deosebite, caz în care, el poate fi preluat și dintr-o rețea de abur tehnologic (în cazul în care există).

Fig. 8.7.26. Centrală de climatizare de acoperiș (YORK) - vedere.

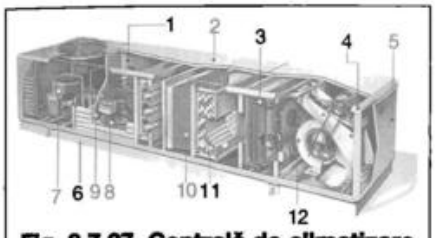


Fig. 8.7.27. Centrală de climatizare de acoperiș (ATE):
1 - tablou de comandă și reglare;
2 - acoperiș rezistent la intemperii;
3 - bateria de încălzire; 4 - profilul carcasei; 5 - carcasă dublă; 6 - ramă de bază din oțel; 7 - sectorul de răcire; 8 - ventilatorul de evacuare;
9 - cameră de amestec;
10 - zonă de filtrare;
11 - baterie de răcire (vaporizator);
12 - ventilator de refulare.

Un exemplu de aparat care se racordează la o rețea de abur este arătat în fig. 8.8.7.

Aburul este obligat să treacă, mai întâi, printr-un filtru de impurități, după care curge printr-o manta ce înconjoară distribuitorul, împiedicând condensarea aburului în distribuitor, și pătrunde în camera de uscare unde se separă condensatul format până aici. Accesul mai departe este permis de un dispozitiv de reglare acționat electric sau pneumatic care asigură intrarea aburului în distribuitor. Distribuitorul se poate monta liber în încăpere sau în tubulatura de ventilare.

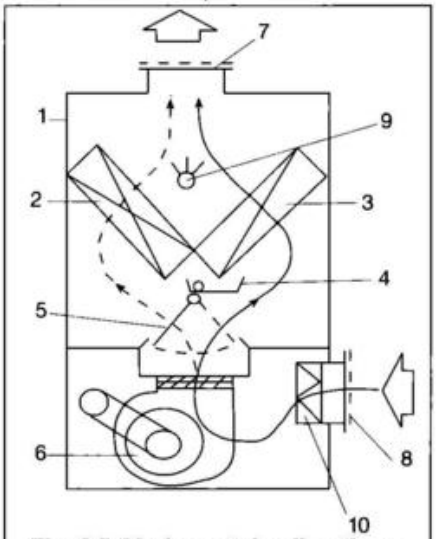


Fig. 8.7.28. Aparat de climatizare pentru locuințe, cu un ventilator:
1 - carcasă metalică; 2 - generator de aer cald; 3 - baterie de răcire cu detentă directă; 4 - tavă pentru colectarea condensatului; 5 - clapetă de reglare; 6 - ventilator; 7 - racord la tubulatura de introducere;
8 - racord recirculare aer;
9 - umidificator;
10 - filtru de praf lavabil.

8.9. Aparate pentru uscarea aerului

Se utilizează pentru reducerea conținutului de umiditate al aerului din încăperi, conducând concomitent și la micșorarea umidității relative a aerului. Își găsesc utilizarea la toate încăperile unde umiditatea relativă a aerului trebuie menținută permanent sub o anumită valoare, de exemplu 40 %, în sezonul cald. În sezonul rece, acest lucru se realizează fără folosirea acestor aparate deoarece conținutul de umiditate al aerului exterior este redus ($x \leq 4$ g/kg aer uscat).

Uscarea aerului se poate realiza pe două căi:
- răcirea aerului care este însoțită de condensarea unei părți a vaporilor de apă;
- adsorbția și absorbția vaporilor de apă din aer prin folosirea de materiale adsorbante sau higroscopice.

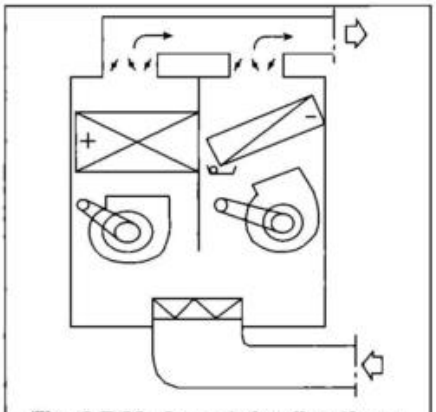


Fig. 8.7.29. Aparat de climatizare pentru locuințe, cu două ventilatoare.

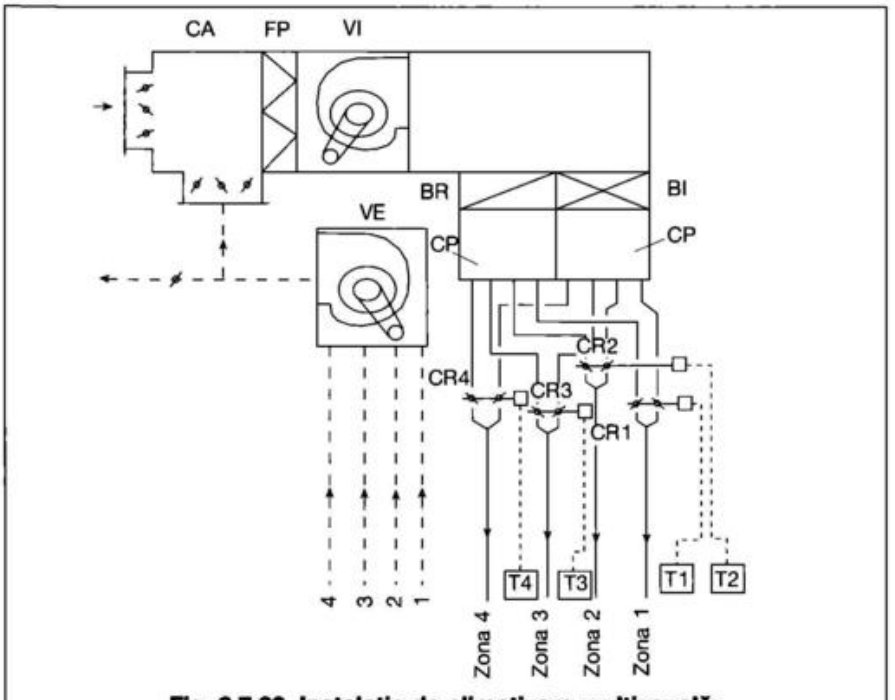


Fig. 8.7.30. Instalație de climatizare multizonală:
FP - filtru de praf; VI,VE - ventilator de introducere/evacuare; BI, BR - baterie încălzire/răcire; CA - cameră de amestec; CR1...4 - clapete de reglare; CP - cameră de presiune; T1...4 - termostat de zonă.

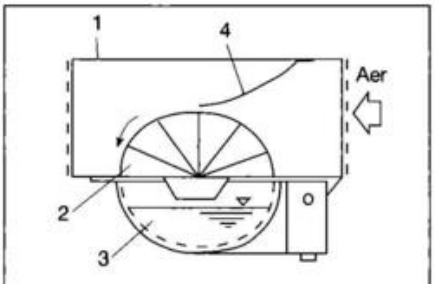


Fig. 8.8.1. Umidificator de evaporare cu disc învârtitor:
1 - carcasă; 2 - disc; 3 - cuvă cu apă; 4 - tablă de dirijare.

8.9.1. Aparate cu mașină frigorifică

Răcirea și uscarea aerului se pot face cu ajutorul unui aparat mobil, în care se găsește o mașină frigorifică (fig. 8.9.1.). Aerul încăperii este absorbit cu ajutorul unui ventilator 6 și obligat să treacă prin vaporizatorul mașinii frigorifice 5, unde se răcește și se usu-

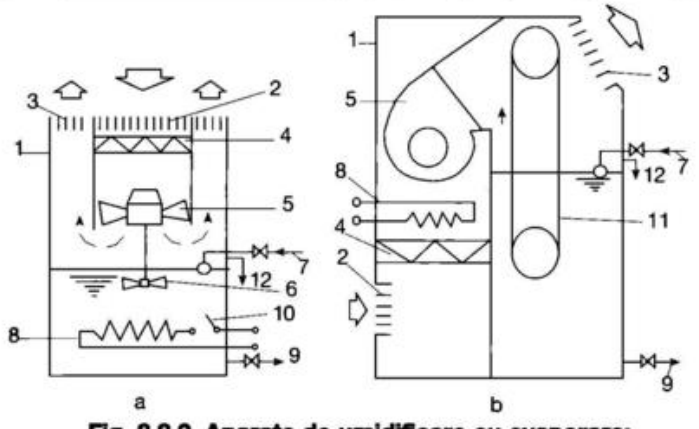


Fig. 8.8.2. Aparate de umidificare cu evaporare:
a - cu suprafață liberă; b - cu material îmbibat cu apă;
1 - carcasă metalică; 2 - grilă de absorbție; 3 - grilă refulare; 4 - filtru de praf; 5 - ventilator; 6 - turbulator; 7 - racord apă rece; 8 - rezistență electrică; 9 - golire; 10 - termostat; 11 - material poros; 12 - preaplin.

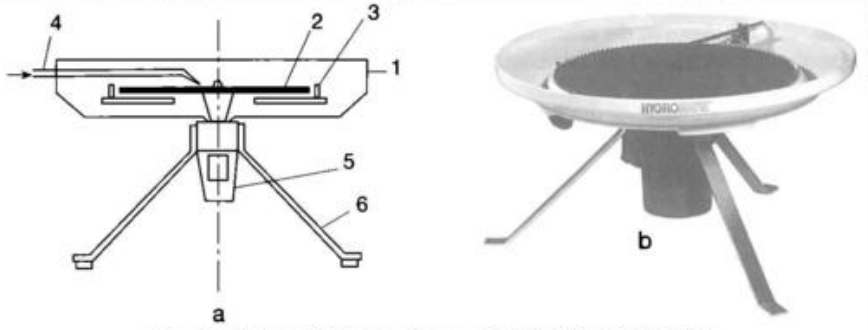


Fig. 8.8.3. Umidificator industrial (HYGROMATIK):
a - schemă; b - vedere;
1 - cuvă; 2 - taler rotitor; 3 - placă cu dinți de ricoșare; 4 - țeavă de alimentare; 5 - motor electric; 6 - picioare de susținere.

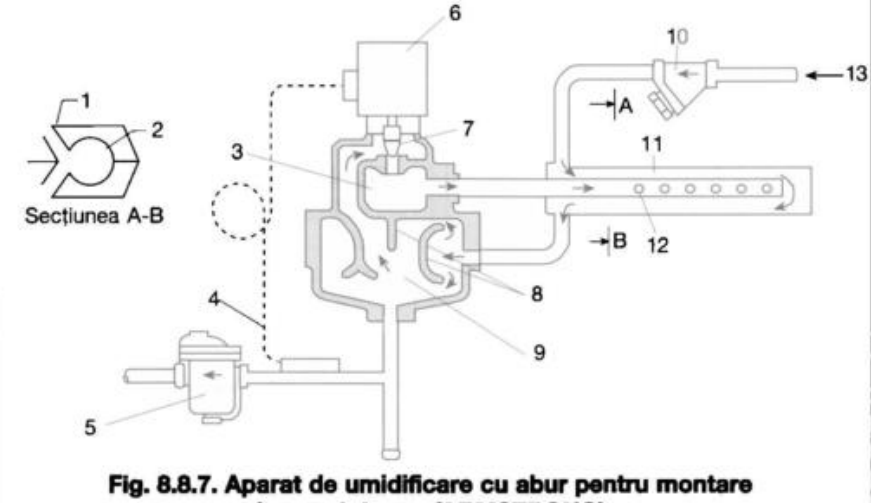


Fig. 8.8.7. Aparat de umidificare cu abur pentru montare în canal de aer (ARMSTRONG):
1 - manta; 2 - distribuitor; 3 - cameră de reevaporare; 4 - protecție de pornire; 5 - aparat de condensare; 6 - dispozitiv de reglare; 7 - ventil de reglare; 8 - tablă ricoșare; 9 - camere de uscare a aburului; 10 - filtru de impurități; 11 - manta de încălzire cu abur a distribuitorului; 12 - distribuitor cu orificii; 13 - intrare abur.

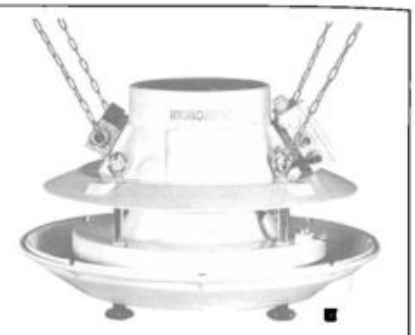


Fig. 8.8.4. Aparat industrial pentru umidificarea aerului (HYGROMATIK).

Fig. 8.8.5. Aparat industrial pentru umidificarea aerului cu refulare orizontală prin ventilator axial.

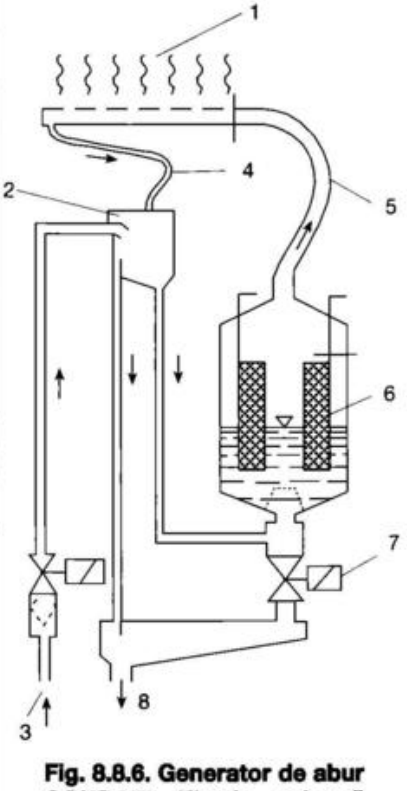


Fig. 8.8.6. Generator de abur CONDAIR - Elveția - schemă de principiu
1 - abur; 2 - rezervor umplere; 3 - apă rece; 4 - furtun condensat; 5 - furtun abur; 6 - electrozi; 7 - ventil magnetic; 8 - evacuare.

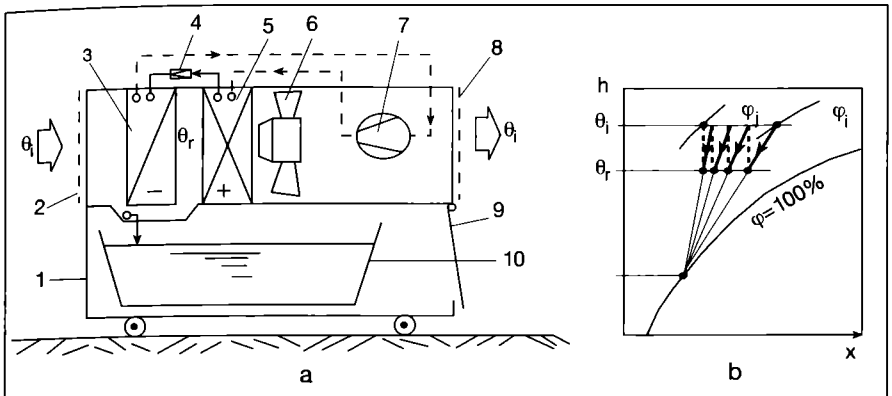


Fig. 8.9.1. Aparat mobil pentru uscarea aerului:
a - schema aparatului; b - procesul în diagrama h - x
1 - carcasa aparatului; 2 - grilă aspirație; 3 - baterie de răcire (vaporizator); 4 - ventil de laminare; 5 - condensator/baterie de încălzire; 6 - ventilator; 7 - compresor; 8 - grilă de refulare; 9 - ușă acces; 10 - recipient colectare condensat; φ_1 - umiditate relativă inițială; φ_f - idem, finală.

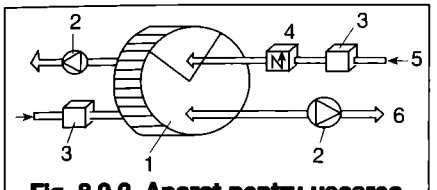


Fig. 8.9.2. Aparat pentru uscarea aerului folosind materiale desicante (MUNTERS):
1 - roată cu materiale desicante; 2 - ventilator; 3 - filtru de praf; 4 - baterie de încălzire electrică; 5 - aer pentru regenerare; 6 - aer uscat.

că (fig. 8.9.1 b). Înseriat cu vaporizatorul este condensatorul 5, care ridică temperatura aerului răcit. După mai multe cicluri, umiditatea relativă scade de la φ_i la φ_f. Pornirea și oprirea aparatului se face cu ajutorul unui higrostat. Sub mașina frigorifică se găsește un rezervor (12...16 l) care se golește la anumite intervale. Dacă aparatul este fix, se poate realiza o legătură sifonată la canalizare. După un timp, are loc o anumită încălzire deoarece sarcina termică a condensatorului este mai mare ca a vaporizatorului. Dezumidificarea realizată în funcție de mărimea aparatului este de 0,2...3 l/h.

8.9.2. Aparate cu substanțe adsorbante sau higroscopice

Aparatul (fig. 8.9.2) conține un rotor cu corpuri adsorbante alcătuit dintr-un număr mare de capilare axiale în care se găsește clorură de litiu. La străbaterea rotorului, vaporii de apă (o parte) sunt reținuți de clorura de litiu. Când rotorul ajunge în zona de regenerare a aparatului, vaporii de apă sunt eliberați datorită aerului încălzit cu bateria 4. Rotorul are o turație de 7 rot/min. Debitele de aer pot ajunge până la 100000 m³/h.

8.10. Aparate pentru reducerea mirosului

Reducerea mirosului care apare în încăperi cu diverse destinații (cameră de răcire pentru alimente, depozite de pește, toalete etc.) se poate face prin folosirea sau producerea ozonului, gaz puternic reducător al mirosului. Producerea ozonului se poate face prin descărcări electrice. Un asemenea aparat este prezentat în fig. 8.10.1 a.

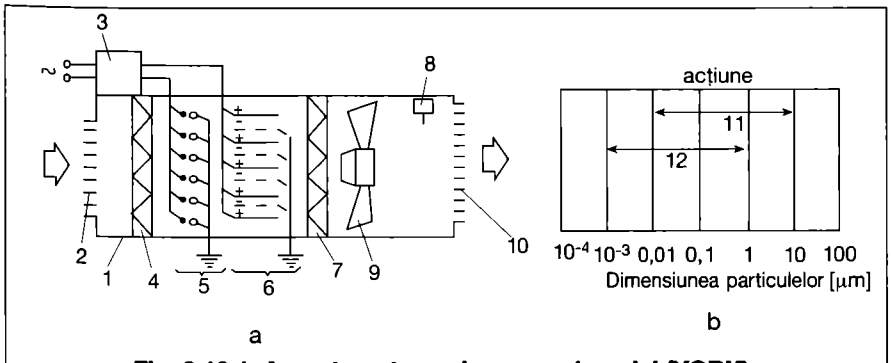


Fig. 8.10.1. Aparat pentru reducerea mirosului (YORK):
a - schema aparatului; b - eficiența aparatului
1 - carcasă metalică; 2 - grilă aspirație; 3 - redresor; 4 - prefiltru; 5 - treaptă ionizare; 6 - treaptă depunere; 7 - postfiltru; 8 - aparat pentru ionizarea aerului; 9 - ventilator; 10 - grilă de refulare; 11 - domeniul filtrului electric; 12 - fum de țigară.

El are acțiune asupra mirosurilor de orice fel și asupra fumului de țigară (fig. 8.10.1 b). Se găsește sub forma unor aparate portabile (în 2...4 tipodimensiuni) cu debite de aer de *300...1800* m³/h. Puterea absorbită este 2...3 kW. Aparatele produc ozon cu o concentrație sub 50 % din concentrația admisibilă:

c_{adm} = *0,1...0,2* mg/m³ (*0,05...0,1* ppm)

pentru om. Mirosurile obișnuite ale încăperilor încep să fie îndepărtate la o concentrație a ozonului de: *0,01...0,02* mg/m³. Concentrațiile ozonului peste 0,1 ppm produc reacții neplăcute asupra ochilor și mucoaselor. Aparatele trebuie folosite cu grijă pentru că nu se poate controla concentrația decât prin miros.

Unele din aparatele prezentate în fig. 8.10.1 pot fi livrate și cu generatoare de ioni negativi cărora li se atribuie acțiuni benefice asupra cortexului.

8.11. Aparate pentru instalațiile de climatizare cu un canal și cu două canale de aer, cu debit variabil. Variatoare pentru modificarea debitului de aer

8.11.1. Guri de aer cu debit variabil

Sistemele de climatizare de acest tip necesită guri de aer speciale care să realizeze o distribuție cât mai uniformă a aerului la orice debit de aer refulat, deoarece debitul de aer introdus în încăperile climatizate este variabil în timp.

Din acest motiv gurile de aer pentru debit de aer variabil sunt deosebit de complicate având piese mobile care modifică secțiunea de refulare, astfel ca la debite de aer mici să se mențină o viteză de refulare mare și o distribuție uniformă a acestuia în încăpere.

Aceste guri distribuie aerul în încăpere dar în același timp modifică debitul de aer în conformitate cu cerințele încăperii având și rolul de **variator de debit.**

Dintre gurile cu debit de aer variabil se pot enumera: anemostatul liniar Moduline produs de firma Carrier, Varitrane produs de TRANE sau gurile mai moderne Titus Zcom Diffuzers produse de TITUS, Vari-Flow VFS-24, sau Vari Flow VFL, produse de firma Thermal Products Corporation, SUA.

Debitul de aer este modificat la aceste guri de aer prin diverse procedee.

Astfel la anemostatul liniar **Moduline** care este prezentat în fig. 8.11.1 A, debitul de aer este modificat cu ajutorul unui sistem interior gonflabil, acționat pneumatic. Acesta se umflă sau se

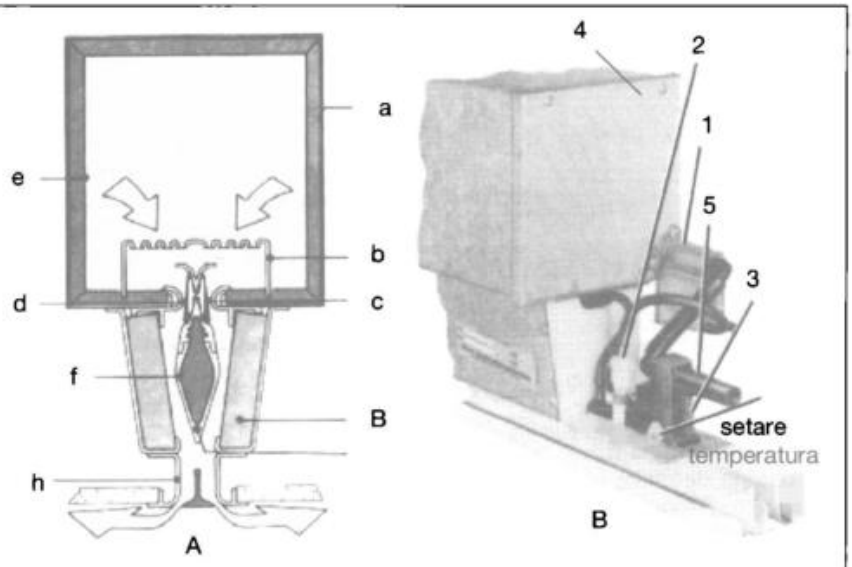


Fig. 8.11.1. Anemostatul liniar Moduline

Elementele componente ale unui anemostat Moduline sunt (fig 8.11.1. A):

a - plenum din tablă zincată cu izolare fonică, b – tablă perforată pentru distribuție uniformă, c - dispozitiv gonflabil din neopren, d - elemente de fixare a dispozitivului gonflabil învelite în fetru pentru a reduce nivelul de zgomot, e – izolație acustică și termică, f - profil aerodinamic pentru prevenirea turbulenței și menținerea vitezei în gâtul difuzorului, g - izolație acustică din fibră de sticlă de 25 mm grosime, acoperită cu neopren, h - fanta de refulare din profil de aluminiu vopsit în câmp electrostatic.

Elementele componente ale sistemului de control sunt (fig 8.11.1. B):

1 - filtru de aer, 2 - regulator pneumatic, 3 - termostat, 4 - plenumul gurii de refulare, 5 - racord de legătură cu atmosfera.

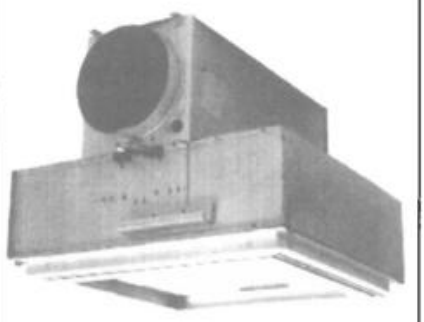


Fig. 8.11.3. Anemostat Moduline pătrat

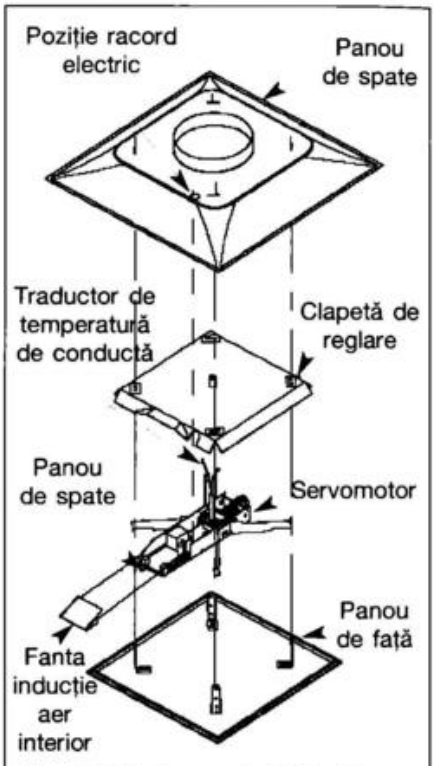


Fig. 8.11.4. Anemostat Titus Zcom

Tabelul 8.11.1. Caracteristicile anemostatelor liniare Moduline, model 37 AG, cu lungimea de 900 mm.

Înălțimea plenumului	[mm]	120	230	280
Înălțimea totală	[mm]	327	378	428
Racordul de alimentare D_D	[mm]	159	199	249
Debitul nominal	[m³/h]		200	
	[l/s]		56	
Debitul maxim de aer	[m³/h]	720	1120	1750
	[l/s]	200	311	486
Debit minim	[m³/h]		41	
	[l/s]		11	
Greutatea	[kg]	10	12	16

Tabelul 8.11.2. Caracteristicile anemostatelor Titus Com.

Presiunea de intrare a aerului [Pa]	Debitul de aer [m³/h]	85	175	270	365	460	550	645
	Nivelul de zgomot [dB(A)]	23	27	29	31	32	33	34
	Viteza jetului				Bătaia jetului [m]			
50	v = 0,25 m/s	0,6	0,9	1,2	1,5	1,5	1,8	1,8
	v = 0,5 m/s	0,9	1,5	1,8	2,1	2,4	2,4	2,7
	v =0,75 m/s	1,5	2,1	2,7	3,0	3,7	4,0	4,3
Presiunea de intrare a aerului [Pa]	Debitul de aer [m³/h]	85	175	270	365	460	550	645
	Nivelul de zgomot [dB(A)]	30	33	36	37	38	39	40
	Viteza jetului				Bătaia jetului [m]			
90	v = 0,25 m/s	0,9	1,2	1,5	1,5	1,8	1,8	2,1
	v = 0,5 m/s	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0
	v =0,75 m/s	1,5	2,1	2,7	3,0	3,7	4,0	4,3
Presiunea de intrare a aerului [Pa]	Debitul de aer [m³/h]	85	175	270	365	460	550	645
	Nivelul de zgomot [dB(A)]	34	37	40	41	42	43	44
	Viteza jetului				Bătaia jetului [m]			
125	v = 0,25 m/s	0,9	1,2	1,5	1,5	1,8	2,1	2,4
	v = 0,5 m/s	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0
	v =0,75 m/s	1,5	2,1	2,7	3,0	3,7	4,0	4,3

Tabelul 8.11.3. Dimensiunile variatoarelor de debit cu aspirația și refularea circulară de producție Halton

Tipul	A	D	L
HFA 100	40	99	500
HFA 125	40	124	500
HFA 160	40	159	500
HFA 200	40	199	500
HFA 250	40	249	500
HFA 315	40	314	550
HFA 355	40	354	625
HFA 400	40	399	700
HFA 500	40	499	900

dezumflă funcție de cerințele de temperatură ale încăperii modificând secțiunea de trecere a aerului și iimplicit debitul de aer introdus, între limitele 10 % și 100%.

Controlul sistemului gonflabil se realizează cu ajutorul unui dispozitiv pneumatic prezentat în fig. 8.11.1. B. Aerul este preluat din canalul principal printr-un plenum cu izolație fonică, a, prin intermediul unei piese din tablă perforată b și trece prin spațiul variabil dintre carcasă și sistemul gonflabil c, apoi este distribuit către o fantă B, cu două sloturi cu refulare pe una sau două direcții.

Anemostatele Moduline se construiesc cu lungimi variabile începând de la 450 mm și ajungând până la 1500 mm, funcție de model. Fanta de refulare poate avea o direcție de refulare (v. fig. 8.11.2 a) sau două direcții de refulare (v. fig. 8.11.2. b). Anemostatele Moduline se construiesc în forma liniară (v. fig. 8.11.1) sau sub forma unui anemostat pătrat pentru montaj în tavanul fals casetat (v. fig. 8.11.3.).

În tabelul 8.11.1 sunt redate caracteristicile anemostatelor liniare Moduline.

La anemostatele Titus Zcom prezentat în fig. 8.11.4, variația debitului de aer refulat se face prin deplasarea unei clapete de reglare cu ajutorul unui servomotor comandat electronic, funcție de indicațiile traductorului de temperatură din conductă.

Acesta reduce suprafața de trecere a aerului și implicit debitul de aer care este refulat de anemostat. Acest tip de gură este o gură de aer modernă care este dotată cu:

- un sistem de automatizare de tip DDC (Direct digital control) care cuprinde algoritmi de control al ocupării încăperii, posibilitatea de prescriere a temperaturii, o memorie nevolatilă care menține setările;
- un termistor cu răspuns rapid la schimbările de temperatură din zona de control;
- traductor pentru temperatura de refulare și traductor pentru detectarea curgerii;
- o geometrie variabilă a anemostatului care face posibilă menținerea unor viteze relativ ridicate ale jetului de aer la debite mici;
- posibilitate de operare ca unitate singulară, sau într-o rețea cu ajutorul

Tabelul 8.11.4. Dimensiunile variatoarelor de debit cu inducție EMVIROM PACK™

Tipul	Dimensiuni variator				Greutate	Dimensiuni racord aer primar	
	A	B	C	D	[kg]	Y	X
BC10	840	205	265	220	10	130	90
BC20	1100	270	350	320	15	180	130
BC30	1250	320	420	375	20	220	155
BC40	1500	360	480	420	25	258	180
BC50	1500	400	530	470	27	290	200

Tabelul 8.11.5. Caracteristicile tehnice ale variatoarelor de debit cu inducție EMVIROM PACK™

Viteza [m/s]	Debitul de aer [m³/s]					Presiunea statică [Pa]		Rata de inducție	
	BC10	BC20	BC30	BC40	BC50	Min.	Max.	Min.	Max.
2	0,067	0,134	0,2	0,267	0,336	130	250	1	2,86
3	0,1	0,198	0,3	0,4	0,504	130	250	1	2,85
4	0,134	0,264	0,4	0,534	0,672	130	250	1	1,93
5	0,167	0,334	0,5	0,667	0,84	130	250	1	1,55
6	0,2	0,396	0,6	0,8	1,008	130	250	1	1,14

Fig. 8.11.2. Forma fantei de refulare
a - pe o direcție; b - pe două direcții

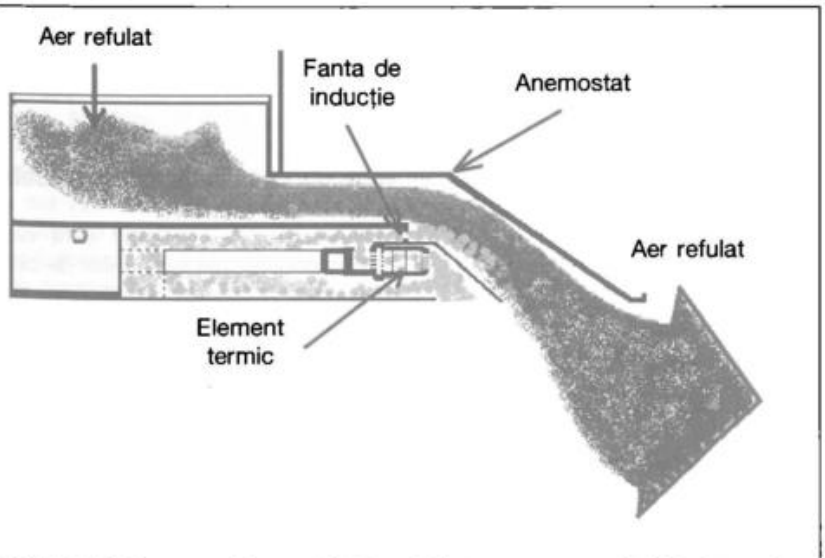


Fig. 8.11.6. Acționarea elementului termic la trecerea aerului interior prin anemostatul VFS

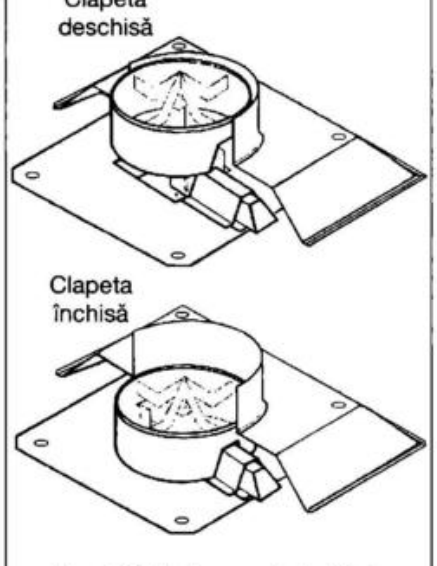


Fig. 8.11.5. Anemostat pătrat Vari – Flow VFS

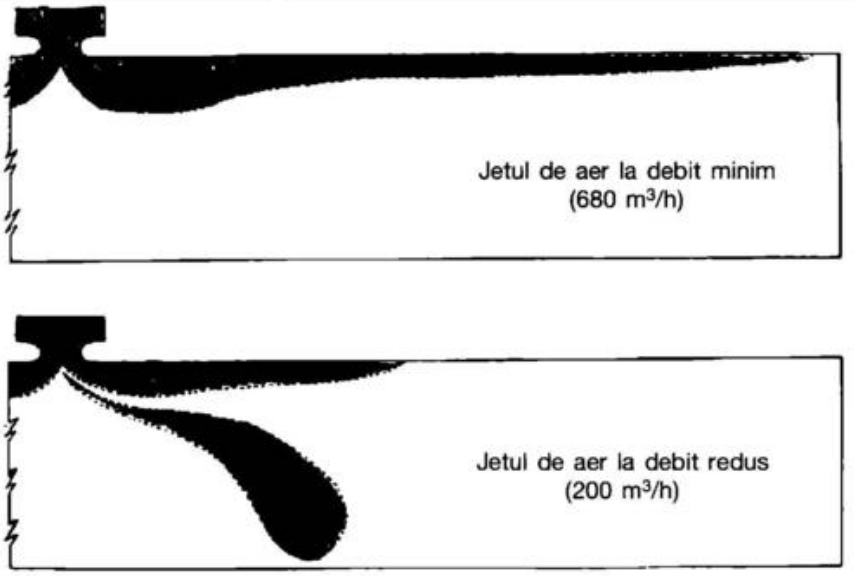


Fig. 8.11.7. Forma jetului de aer la diverse debite de aer pentru gura de tip Varitrane.

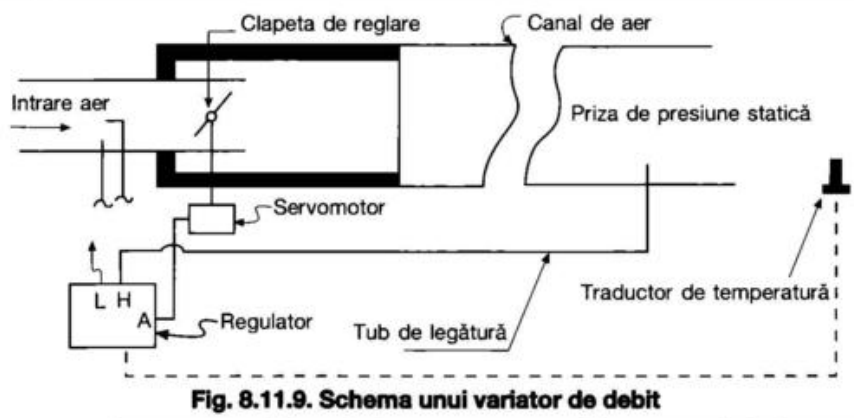


Fig. 8.11.9. Schema unui variator de debit

unei interfețe RS 485 pentru BMS (Building management system) cu capacitatea de comunicație pe două căi;

- posibilitatea de lucru ca anemostat "conducător" sau "condus" cu sau fără telecomandă sau termostat. Anemostatele care lucrează în regim „condus" nu sunt dotate cu senzor de temperatură de conductă și de cameră.

Caracteristicile anemostatelor Titus Zcom pentru diametrul racordului de 254 mm sunt redate în tabelul 8.11.2.

La anemostatele pătrate Vari - Flow VFS-24 prezentate în figurile 8.11.5, variația debitului de aer se realizează prin deplasarea unor clapete acționate de un element termic (fig. 8.11.6)

Datorită vitezei aerului prin anemostat, se creează un efect de inducție și se aspiră, printr-o mică fantă, o parte a aerului interior care va spăla elementul termic.

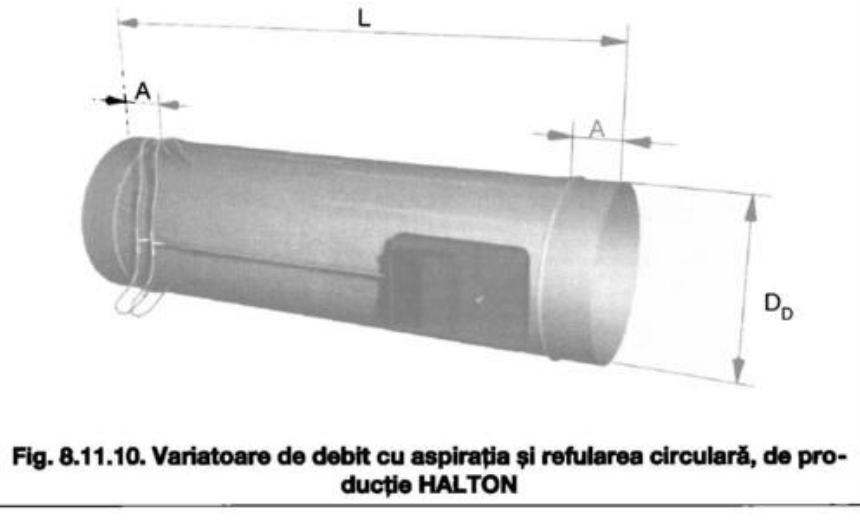


Fig. 8.11.10. Variatoare de debit cu aspirația și refularea circulară, de producție HALTON

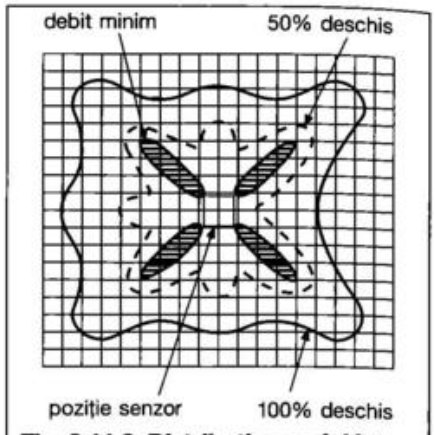


Fig. 8.11.8. Distribuția aerului într-o încăpere la modificarea debitului de aer la anemostatele pătrate de tip VARI FLOW VFS

Acesta se va dilata sau contracta funcție de temperatura aerului interior și va acționa asupra clapetei de reglare modificând debitul refulat, reglând astfel temperatura interioară.

Circulația aerului la diverse debite de aer.

Deoarece debitele de aer refulate de gurile de aer de tip VAV(debit de aer variabil) sunt variabile, jetul de aer refulat are bătăi diferite în timpul funcționării. Majoritatea gurilor de tip VAV sunt de tip anemostat pătrat sau liniar care realizează jeturi lipite de tavan sub acțiunea efectului COANDĂ.

În plus gurile de tip VAV au o geometrie specială care face ca la debite de aer mici să se obțină viteze de refulare relativ mari realizând o distribuție aproximativ la fel, atât la debitele nominale cât și la debitele minime.

Astfel pentru gurile de tip VariTrane, similare anemostatelor Moduline jetul de aer are forma indicată în fig. 8.11.7.

Anemostatele Vari Flow pătrate de tip VFS au o distribuție variabilă a debitului de aer, la diverse grade de deschidere a clapetelor și implicit la diverse debite de aer refulat, distribuție ce este indicată în fig. 8.11.8.

8.11.2. Variatoare de debit

Variatoarele de debit sunt elemente componente ale instalațiilor de climatizare care realizează modificarea debitului de aer introdus într-o încăpere în situația în care se utilizează guri de aer normale pentru distribuția aerului refulat.

Variatoarele de debit sunt realizate în mai multe forme constructive atât pentru sisteme cu un canal de aer cât și pentru cele cu două canale.

Tipurile de variatoare de debit existente în acest moment sunt:

a - variatoare simple;

b - Variatoare cu inducție;

c - Variatoare cu ventilator auxiliar.

a) - Variatoarele de debit simple pentru sistemele de climatizare cu un canal de aer sunt dispozitive de variație a debitului de aer, care se construiesc pentru canale circulare sau rectangulare și sunt utilizate în sisteme de climatizare cu una sau două conducte.

Variatorul de aer pentru sisteme de climatizare cu un canal de aer este prezentat schematic în fig. 8.11.9.

Clapeta de reglare (vezi fig. 8.11.9.) este de formă rectangulară sau circulară și este acționată de un servomotor care poate să indice unui sistem BAS, (Building automation system) poziția clapetei. Servomotorul este comandat de un regulator pneumatic, analog electric sau electronic DDC (Direct digital control), funcție de sesizările unui termostat interior (v. fig. 8.11.12) și ale unui traductor de presiune statică. Carcasa variatorului este izolată fonic și poate să conțină la unele tipuri de variatoare o baterie de încălzire. Variatoarele de debit simple pot avea aspirația și refularea de formă circulară sau rectangulară.

În fig. 8.11.10. este prezentat un variator de debit cu aspirația și refularea circulară, de producție HALTON, dimensiunile acestor variatoare de debit fiind date în tabelul 8.11.3. iar caracteristicile aeraulice în fig. 8.11.11. pentru variatoarele HFA 250 și HFA 315.

Variatoarele de debit pentru sisteme de climatizare cu două canale de aer se realizează în două versiuni, similare aparatelor de amestec utilizate în instalația de climatizare cu două canale de aer cu debit constant, variatoare de debit cu reglaj direct și reglaj indirect. Variatorul de debit cu reglaj direct este prezentat în fig. 8.11.13 iar cel cu reglaj indirect în fig. 8.11.14

La sesizările traductorului de temperatură TC, servomotorul 2 selectează canalul de aer pe care îl va deschide, iar servomotorul 3 va regla debitul de aer cu ajutorul clapetei 4. Comanda servomotoarelor se face cu ajutorul regulatorului de temperatură 11 din fig. 5.3.25.

Aceste variatoare au racorduri de aer cald și aer rece, fiecare racord având câte o clapetă de reglare. Cele două clapete lucrează conjugat funcție de cerințele termice ale încăperii. În situația de vară clapeta de aer cald va fi aproape închisă, poziția ei fiind comandată de cerințele de ventilare minimă. În acest timp clapeta de aer rece se va deschide suficient pentru a răci corespunzător încăperea. În situația de iarnă clapetele lucrează în sens invers.

b) - Variatoarele de debit cu inducție sunt variatoare care pe lângă debitul de aer preluat din sistemul de canale de aer, induc aer interior prin efect de ejecție.

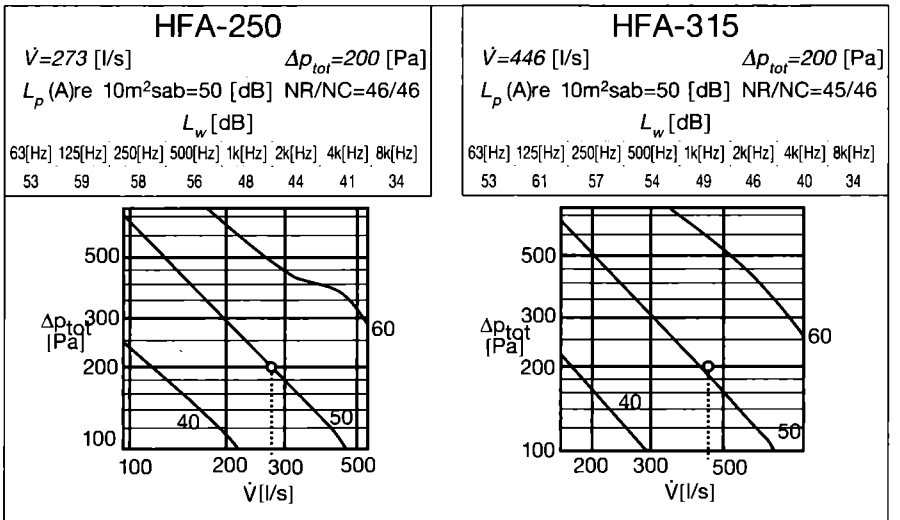


Fig. 8.11.11. Caracteristicile aeraulice ale variatoarelor HFA, Halton

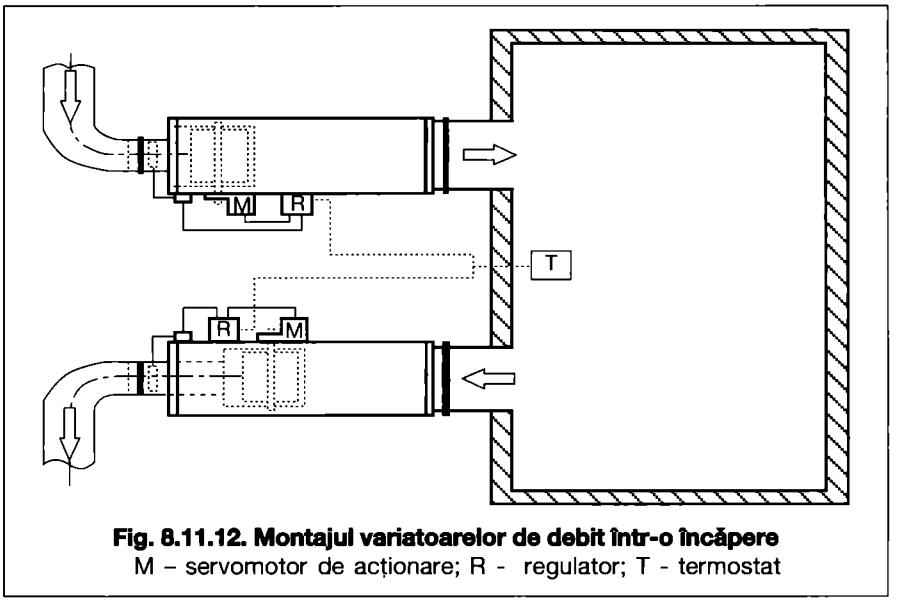


Fig. 8.11.12. Montajul variatoarelor de debit într-o încăpere
M – servomotor de acționare; R - regulator; T - termostat

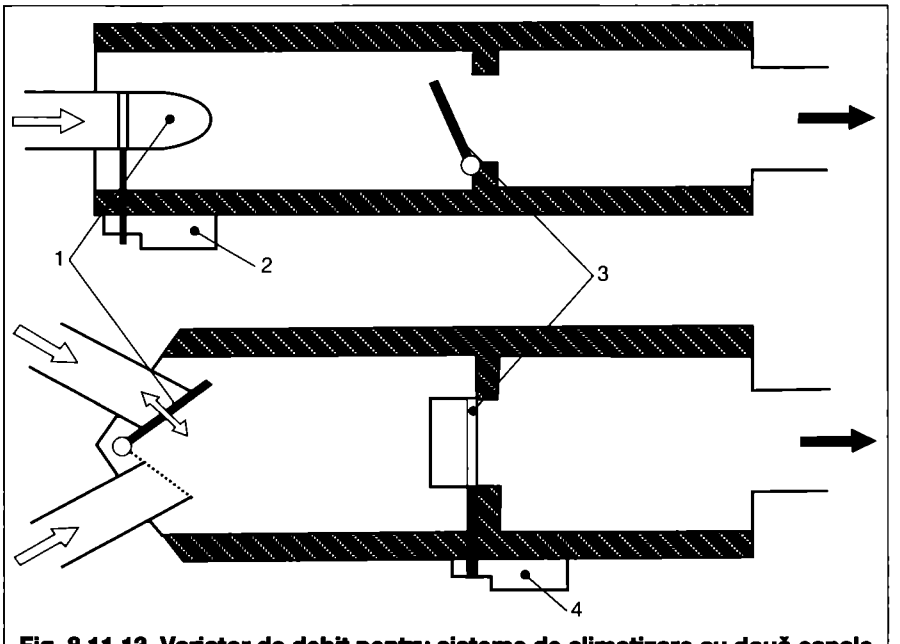


Fig. 8.11.13. Variator de debit pentru sisteme de climatizare cu două canale de aer cu reglaj direct.
1 - clapetă de selecție; 2 - servomotor de selecție;
3 - clapetă de reglaj; 4 - servomotor de reglaj

Aceste variatoare vor introduce în încăperea deservită un debit de aer mai mare decât cel preluat din rețeaua de canale iar gurile de aer vor lucra la debite de aer mai mari, mai aproape de debitul nominal și vor realiza o distribuție mai bună a aerului în încăpere.

Schema unui asemenea variator este dată în fig. 8.11.15.

Aceste variatoare pot conține și o baterie de încălzire iar în tabelul 8.11.4. și 8.11.5. sunt redate dimensiunile și caracteristicile tehnice ale variatoarelor de debit cu inducție EMVIROM – PACK™, produse de firma EMVIROM PACK™ Air induction sistem, care sunt prezentate în fig. 8.11.16.

Se constată că aceste variatoare pot introduce în încăpere un debit de aer cu până la 2,86 ori mai mare decât aerul primar preluat din instalația de tratare.

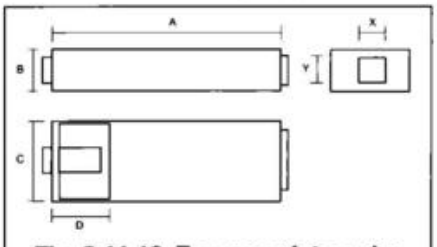


Fig. 8.11.16. Forma variatoarelor EMVIROM PACK™

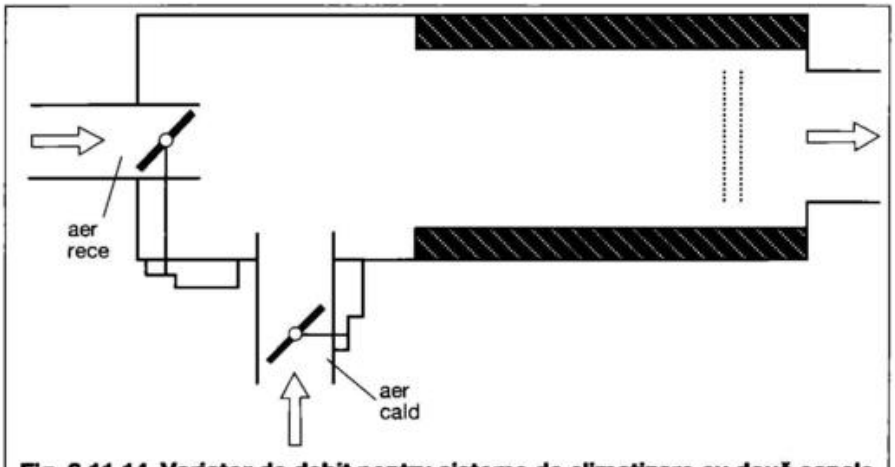


Fig. 8.11.14. Variator de debit pentru sisteme de climatizare cu două canale de aer cu reglaj indirect.

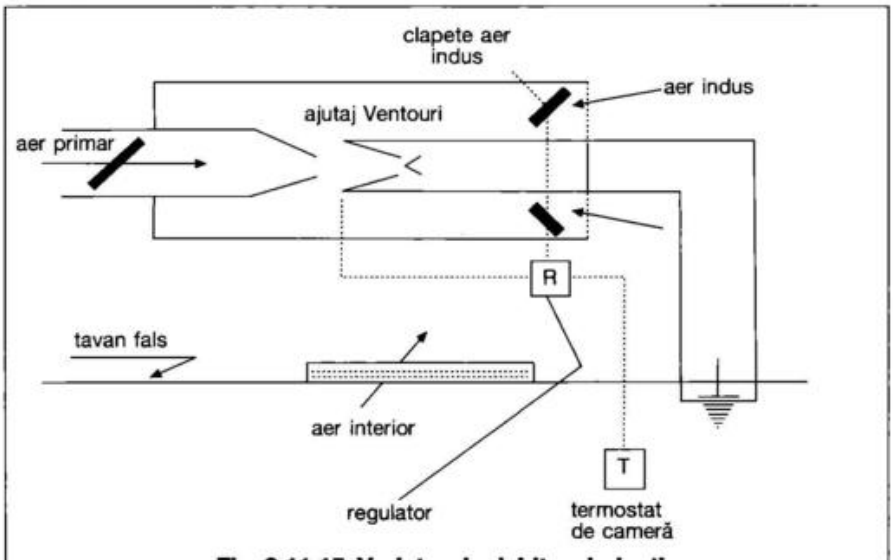


Fig. 8.11.15. Variator de debit cu inducție

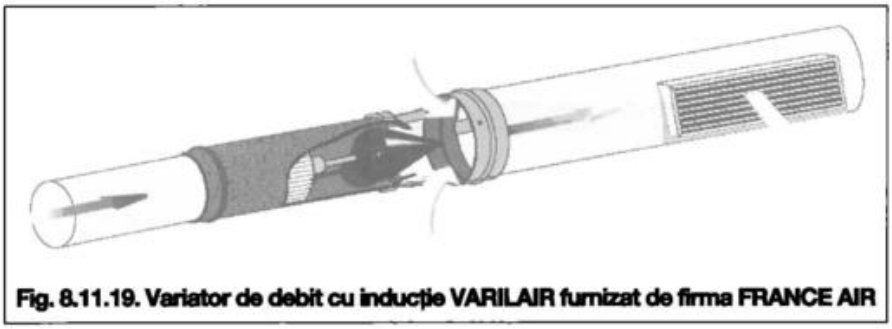


Fig. 8.11.19. Variator de debit cu inducție VARILAIR furnizat de firma FRANCE AIR

Din acest motiv temperatura aerului introdus în încăpere va fi diferită de cea a aerului primar. Variația temperaturii aerului introdus este indicată în

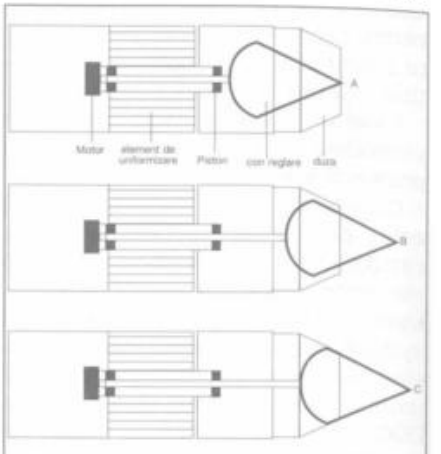


Fig. 8.11.20. Variatorul de debit cu inducție tip VARILAIR la diverse poziții de funcționare
A - poziția complet deschis,
B - poziția parțial deschis,
C - poziția închis

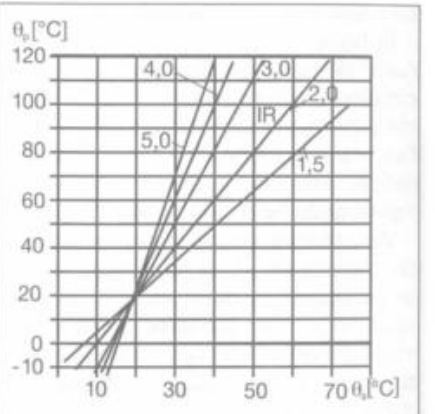


Fig. 8.11.17. Variația temperaturii aerului introdus funcție de temperatura aerului primar și rata de inducție la variatoarele de debit cu inducție EMVIROM PACK™
θ_p - temperatura aerului primar;
θ_s - temperatura aerului refulat,
IR - rata de inducție.

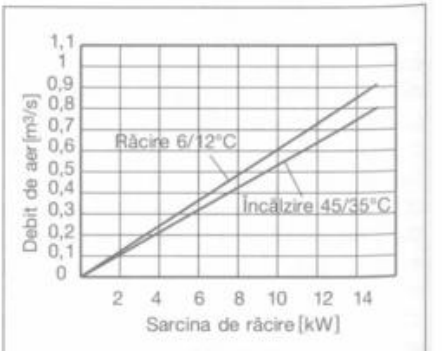


Fig. 8.11.18. Sarcina termică a bateriilor cu care sunt echipate variatoarele de debit cu inducție EMVIROM PACK™

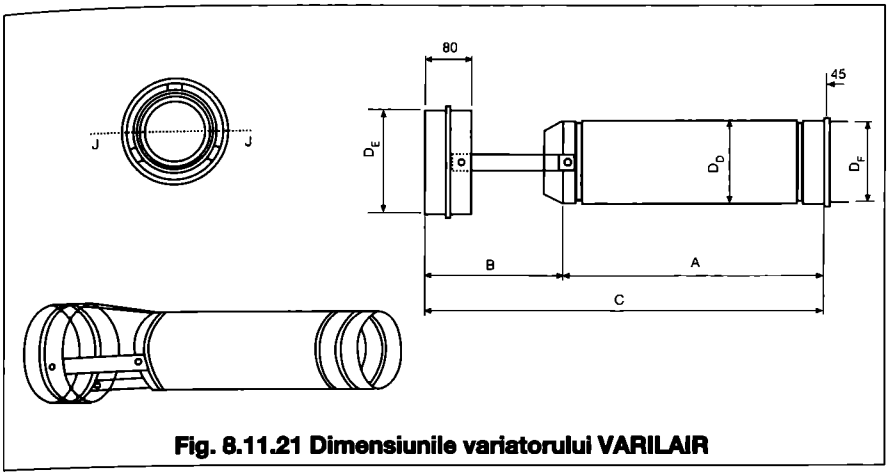


Fig. 8.11.21 Dimensiunile variatorului VARILAIR

nomograma din fig. 811.17. Această nomogramă a fost construită pentru o temperatură a aerului interior de 20 °C

Aceste variatoare pot fi echipate și cu baterii de încălzire/răcire iar în nomograma din fig. 8.11.18 este dată sarcina termică a bateriilor de răcire sau încălzire funcție de viteza de trecere a aerului prin variator.

Variatoarele de debit cu inducție au avantajul că refulează debite mai mari la gurile de aer reducând dezavantajul variatoarelor simple dar au dezavantajul că debitul de aer introdus este relativ mic, controlul debitului este dificil și disponibilul de presiune este de asemenea mic încât aceste variatoare nu pot refula aerul în sisteme cu pierderi de sarcină mare.

Un variator de aer cu inducție cunoscut pe piața românească, este și variatorul VARILAIR furnizat de firma FRANCE AIR. Acesta are forma din fig. 8.11.19.

Reglarea debitului de aer se realizează cu ajutorul unui con de reglare iar pozițiile acestuia sunt indicate în fig. 8.11.20.

În poziția A, variatorul introduce un debit de aer primar maxim, debitul de aer indus este redus dar debitul introdus în cameră este maxim.

În poziția B variatorul introduce un debit de aer mai mic dar debitul de aer indus crește, temperatura de refulare reducându-se.

În poziția C, debitul de aer primar și indus sunt nule.

Poziția conului de reglare este comandată de un regulator de temperatură prin intermediul unui termostat de cameră. Acesta sesizează creșterea temperaturii și comandă deschiderea la maxim a variatorului, acesta introducând debitul maxim de aer primar rece, reducând temperatura aerului din încăpere.

Dimensiunile variatorului VARILAIR sunt date în fig. 8.11.21 iar modul de selecție rapidă a acestuia este dată în fig. 8.11.22.

Pentru alegerea mărimii variatorului se cunoaște sarcina termică a încăperii, temperatura aerului din canalul de aer primar și temperatura aerului interior. Se intră în diagramă cu valoarea sarcinii termice (2200 W) intersectându-se dreapta ce va indica mărimea variatorului (VARILAIR 250), determinându-se debitul de aer primar ce trebuie introdus la variator în condițiile nominale (520 m^3/h).

c) - Variatoarele de debit cu ventilator au fost realizate ca o alternativă la variatoarele de debit cu inducție pentru a realiza un control bun al debitului introdus cât și un disponibil mare de presiune.

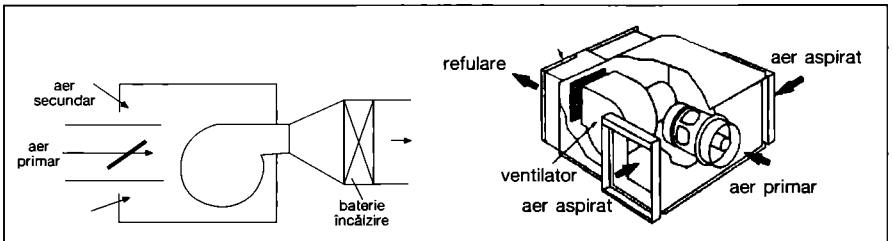


Fig. 8.11.23. Variator de debit cu ventilator în serie

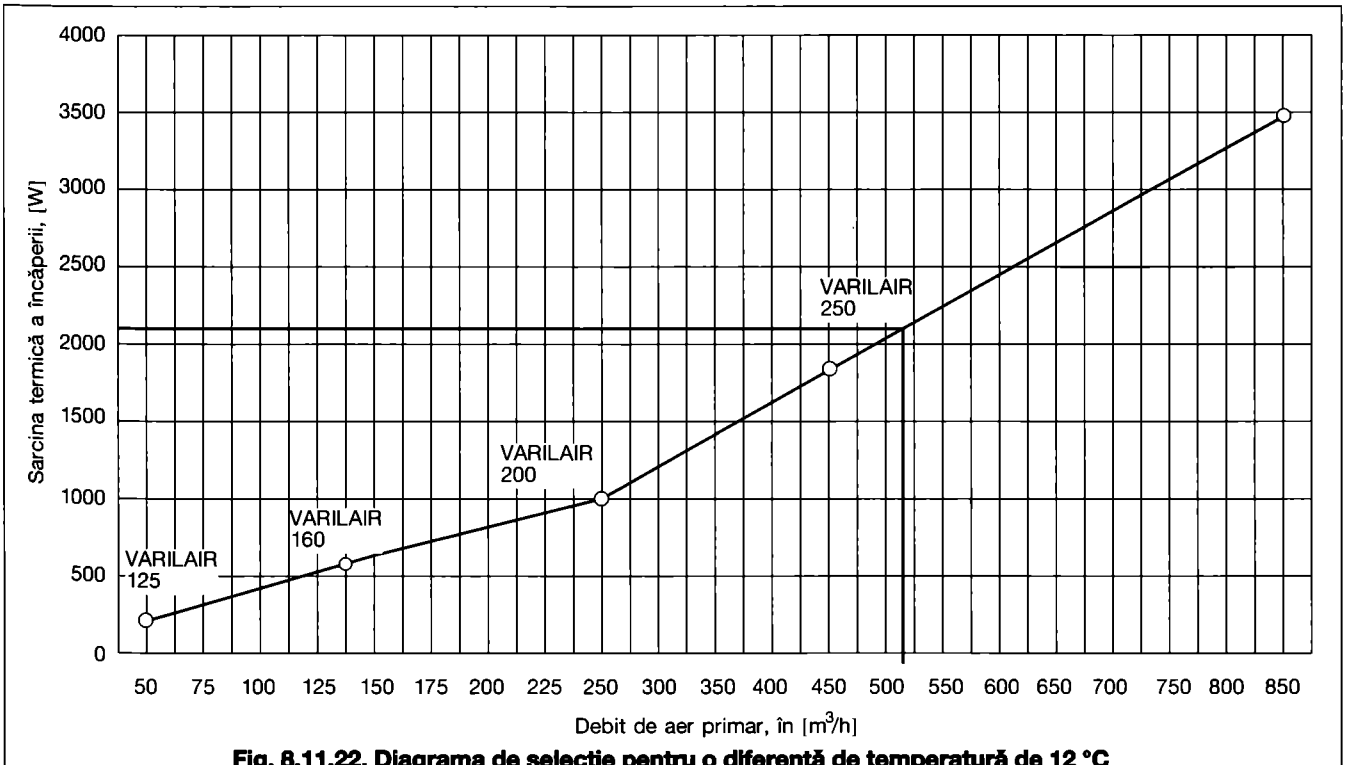


Fig. 8.11.22. Diagrama de selecție pentru o diferență de temperatură de 12 °C

În momentul de față există două versiuni de variatoare de debit:
- variator de debit cu ventilator în serie;
- variator de debit cu ventilator în paralel.

Variatoarele de debit cu ventilator în serie au forma din fig. 8.11.23 și au un debit constant, egal cu debitul de aer pe care poate să-l vehiculeze ventilatorul. Ele pot fi dotate cu baterie de încălzire/răcire. Ventilatorul aspiră aer dintr-o cutie în care pătrunde și aerul primar care are posibilitatea de reglaj printr-o clapetă de reglare comandată de termostatul de cameră.

Acest variator refulează în încăpere un debit constant dar preia din canalul de aer tratat un debit variabil funcție de sarcina termică a încăperii.

La acest tip de variator ventilatorul funcționează continuu indiferent de debitul de aer primar preluat din canalul de aer tratat.

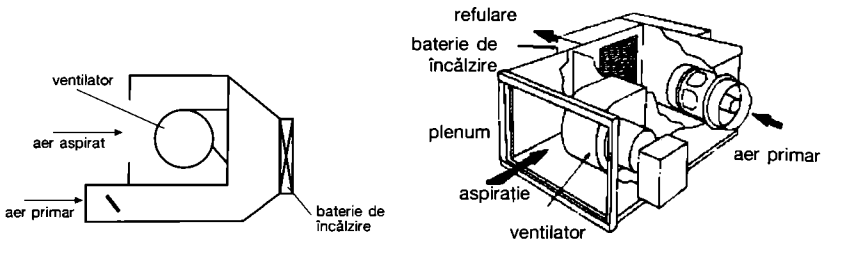


Fig. 8.11.24. Variator de debit cu ventilator în paralel

Variatoarele de debit cu ventilator în paralel prezentate în fig. 8.11.24. aspiră aer dintr-o cutie și îl refulează într-un plenum unde ajunge și aerul primar.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 9

Calculul și dimensionarea instalațiilor de ventilare și climatizare

9.1. Sarcina termică a unei încăperi

9.1.1. Sarcina termică de vară (sarcina de răcire)

Sarcina termică de vară a unei încăperi, denumită și sarcină de răcire, determină în majoritatea instalațiilor de ventilare și climatizare mărimea debitului de aer. Aceasta se obține prin efectuarea unui bilanț termic care în forma cea mai generală se poate scrie:

$\Phi_v = \Phi_{ap} + \Phi_{deg}$ [W] (9.1.1)

unde:

Φ_{ap} - sunt aporturile de căldură din exterior prin elemente inerțiale (pereți, terase), neinerțiale (ferestre, luminatoare) și de la încăperile vecine [W];

Φ_{deg} - degajările de căldură de la sursele interioare (oameni, iluminat, calculatoare, mașini sau utilaje acționate electric sau alte surse calde) [W].

9.1.1.1 Aporturi de căldură

I. Metoda de calcul după SR 6648/1.

Sub aspect fenomenologic și al structurii relațiilor de calcul, aporturile de căldură din exterior se exprimă sub forma:

$\Phi_{ap} = \Phi_{PE} + \Phi_{FE} + \Phi_{iv}$ [W] (9.1.2)

unde:

Φ_{PE} - sunt aporturile de căldură din exterior prin elemente inerțiale (pereți, planșee) [W];

Φ_{FE} - aporturi de căldură pătrunse prin elemente neinerțiale (ferestre, luminatoare) [W];

Φ_{iv} - fluxurile termice pătrunse prin elementele de delimitare de la încăperile vecine [W].

Deoarece degajările de căldură de la sursele interioare au, în general, o intensitate constantă, sarcina termică de vară, conform relației 9.1.1, este maximă când aporturile de căldură sunt maxime. Pentru obținerea unei valori exacte, se recomandă calcularea variației zilnice a fluxurilor termice (sau pe perioada funcționării instalației) ținând cont de orientarea elementelor de construcții, de defazarea și amortizarea cu care ele ajung în interiorul încăperii, luându-se în final valoarea maximă însumată.

Tabelul 9.1.1. Valorile coeficientului de absorbție *a* pentru diverse materiale.

Denumirea materialului și calitatea suprafeței	α	α/h_e [m²·K/W]
A. Materiale		
Aluminiu polizat	0,04...0,06	0,0028...0,003,42
Aluminiu oxidat	0,11...0,19	0,0063...0,0108
Alamă polizată	0,032...0,035	0,001,82...0,002
Crom	0,08...0,26	0,00457...0,00148
Cositor strălucitor	0,064	0,00365
Cupru polizat	0,02	0,0014
Cupru oxidat	0,47...0,55	0,0268...0,0314
Fontă strunjită	0,50...0,70	0,0286...0,040
Fontă cu asperități	0,95	0,0543
Fontă oxidată	0,65...0,78	0,0371...0,044
Nichel polizat	0,045...0,087	0,0025...0,00497
Nichel oxidat	0,11	0,0063
Oțel polizat	0,57...0,56	0,0297...0,032
Oțel cu asperități	0,94...0,97	0,0537...0,055
Oțel oxidat	0,82	0,0468
Plumb oxidat	0,28...0,63	0,016...0,036
Tablă zincată nouă	0,23	0,0131
Tablă zincată oxidată	0,278	0,0159
Zinc polizat	0,045...0,053	0,0029...0,003
B. Materiale de construcții		
Ardezie	0,93	0,0531
Azbociment	0,93	0,0531
Cărămidă cu asperități	0,80	0,0457
Cuart	0,93	0,0531
Cauciuc	0,8...0,92	0,0457...0,0525
Carton bituminat terase	0,91	0,052
Cărămidă	0,93	0,0531
Email alb	0,90	0,0514
Ghips	0,80	0,0457
Geamuri duble	0,12	0,0068
Geamuri simple	0,06	0,0034
Hârtie	0,8...0,9	0,0457...0,0514
Lemn de construcții	0,8...0,9	0,0457...0,0514
Lac negru	0,8...0,95	0,0457...0,0543
Marmură	0,94	0,0537
Negru de fum	0,93...0,98	0,0531...0,056
Piatră de calcar	0,95	0,0542
Plăci ceramice	0,95	0,0542
Sticlă netedă, groasă	0,93...0,94	0,0531...0,0537
Stuc	0,93	0,0531
Șamotă	0,59	0,0337
Tencuială, mortar	0,91	0,052
Vopsele de aluminiu	0,2...0,35	0,0114...0,020
Vopsele de ulei	0,8...0,9	0,0457...0,0514

• Aporturi prin elemente inerțiale

Fluxul termic pătruns prin elemente inerțiale (pereți, planșee, terase) se calculează cu relația:

$\Phi_{PE} = A \cdot q$ [W] (9.1.3)

unde:

A - este suprafața elementului de construcții [m²];

q - fluxul termic unitar, defazat și amortizat [W/m²] exprimat prin relația:

$q = U \cdot (\theta_{sm} - \theta_i) + h_i \cdot \eta (\theta_s - \theta_{sm})$ [W/m²] (9.1.4)

unde:

U - este coeficientul global de transfer de căldură [W/m²·K];

θ_i - temperatura aerului interior vara, conform § 2.4.2.2 [°C];

h_i - coeficientul de transfer de căldură superficial la interior, considerat 5,8 W/m²·K la trecerea căldurii de sus în jos și, respectiv, 8 W/m²·K pentru pereți sau la trecerea căldurii de jos în sus;

η - coeficientul de amortizare a fluxului termic pătruns în încăpere;

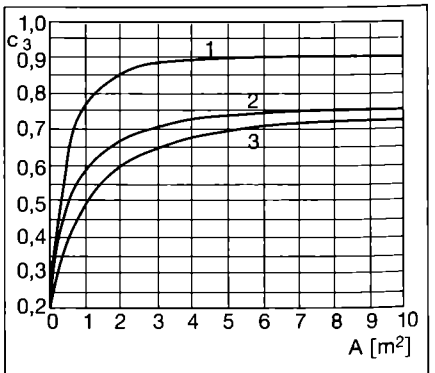


Fig. 9.1.1. Nomogramă pentru coeficientul c_3 (care ține seamă de suprafața cercevelelor):
1 - ferestre metalice; 2 - ferestre simple; cuplate din lemn; 3 - ferestre duble din lemn;
pentru vitrine $c_3 = 1$; pentru uși de balcoane cu geam $c_3 = 0,5$.

θ_s - temperatura echivalentă de calcul a aerului exterior, calculată cu relația:

$$\theta_s = \theta_e + \frac{\alpha}{h_e} I \quad [°C] \qquad (9.1.5)$$

unde:

θ_e - este temperatura aerului exterior la ora de calcul, conform § 2.4.1.2;

α - coeficientul de absorbție a radiației solare, conform tabelului 9.1.1;

h_e - coeficient de transfer de căldură superficial la exterior, având valoarea 17,5 W/m²·K;

I - intensitatea radiației solare la ora de calcul și pentru orientarea considerată, conform §2.4.1.2.2.;

θ_{sm} - temperatura echivalentă medie a aerului exterior, calculată cu relația:

$$\theta_{sm} = \theta_{em} + \frac{\alpha}{h_e} I_m \quad [°C] \qquad (9.1.6)$$

unde:

θ_{em} - este temperatura medie a aerului exterior, conform 2.4.1.2.;

I_m - intensitatea medie a radiației solare pentru orientarea de calcul conform § 2.4.1.2.

Fluxurile termice rezultate sunt cauzate de temperatura aerului exterior și radiația solară la orele de calcul. Cum ele se resimt în interior după un interval de timp, de ε ore, apare necesitatea calculării acestui defazaj. În vederea stabilirii sarcinii termice maxime în orele de funcționare a instalației de ventilare sau climatizare, valorile calculate ale fluxurilor se permută cu ε ore.

• Aporturi prin elemente vitrate (ferestre, luminatoare)

Fluxul termic pătruns prin ferestre se calculează cu relația:

$$\Phi_{FE} = \Phi_I + \Phi_t \quad [W] \qquad (9.1.7)$$

unde:

$$\Phi_I = c_1 c_2 c_3 m (A_i I_D^{max} a_1 \cdot a_2 + A_{FE} I_d^{max}) \quad [W] \qquad (9.1.8);$$

$$\Phi_t = A_{FE} \cdot k_{FE} (\theta_s^* - \theta_i) \quad [W] \qquad (9.1.9);$$

în care:

Φ_I - este fluxul termic cauzat de radiația solară directă și difuză;

Φ_t - fluxul termic datorat diferenței de temperatură;

c_1 - coeficient de calitate, în funcție de tipul ferestrei și caracteristicile sticlei, conform tabelului 9.1.2;

c_2 - coeficient de ecranare a ferestrei în funcție de tipul ecranului și locul său de amplasare conform tabelului 9.1.2;

c_3 - raportul dintre suprafața sticlei și suprafața totală a ferestrei, conform nomogramei din fig. 9.1.1;

m - coeficientul de acumulare a fluxului termic radiant în elementele de delimitare interioară a încăperii, în funcție de coeficientul mediu de

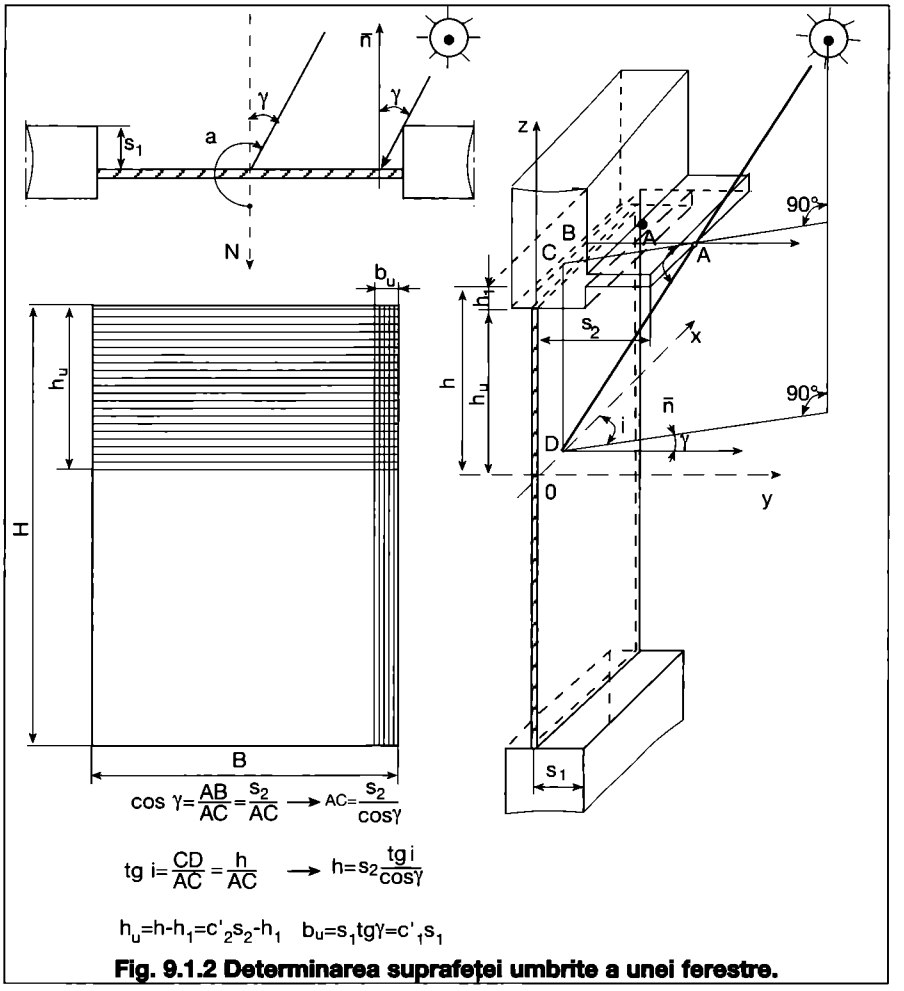


Fig. 9.1.2 Determinarea suprafeței umbrite a unei ferestre.

Tabelul 9.1.2. Valorile coeficientului de calitate c_1 și ale coeficientului de ecranare a ferestrelor c_2.

Tipul sticlei	Tipul și alcătuirea ferestrei	c_1	Locul de montare	Tipul dispozitivului de ecrane	c_2
Obișnuită	simplă, geam obișnuit ($\delta \leq 5$ mm)	1,00	La exterior		
	simplă, geam gros	0,94			
	dublă, geamuri obișnuite	0,90		jaluzele din aluminiu	0,15
	dublă, ambele geamuri groase	0,80		jaluzele din lemn	0,20
Absorbantă	simplă, cu coeficient de absorbție 49-56 %	0,73	Între geamuri	jaluzele metalice	0,50
	dublă, cel exterior absorbant (49-56 %), cel interior obișnuit	0,52		rulori - culoare deschisă	0,50
	idem, cel interior gros	0,50		rulouri - culoare semiînchisă	0,60
				rulouri - culoare închisă	0,70
Reflectantă	simplă, cu peliculă de oxid metalic la exterior	0,60	La interior	jaluzele - culoare deschisă	0,60
	dublă, geamul exterior reflectant, cel interior obișnuit	0,50		jaluzele - culoare semiînchisă	0,70
	idem, cu filtru reflectant din metal nobil	0,40		jaluzele - culoare închisă	0,80
				draperii - culoare deschisă	0,55
Cărămizi goale din sticlă (100x100 mm) fără culoare	cu suprafețe nervurate (modele în relief - profilit etc.)	0,40		draperii - culoare închisă	0,70
	idem, plus inserție de fibre	0,30		rulouri - culoare deschisă	0,50
	cu suprafețe netede	0,60		rulouri - culoare semiînchisă	0,70
	idem și inserții de fibre	0,40		rulouri - culoare închisă	0,85

asimilare termică:
$s_{med} = \Sigma (s_i \cdot A_i)/(\Sigma A_i)$, conform tabelului 9.1.3 pentru ferestre neprotejate sau protejate la exterior și, respectiv, tabelului 9.1.4 pentru ferestre protejate la interior.

A_i - suprafața însorită a ferestrei, care în conformitate cu fig. 9.1.2, se poate calcula cu relația:

$$A_i = (H - h_u)\cdot(B - b_u) \quad [m^2] \quad (9.1.10)$$

în care:

B și H - lățimea și, respectiv, înălțimea ferestrei [m] și b_u și h_u sunt lățimea și, respectiv, înălțimea umbrei la planul ferestrei [m]. Mărimile b_u și h_u pot fi calculate cu relațiile:

$$b_u = c_1' \cdot s_1 \quad [m] \quad (9.1.11)$$

$$h_u = c_2' \cdot s_2 - h_1 \quad [m] \quad (9.1.12)$$

unde:

s_1, s_2 - este lățimea elementului de umbrire în plan orizontal și, respectiv, vertical (fig. 9.1.2);

c_1', c_2' - coeficienți, în funcție de unghiul de înălțime solară și azimut solar, conform tabelului 9.1.5.

Relația 9.1.10 are sens fizic numai pentru cazurile $H \geq h_u$, $B \geq b_u$;

A_{FE} - suprafața ferestrei (a golului în zidărie) [m²];

I_D^{max} - intensitatea maximă a radiației solare directe pentru orientarea de calcul [W/m²] (§ 2.4.1.2);

I_d^{max} - intensitatea maximă a radiației solare difuze (§ 2.4.1.2);

a_1 - factor de corecție în funcție de starea atmosferei (§ 2.2.3);

a_2 - factor de corecție în funcție de altitudine (§ 2.2.3);

$k_{FE} = 1/R_{FE}$;

R_{FE} - rezistența termică globală a ferestrei, conform SR 1907/1 [m²·K/W];

θ_i - temperatura aerului interior [°C];

θ_s^* - temperatura echivalentă de calcul a aerului exterior care ține seama de încălzirea geamului, datorită absorbției unei cote părți din radiația solară, calculată cu o relație de forma 9.1.5.

Pentru ferestre duble se calculează cu relația:

$$\theta_s^* = \theta_e + \frac{2\alpha(\alpha - 1)}{h_e} I \quad [°C] \quad (9.1.13)$$

unde:

α - este coeficientul de absorbție al geamului conform tabelului 9.1.1;

I - radiația solară globală pentru orientarea de calcul conform § 2.4.1.2.

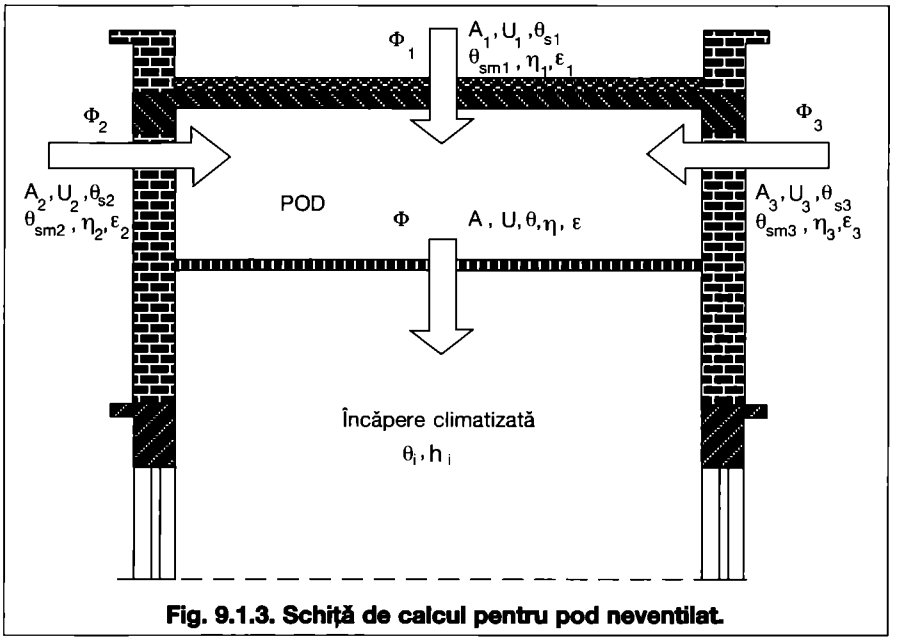


Fig. 9.1.3. Schiță de calcul pentru pod neventilat.

Tabelul 9.1.3. Valorile coeficientului de acumulare *m* pentru ferestre neprotejate sau protejate la exterior.

s_{med} [W/m²·K]	Orientare	Ora zilei																		
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
	N	0,25	0,31	0,39	0,47	0,54	0,59	0,62	0,65	0,69	0,71	0,72	0,71	0,68	0,66	0,64	0,60	0,54	0,46	0,37
	NE	0,16	0,21	0,28	0,37	0,43	0,47	0,47	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,29	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14
	E	0,16	0,20	0,27	0,35	0,44	0,50	0,53	0,52	0,48	0,42	0,37	0,32	0,28	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,13
>10,5	SE	0,14	0,18	0,23	0,30	0,39	0,47	0,53	0,56	0,56	0,53	0,48	0,41	0,35	0,30	0,25	0,21	0,17	0,15	0,13
	S	0,11	0,12	0,15	0,18	0,23	0,29	0,37	0,45	0,51	0,56	0,57	0,55	0,50	0,43	0,36	0,29	0,23	0,19	0,15
	SV	0,11	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,24	0,29	0,35	0,43	0,49	0,55	0,57	0,56	0,52	0,45	0,37	0,30	0,23
	V	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,18	0,20	0,23	0,27	0,32	0,37	0,44	0,50	0,53	0,51	0,49	0,41	0,33	0,26
	NV	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,25	0,26	0,30	0,33	0,37	0,42	0,45	0,48	0,47	0,42	0,35	0,28
	Oriz.	0,15	0,17	0,21	0,26	0,33	0,41	0,48	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,59	0,55	0,48	0,40	0,33	0,27	0,22
	N		0,31	0,42	0,52	0,59	0,63	0,66	0,70	0,74	0,77	0,76	0,74	0,70	0,68	0,65	0,60	0,51	0,40	0,30
	NE	0,16	0,25	0,33	0,43	0,50	0,53	0,50	0,45	0,40	0,36	0,33	0,30	0,27	0,23	0,21	0,18	0,15	0,13	0,10
	E	0,16	0,22	0,32	0,42	0,51	0,57	0,59	0,55	0,48	0,41	0,35	0,29	0,25	0,22	0,19	0,16	0,13	0,11	0,09
1,5...	SE	0,13	0,18	0,26	0,35	0,45	0,55	0,61	0,63	0,61	0,56	0,48	0,40	0,32	0,26	0,22	0,18	0,14	0,11	0,09
10,5	S	0,08	0,13	0,13	0,18	0,25	0,33	0,43	0,52	0,59	0,64	0,63	0,58	0,50	0,41	0,32	0,25	0,19	0,15	0,11
	SV	0,08	0,09	0,11	0,13	0,17	0,21	0,25	0,32	0,41	0,49	0,57	0,62	0,63	0,59	0,53	0,44	0,34	0,25	0,18
	V	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,25	0,29	0,36	0,44	0,51	0,56	0,59	0,56	0,49	0,36	0,30	0,22
	NV	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,41	0,47	0,52	0,53	0,49	0,48	0,31	0,23
	Oriz	0,12	0,15	0,21	0,36	0,37	0,46	0,55	0,63	0,69	0,72	0,72	0,68	0,62	0,54	0,45	0,36	0,28	0,21	0,16
	N	0,22	0,31	0,48	0,59	0,65	0,68	0,70	0,75	0,80	0,82	0,80	0,75	0,71	0,69	0,66	0,59	0,47	0,33	0,21
	NE	0,17	0,27	0,40	0,52	0,59	0,58	0,53	0,47	0,41	0,35	0,32	0,28	0,25	0,21	0,18	0,15	0,13	0,09	0,07
	E	0,16	0,25	0,28	0,50	0,61	0,66	0,64	0,58	0,43	0,39	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,13	0,10	0,08	0,06
<4,5	SE	0,12	0,19	0,29	0,41	0,54	0,64	0,69	0,70	0,64	0,56	0,48	0,36	0,28	0,22	0,18	0,14	0,10	0,07	0,06
	S	0,06	0,09	0,13	0,19	0,28	0,38	0,50	0,61	0,69	0,71	0,68	0,60	0,49	0,38	0,27	0,19	0,14	0,10	0,07
	SV	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,21	0,28	0,36	0,46	0,57	0,66	0,70	0,69	0,63	0,52	0,40	0,28	0,19	0,13
	V	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,21	0,26	0,31	0,40	0,49	0,57	0,65	0,67	0,60	0,49	0,35	0,24	0,16
	NV	0,07	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,28	0,31	0,35	0,39	0,46	0,54	0,59	0,58	0,51	0,38	0,26	0,15
	Oriz.	0,10	0,15	0,21	0,31	0,40	0,53	0,63	0,72	0,77	0,79	0,72	0,72	0,68	0,62	0,41	0,30	0,22	0,15	0,11

OBS: Pentru ferestrele din lemn, simple sau duble, cu geamuri din sticlă obișnuită se consideră $\theta_s^* \approx \theta_e$; pentru ferestre metalice simple și geamuri din sticlă obișnuită $\theta_s^* \leq \theta_e + 10$; pentru ferestre metalice duble și geamuri din sticlă obișnuită $\theta_s^* \leq \theta_e + 15$. Pentru ambele cazuri de ferestre metalice, valorile $\theta_s^* > \theta_e$ sunt valabile pe perioada de strălucire a soarelui pentru orientarea de calcul, în rest $\theta_s^* = \theta_e$.

Aporturi de la încăperi vecine

Se deosebesc două situații:

- Cazul curent al încăperilor vecine neventilate cu un grad mic de vitrare (care sunt slab sau normal însorite), când fluxul termic pătruns din aceste încăperi în încăperea climatizată este considerat constant; se calculează în regim staționar cu relația:

$$\Phi_i = \Sigma A_{pi} U_{pi} (\theta_a - \theta_i) = \Sigma A_{pi} U_{pi} \Delta T_a \quad [W] \quad (9.1.14)$$

în care:

ΣA_{pi} - este suprafața pereților interiori ce desparte încăperea climatizată de încăperile vecine [m²];

U_{pi} - coeficientul global de transfer de căldură al pereților interiori [W/m²·K];

θ_i - temperatura aerului din încăperea climatizată [°C];

θ_a - temperatura aerului din încăperea învecinată [°C].

Aproximativ, pentru diferența de temperatură ΔT_a se folosesc valorile din tabelul 9.1.6.

În cazul în care încăperile alăturate au o suprafață de vitrare mare și sunt supuse unui efect de seră, fluxul termic pătruns în încăpere se calculează cu relația:

$$\Phi_{iv} = A_{pi} U_{pi} (\theta_{im} - \theta_i) + \eta \Delta \Phi_v \quad [W] \quad (9.1.15)$$

în care:

θ_{im} - este temperatura medie a aerului din încăperea alăturată, determinată cu relația 9.1.6;

$\Delta \Phi_v$ - fluxul termic variabil pătruns din încăperea alăturată, calculat conform relației 9.1.19;

η - coeficientul de amortizare a fluxului termic datorat peretelui despărțitor dintre încăperea climatizată și cea învecinată.

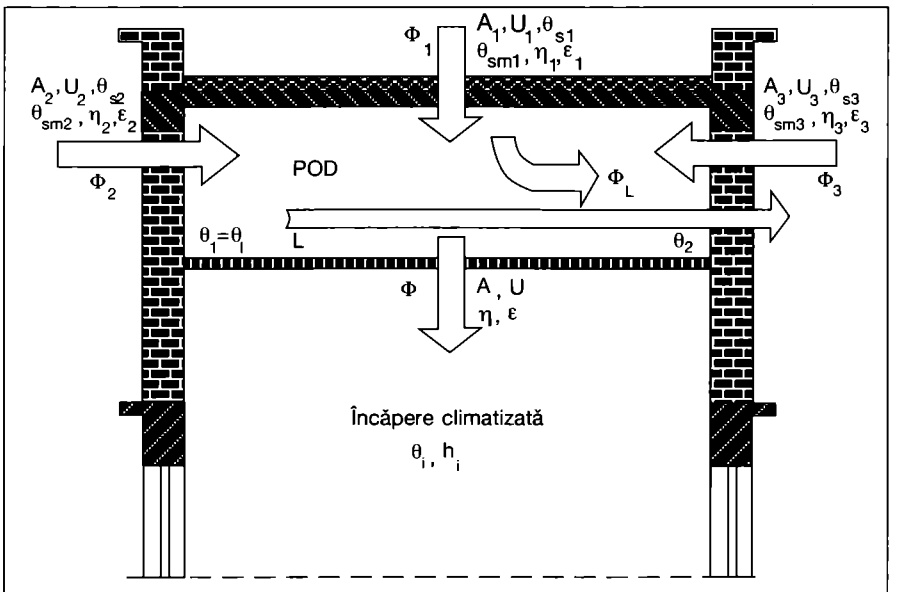


Fig. 9.1.4. Schiță de calcul pentru pod ventilat.

Tabelul 9.1.6. Valori ΔT_a.

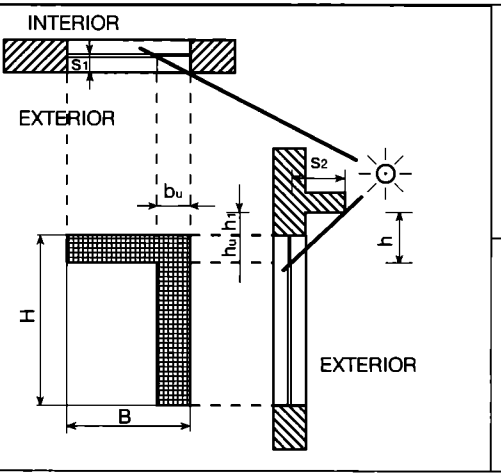
Orientarea peretelui exterior al încăperii vecine	NV, N, NE	E	SE, S, SV	V
ΔT_a [°C]	2	3	4	5

Tabelul 9.1.4. Valorile coeficientului de acumulare *m* pentru ferestre protejate la interior.

s_{med} [W/m²·K]	Orientare	Ora zilei																		
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
>10,5	N	0,14	0,45	0,66	0,60	0,60	0,67	0,73	0,77	0,80	0,80	0,79	0,74	0,70	0,70	0,79	0,60	0,30	0,25	0,20
	NE	0,08	0,30	0,53	0,64	0,63	0,56	0,43	0,38	0,36	0,33	0,31	0,29	0,25	0,22	0,18	0,13	0,10	0,08	0,07
	E	0,08	0,25	0,46	0,69	0,68	0,69	0,64	0,52	0,36	0,33	0,30	0,26	0,23	0,20	0,16	0,12	0,09	0,08	0,07
	SE	0,08	0,17	0,32	0,48	0,60	0,70	0,73	0,71	0,65	0,49	0,36	0,32	0,27	0,22	0,18	0,14	0,09	0,08	0,07
	S	0,06	0,09	0,13	0,17	0,28	0,33	0,56	0,67	0,72	0,73	0,67	0,47	0,43	0,31	0,25	0,18	0,12	0,10	0,08
	SV	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,23	0,35	0,50	0,63	0,71	0,74	0,71	0,62	0,48	0,32	0,20	0,16	0,13
	V	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18	0,21	0,23	0,25	0,41	0,55	0,66	0,71	0,71	0,59	0,41	0,23	0,18	0,14
	NV	0,06	0,09	0,13	0,16	0,19	0,22	0,25	0,27	0,28	0,30	0,35	0,51	0,63	0,69	0,64	0,46	0,23	0,19	0,15
	Oriz.	0,08	0,13	0,22	0,33	0,44	0,55	0,65	0,73	0,78	0,78	0,75	0,69	0,58	0,49	0,33	0,26	0,18	0,15	0,12
1,5... 10,5	N	0,12	0,45	0,57	0,61	0,63	0,70	0,75	0,79	0,83	0,83	0,81	0,76	0,69	0,70	0,76	0,61	0,28	0,22	0,16
	NE	0,09	0,34	0,56	0,68	0,67	0,59	0,45	0,38	0,36	0,33	0,31	0,28	0,25	0,21	0,17	0,12	0,08	0,07	0,05
	E	0,08	0,26	0,48	0,65	0,72	0,73	0,67	0,54	0,37	0,32	0,29	0,25	0,21	0,18	0,14	0,10	0,07	0,06	0,05
	SE	0,07	0,17	0,29	0,51	0,64	0,74	0,78	0,74	0,65	0,50	0,36	0,31	0,25	0,21	0,16	0,12	0,08	0,06	0,05
	S	0,04	0,09	0,12	0,17	0,29	0,35	0,59	0,70	0,77	0,77	0,70	0,49	0,43	0,29	0,35	0,16	0,10	0,08	0,06
	SV	0,04	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,24	0,37	0,53	0,67	0,76	0,78	0,74	0,64	0,48	0,31	0,19	0,14	0,10
	V	0,04	0,07	0,10	0,13	0,15	0,18	0,21	0,23	0,26	0,43	0,58	0,70	0,75	0,74	0,62	0,41	0,21	0,16	0,12
	NV	0,05	0,11	0,12	0,16	0,16	0,22	0,25	0,28	0,30	0,31	0,37	0,53	0,66	0,73	0,67	0,47	0,27	0,17	0,13
	Oriz.	0,05	0,12	0,21	0,38	0,45	0,58	0,69	0,78	0,82	0,83	0,79	0,71	0,60	0,48	0,35	0,23	0,15	0,12	0,09
<4,5	N	0,12	0,31	0,70	0,35	0,66	0,72	0,77	0,82	0,85	0,86	0,83	0,76	0,69	0,70	0,80	0,61	0,26	0,13	0,21
	NE	0,09	0,34	0,59	0,73	0,24	0,63	0,46	0,39	0,36	0,32	0,32	0,27	0,23	0,19	0,15	0,11	0,07	0,05	0,07
	E	0,08	0,28	0,41	0,69	0,78	0,78	0,70	0,56	0,37	0,31	0,27	0,23	0,19	0,16	0,12	0,10	0,05	0,04	0,06
	SE	0,06	0,26	0,35	0,54	0,63	0,79	0,82	0,78	0,67	0,50	0,36	0,29	0,23	0,18	0,14	0,09	0,05	0,04	0,06
	S	0,03	0,07	0,12	0,17	0,30	0,38	0,63	0,75	0,82	0,81	0,73	0,50	0,42	0,28	0,19	0,13	0,07	0,05	0,07
	SV	0,03	0,06	0,09	0,13	0,17	0,21	0,25	0,39	0,56	0,70	0,80	0,83	0,77	0,66	0,48	0,29	0,15	0,10	0,13
	V	0,03	0,05	0,09	0,12	0,15	0,17	0,21	0,24	0,27	0,45	0,61	0,73	0,80	0,78	0,64	0,41	0,19	0,13	0,16
	NV	0,04	0,08	0,12	0,16	0,19	0,23	0,26	0,29	0,31	0,32	0,39	0,56	0,69	0,77	0,70	0,48	0,21	0,14	0,15
	Oriz.	0,05	0,11	0,22	0,35	0,48	0,62	0,74	0,82	0,87	0,86	0,81	0,72	0,60	0,47	0,33	0,20	0,12	0,10	0,11

Tabelul 9.1.5. Valorile coeficienților c_1', c_2' pentru determinarea suprafețelor umbrite ale ferestrei.

Orient.	Lunile	Ora de calcul 6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Lunile	Orient.
N	IV; VIII	7,11/1,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7,11/1,00	IV; VIII	
	V; VII	4,01/1,04	14,3/6,76	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14,3/6,76	4,01/1,04	V; VII	N
	VI	3,27/1,03	8,14/4,25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	8,14/4,25	3,27/1,03	VI	
NE	IV; VIII	0,75/0,18	1,11/0,51	1,66/1,08	3,08/2,62	28,64/31,8	-	-						-	IV; VIII	
	V; VII	0,60/0,29	0,87/0,61	1,28/1,14	2,05/2,35	5,67/8,27	-	-						-	V; VII	
	VI	0,53/0,34	0,78/0,65	1,11/1,12	1,60/2,10	4,01/6,40	-	-						-	VI	NV
	IX	-	1,43/0,33	2,36/0,97	5,67/3,37	-	-	-						-	IX	
	X	-	-	3,73/0,89	28,63/10,9	-	-	-						-	X	
E	IV; VIII	0,014/0,14	0,05/0,34	0,25/0,57	0,51/0,91	0,93/1,52	2,05/3,14	-						-	IV; VIII	
	V; VII	0,25/0,25	0,07/0,47	0,12/0,71	0,34/1,09	0,70/1,75	1,60/3,55	-						-	V; VII	
	VI	0,30/0,34	0,12/0,52	0,05/0,75	0,23/1,14	0,60/1,79	1,43/3,76	-						-	VI	V
	IX	-	0,18/0,19	0,40/0,41	0,70/0,71	1,24/1,24	2,50/2,70	-						-	IX	
	X	-	-	0,58/0,27	0,93/0,52	1,54/0,98	3,27/2,13	-						-	X	
S-E	IV; VIII	1,32/0,23	0,90/0,46	0,60/0,64	0,32/0,85	0,03/1,11	0,34/1,46	1,00/1,12	2,90/4,25	-	-	-	-	-	IV; VIII	
	V; VII	1,66/0,49	1,15/0,71	0,78/0,89	0,49/1,15	0,18/1,45	0,23/1,93	1,00/1,06	4,33/8,40	-	-	-	-	-	V; VII	
	VI	1,88/0,63	1,28/0,84	0,90/1,01	0,62/1,31	0,25/1,59	0,18/2,18	1,00/1,48	5,57/12,6	-	-				VI	SV
	IX	-	0,70/0,23	0,42/0,41	0,18/0,59	0,10/0,78	0,44/1,06	1,00/1,42	2,25/2,36	9,51/7,46	-	-	-	-	IX	
	X	-	-	0,27/0,24	0,17/0,38	0,21/0,54	0,53/0,71	1,00/0,96	1,88/1,33	4,70/2,56	-	-	-	-	X	
S	IV; VIII	-	19,08/6,54	4,01/2,29	1,96/1,08	1,07/1,64	0,49/1,53	-/1,48	0,49/1,53	1,07/1,64	1,96/1,80	4,01/2,29	19,08/-	-	IV; VIII	
	V; VII	-	-	8,14/5,80	2,90/3,17	1,43/2,50	0,62/2,22	-/2,14	0,64/2,22	1,43/2,50	2,90/3,17	8,14/5,80	-	-	V; VII	
	VI	-	-	19,08/14,40	3,37/4,27	1,66/3,02	0,70/2,61	-/2,47	0,70/2,61	1,66/3,02	3,73/4,27	19,08/14,40	-	-	VI	S
	IX	-	5,67/1,09	2,47/1,02	1,43/1,01	0,81/1,00	0,38/1,04	-/1,00	0,38/1,04	0,81/1,00	1,43/1,01	2,47/1,02	5,67/1,09	-	IX	
	X	-	-	1,73/2,46	1,07/0,56	0,65/0,63	0,30/0,65	-/0,57	0,30/0,65	0,65/0,63	1,07/0,56	1,73/2,46	-	-	X	
		18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	Lunile	Orient.
		Ora de calcul														



Observație: Orientările în stânga se citesc cu orele de calcul de sus, iar cele din dreapta cu orele de jos; la numărător este valoarea c_1', iar la numitor c_2'

Cazuri particulare

- *Aporturi de căldură prin poduri neventilate sau plafoane false*

Conform relațiilor din fig. 9.1.3, aportul de căldură Φ, pătruns în încăpere din pod, se calculează cu relația:

$$\Phi = q \cdot A = A[U(\theta_{pm} - \theta_i) + h_i \eta \Delta T_p] \text{ [W]} \quad (9.1.16)$$

în care:

U - coeficientul global de transfer al planșeului de separație pod - încăpere climatizată [W/m²·K];

θ_i - temperatura aerului din încăperea climatizată [°C];

η - coeficientul de amortizare a fluxului termic la trecerea prin plafonul de separație;

h_i - coeficientul de schimb superficial de căldură la interior [W/m²·K];

θ_{pm} - temperatura medie a aerului din pod, calculată cu relația:

$$\theta_{pm} = \frac{A \cdot U \cdot \theta_i + \sum_1^j A_j U_j \theta_{smj}}{A \cdot U + \sum_1^j A_j U_j} \text{ [°C]} \quad (9.1.17)$$

unde:

j - reprezintă numărul elementelor de delimitare exterioară ale podului;

$\Delta T = \theta_p - \theta_{pm}$ - variația de temperatură a aerului din pod în jurul valorii medii, care se calculează cu relația:

$$\Delta T_p = \frac{\Phi_v}{\sum_1^j B_n A_n} \text{ [K]} \quad (9.1.18)$$

unde:

Φ_v - este partea variabilă a aportului termic pătruns în pod, care se calculează cu relația:

$\Phi_v = \Sigma_1^j A_j \cdot \eta_j \cdot h_i \cdot (\theta_{sj} - \theta_{smj})$[W] (9.1.19).

B_n - coeficienții de asimilare termică ai suprafețelor, care se calculează cu relația:

$$B_n = \frac{h_i s_n}{h_i + s_n} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (9.1.20)$$

în care:

$h_i \approx 5{,}8$ W/m²·K;

s_n - coeficientul de asimilare termică al materialului, conform STAS 6472/3 [W/m²·K];

n - numărul elementelor delimitatoare ale podului, inclusiv planșeul despărțitor între pod și încăperea climatizată;

θ_{sj}, θ_{smj} - au semnificațiile anterioare și se calculează cu relațiile 9.1.5 și 9.1.6.

Defazarea totală cu care fluxurile termice ajung în interior se calculează și se ia în considerare defazarea elementelor delimitatoare exterioare, a aerului din pod și a planșeului despărțitor.

- *Aporturi de căldură prin poduri ventilate*

Pe baza relațiilor din figura 9.1.4 se constată că vehicularea permanentă a unui debit de aer $\dot{V}$ face să se instaureze, în pod, o temperatură θ_p variabilă cu solicitarea termică exterioară.

Aportul de căldură pătruns din pod în încăperea climatizată se calculează cu relația:

$$\Phi = A \cdot U \cdot (\theta_p - \theta_i) \text{ [W]} \quad (9.1.21)$$

în care, temperatura aerului din pod are expresia:

$$\theta_p = \frac{AU\theta_i + \dot{M}c_p\theta_i + \sum A_j \left[U_j \theta_{smj} + h_i \eta_j (\theta_{sj} - \theta_{smj})\right]}{AU + \dot{M}c_p + \sum A_j U_j} \text{ [°C]} \quad (9.1.22)$$

unde:

$\dot{M}$ - este debitul de aer vehiculat [kg/s];

c_p - căldura specifică a aerului [kJ/kg·K].

Defazarea totală cu care fluxurile termice ajung în interior se determină în același mod ca cel anterior.

- *Aporturi de căldură în încăperi ventilate în sistemul „jos-sus"*

Pentru încăperi aglomerate din clădiri social-culturale, administrative, pentru clădirile industriale cu înălțime mare sau foarte mare ca și pentru încăperi în care se produc degajări nocive cu densitate mai mică decât a aerului, se recomandă folosirea schemei de ventilare "jos-sus" (introducerea aerului direct sau în apropierea zonei de ocupare și evacuarea la partea superioară).

În această situație, nu toate degajările și aporturile de căldură din exterior (valabil și pentru alte degajări) influențează sarcina termică ce trebuie luată în considerare pentru respectarea condițiilor impuse pentru zona destinată activității

Tabelul 9.1.7. Valori pentru coeficientul Ψ.

Orient.	N	NE, NV	E	SE, SV	S
Ψ	0,5	0,65	0,75	0,85	0,95

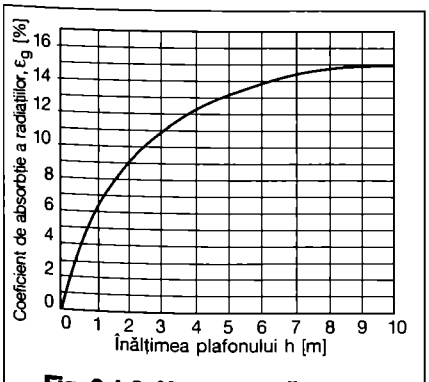


Fig. 9.1.6. Nomogramă pentru determinarea coeficientului de absorbție a radiațiilor, ε_g.

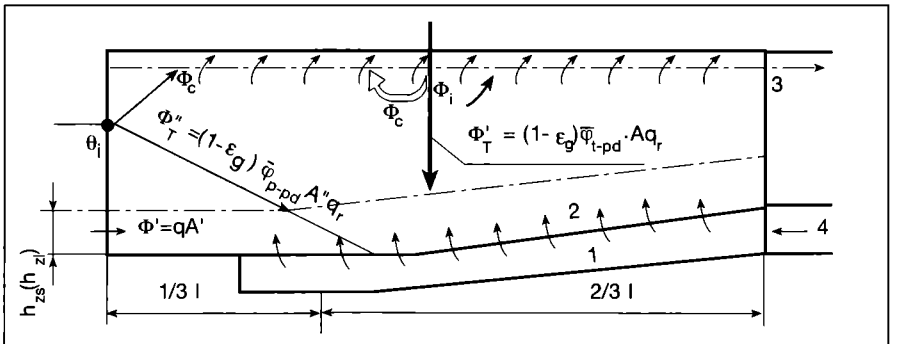


Fig. 9.1.5. Schiță de calcul al aporturilor de căldură în cazul încăperilor ventilate "jos-sus":

1 - cameră de presiune; 2 - zonă de ședere; 3 - aer evacuat; 4 - aer introdus.

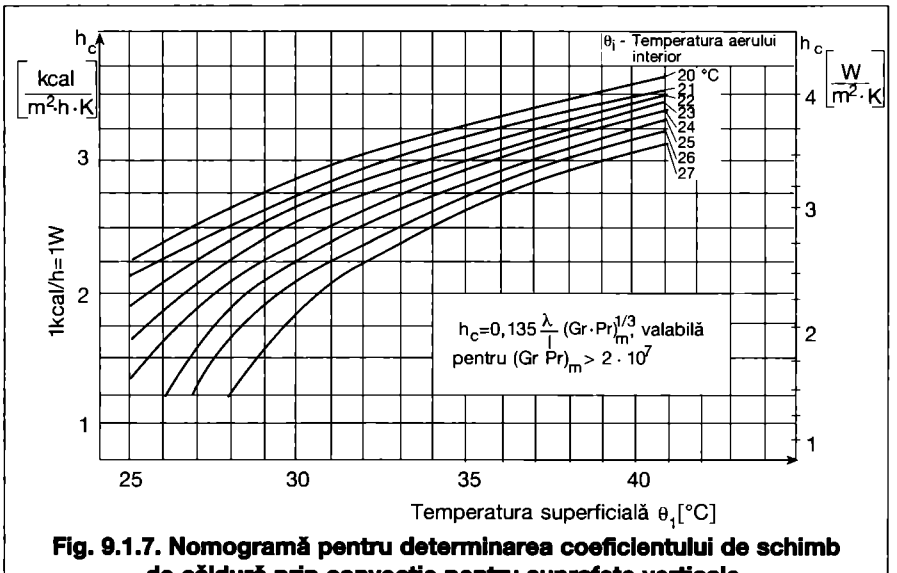


Fig. 9.1.7. Nomogramă pentru determinarea coeficientului de schimb de căldură prin convecție pentru suprafețe verticale.

umane sau a unor procese tehnologice.

a - Aporturi de căldură prin ferestre

Pentru bilanțul termic al zonei de ocupare se consideră:

$\Phi_{FE}^{\cdot} = \Psi \Phi_I$ [W] (9.1.23)

unde:

Φ_I - este fluxul termic cauzat de radiația solară, pătruns prin ferestre, calculat cu relația 9.1.8;

Ψ - coeficient care ține seama de factorul de formă fereastră-pardoseală și de absorbția radiației de către vaporii de apă și bioxidul de carbon din aer, pentru care se adoptă valorile orientative din tabelul 9.1.7.

b - Aporturi de căldură prin elemente inerțiale

b1 - În cazul aporturilor de căldură prin acoperișuri-terasă sau planșee, pentru bilanțul zonei de ocupare (fig. 9.1.5) se consideră:

$\Phi_t^{\cdot} = (1 - \varepsilon_g) \cdot \bar{\varphi}_{t\text{-}pd} \cdot A \cdot q_r$ [W] (9.1.24)

unde:

ε_g - coeficientul de absorbție a radiațiilor de către vaporii de apă și bioxidul de carbon din încăpere în funcție de înălțimea stratului de aer străbătut, conform nomogramei din fig. 9.1.6;

$\bar{\varphi}_{t\text{-}pd}$ - factorul de formă tavan-pardoseală conform fig. 19.3.3

q_r - fluxul termic unitar radiant pătruns în încăpere [W/m^2].

Fluxul termic unitar radiant q_r se deduce printr-un procedeu iterativ plecând de la determinarea temperaturii interioare superficiale θ_{si}, la ora când se realizează fluxul termic unitar q_r, alegând, preliminar pentru coeficientul superficial de transfer termic h_i = 5,8 W/m^2·K, cu relația:

$$\theta_{si} = \theta_i + \frac{q}{h_i} \quad [°C] \qquad (9.1.25)$$

Pe baza acestei temperaturi se recalculează coeficienții superficiali de

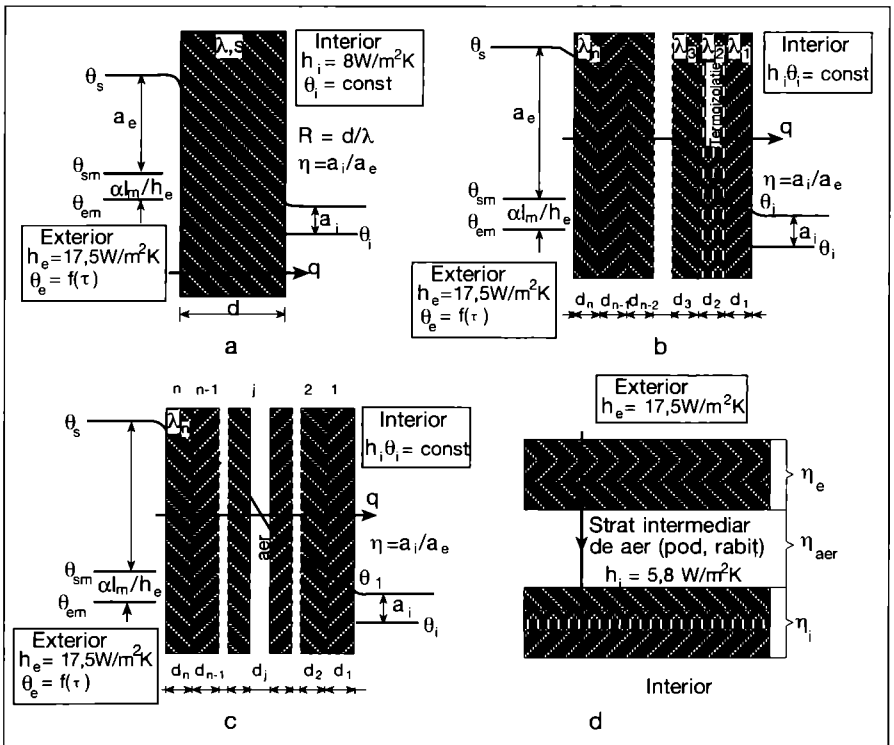


Fig. 9.1.8. Elemente pentru calculul amortizării și defazării în diferite structuri: *a - monostrat; b - multistrat; c - idem, cu strat de aer de grosime mică; d - idem, cu strat de aer cu grosime mare.*

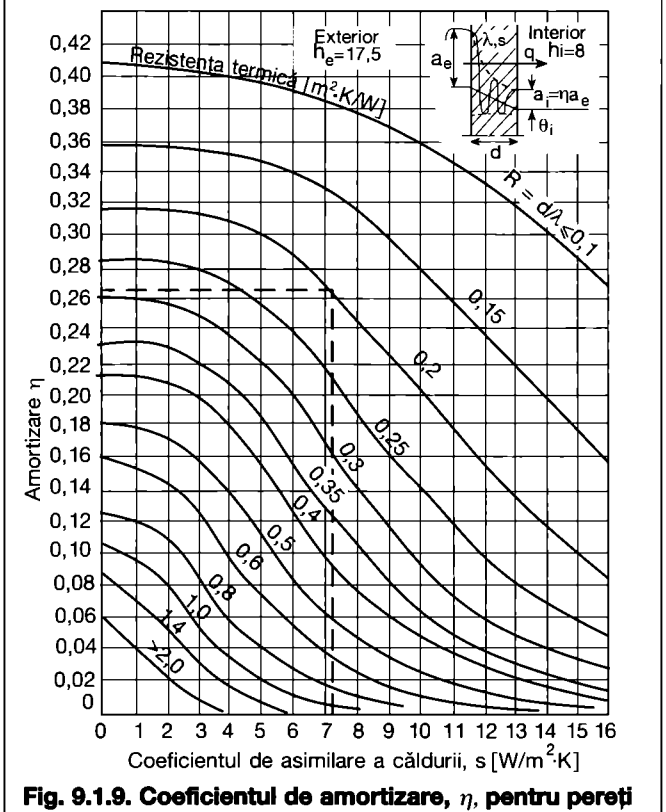


Fig. 9.1.9. Coeficientul de amortizare, η, pentru pereți simpli monostrat.

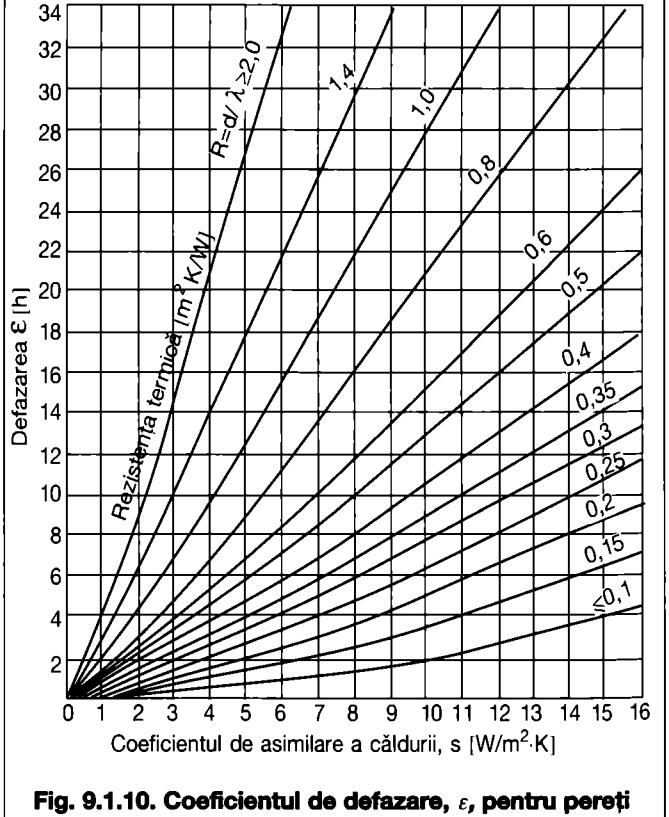
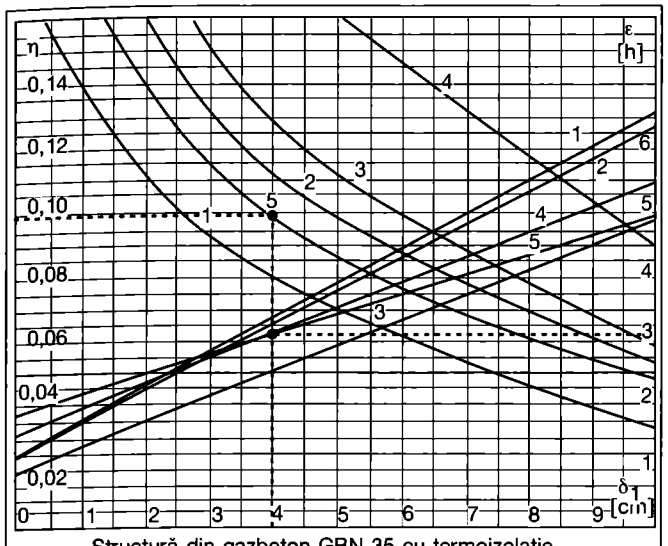


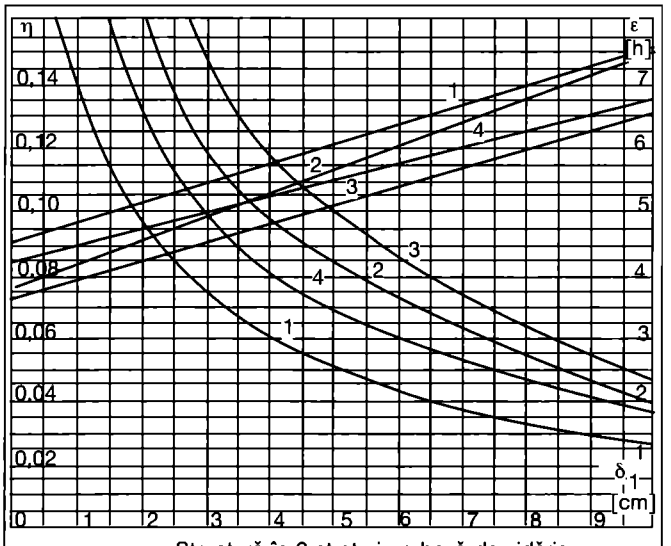
Fig. 9.1.10. Coeficientul de defazare, ε, pentru pereți simpli monostrat.



Structură din gazbeton GBN 35 cu termoizolație

Fig. 9.1.11. Coeficienții de amortizare, η, și de defazare, ε, pentru structuri multistrat (GBN 35 cu termoizolație:)

Structură: 2 - straturi;
1 - GBN 35 (δ = 12,5 cm) cu termoizolație (δ_1) fiboperlit; 2 - idem - stabilit; 3 - idem - turbă; 4 - idem, izobeton cu tuf vulcanic; 5 - idem, perlit.



Structură în 2 straturi pe bază de zidărie

Fig. 9.1.12. Coeficienții de amortizare, η, și de defazare, ε, pentru structură multistrat (zidărie și termoizolație):

1 - zidărie din cărămidă ceramică cu goluri verticale (δ = 12,5 cm) cu termoizolație (δ_1) fiboperlit; 2 - idem, stabilit; 3 - idem, turbă; 4 - idem, perlit.
Observație: termoizolația se montează la interior.

transfer termic prin convecție h_c și radiație h_r.

Pentru suprafețe orizontale și $(G_r \cdot P_r)_m > 2 \cdot 10^7$ valabil în domeniul ventilării h_c se calculează cu relația:

$h_c = 1{,}28 \cdot (\theta_{si} - \theta_i)^{0{,}25}$ [W/m²·K] (9.1.26)

respectiv, pentru h_r, cu relația:

$$h_r = \frac{C_0 \cdot a \left[\left(\frac{\theta_{si} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_i + 273}{100} \right)^4 \right]}{\theta_{si} - \theta_i}$$

[W/m²·K] (9.1.27)

cu:

C_o = 5,67 W/m²·K⁴; $A \approx 0{,}7$;

dacă $h_c + h_r \neq h_i$ se reia calculul cu valoarea h_i obținută, până când este satisfăcută egalitatea. Cu valoarea h_c obținută, se calculează fluxul convectiv

$q_c = h_c (\theta_{si} - \theta_i)$ [W/m²] (9.1.28)

și rezultă fluxul radiant q_r:

$q_r = q - q_c$ [W/m²] (9.1.29).

b2 - În cazul pereților exteriori (fig. 9.1.5) pentru porțiunea care delimitează zona de ocupație se consideră:

$\Phi'_{PE} = A' \cdot q$ [W] (9.1.30)

iar pentru porțiunea de deasupra acesteia:

$\Phi''_{PE} = (1 - \varepsilon_g)\ \bar{\varphi}_{p\text{-}pd} \cdot A'' \cdot q_r$ [W] (9.1.31)

în care:

q - fluxul termic unitar pătruns prin perete [W];

A', A'' - suprafața care delimitează zona de ocupație de exterior, respectiv, de deasupra acestei zone;

$\bar{\varphi}_{p\text{-}pd}$ - factorul de formă perete - pardoseală conform fig. 19.3.4.

Determinarea fluxului termic radiant unitar se face analog punctului anterior b_1, cu următoarele particularități:

- valoarea preliminară a lui h_i = 8 W/m²·K (suprafețe verticale);
- pentru coeficientul de transfer termic convectiv se utilizează relația:

$$h_c = 0{,}135 \frac{\lambda}{l} \left(G_r \cdot P_r \right)_m^{1/3}$$ [W/m²·K] (9.1.32)

a cărei nomogramă este în fig. 9.1.7.

c - Aporturi de căldură de la încăperile vecine.

Se consideră numai cele pătrunse prin suprafața care delimitează zona de ocupare:

$\Phi'_{iv} = \Phi_{iv} \cdot h/H$ [W] (9.1.33)

unde:

Φ_{iv} - aporturile de căldură calculate cu relația 9.1.14;

h - înălțimea zonei de ocupație [m];

H - înălțimea încăperii [m].

- **Amortizarea și defazarea fluxului termic**

Coeficientul de amortizare a oscilațiilor de temperatură reprezintă raportul dintre oscilația temperaturii pe fața interioară a elementului de construcție A_i și oscilația exterioară A_e adică:

$\eta = A_i / A_e$ (9.1.34).

Calculul coeficientului de amortizare η și, respectiv, de defazare ε se face cu ajutorul unor funcții de variabilă complexă β, denumite și funcții de amortizare de forma:

$\beta = a + ib$ (9.1.35)

și anume:

$$\frac{1}{\eta} = \nu = modul(\beta) = \sqrt{a^2 + b^2}$$

ε = argument (β) = arctg b/a (9.1.36).

Conform STAS 6648/1, calculul acestor mărimi este diferențiat pe patru categorii de elemente constructive și anume:

a - monostrat;

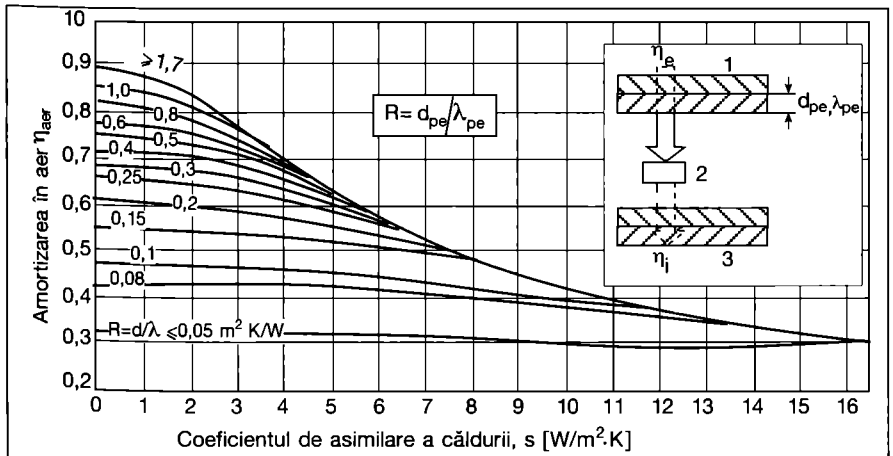


Fig. 9.1.13. Coeficientul de amortizare în strat mare de aer la trecerea fluxului de sus în jos:

1 - exterior; 2 - aer; 3 - interior.

b - compuse (multistrat);
c - structuri compuse cu un strat intermediar de aer de grosime mică (d_j < 5...6 cm);
d - structuri compuse cu strat intermediar de aer, de grosime mare, cum se indică în fig. 9.1.8.

Pentru o structură compusă din *n* straturi, valorile totale ale amortizării și, respectiv, defazării rezultă astfel:

$$\nu_t = \nu_1 \cdot \nu_2 ..... \nu_n \nu_{n+1} = \prod_{i=1}^{n+1} \nu_i \qquad (9.1.37).$$

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + ... + \varepsilon_n + \varepsilon_{n+1} = \sum_{i=1}^{n+1} \varepsilon_i \qquad (9.1.38)$$

în care ν_{n+1} și ε_{n+1} reprezintă amortizarea, respectiv, defazarea oscilațiilor de temperatură la trecerea lor de la aerul exterior la fața exterioară a elementului de construcție considerat.

Expresiile funcțiilor totale de amortizare sunt date în tabelul 9.1.8, iar în fig. 9.1.9...9.1.16 sunt prezentate nomograme pentru determinarea coeficienților de amortizare, respectiv, defa-

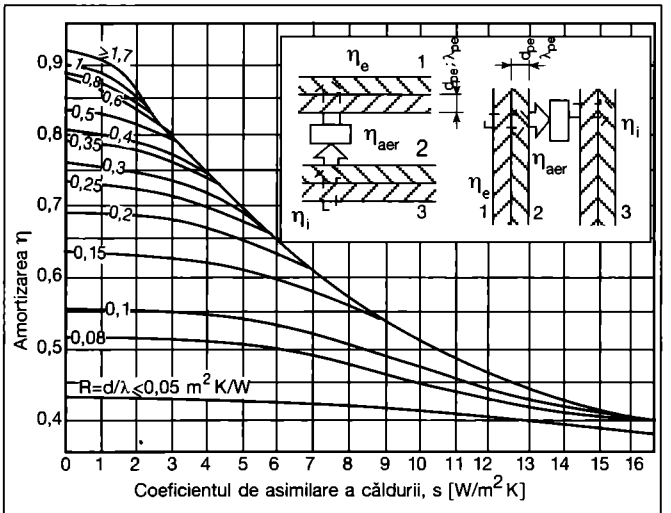


Fig. 9.1.14. Coeficientul de amortizare în strat mare de aer la trecerea fluxului de jos în sus sau orizontal:
1 - exterior; 2 - aer; 3 - interior.

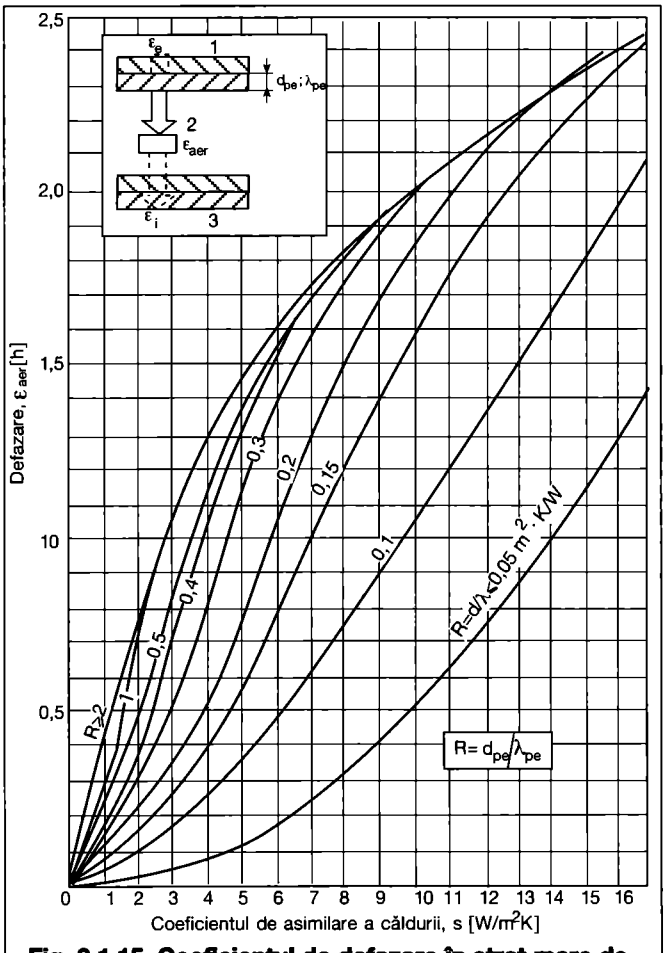


Fig. 9.1.15. Coeficientul de defazare în strat mare de aer la trecerea fluxului de sus în jos:
1 - exterior; 2 - aer; 3 - interior.

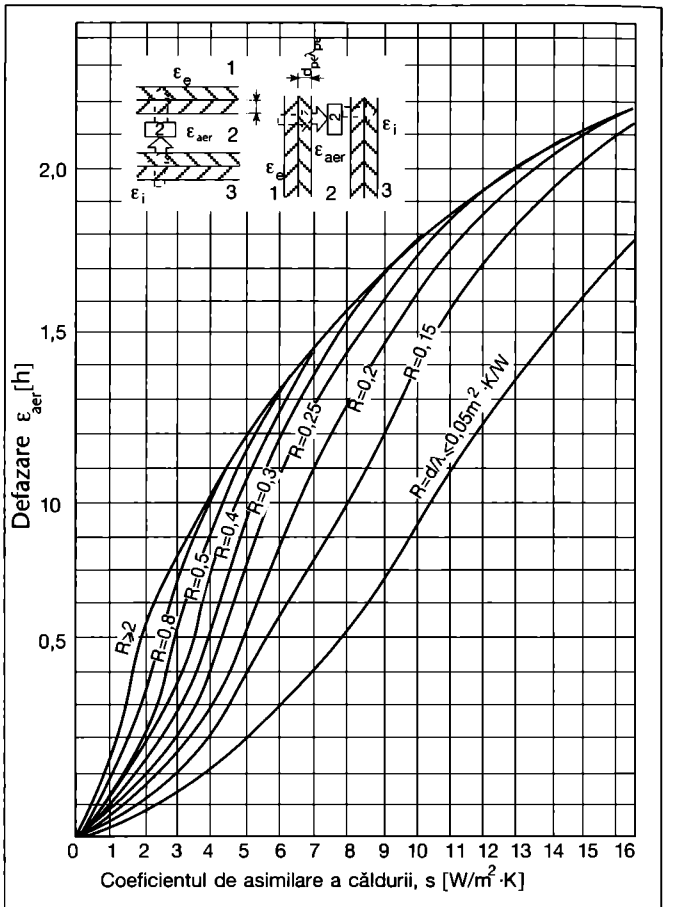


Fig. 9.1.16. Coeficientul de defazare în strat mare de aer la trecerea fluxului de jos în sus sau orizontal:
1 - exterior; 2 - aer; 3 - interior.

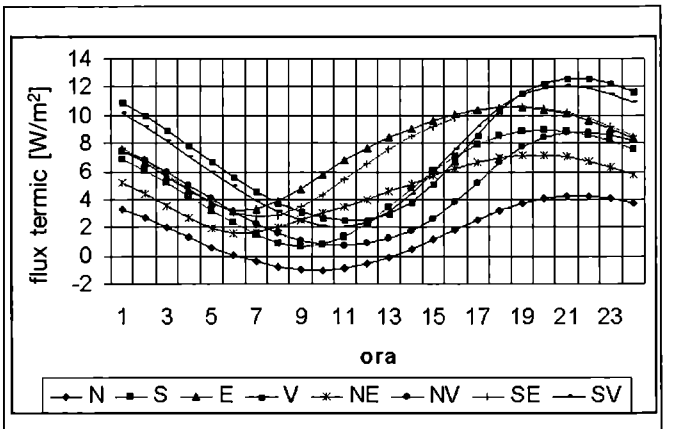


Fig. 9.1.17. Diagrama de variație a aporturilor de căldură printr-un perete de tip 4 la diferența de temperatură de 4K

zare pentru categoriile de structuri prezentate în fig. 9.1.8.

II. Metoda de calcul folosind programul Codyba

Fluxul de căldură transmis între exterior și interior prin elementele de construcție opace ale anvelopei clădirii depinde de structura și orientarea elementelor, de solicitările exterioare (temperatură, radiație solară, vânt) și de solicitările interioare (temperatură, curenți de aer, radiație).

În funcție de inerția termică a elementului de construcții, fluxul de căldură este amortizat și defazat. Acest fenomen se datorează acumulării și descărcării căldurii în perete, în funcție de capacitatea lui de stocare.

Amortizarea constă în reducerea amplitudinii variației fluxului de căldură transmis la interior, față de variația fluxului de la exterior. Defazarea se constată prin deplasarea orei de maxim a fluxului la interior față de ora de maxim a fluxului la exterior.

Pentru a lua în considerare aceste fenomene este necesar un calcul în regim dinamic, bazat pe integrarea ecuației de transfer conductiv, cu condiții la limită date.

În ghidul de față, pentru a furniza date corecte și ușor de folosit, s-a utilizat programul de calcul CODYBA elaborat de INSA Lyon. Programul a fost utilizat în condiții particulare, care să permită determinarea fluxului de căldură prin pereții exteriori cu diferite structuri și prin acoperișuri de tip terasă.

Ipotezele importante adoptate în simulările efectuate au fost următoarele:

- solicitarea exterioară datorită temperaturii este periodică, calculată cu un pas de timp de o oră, folosind funcția cosinusoidală (relația 2.4.5), cu un coeficient $c_1 = 1$;
- temperatura exterioară maximă a fost aleasă la o diferență de (4 – 10) K față de temperatura interioară, cu un pas de 2 K;
- radiația solară directă și difuză au o variație diurnă care corespunde datei de 15 iulie și latitudinii de 45°N; radiația nu a fost redusă în funcție de calitatea atmosferei (s-a considerat o atmosferă curată);
- albedoul solului a fost considerat, a = 0,4 (iarbă uscată sau asfalt);
- temperatura interioară a fost considerată constantă;
- în interiorul încăperilor nu au fost luate în considerare surse care să emită radiație luminoasă (de lungime mică de undă);
- pereții exteriori și terasele considerate au structurile din tabelele 9.1.9 – 9.1.10.
- orientarea pereților a fost modificată din 45 în 450 (8 orientări).

Simulările au fost făcute cu un pas de timp orar.

Valorile fluxului de căldură transmis de la exterior la interior sunt tabelate astfel:

- pentru pereți exteriori, un tabel pentru fiecare tip de structură și pentru fiecare diferență de temperatură ΔT luată în considerare (tabelele), unde:

$$\Delta T = \theta_{emax} - \theta_i \quad [K] \qquad (9.1.39)$$

și conform relației 3.2,

$$\Delta T = \theta_{ev} - \theta_i \qquad (9.1.40)$$

- pentru terase, un tabel pentru fiecare structură și rezistență termică, pentru toate valorile ΔT considerate (tabelul 9.1.17).

Valorile fluxurilor termice unitare se pot determina și cu ajutorul unor diagrame similară celei din fig. 9.1.23 și care pot fi realizate folosind datele din tabelele 9.1.11-9.1.16.

Utilizarea valorilor din tabele 9.1.11-9.1.17, pentru alte structuri decât cele pentru care s-au făcut simulările, este

Tabelul 9.1.8. Expresii ale funcțiilor totale de amortizare

Tip structură	Expresia funcției totale de amortizare	Observații
- monostrat (fig. 9.1.8 a)	$\beta_r = 1 + \frac{s}{h_e\sqrt{2}}(1+i)M^f\frac{1+M^{in}}{1+M^f}e^{Rs\sqrt{i}}$ $M_{in} = \frac{h_i}{s\sqrt{i}}; M^f = \frac{sh(Rs\sqrt{i}) + M^{in}ch(Rs\sqrt{i})}{ch(Rs\sqrt{i}) + M^{in}sh(sh\sqrt{i})}$	Rezolvarea grafică pentru coeficientul de amortizare η este dată în fig. 9.1.9, iar pentru defazarea ε în fig. 9.1.10.
- multistrat, fără strat intermediar de aer (fig. 9.1.8 b)	$\beta_r = e^{\sum Rs\sqrt{i}}\frac{s_1+\frac{h_i}{\sqrt{i}}}{s_1+U_1}\cdot\frac{s_2+U_1}{s_2+U_2}\cdot\ldots\ldots\frac{s_n+U_{n-1}}{s_n+U_n}\cdot\frac{h_e+U_i\sqrt{i}}{h_e}$ $U_n = s_n M^f_n; M^f_n = idem.poz.1, M^{in}_1 = \frac{h_i}{s_1\sqrt{i}}\cdot s\cdot i\cdot M^{in}_n\frac{A_{n-1}}{A_n}\cdot M^f_{n-1}(n \geq n_2)$	
- structuri compuse cu strat intermediar de aer de grosime mică; ($d_{aer} \leq 5...6$ cm); j = stratul de aer (fig. 9.1.8 c)	$\beta_r = e^{\sum Rs\sqrt{i}}\cdot\frac{s_1+\frac{h_i}{\sqrt{i}}}{s_1+U_1}\cdot\frac{s_2+U_1}{s_2+U_2}\cdot\ldots\ldots\frac{s_{j-1}+U_{j-2}}{s_{j-1}+U_{j-1}}\cdot(1+U_{j-1}\cdot R_{aer})\cdot\frac{s_{j+1}+U_j}{s_{j+1}+U_{j+1}}\cdot\ldots\ldots$ $\ldots\ldots\frac{s_n+U_{n-1}}{s_n+U_n}\cdot\frac{h_e+U_n\sqrt{i}}{h_e}$	
- structuri compuse cu strat intermediar de aer de grosime mare (poduri, rabițuri) (fig. 9.1.8 d)	$\eta = \eta_e\cdot\eta_{aer}\cdot\eta_i$ η_e, η_i - amortizare în structura exterioară, respectiv interioară, conform poz. 1 sau 2, η_{aer} - amortizarea produsă în stratul intermediar de aer, conform fig. 9.1.13 sau 9.1.14 după sensul fluxului termic $\varepsilon_T = \varepsilon_e + \varepsilon_{aer} + \varepsilon_i$ $\varepsilon_e, \varepsilon_i$ - defazarea în structura exterioară, respectiv interioară, cf. poz. 1 sau 2, ε_{aer} - defazarea produsă în stratul intermediar de aer, conform fig. 9.1.15 sau 9.1.16 după sensul fluxului termic	

posibilă dacă se cunoaște rezistența termică și defazajul acestei noi structuri.

Astfel:

- dacă noua structură are aceeași rezistență și același defazaj cu o structură pentru care s-a calculat fluxul de căldură, valorile fluxului de căldură pot fi preluate de la structura calculată,
- dacă noua structură are aceeași rezistență dar alt defazaj față de o structură pentru care s-a calculat fluxul de căldură, valorile fluxului de căldură pot fi preluate de la structura calculată, dar defazate corespunzător. Astfel dacă structura calculată

Tabel 9.1.9. Structura și caracteristicile termofizice ale principalelor tipuri de pereți și terase

Tip perete	Materiale	d [m]	λ [W/m,K]	c [J/kg, K]	ρ [kg/m^3]	R [m^{2}K/W]	ε [ore]
a) Pereți monostrat							
Tip 1	Cărămidă (argilă arsă)	0,375	0,8	870	1800	0,64	7
Tip 2	B.C.A.	0,3	0,27	840	700	1,28	4
Tip 3	Cărămidă tip 1 (eficientă)	0,29	0,7	870	1550	0,58	6
Tip 4	Cărămidă tip 2 (eficientă)	0,375	0,7	870	1550	0,70	7
Tip 5	Cărămidă POROTHERM 38	0,38	0,23	780		1,82	
b) Pereți multistrat							
Tip 6	Int. Tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000	1,79	5
	Cărămidă tip 1	0,29	0,7	870	1550		
	Polistiren	0,05	0,044	1460	20		
	Ext. Tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
Tip 7	Int. Tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000	2,6	
	Cărămidă POROTHERM 30	0,30	0,25	870	800		
	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20		
	Ext. Tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
Tip 8	Int. Tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000	2,49	
	Zidărie B.C.A	0,30	0,27	840	700		
	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20		
	Ext. Tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
Tip 9	Int. Tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000	1,4	
	Beton	0,20	1,74	840	2500		
	Vată minerală	0,05	0,041	840	100		
	Ext. Tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
Tip 10	Int. Tencuială ipsos	0,02	0,37	840	1000	2,2	4
	Beton	0,07	1,74	840	2500		
	Vată de sticlă	0,08	0,041	840	100		
	Beton	0,05	1,74	840	2500		
	Ext. Tencuială ciment	0,02	0,93	840	1800		
	Int. Tencuială ipsos	0,025	0,37	840	1000		
Tip11	Cărămidă eficientă	0,25	0,7	870	1550	1,57	5
	Polistiren tip 1	0,05	0,044	1460	20		
	Ext. tencuială ciment	0,01	0,93	840	1800		
	Tablă de oțel	0,001	58	480	7850		
Tip 12	Poliuretan celular	0,10	0,042	1460	30	2,38	0
	Tablă de oțel	0,001	58	480	7850		
c) Terase							
1,2,3,4	Pietriș	0,04	0,7	920	2000		
	Hidroizolație bituminoasă	0,01	0,17	840	1050		
	Șapă din mortar de ciment	0,035	0,93	1000	1700		
	Strat termoizolant	Izolație cf. tabel 9.1.10					
	Placă beton armat (8-14cm)	0,1	1,74	840	2500		
	Tencuială tavan (1-2cm)	0,01	0,93	1000	1700		

are un defazaj ε iar structura nouă are defazajul ε_n, se calculează diferența de defazaj:

$$\Delta t = -\varepsilon + \varepsilon_n \quad (9.1.41)$$

Această diferență (cu semnul rezultat) se adună la ora din tabel, rezultând noua oră de calcul.

Pentru pereții monostrat s-a neglijat influența tencuielii.

Tabelul 9.1.18. Suprafețele de calcul ale corpului uman sau ale unor porțiuni ale sale

Partea de corp	Suprafața de calcul [m²]
corp întreg	1,8 pentru convecție 1,7 pentru radiație
capul	0,052
mâinile și antebrațele	0,15
tălpile picioarelor	0,034

9.1.1.2 Degajări de căldură

• Degajări de căldură de la oameni

Căldura cedată de organismul uman se evaluează cu relația:

$$\Phi_{OM} = N \cdot q_{OM} \quad [W] \quad (9.1.42)$$

unde:

N - este numărul de persoane;

q_{OM} - degajarea de căldură a unei persoane [W/pers] în funcție de efortul fizic depus și temperatura aerului interior, conform figurii 9.1.18 (§ 2.3.2).

În nomograma din fig. 9.1.18 se indică degajarea medie de căldură și umiditate a oamenilor în funcție de temperatura medie a mediului ambiant pentru patru categorii de efort fizic.

Pentru o anumită pereche de curbe corespunzătoare stării de efort depus, din această nomogramă, se citesc căldura totală degajată q_{OM} [W/pers], căldura latentă degajată q_l [W/pers] și cantitatea de căldură perceptibilă $q = q_{OM} - q_l$.

În cazul adoptării schemei de ventilare „jos-sus" este necesară recalcularea degajărilor de la oameni, în sensul

Tabel 9.1.10. Izolații termice folosite la terase

Material	R	λ	q	c	ρ	ε
	[m²·K/W]	[m]	[W/m·K]	[J/kg·K]	[kg/m³]	[ore]
Poliester expandat	2,7	0,10	0,044	1460	20	4
	3,6	0,14				4
	4,1	0,16				4
BCA	1,1	0,2	0,27	877	600	5

Tabel 9.1.11. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 1 și 2, [W/m²]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 1								Perete tip 2							
		Orientarea								Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	2,99	6,86	7,72	10,94	5,14	7,39	7,85	10,15	-0,25	0,61	0,44	2,76	-0,09	1,58	0,55	2,16
	4	1,73	5,14	5,83	9,01	3,55	5,79	5,95	8,22	-1,92	-1,25	-1,35	0,31	-1,77	-0,57	-1,27	-0,12
	6	0,52	3,33	4,41	6,89	2,4	4,02	4,25	6,14	-2,58	-2,53	-1,2	-1,38	-1,6	-2,05	-1,88	-1,69
	8	-0,32	1,88	4,76	5,06	2,6	2,51	3,86	4,36	-2,38	-2,63	2,42	-1,9	1,11	-2,41	0,46	-2,13
	10	-0,69	1,55	6,36	3,86	3,42	1,63	4,98	3,23	-1,48	-0,5	6,3	-1,18	3,25	-1,58	4,4	-1,35
	12	-0,38	2,71	8,06	3,48	4,29	1,53	6,95	3,24	0,19	3,36	7,98	0,44	4,22	0,13	7,7	1,14
	14	0,53	4,88	9,39	4,45	5,31	2,19	8,76	4,9	2,1	7,07	8,22	3,95	5,14	2,3	8,84	5,63
	16	1,73	7,08	10,43	7,05	6,36	3,94	10,11	7,75	3,56	8,75	8,07	8,97	5,77	5,67	8,71	10,08
	18	3,02	8,54	11,04	10,36	7,16	6,53	10,92	10,58	4,6	8,27	7,38	12,69	5,7	9,02	7,86	12,06
	20	3,96	9,17	11,05	12,41	7,46	8,33	11,05	12,1	4,41	6,7	6,03	11,8	4,8	8,83	6,37	10,51
	22	4,22	9,01	10,45	12,94	7,19	8,89	10,51	12,33	3,16	4,72	4,28	8,82	3,37	6,61	4,51	7,69
	24	3,87	8,2	9,31	12,35	6,39	8,5	9,41	11,6	1,51	2,65	2,37	5,65	1,68	4,04	2,53	4,81
6	2	5,92	9,78	10,65	13,87	8,06	10,32	10,77	13,07	1,25	2,12	1,95	4,27	1,42	3,09	2,06	3,67
	4	4,65	8,06	8,75	11,93	6,48	8,72	8,88	11,14	-0,41	0,26	0,16	1,82	-0,26	0,94	0,24	1,39
	6	3,45	6,26	7,33	9,82	5,32	6,94	7,17	9,07	-1,07	-1,02	0,31	0,13	-0,09	-0,54	-0,37	-0,18
	8	2,6	4,8	7,69	7,98	5,52	5,44	6,78	7,29	-0,87	-1,12	3,93	-0,39	2,62	-0,9	1,97	-0,62
	10	2,24	4,48	9,29	6,79	6,34	4,56	7,91	6,16	0,03	1,01	7,81	0,33	4,76	-0,07	5,91	0,16
	12	2,54	5,63	10,98	6,41	7,21	4,46	9,88	6,16	1,69	4,87	9,49	1,95	5,73	1,64	9,21	2,65
	14	3,45	7,81	12,31	7,37	8,24	5,11	11,69	7,82	3,61	8,58	9,73	5,46	6,65	3,81	10,35	7,14
	16	4,65	10	13,36	9,98	9,29	6,87	13,04	10,68	5,07	10,26	9,58	10,48	7,28	7,18	10,22	11,59
	18	5,95	11,47	13,96	13,28	10,08	9,46	13,84	13,51	6,11	9,78	8,89	14,2	7,21	10,53	9,37	13,57
	20	6,88	12,09	13,98	15,34	10,38	11,25	13,97	15,03	5,92	8,21	7,54	13,31	6,31	10,34	7,88	12,02
	22	7,15	11,94	13,37	15,87	10,11	11,81	13,44	15,26	4,66	6,23	5,79	10,33	4,88	8,12	6,02	9,2
	24	6,8	11,12	12,24	15,27	9,32	11,43	12,34	14,52	3,02	4,16	3,88	7,16	3,19	5,55	4,04	6,32
8	2	8,85	12,71	13,58	16,8	10,99	13,24	13,7	16	2,76	3,63	3,46	5,78	2,93	4,6	3,57	5,18
	4	7,58	10,99	11,68	14,86	9,41	11,64	11,81	14,07	1,1	1,77	1,67	3,33	1,25	2,45	1,75	2,9
	6	6,37	9,18	10,26	12,75	8,25	9,87	10,1	11,99	0,44	0,49	1,82	1,64	1,42	0,97	1,14	1,33
	8	5,53	7,73	10,61	10,91	8,45	8,36	9,71	10,21	0,64	0,38	5,44	1,12	4,13	0,61	3,48	0,89
	10	5,16	7,4	12,22	9,72	9,27	7,48	10,83	9,09	1,54	2,52	9,32	1,84	6,27	1,44	7,42	1,67
	12	5,47	8,56	13,91	9,33	10,14	7,38	12,8	9,09	3,2	6,38	11	3,46	7,24	3,15	10,72	4,16
	14	6,38	10,74	15,24	10,3	11,16	8,04	14,61	10,75	5,12	10,09	11,24	6,97	8,15	5,32	11,86	8,65
	16	7,58	12,93	16,28	12,9	12,21	9,79	15,96	13,6	6,58	11,77	11,09	11,98	8,79	8,69	11,73	13,1
	18	8,87	14,39	16,89	16,21	13,01	12,38	16,77	16,43	7,62	11,29	10,4	15,71	8,72	12,04	10,88	15,08
	20	9,81	15,02	16,9	18,26	13,31	14,18	16,9	17,95	7,43	9,72	9,05	14,82	7,82	11,85	9,39	13,53
	22	10,07	14,86	16,3	18,79	13,04	14,74	16,37	18,19	6,17	7,74	7,3	11,84	6,39	9,63	7,53	10,71
	24	9,72	14,05	15,16	18,2	12,24	14,35	15,27	17,45	4,53	5,67	5,39	8,67	4,7	7,06	5,55	7,83
10	2	11,77	15,63	16,5	19,72	13,92	16,17	16,62	18,92	4,27	5,14	4,97	7,29	4,44	6,11	5,08	6,69
	4	10,5	13,92	14,6	17,79	12,33	14,57	14,73	16,99	2,61	3,28	3,18	4,84	2,76	3,96	3,26	4,41
	6	9,3	12,11	13,19	15,67	11,18	12,8	13,03	14,92	1,95	2	3,33	3,15	2,93	2,48	2,65	2,84
	8	8,45	10,66	13,54	13,84	11,37	11,29	12,64	13,14	2,15	1,89	6,95	2,63	5,64	2,12	4,99	2,4
	10	8,09	10,33	15,14	12,64	12,2	10,41	13,76	12,01	3,05	4,03	10,83	3,35	7,78	2,95	8,93	3,18
	12	8,4	11,49	16,83	12,26	13,06	10,31	15,73	12,01	4,71	7,89	12,51	4,97	8,75	4,66	12,23	5,67
	14	9,31	13,66	18,16	13,23	14,09	10,97	17,54	13,68	6,63	11,6	12,75	8,48	9,66	6,83	13,37	10,16
	16	10,51	15,86	19,21	15,83	15,14	12,72	18,89	16,53	8,09	13,28	12,6	13,49	10,3	10,2	13,24	14,61
	18	11,8	17,32	19,82	19,14	15,94	15,31	19,69	19,36	9,13	12,8	11,91	17,22	10,23	13,55	12,39	16,59
	20	12,74	17,95	19,83	21,19	16,23	17,1	19,82	20,88	8,94	11,23	10,55	16,33	9,33	13,36	10,89	15,04
	22	13	17,79	19,23	21,72	15,96	17,67	19,29	21,11	7,68	9,25	8,81	13,35	7,9	11,14	9,04	12,22
	24	12,65	16,98	18,09	21,13	15,17	17,28	18,19	20,38	6,04	7,18	6,9	10,18	6,21	8,57	7,06	9,34

că nu toată căldură degajată este preluată de aer în zona de ocupare.

În general, apar două situații:

a - subiecți în repaus, în poziția așezat, caz în care degajările de căldură ale diverselor părți ale corpului nu participă la bilanțul termic al zonei de ocupație și anume:

- degajările de căldură prin radiație și convecție ale capului;

$\Phi_{cp} = (h_c + h_r)\cdot(\theta_{cp} - \theta_i)\cdot A_{cp}$ [W] (9.1.43)

- cedarea de căldură prin conducție (spre pardoseală):

$q_p = \Lambda\cdot A_p\cdot(\theta_p - \theta_{pd})$ [W] (9.1.44)

cu:

Λ – coeficientul de transfer între talpa piciorului și suprafața pardoselii;

- cedarea de căldură latentă determinată, în funcție de temperatura interioară, în nomograma din fig. 9.1.18;

$q_l = q - q_{percep}$ [W] (9.1.45)

- circa 30% din căldura cedată de restul corpului (adică fără participarea capului, q_{cp}, tălpilor q_p, mâinilor și antebrațelor, q_m) este transmisă conductiv suprafețelor de contact:

$q_{rest} = q_c + q_r - (q_{cp} + q_p + q_m)$ [W] (9.1.46);

Cedarea totală de căldură către zona de ocupație, în acest caz, este:

$\Phi^{\cdot}_{OM} = Nq^{\cdot}_{OM} = N\,[q_{OM} - (q_{cp} + q_p + +q_l + 0{,}3\ q_{rest})]$ [W] (9.1.47).

Pentru determinarea efectivă a lui q_{OM} sunt necesare câteva precizări asupra mărimilor care intră în relațiile 9.1.46 și 9.1.47:

- pentru determinarea mărimilor q_c și q_r se folosesc ca valori pentru coeficientul de transfer termic convectiv, respectiv, prin radiație, valorile recomandate în § 2.3.2;
- pentru coeficientul de permeabilitate termică a încălțămintei se consideră valoarea medie Λ = 10,25 ·W/m²·K;
- suprafețele de calcul ale corpului omenesc sau ale unor porțiuni ale sale sunt date în tabelul 9.1.18;
- temperaturile superficiale ale corpului îmbrăcat (θ_c) sau ale diverselor porțiuni ale sale: cap (θ_{cp}), tălpi (θ_p), mâini (θ_m), pentru starea de repaus se găsesc în nomograma din figura 9.1.19 (după W. Frank).

b - În cazul altor genuri de activități decât în repaus, pentru încăperi ventilate după schema „jos-sus", pentru bilanțul termic al zonei de ocupare, se consideră numai căldura perceptibilă degajată de oameni.

Tabel 9.1.12. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 3 și 4, [W/m²]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 3								Perete tip 4							
		Orientarea								Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	2,76	6,22	6,28	11,4	4,13	7,74	6,57	10,2	2,7	6,07	6,63	10,02	4,42	6,8	6,79	9,2
	4	0,36	3,2	3,22	7,65	1,45	4,59	3,46	6,59	1,3	4,22	4,64	7,85	2,73	5	4,79	7,07
	6	-1,48	0,45	1,59	4,19	0,08	1,66	1,18	3,29	0,05	2,35	3,26	5,62	1,6	3,12	3,08	4,9
	8	-2,39	-1,26	3,64	1,76	1,53	-0,33	1,79	1	-0,76	0,94	3,89	3,77	2	1,61	2,89	3,13
	10	-2,32	-0,59	7,55	0,81	3,72	-0,91	5,08	0,18	-1,03	0,81	5,8	2,7	3,02	0,83	4,33	2,12
	12	-1,06	2,72	10,73	1,37	5,48	-0,04	9,24	1,53	-0,57	2,27	7,67	2,51	4,01	0,91	6,57	2,37
	14	1,06	7,27	12,64	4,34	7,24	1,98	12,24	5,76	0,51	4,75	9,05	3,78	5,11	1,78	8,51	4,39
	16	3,32	10,95	13,79	9,9	8,8	5,75	13,9	11,45	1,83	7,09	10,05	6,76	6,19	3,79	9,85	7,58
	18	5,4	12,62	14,06	15,78	9,68	10,49	14,38	16	3,19	8,52	10,56	10,33	6,96	6,61	10,55	10,56
	20	6,45	12,55	13,26	18,12	9,53	12,76	13,64	17,27	4,1	8,99	10,43	12,33	7,16	8,4	10,51	11,97
	22	6,12	11,2	11,54	17,32	8,41	12,4	11,91	16,09	4,24	8,63	9,65	12,61	6,75	8,78	9,79	11,94
	24	4,79	8,99	9,14	14,81	6,54	10,51	9,47	13,52	3,73	7,6	8,35	11,71	5,81	8,14	8,51	10,92
6	2	5,95	9,4	9,46	14,58	7,32	10,93	9,75	13,38	5,36	8,74	9,29	12,68	5,36	9,46	9,45	11,87
	4	3,55	6,38	6,4	10,83	4,63	7,77	6,64	9,77	3,97	6,88	7,3	10,52	3,97	7,67	7,45	9,74
	6	1,7	3,63	4,77	7,38	3,27	4,84	4,36	6,47	2,71	5,01	5,93	8,28	2,71	5,78	5,75	7,56
	8	0,79	1,92	6,82	4,94	4,72	2,85	4,97	4,18	1,9	3,6	6,55	6,44	1,9	4,27	5,55	5,79
	10	0,86	2,6	10,73	3,99	6,9	2,27	8,26	3,36	1,63	3,47	8,47	5,36	1,63	3,5	6,99	4,79
	12	2,13	5,9	13,91	4,55	8,66	3,14	12,42	4,71	2,1	4,94	10,34	5,18	2,1	3,58	9,24	5,04
	14	4,24	10,45	15,82	7,52	10,42	5,16	15,43	8,94	3,17	7,41	11,71	6,45	3,17	4,45	11,17	7,05
	16	6,5	14,13	16,98	13,08	11,98	8,94	17,09	14,63	4,49	9,75	12,72	9,42	4,49	6,46	12,51	10,25
	18	8,58	15,8	17,24	18,96	12,86	13,67	17,56	19,18	5,86	11,18	13,23	12,99	5,86	9,28	13,21	13,23
	20	9,64	15,73	16,45	21,3	12,71	15,95	16,82	20,46	6,76	11,66	13,09	15	6,76	11,07	13,18	14,63
	22	9,3	14,38	14,72	20,5	11,59	15,59	15,09	19,27	6,91	11,29	12,32	15,27	6,91	11,44	12,46	14,61
	24	7,97	12,17	12,32	17,99	9,72	13,69	12,66	16,7	6,4	10,27	11,02	14,37	6,4	10,81	11,17	13,58
8	2	9,13	12,58	12,64	17,76	10,5	14,11	12,93	16,56	8,03	11,4	11,96	15,35	9,75	12,13	12,12	14,53
	4	6,73	9,56	9,58	14,01	7,82	10,95	9,82	12,96	6,63	9,55	9,97	13,18	8,07	10,33	10,12	12,4
	6	4,88	6,81	7,95	10,56	6,45	8,02	7,54	9,65	5,38	7,68	8,59	10,95	6,93	8,45	8,41	10,23
	8	3,98	5,1	10	8,12	7,9	6,03	8,16	7,36	4,57	6,27	9,22	9,1	7,33	6,94	8,22	8,46
	10	4,05	5,78	13,91	7,18	10,09	5,45	11,45	6,55	4,3	6,14	11,13	8,03	8,35	6,16	9,66	7,45
	12	5,31	9,08	17,09	7,73	11,84	6,32	15,61	7,9	4,76	7,6	13	7,84	9,34	6,24	11,9	7,7
	14	7,43	13,64	19	10,7	13,6	8,35	18,61	12,12	5,84	10,08	14,38	9,11	10,44	7,11	13,84	9,72
	16	9,68	17,32	20,16	16,27	15,16	12,12	20,27	17,81	7,16	12,42	15,38	12,09	11,52	9,12	15,18	12,91
	18	11,76	18,98	20,42	22,14	16,04	16,85	20,74	22,37	8,52	13,85	15,89	15,66	12,29	11,94	15,88	15,89
	20	12,82	18,92	19,63	24,48	15,89	19,13	20,01	23,64	9,43	14,32	15,76	17,66	12,49	13,73	15,84	17,3
	22	12,48	17,56	17,91	23,68	14,77	18,77	18,28	22,45	9,57	13,96	14,98	17,94	12,08	14,11	15,12	17,27
	24	11,15	15,35	15,51	21,17	12,91	16,88	15,84	19,88	9,06	12,93	13,68	17,04	11,14	13,47	13,84	16,25
10	2	12,31	15,76	15,83	20,94	13,68	17,29	16,11	19,74	10,69	14,07	14,62	18,01	12,42	14,79	14,78	17,2
	4	9,91	12,74	12,76	17,2	11	14,14	13,01	16,14	9,3	12,21	12,63	15,85	10,73	13	12,78	15,07
	6	8,06	9,99	11,13	13,74	9,63	11,2	10,72	12,84	8,04	10,34	11,26	13,61	9,6	11,11	11,08	12,89
	8	7,16	8,28	13,19	11,3	11,08	9,21	11,34	10,55	7,23	8,93	11,88	11,77	10	9,6	10,88	11,12
	10	7,23	8,96	17,1	10,36	13,27	8,64	14,63	9,73	6,96	8,8	13,8	10,69	11,02	8,83	12,32	10,12
	12	8,49	12,26	20,27	10,91	15,03	9,5	18,79	11,08	7,43	10,27	15,67	10,51	12	8,91	14,57	10,37
	14	10,61	16,82	22,19	13,88	16,79	11,53	21,79	15,31	8,5	12,74	17,04	11,78	13,11	9,78	16,5	12,38
	16	12,86	20,5	23,34	19,45	18,35	15,3	23,45	20,99	9,82	15,08	18,05	14,75	14,19	11,79	17,84	15,58
	18	14,94	22,17	23,61	25,33	19,22	20,03	23,92	25,55	11,19	16,51	18,56	18,32	14,96	14,61	18,54	18,56
	20	16	22,1	22,81	27,66	19,07	22,31	23,19	26,82	12,09	16,99	18,42	20,33	15,16	16,4	18,51	19,96
	22	15,67	20,75	21,09	26,86	17,95	21,95	21,46	25,63	12,24	16,62	17,65	20,6	14,75	16,77	17,79	19,94
	24	14,33	18,53	18,69	24,35	16,09	20,06	19,02	23,06	11,73	15,6	16,35	19,7	13,8	16,14	16,5	18,91

Degajări de căldură de la iluminatul artificial

Căldura degajată de sursele de iluminat electric se determină cu relația

$\Phi_{il} = B \cdot N$ [W] (9.1.48)

în care:

N - este puterea instalată a surselor de iluminat în funcție de nivelul de iluminare [W];

B - coeficient care ține seama de partea de energie electrică transformată în căldură.

Puterea electrică instalată se determină cu relația:

$N = N_i \cdot A$ [W] (9.1.49)

în care:

N_i - este puterea de racordare în funcție de nivelul de iluminare;

A - suprafața încăperii.

Degajări de căldură de la mașini și aparate acționate electric

Se determină cu relația:

$\Phi_M = \Psi_1 \cdot \Psi_2 \cdot \Psi_3 \cdot \Psi_4 \cdot N_M$ [W] (9.1.50)

unde:

N_M - puterea instalată [W];

$\Psi_1 = 0,7...0,9$ - coeficient de utilizare a puterii instalate reprezentând raportul dintre puterea maximă necesară și puterea instalată;

$\Psi_2 = 0,5...0,8$ - coeficientul de încărcare reprezentând raportul dintre puterea medie necesară și cea maximă;

$\Psi_3 = 0,5...1,0$ - coeficientul de simultaneitate în cazul funcționării mai multor mașini;

$\Psi_4 = 0,1...1,0$ - coeficient de preluare a căldurii de către aerul interior, având în vedere că motoarele electrice pot fi răcite cu aer, cu un fluid intermediar, sau pot fi montate în exteriorul încăperii considerate.

Orientativ, se poate considera produsul $\prod_{i=1}^{4} \psi_i = 0,12...0,16$, uneori chiar $0,25$.

Degajări de căldură de la răcirea materialelor

a - În cazul când nu se schimbă starea de agregare, se utilizează relația:

$\Phi = m \cdot c \, (\theta_{im} - \theta_{fm})$ [kJ] (9.1.51)

unde:

m - este masa materialelor care se răcesc [kg];

c - căldura specifică a materialului [kJ/kg·K];

θ_{im}, θ_{fm} - temperaturile inițială și finală ale materialului [°C].

b - În cazul în care se schimbă starea de agregare, căldura cedată aerului

Tabel 9.1.13. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 5 și 6, [W/m^2]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 5								Perete tip 6							
		Orientarea								Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	-0,1	0,54	0,42	2,1	0,03	1,24	0,5	1,67	0,42	1,14	1,15	2,31	0,7	1,52	1,21	2,03
	4	-1,27	-0,77	-0,85	0,36	-1,15	-0,28	-0,79	0,05	-0,21	0,38	0,39	1,35	0,01	0,7	0,44	1,11
	6	-1,77	-1,69	-0,8	-0,85	-1,09	-1,34	-1,25	-1,08	-0,61	-0,25	0,15	0,55	-0,18	0,01	-0,02	0,35
	8	-1,65	-1,81	1,65	-1,26	0,74	-1,64	0,3	-1,43	-0,72	-0,54	1,02	0,08	0,46	-0,36	0,43	-0,08
	10	-1,06	-0,38	4,33	-0,81	2,22	-1,1	3	-0,93	-0,57	-0,12	2,23	0,03	1,13	-0,33	1,55	-0,1
	12	0,08	2,26	5,54	0,29	2,93	0,05	5,31	0,75	-0,12	0,99	2,98	0,36	1,55	0,06	2,7	0,49
	14	1,41	4,85	5,76	2,69	3,58	1,55	6,16	3,84	0,5	2,27	3,32	1,36	1,97	0,71	3,35	1,84
	16	2,44	6,07	5,69	6,16	4,04	3,88	6,12	6,94	1,08	3,11	3,48	3	2,31	1,81	3,59	3,41
	18	3,19	5,81	5,23	8,79	4,02	6,23	5,57	8,39	1,56	3,3	3,42	4,5	2,44	3,07	3,54	4,43
	20	3,1	4,77	4,31	8,29	3,42	6,18	4,55	7,41	1,7	3,05	3,1	4,73	2,29	3,4	3,2	4,4
	22	2,25	3,41	3,11	6,29	2,44	4,71	3,27	5,51	1,46	2,55	2,56	4,15	1,89	3,01	2,65	3,79
	24	1,12	1,97	1,78	4,11	1,27	2,95	1,89	3,52	1	1,89	1,89	3,28	1,35	2,33	1,97	2,95
6	2	0,97	1,61	1,49	3,17	1,1	2,31	1,58	2,74	1,94	3,25	3,57	4,7	2,68	3,48	3,6	4,4
	4	-0,2	0,3	0,23	1,44	-0,08	0,79	0,29	1,13	1,41	2,57	2,85	3,9	2,06	2,8	2,88	3,62
	6	-0,69	-0,62	0,28	0,22	-0,02	-0,27	-0,18	0	1	1,94	2,48	3,13	1,76	2,15	2,35	2,88
	8	-0,58	-0,74	2,72	-0,19	1,81	-0,57	1,38	-0,35	0,8	1,53	2,98	2,58	2,12	1,7	2,5	2,35
	10	0,02	0,69	5,4	0,27	3,29	-0,03	4,07	0,14	0,8	1,68	3,87	2,34	2,6	1,56	3,26	2,14
	12	1,15	3,33	6,62	1,36	4	1,13	6,38	1,82	1,08	2,44	4,53	2,42	2,95	1,73	4,18	2,42
	14	2,48	5,92	6,83	3,76	4,65	2,63	7,23	4,91	1,54	3,45	4,92	3,08	3,33	2,16	4,81	3,38
	16	3,51	7,15	6,76	7,23	5,11	4,95	7,19	8,01	2,04	4,25	5,18	4,36	3,68	3,01	5,16	4,67
	18	4,26	6,88	6,3	9,86	5,09	7,3	6,64	9,46	2,51	4,59	5,26	5,69	3,89	4,1	5,27	5,67
	20	4,17	5,84	5,39	9,36	4,49	7,26	5,63	8,48	2,74	4,58	5,11	6,15	3,87	4,57	5,13	5,91
	22	3,33	4,48	4,18	7,36	3,51	5,78	4,34	6,58	2,67	4,3	4,75	5,95	3,63	4,47	4,78	5,64
	24	2,2	3,04	2,85	5,19	2,34	4,02	2,97	4,59	2,38	3,84	4,22	5,42	3,22	4,07	4,25	5,1
8	2	2,04	2,69	2,56	4,24	2,17	3,38	2,65	3,81	1,94	2,67	2,67	3,84	2,22	3,05	2,73	3,55
	4	0,87	1,37	1,3	2,51	0,99	1,86	1,36	2,2	1,31	1,91	1,91	2,87	1,54	2,22	1,96	2,64
	6	0,38	0,45	1,35	1,29	1,06	0,8	0,89	1,07	0,92	1,27	1,67	2,07	1,35	1,53	1,5	1,88
	8	0,49	0,33	3,79	0,89	2,88	0,5	2,45	0,72	0,81	0,98	2,55	1,6	1,99	1,16	1,95	1,44
	10	1,09	1,76	6,47	1,34	4,37	1,04	5,15	1,21	0,95	1,41	3,75	1,56	2,65	1,19	3,07	1,43
	12	2,23	4,4	7,69	2,43	5,07	2,2	7,45	2,9	1,4	2,52	4,51	1,89	3,08	1,58	4,23	2,01
	14	3,55	6,99	7,91	4,83	5,72	3,7	8,3	5,98	2,02	3,8	4,85	2,88	3,49	2,23	4,87	3,36
	16	4,59	8,22	7,83	8,3	6,18	6,03	8,26	9,08	2,6	4,63	5,01	4,53	3,84	3,34	5,12	4,94
	18	5,33	7,95	7,38	10,94	6,16	8,38	7,71	10,53	3,09	4,82	4,95	6,02	3,97	4,6	5,07	5,96
	20	5,24	6,91	6,46	10,43	5,56	8,33	6,7	9,55	3,23	4,58	4,62	6,26	3,81	4,93	4,73	5,92
	22	4,4	5,56	5,25	8,44	4,58	6,85	5,42	7,65	2,99	4,07	4,09	5,68	3,42	4,54	4,18	5,31
	24	3,27	4,11	3,92	6,26	3,41	5,09	4,04	5,66	2,53	3,41	3,42	4,81	2,87	3,85	3,49	4,47
10	2	3,12	3,76	3,64	5,32	3,24	4,45	3,72	4,88	4,12	5,42	5,75	6,88	4,86	5,65	5,78	6,58
	4	1,95	2,44	2,37	3,58	2,06	2,93	2,43	3,27	3,58	4,75	5,03	6,07	4,23	4,97	5,06	5,8
	6	1,45	1,52	2,42	2,37	2,13	1,87	1,96	2,14	3,18	4,11	4,66	5,31	3,93	4,32	4,52	5,06
	8	1,56	1,41	4,86	1,96	3,96	1,58	3,52	1,79	2,97	3,7	5,16	4,75	4,3	3,87	4,68	4,53
	10	2,16	2,83	7,54	2,41	5,44	2,11	6,22	2,28	2,98	3,86	6,04	4,51	4,77	3,73	5,44	4,31
	12	3,3	5,48	8,76	3,51	6,14	3,27	8,53	3,97	3,25	4,61	6,71	4,6	5,12	3,9	6,35	4,59
	14	4,63	8,06	8,98	5,91	6,8	4,77	9,37	7,05	3,72	5,63	7,1	5,26	5,5	4,33	6,98	5,56
	16	5,66	9,29	8,9	9,37	7,26	7,1	9,34	10,16	4,21	6,42	7,36	6,53	5,86	5,19	7,33	6,84
	18	6,4	9,02	8,45	12,01	7,24	9,45	8,79	11,6	4,68	6,77	7,44	7,86	6,07	6,27	7,45	7,84
	20	6,31	7,98	7,53	11,51	6,63	9,4	7,77	10,63	4,92	6,75	7,29	8,33	6,04	6,75	7,31	8,08
	22	5,47	6,63	6,32	9,51	5,65	7,92	6,49	8,72	4,84	6,48	6,92	8,13	5,81	6,65	6,95	7,82
	24	4,34	5,19	4,99	7,33	4,48	6,16	5,11	6,74	4,56	6,02	6,4	7,6	5,4	6,24	6,43	7,28

interior este:

$\Phi = m\cdot[c_l\cdot(\theta_{im} - \theta_t) + i + c_s\cdot(\theta_t - \theta_{im})]$ [kJ] (9.1.52)

unde:

c_l, c_s - este căldura specifică a materialului (l - stare lichidă, s - stare solidă) [kJ/kg·K];

i - căldura latentă de topire/solidificare.

Căldura degajată nu este raportată la unitatea de schimb deoarece răcirea nu se face uniform. Este necesară cunoașterea bine a procesului pentru a aproxima corect fluxul termic degajat orar.

Un caz particular îl reprezintă degajările de căldură de la mâncare:

$\Phi_m = N\cdot g\cdot c\cdot(\theta_1 - \theta_2)\cdot 1/3{,}6$ [W](9.1.53)

în care:

N - este numărul de porții servite;

g - cantitatea de mâncare aferentă unei porții [kg/h pers];

c - căldura specifică medie, [kJ/kg·K](3,35·kJ/kg·K);

θ_1 - temperatura la care se aduce mâncarea, cca + 70 °C;

θ_2 - temperatura la care se servește mâncarea, circa 40 °C.

Degajări de căldură de la suprafețe calde

Determinarea acestor fluxuri de căldură, cedate aerului interior, se face în funcție de datele cunoscute despre sursa respectivă. În majoritatea cazurilor se cunoaște sau se poate determina, prin măsurători simple, temperatura medie a suprafeței calde, situație care permite determinarea separată a fluxurilor termice convective și radiante.

Pentru convecția liberă turbulentă, în care se situează acest schimb de căldură, $(G_r \cdot P_r)_m > 10^7$, coeficientul de transfer termic convectiv pentru suprafețe verticale se exprimă cu relația 9.1.26, iar pentru suprafețe orizontale cu relația:

$h_c = 1{,}1(\theta_c - \theta_i)^{0,25}$ [W/m²·K] (9.1.54).

Coeficientul de transfer termic radiant h_r se determină cu relația:

$$h_r = \frac{\varepsilon C_o\left[\left(\frac{\theta_c + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta_{mr} + 273}{100}\right)^4\right]}{\theta_c - \theta_{mr}} \quad (9.1.55)$$

unde:

$\theta_{mr} = \frac{\Sigma\theta_{ir}A_i}{\Sigma A_i}$;

θ_{ir} - temperatura superficială a fiecărui element de delimitare a încăperii de suprafață A_i;

θ_c - temperatura medie a suprafeței calde;

ε - coeficientul de emisie, = 0,9;

C_o - coeficientul de radiație al corpului negru = 5,67 W/m²·K⁴.

Tabel 9.1.14. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 7 și 8, [W/m²]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 7 Orientarea								Perete tip 8 Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	0,42	1,14	1,15	2,31	0,7	1,52	1,21	2,03	0,3	0,98	0,95	2,18	0,53	1,41	1,01	1,88
	4	-0,21	0,38	0,39	1,35	0,01	0,7	0,44	1,11	-0,41	0,13	0,12	1,1	-0,22	0,48	0,17	0,86
	6	-0,61	-0,25	0,15	0,55	-0,18	0,01	-0,02	0,35	-0,81	-0,53	-0,06	0,24	-0,36	-0,26	-0,28	0,05
	8	-0,72	-0,54	1,02	0,08	0,46	-0,36	0,43	-0,08	-0,88	-0,78	1,09	-0,2	0,49	-0,61	0,37	-0,36
	10	-0,57	-0,12	2,23	0,03	1,13	-0,33	1,55	-0,1	-0,65	-0,18	2,54	-0,15	1,29	-0,48	1,76	-0,28
	12	-0,12	0,99	2,98	0,36	1,55	0,06	2,7	0,49	-0,09	1,19	3,35	0,31	1,75	0,04	3,09	0,5
	14	0,5	2,27	3,32	1,36	1,97	0,71	3,35	1,84	0,65	2,67	3,65	1,55	2,2	0,83	3,75	2,14
	16	1,08	3,11	3,48	3	2,31	1,81	3,59	3,41	1,3	3,55	3,77	3,49	2,55	2,14	3,93	3,95
	18	1,56	3,3	3,42	4,5	2,44	3,07	3,54	4,43	1,82	3,65	3,64	5,15	2,65	3,56	3,79	5,02
	20	1,7	3,05	3,1	4,73	2,29	3,4	3,2	4,4	1,91	3,27	3,21	5,23	2,42	3,8	3,34	4,8
	22	1,46	2,55	2,56	4,15	1,89	3,01	2,65	3,79	1,56	2,62	2,56	4,4	1,92	3,22	2,67	3,97
	24	1	1,89	1,89	3,28	1,35	2,33	1,97	2,95	0,99	1,83	1,79	3,32	1,27	2,36	1,87	2,95
6	2	1,18	1,9	1,91	3,07	1,46	2,28	1,97	2,79	1,09	1,77	1,74	2,97	1,32	2,2	1,8	2,67
	4	0,55	1,14	1,15	2,11	0,78	1,46	1,2	1,88	0,38	0,92	0,9	1,89	0,57	1,27	0,96	1,65
	6	0,16	0,51	0,91	1,31	0,58	0,77	0,74	1,11	-0,02	0,25	0,73	1,03	0,43	0,53	0,51	0,84
	8	0,04	0,22	1,79	0,84	1,23	0,4	1,19	0,68	-0,09	0,01	1,88	0,59	1,28	0,18	1,16	0,43
	10	0,19	0,65	2,99	0,8	1,89	0,43	2,31	0,66	0,14	0,61	3,33	0,64	2,07	0,31	2,55	0,51
	12	0,64	1,75	3,75	1,12	2,32	0,82	3,47	1,25	0,7	1,98	4,13	1,1	2,53	0,83	3,88	1,29
	14	1,26	3,04	4,08	2,12	2,73	1,47	4,11	2,6	1,44	3,46	4,44	2,34	2,98	1,62	4,54	2,93
	16	1,84	3,87	4,24	3,76	3,08	2,58	4,35	4,17	2,08	4,34	4,56	4,28	3,34	2,93	4,72	4,74
	18	2,33	4,06	4,19	5,26	3,21	3,84	4,3	5,19	2,61	4,44	4,43	5,94	3,44	4,35	4,58	5,81
	20	2,47	3,82	3,86	5,49	3,05	4,17	3,96	5,16	2,7	4,05	4	6,01	3,2	4,59	4,13	5,59
	22	2,23	3,31	3,32	4,92	2,66	3,77	3,41	4,55	2,35	3,4	3,35	5,19	2,71	4,01	3,46	4,76
	24	1,77	2,65	2,66	4,04	2,11	3,09	2,73	3,71	1,78	2,62	2,58	4,1	2,06	3,15	2,66	3,73
8	2	1,94	2,67	2,67	3,84	2,22	3,05	2,73	3,55	1,88	2,56	2,53	3,76	2,11	2,99	2,59	3,46
	4	1,31	1,91	1,91	2,87	1,54	2,22	1,96	2,64	1,17	1,71	1,69	2,68	1,35	2,06	1,75	2,44
	6	0,92	1,27	1,67	2,07	1,35	1,53	1,5	1,88	0,77	1,04	1,52	1,82	1,22	1,32	1,3	1,63
	8	0,81	0,98	2,55	1,6	1,99	1,16	1,95	1,44	0,7	0,8	2,67	1,38	2,07	0,97	1,95	1,22
	10	0,95	1,41	3,75	1,56	2,65	1,19	3,07	1,43	0,93	1,4	4,11	1,43	2,86	1,1	3,33	1,3
	12	1,4	2,52	4,51	1,89	3,08	1,58	4,23	2,01	1,49	2,77	4,92	1,89	3,32	1,62	4,67	2,08
	14	2,02	3,8	4,85	2,88	3,49	2,23	4,87	3,36	2,23	4,25	5,23	3,13	3,77	2,41	5,33	3,72
	16	2,6	4,63	5,01	4,53	3,84	3,34	5,12	4,94	2,87	5,13	5,34	5,06	4,13	3,72	5,51	5,53
	18	3,09	4,82	4,95	6,02	3,97	4,6	5,07	5,96	3,4	5,23	5,22	6,72	4,23	5,14	5,37	6,59
	20	3,23	4,58	4,62	6,26	3,81	4,93	4,73	5,92	3,49	4,84	4,79	6,8	3,99	5,38	4,92	6,38
	22	2,99	4,07	4,09	5,68	3,42	4,54	4,18	5,31	3,14	4,19	4,14	5,98	3,5	4,8	4,24	5,55
	24	2,53	3,41	3,42	4,81	2,87	3,85	3,49	4,47	2,57	3,41	3,37	4,89	2,85	3,94	3,45	4,52
10	2	2,71	3,43	3,44	4,6	2,98	3,81	3,5	4,31	2,67	3,34	3,32	4,55	2,9	3,78	3,38	4,25
	4	2,08	2,67	2,68	3,64	2,3	2,98	2,72	3,4	1,96	2,5	2,48	3,47	2,14	2,85	2,53	3,23
	6	1,68	2,04	2,44	2,83	2,11	2,3	2,27	2,64	1,56	1,83	2,31	2,61	2,01	2,11	2,09	2,42
	8	1,57	1,74	3,31	2,37	2,75	1,92	2,72	2,21	1,49	1,58	3,46	2,17	2,86	1,76	2,74	2,01
	10	1,71	2,17	4,52	2,32	3,42	1,96	3,83	2,19	1,71	2,19	4,9	2,22	3,65	1,89	4,12	2,09
	12	2,16	3,28	5,27	2,65	3,84	2,35	4,99	2,77	2,28	3,56	5,71	2,68	4,11	2,41	5,46	2,87
	14	2,79	4,56	5,61	3,65	4,26	2,99	5,64	4,12	3,02	5,04	6,02	3,91	4,56	3,2	6,11	4,51
	16	3,36	5,4	5,77	5,29	4,6	4,1	5,88	5,7	3,66	5,92	6,13	5,85	4,92	4,5	6,3	6,32
	18	3,85	5,59	5,71	6,78	4,73	5,36	5,83	6,72	4,18	6,02	6	7,51	5,02	5,93	6,16	7,38
	20	3,99	5,34	5,38	7,02	4,57	5,69	5,49	6,68	4,28	5,63	5,58	7,59	4,78	6,17	5,71	7,17
	22	3,75	4,83	4,85	6,44	4,18	5,3	4,94	6,07	3,93	4,98	4,93	6,77	4,29	5,59	5,03	6,34
	24	3,29	4,17	4,18	5,57	3,63	4,61	4,26	5,24	3,36	4,2	4,16	5,68	3,64	4,72	4,24	5,31

În fig. 9.1.19...9.1.22 sunt indicate nomograme care permit determinarea fluxurilor termice cedate de suprafețe calde verticale și orizontale pentru:
θ_i = *15; 27; 30* și *35* °C.

9.1.2. Sarcina termică de iarnă (sarcina de încălzire)

Sarcina termică de iarnă este dată de relația:

$$\Phi_i = \Phi_{si} - \Phi_{cons} \quad [W] \quad (9.1.56)$$

unde:

Φ_{si} - sunt degajările de căldură de la sursele interioare [W];

Φ_{cons} - consumurile de căldură [W].

9.1.2.1 Consumuri de căldură

• Pierderi de căldură

Necesarul de căldură pentru încălzirea unei încăperi se calculează conform SR 1907/1, 2. Pentru calcule rapide se pot utiliza indici de încărcare termică a încăperii q [W/m³], caz în care pierderile de căldură:

$$\Phi_p = q \cdot V \quad [W] \quad (9.1.57)$$

unde:

V - este volumul încăperii [m³].

• Consumul de căldură pentru încălzirea aerului rece pătruns prin uși, porți sau goluri tehnologice

$$\Phi_a = \dot{V} \cdot c_p \cdot \rho_e \left(\theta_i - \theta_e\right) \frac{n}{60} \quad [kW] \quad (9.1.58)$$

în care:

$\dot{V}$ - este debitul de aer pătruns [m³/s];

c_p - căldura specifică a aerului [kJ/kg·K];

ρ_e - densitatea aerului [kg/m³];

θ_i - temperatura aerului interior [°C];

θ_e - temperatura aerului exterior [°C];

n - durata de deschidere a ușilor [min].

• Consumul de căldură pentru încălzirea materialelor reci aduse în încăpere

$$\Phi_{im} = \Psi \cdot m_m \cdot c_m \cdot (\theta_i - \theta_m) 1/3{,}6 \quad [W] \quad (9.1.59)$$

în care:

m_m - este masa materialelor introduse în încăpere [kg];

c_m - căldura specifică medie [kJ/kg·K];

θ_m - temperatura la care sunt aduse materialele [°C];

Ψ - coeficientul care exprimă cota parte consumată orar.

9.1.2.2 Degajări de căldură

Sursele de degajare de căldură sunt, în general, aceleași ca și vara, ele se recalculează iarna numai în măsura în care depind de temperatura aerului interior. În multe încăperi ventilate sau climatizate există și instalații de încălzire cu corpuri statice care asigură temperatura de gardă, la nefuncționarea instalației de ventilare sau climatizare. În acest caz, în cadrul degajărilor de căldură trebuie consi-

Tabel 9.1.15. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 9 și 10, [W/m²]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 9								Perete tip 10							
		Orientarea								Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	0,94	2,45	2,89	4,04	1,84	2,65	2,9	3,72	0,63	1,51	1,49	2,95	0,95	1,98	1,57	2,6
	4	0,39	1,75	2,14	3,22	1,19	1,96	2,16	2,92	-0,11	0,6	0,58	1,8	0,15	1,01	0,65	1,51
	6	-0,02	1,1	1,77	2,44	0,9	1,29	1,61	2,16	-0,63	-0,18	0,19	0,8	-0,18	0,15	0,04	0,56
	8	-0,22	0,68	2,32	1,87	1,3	0,84	1,8	1,62	-0,83	-0,61	1,01	0,16	0,41	-0,36	0,39	-0,04
	10	-0,21	0,86	3,24	1,63	1,79	0,7	2,6	1,41	-0,72	-0,25	2,32	0	1,15	-0,43	1,55	-0,16
	12	0,07	1,65	3,91	1,72	2,14	0,88	3,54	1,71	-0,26	0,9	3,28	0,3	1,68	-0,05	2,88	0,4
	14	0,56	2,71	4,29	2,42	2,52	1,32	4,17	2,72	0,43	2,36	3,78	1,34	2,2	0,65	3,73	1,84
	16	1,06	3,51	4,55	3,75	2,89	2,22	4,51	4,05	1,12	3,43	4,04	3,15	2,63	1,87	4,13	3,63
	18	1,54	3,84	4,63	5,12	3,1	3,35	4,63	5,07	1,72	3,8	4,03	4,93	2,84	3,33	4,17	4,94
	20	1,78	3,82	4,47	5,56	3,07	3,81	4,48	5,28	1,97	3,64	3,71	5,45	2,72	3,89	3,84	5,13
	22	1,69	3,53	4,1	5,33	2,82	3,68	4,11	4,99	1,77	3,12	3,12	4,98	2,31	3,6	3,24	4,58
	24	1,39	3,06	3,56	4,77	2,4	3,26	3,57	4,44	1,29	2,38	2,36	4,06	1,7	2,9	2,46	3,67
6	2	2,18	3,69	4,13	5,28	3,08	3,9	4,15	4,96	1,52	2,39	2,38	3,84	1,84	2,87	2,46	3,49
	4	1,63	2,99	3,38	4,46	2,44	3,2	3,4	4,16	0,78	1,49	1,47	2,69	1,03	1,9	1,54	2,39
	6	1,22	2,34	3,01	3,68	2,14	2,54	2,85	3,41	0,26	0,7	1,08	1,69	0,7	1,04	0,93	1,44
	8	1,02	1,93	3,56	3,12	2,54	2,08	3,04	2,86	0,06	0,28	1,9	1,05	1,29	0,52	1,28	0,85
	10	1,03	2,1	4,48	2,88	3,03	1,94	3,84	2,65	0,16	0,64	3,21	0,89	2,03	0,46	2,44	0,73
	12	1,31	2,89	5,15	2,96	3,38	2,12	4,78	2,95	0,63	1,79	4,16	1,18	2,57	0,84	3,77	1,29
	14	1,8	3,95	5,53	3,66	3,77	2,56	5,41	3,96	1,32	3,25	4,66	2,23	3,08	1,54	4,62	2,72
	16	2,3	4,75	5,79	4,99	4,13	3,46	5,76	5,29	2,01	4,32	4,93	4,03	3,52	2,76	5,02	4,52
	18	2,79	5,08	5,88	6,36	4,34	4,59	5,87	6,31	2,61	4,69	4,92	5,82	3,73	4,22	5,05	5,83
	20	3,02	5,06	5,72	6,8	4,31	5,05	5,72	6,52	2,86	4,53	4,6	6,33	3,61	4,78	4,73	6,02
	22	2,93	4,77	5,34	6,57	4,06	4,92	5,35	6,23	2,66	4	4,01	5,87	3,2	4,49	4,13	5,46
	24	2,63	4,3	4,8	6,02	3,64	4,5	4,82	5,68	2,18	3,26	3,25	4,95	2,59	3,78	3,35	4,55
8	2	3,42	4,93	5,37	6,52	4,32	5,14	5,39	6,21	2,41	3,28	3,26	4,72	2,72	3,76	3,34	4,38
	4	2,87	4,23	4,62	5,7	3,68	4,44	4,64	5,4	1,67	2,38	2,36	3,57	1,92	2,78	2,42	3,28
	6	2,46	3,58	4,25	4,92	3,38	3,78	4,09	4,65	1,15	1,59	1,97	2,57	1,59	1,93	1,81	2,33
	8	2,26	3,17	4,8	4,36	3,78	3,32	4,28	4,11	0,95	1,17	2,78	1,94	2,18	1,41	2,16	1,74
	10	2,27	3,34	5,73	4,12	4,27	3,18	5,08	3,89	1,05	1,52	4,1	1,78	2,92	1,35	3,32	1,62
	12	2,56	4,14	6,39	4,2	4,62	3,36	6,02	4,19	1,51	2,68	5,05	2,07	3,46	1,72	4,65	2,17
	14	3,04	5,19	6,77	4,9	5,01	3,81	6,65	5,2	2,21	4,13	5,55	3,11	3,97	2,42	5,51	3,61
	16	3,55	5,99	7,03	6,23	5,37	4,7	7	6,53	2,9	5,2	5,81	4,92	4,41	3,65	5,91	5,41
	18	4,03	6,32	7,12	7,6	5,58	5,83	7,11	7,55	3,5	5,58	5,81	6,7	4,61	5,1	5,94	6,72
	20	4,26	6,3	6,96	8,04	5,55	6,29	6,96	7,76	3,74	5,41	5,48	7,22	4,49	5,66	5,61	6,9
	22	4,17	6,01	6,58	7,81	5,3	6,16	6,6	7,47	3,55	4,89	4,9	6,76	4,09	5,38	5,01	6,35
	24	3,88	5,54	6,04	7,26	4,88	5,74	6,06	6,92	3,07	4,15	4,14	5,84	3,47	4,67	4,23	5,44
10	2	4,66	6,17	6,61	7,77	5,56	6,38	6,63	7,45	3,29	4,17	4,15	5,61	3,61	4,64	4,23	5,26
	4	4,11	5,48	5,86	6,94	4,92	5,68	5,88	6,64	2,55	3,26	3,25	4,46	2,81	3,67	3,31	4,17
	6	3,7	4,82	5,49	6,16	4,62	5,02	5,34	5,89	2,04	2,48	2,86	3,46	2,48	2,82	2,7	3,22
	8	3,5	4,41	6,04	5,6	5,02	4,56	5,52	5,35	1,83	2,06	3,67	2,82	3,07	2,3	3,05	2,62
	10	3,51	4,58	6,97	5,36	5,51	4,42	6,32	5,13	1,94	2,41	4,98	2,66	3,81	2,24	4,21	2,5
	12	3,8	5,38	7,63	5,45	5,86	4,6	7,27	5,43	2,4	3,56	5,94	2,96	4,34	2,61	5,54	3,06
	14	4,28	6,43	8,01	6,14	6,25	5,05	7,89	6,44	3,1	5,02	6,44	4	4,86	3,31	6,4	4,5
	16	4,79	7,23	8,28	7,48	6,61	5,94	8,24	7,78	3,78	6,09	6,7	5,81	5,3	4,53	6,79	6,29
	18	5,27	7,57	8,36	8,84	6,82	7,07	8,35	8,79	4,39	6,46	6,7	7,59	5,5	5,99	6,83	7,6
	20	5,5	7,54	8,2	9,28	6,79	7,53	8,21	9	4,63	6,3	6,37	8,11	5,38	6,55	6,5	7,79
	22	5,41	7,25	7,82	9,05	6,55	7,4	7,84	8,71	4,43	5,78	5,78	7,64	4,97	6,27	5,9	7,24
	24	5,12	6,78	7,28	8,5	6,12	6,98	7,3	8,16	3,95	5,04	5,02	6,73	4,36	5,56	5,12	6,33

derată și cedarea de căldură a corpurilor statice și anume:

$\Phi_{cs} = \Phi_p \cdot \Delta T' / \Delta T$ (9.1.60)

în care:

Φ_p - sunt pierderile de căldură ale încăperii, determinate cu relația 9.1.57;

$\Delta T' = \theta_g - \theta_e$ și $\Delta T = \theta_i - \theta_e$

unde:

θ_i, θ_e - este temperatura interioară și, respectiv, exterioară de calcul;

θ_g - temperatura de gardă, prevăzută, cuprinsă, în general, în intervalul 5...10 °C.

Tabel 9.1.16. Fluxul termic unitar pentru pereți de tip 11 și 12, [W/m^2]

ΔT [K]	Ora [h]	Perete tip 11								Perete tip 12							
		Orientarea								Orientarea							
		N	S	E	V	NE	NV	SE	SV	N	S	E	V	NE	NV	SE	SV
4	2	0,78	2,05	2,31	3,58	1,45	2,35	2,35	3,25	-2,04	-1,84	-1,85	-1,46	-1,98	-1,7	-1,83	-1,56
	4	0,14	1,26	1,48	2,62	0,73	1,54	1,52	2,33	-2,67	-2,5	-2,51	-2,2	-2,61	-2,39	-2,5	-2,28
	6	-0,29	0,55	1,15	1,76	0,47	0,8	0,97	1,5	-1,08	-2,2	1,94	-1,96	1,53	-2,11	-0,14	-2,02
	8	-0,47	0,16	1,92	1,19	1,03	0,35	1,31	0,96	-0,75	-0,5	6,47	-0,78	4,12	-0,9	4,4	-0,83
	10	-0,4	0,47	3,06	1,01	1,63	0,27	2,34	0,81	0,72	3,5	6,72	0,85	3	0,75	6,87	0,81
	12	-0,01	1,49	3,79	1,21	2,03	0,56	3,45	1,27	2,25	6,43	4,14	2,36	2,92	2,28	6,5	4,62
	14	0,58	2,74	4,18	2,12	2,47	1,14	4,12	2,54	3,11	6,99	4,1	7,19	3,6	3,92	4,48	8,53
	16	1,16	3,61	4,42	3,73	2,86	2,22	4,45	4,1	2,95	4,71	3,73	10,31	3,35	7,22	3,8	9,24
	18	1,68	3,9	4,45	5,27	3,05	3,51	4,5	5,19	3,33	2,74	2,67	8,73	2,36	7,42	2,72	6,24
	20	1,89	3,77	4,21	5,62	2,96	3,93	4,26	5,29	1,04	1,26	1,23	2,49	0,99	2	1,27	2,03
	22	1,72	3,37	3,73	5,2	2,63	3,66	3,78	4,83	-0,14	0,17	0,15	0,77	-0,04	0,4	0,19	0,62
	24	1,33	2,77	3,08	4,47	2,11	3,09	3,13	4,11	-1,14	-0,88	-0,9	-0,42	-1,06	-0,71	-0,87	-0,53
6	2	1,9	3,17	3,43	4,7	2,57	3,47	3,48	4,37	-1,27	-1,07	-1,08	-0,69	-1,21	-0,93	-1,06	-0,79
	4	1,26	2,38	2,6	3,74	1,85	2,66	2,64	3,45	-1,89	-1,73	-1,74	-1,43	-1,84	-1,62	-1,72	-1,51
	6	0,83	1,67	2,27	2,88	1,59	1,93	2,09	2,62	-0,31	-1,43	2,71	-1,19	2,3	-1,34	0,63	-1,25
	8	0,65	1,28	3,04	2,31	2,15	1,47	2,43	2,08	0,02	0,27	7,24	-0,01	4,9	-0,13	5,17	-0,05
	10	0,72	1,59	4,18	2,14	2,75	1,4	3,46	1,93	1,49	4,27	7,49	1,62	3,77	1,53	7,64	1,58
	12	1,11	2,61	4,91	2,33	3,15	1,68	4,57	2,39	3,02	7,2	4,91	3,13	3,7	3,05	7,27	5,39
	14	1,7	3,86	5,3	3,24	3,59	2,26	5,24	3,66	3,88	7,76	4,87	7,96	4,37	4,69	5,25	9,3
	16	2,28	4,73	5,54	4,85	3,98	3,34	5,57	5,22	3,73	5,48	4,5	11,08	4,12	7,99	4,57	10,02
	18	2,8	5,02	5,57	6,39	4,17	4,63	5,62	6,31	4,1	3,52	3,44	9,5	3,13	8,19	3,49	7,01
	20	3,01	4,89	5,33	6,74	4,08	5,05	5,38	6,41	1,81	2,03	2	3,26	1,76	2,78	2,05	2,8
	22	2,84	4,49	4,85	6,32	3,75	4,78	4,9	5,95	0,63	0,95	0,92	1,55	0,73	1,18	0,96	1,39
	24	2,45	3,89	4,2	5,59	3,23	4,21	4,25	5,23	-0,37	-0,11	-0,13	0,36	-0,29	0,06	-0,1	0,24
8	2	3,02	4,29	4,55	5,82	3,7	4,59	4,6	5,49	-0,5	-0,29	-0,31	0,08	-0,43	-0,16	-0,29	-0,02
	4	2,38	3,5	3,72	4,86	2,97	3,78	3,76	4,57	-1,12	-0,96	-0,97	-0,66	-1,07	-0,85	-0,95	-0,73
	6	1,95	2,79	3,39	4	2,71	3,05	3,21	3,74	0,46	-0,65	3,48	-0,42	3,07	-0,57	1,4	-0,48
	8	1,77	2,4	4,16	3,43	3,27	2,59	3,55	3,2	0,79	1,04	8,01	0,77	5,67	0,64	5,94	0,72
	10	1,84	2,71	5,3	3,26	3,87	2,52	4,58	3,05	2,26	5,04	8,27	2,39	4,54	2,3	8,41	2,36
	12	2,23	3,73	6,03	3,45	4,27	2,81	5,69	3,51	3,79	7,98	5,68	3,9	4,47	3,82	8,04	6,17
	14	2,82	4,98	6,42	4,36	4,71	3,38	6,36	4,78	4,65	8,53	5,64	8,73	5,14	5,46	6,02	10,07
	16	3,4	5,85	6,66	5,97	5,1	4,46	6,69	6,34	4,5	6,25	5,27	11,86	4,89	8,76	5,34	10,79
	18	3,93	6,14	6,7	7,51	5,29	5,75	6,74	7,43	4,87	4,29	4,21	10,27	3,91	8,96	4,26	7,78
	20	4,13	6,01	6,45	7,86	5,2	6,17	6,5	7,53	2,58	2,81	2,78	4,03	2,53	3,55	2,82	3,57
	22	3,96	5,61	5,97	7,44	4,87	5,9	6,02	7,07	1,41	1,72	1,7	2,32	1,5	1,95	1,73	2,16
	24	3,57	5,01	5,32	6,71	4,35	5,33	5,37	6,35	0,41	0,66	0,64	1,13	0,49	0,83	0,67	1,01
10	2	4,14	5,41	5,67	6,94	4,82	5,71	5,72	6,61	0,27	0,48	0,46	0,85	0,34	0,61	0,48	0,76
	4	3,5	4,62	4,84	5,98	4,09	4,9	4,88	5,69	-0,35	-0,19	-0,2	0,11	-0,3	-0,08	-0,18	0,04
	6	3,07	3,91	4,51	5,12	3,83	4,17	4,33	4,86	1,23	0,12	4,25	0,36	3,84	0,2	2,17	0,3
	8	2,89	3,52	5,29	4,55	4,39	3,71	4,67	4,32	1,56	1,81	8,78	1,54	6,44	1,42	6,71	1,49
	10	2,96	3,83	6,42	4,38	4,99	3,64	5,7	4,17	3,04	5,81	9,04	3,17	5,31	3,07	9,18	3,13
	12	3,35	4,85	7,15	4,58	5,39	3,93	6,81	4,63	4,56	8,75	6,46	4,67	5,24	4,59	8,81	6,94
	14	3,94	6,1	7,54	5,48	5,83	4,5	7,48	5,9	5,42	9,3	6,41	9,5	5,91	6,23	6,79	10,84
	16	4,52	6,97	7,78	7,09	6,22	5,58	7,81	7,47	5,27	7,02	6,04	12,63	5,66	9,53	6,12	11,56
	18	5,05	7,26	7,82	8,63	6,41	6,88	7,86	8,56	5,64	5,06	4,98	11,04	4,68	9,73	5,03	8,55
	20	5,25	7,13	7,57	8,98	6,32	7,29	7,62	8,65	3,36	3,58	3,55	4,8	3,3	4,32	3,59	4,35
	22	5,08	6,73	7,09	8,56	5,99	7,02	7,14	8,19	2,18	2,49	2,47	3,09	2,27	2,72	2,5	2,93
	24	4,69	6,13	6,44	7,83	5,47	6,45	6,49	7,47	1,18	1,43	1,41	1,9	1,26	1,6	1,44	1,78

Tabel 9.1.17. Fluxul termic unitar pentru terase [W/m^2]

Ora [h]	Terasa tip 1				Terasa tip 2				Terasa tip 3				Terasa tip 4			
	ΔT [K]				ΔT [K]				ΔT [K]				ΔT [K]			
	2	6	8	10	2	6	8	10	2	6	8	10	2	6	8	10
2	3,99	4,86	5,58	6,3	3,12	3,61	4,2	4,75	2,77	3,06	3,74	4,23	9,78	11,44	13,11	14,77
4	3,51	4,37	5,09	5,82	2,76	3,26	3,84	4,39	2,45	2,75	3,42	3,91	8,39	10,05	11,71	13,38
6	3,07	3,92	4,64	5,36	2,42	2,92	3,5	4,05	2,16	2,47	3,12	3,61	7,06	8,72	10,38	12,05
8	2,86	3,69	4,42	5,14	2,25	2,76	3,34	3,88	2,01	2,34	2,98	3,46	6,32	7,98	9,65	11,31
10	3	3,83	4,55	5,27	2,35	2,86	3,44	3,98	2,1	2,44	3,07	3,55	6,55	8,21	9,88	11,54
12	3,46	4,28	5	5,73	2,69	3,2	3,78	4,32	2,4	2,75	3,37	3,85	7,71	9,37	11,04	12,7
14	4,1	4,91	5,63	6,35	3,16	3,67	4,24	4,79	2,81	3,17	3,78	4,26	9,42	11,09	12,75	14,41
16	4,69	5,49	6,21	6,93	3,59	4,1	4,67	5,22	3,19	3,57	4,16	4,64	11,11	12,77	14,43	16,1
18	5,03	5,82	6,55	7,27	3,83	4,35	4,92	5,46	3,41	3,79	4,38	4,86	12,18	13,84	15,51	17,17
20	5,05	5,84	6,56	7,28	3,84	4,37	4,93	5,47	3,42	3,81	4,39	4,87	12,38	14,04	15,7	17,37
22	4,85	5,64	6,36	7,08	3,69	4,22	4,78	5,32	3,28	3,68	4,25	4,74	11,91	13,57	15,24	16,9
24	4,52	5,29	6,02	6,74	3,44	3,96	4,52	5,07	3,06	3,47	4,03	4,51	10,99	12,66	14,32	15,99

9.1.3. Metodă rapidă pentru calculul sarcinii de răcire a unei încăperi climatizate

		Aportul de căldură [W/m²; W/ml; W/pers.] la temperatura aerului exterior [°C] de 32	35	38	Aportul/ degajarea de căldură [W]
1. Ferestre exterioare, bătute de soare având orientarea:					
- NORD, NORD-EST		105	115	125	=.....
- EST, SUD		133	141	158	=.....
- SUD-EST, NORD-VEST	m² x	180	190	205	=.....
- SUD-VEST		243	252	267	=.....
- VEST		299	315	330	=.....
- SUPRAFAȚĂ ORIZONTALĂ		382	402	422	=.....
2. Celelalte ferestre, care nu se iau în considerare la punctul 1	m² x	63	79	94	=.....
3. Pereți exteriori, bătuți de soare					
- Ușori	ml x	58	65	77	=.....
- Grei sau bine izolați termic		39	48	58	=.....
4. Ceilalți pereți exteriori, care nu se consideră la punctul 3	ml x	24	34	43	=.....
5. Toți pereții interiori, care dau spre încăperi neclimatizate	ml x	20	29	38	=.....
6. Acoperiș sau plafon					
- Plafoane cu încăperi neclimatizate deasupra		3	9	16	=.....
- Plafoane spre pod					
• Fără izolație termică		26	31	41	=.....
• Cu izolație termică având grosimea ≥ 5 cm		9	11	13	=.....
- Acoperiș de tip terasă					
• Fără izolație termică	m² x	44	50	57	=.....
• Cu izolație termică având grosimea ≥ 5 cm		18	20	22	=.....
- Acoperiș cu plafon dedesubt					
• Fără izolație termică		22	26	28	=.....
• Cu izolație termică având grosimea ≥ 5 cm		9	11	13	=.....
7. Pardoseli peste încăperi neclimatizate. (Nu se iau în considerație pardoselile pe sol sau subsolurile neîncălzite)	m² x	6	9	16	=.....
8. Persoane (*Căldură sensibilă/căldură latentă)	pers. x	120 W - așezat. muncă ușoară, 65/55*			=.....
		150 W - lucru la calculator, 75/75			=.....
		170 W - restaurant - 75/95			=.....
		185 W - în picioare, muncă ușoară,90/95			=.....
		230 W - muncă la bandă, 100/130			=.....
		280 W - bowling, 100/180			=.....
		375 W - dans moderat, 120/255			=.....
		470 W - muncă grea, 170/300			=.....

			Iluminat - W/m² Incandescent	Fluorescent	
9. Iluminat - Suprafața plafonului,	m² x	• Birouri, săli de clasă, hale	60...75	20...25	= ....
		• Amfiteatre, centre de calcul laboratoare, expoziții, săli de montaj	100...120	20...30	= ....
		• Supermarket-uri, desen, montaj fin	-	25...35	= ....

			W/buc	
10. Alte surse de degajări de căldură	buc x	PC	80...100	= ....
		Terminal	40...50	= ....
		Drucker	5...7	= ....
		Plotter	5...15	= ....
		Plită electrică	3000	= ....
			5000	= ....
		Aspirator	50	= ....
		Mașină de spălat	3000	= ....
			6000	= ....
		Frigider 200 l	500	= ....
		Radiou	40	= ....
		Televizor	175	= ....
		Mașină de cafea	250	= ....
			1500	= ....

11. Uși, deschideri spre încăperi neclimatizate care stau deschise mult timp ml x 240 W/ml = ...

NOTĂ: Pentru încăperi cu înălțimea H > 3m, valoarea aportului de căldură ptr. punctele 3, 4, 5 se înmulțește cu raportul H/3.

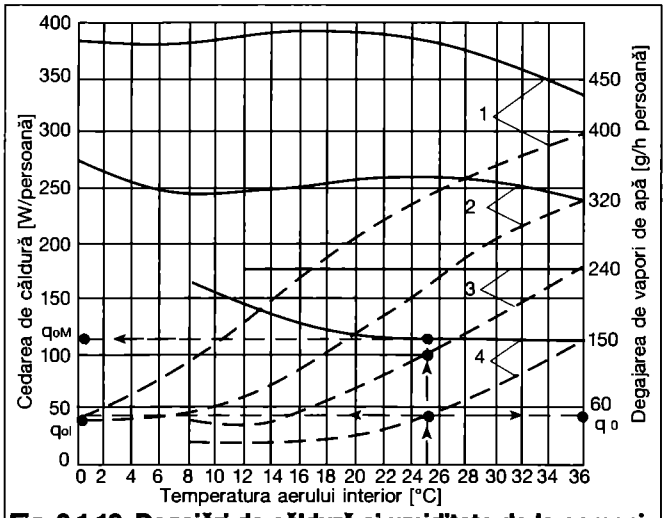


Fig. 9.1.18. Degajări de căldură și umiditate de la oameni: 1 - muncă grea; 2 - muncă medie; 3 - muncă ușoară;4 - repaus; — degajare totală de căldură;----degajare de căldură latentă.

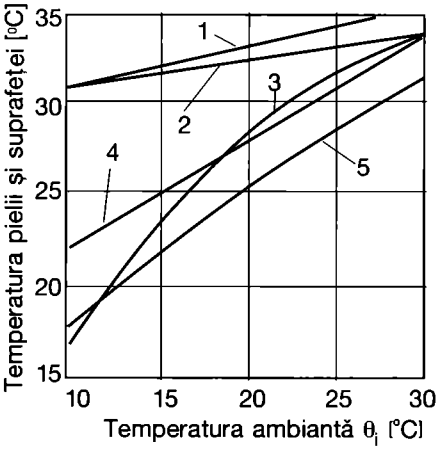


Fig. 9.1.19. Variația temperaturii pielii în funcție de temperatura mediului ambiant: 1 - capul; 2 - pielea neacoperită; 3 - piciorul încălțat; 4 - mâinile și antrebrațele; 5 - corpul îmbrăcat.

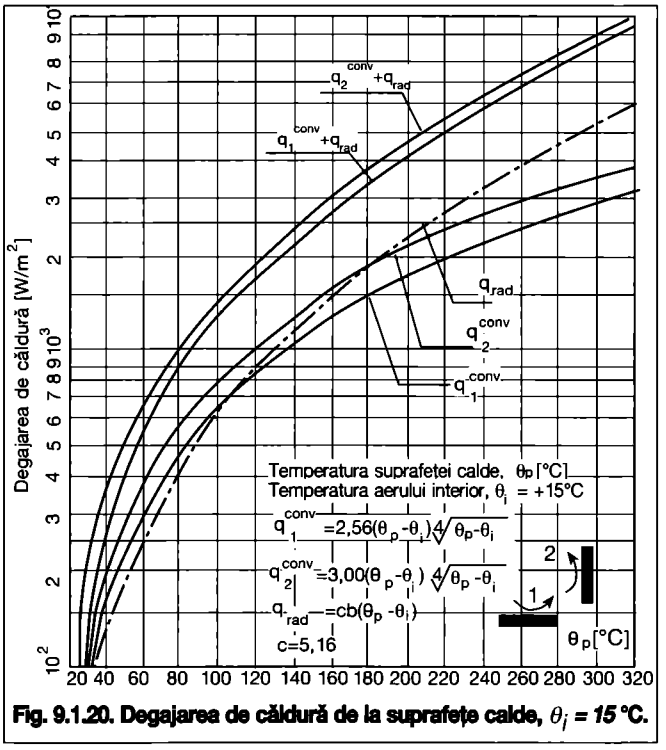


Fig. 9.1.20. Degajarea de căldură de la suprafețe calde, θ_i = 15 °C.

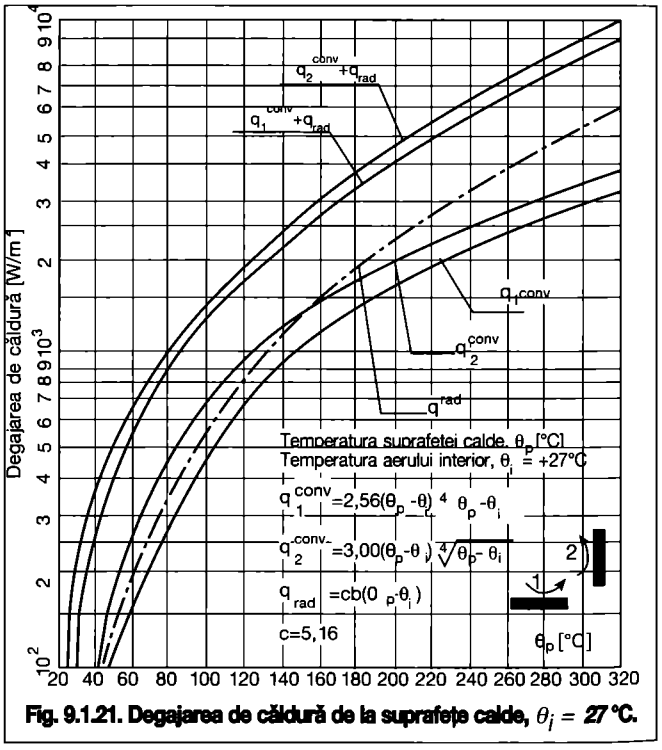


Fig. 9.1.21. Degajarea de căldură de la suprafețe calde, θ_i = 27 °C.

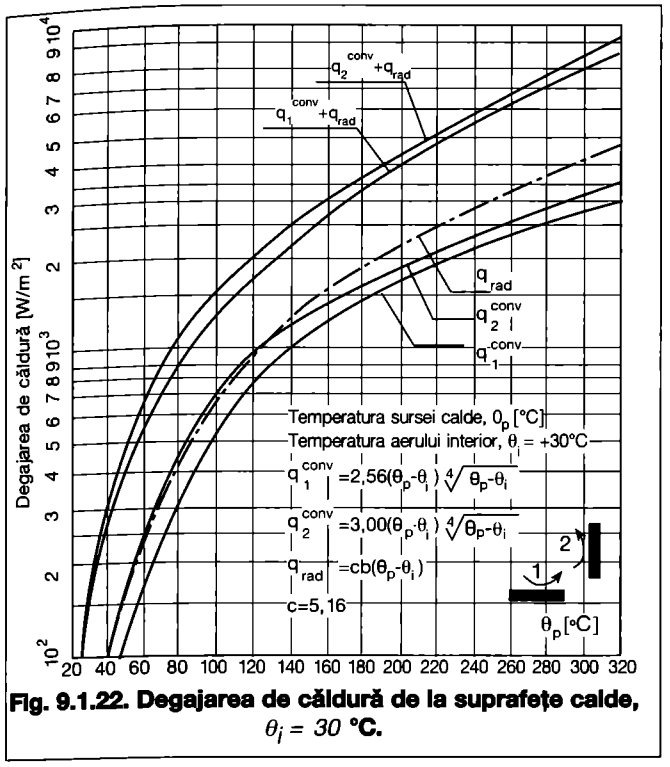


Fig. 9.1.22. Degajarea de căldură de la suprafețe calde, θ_i = 30 °C.

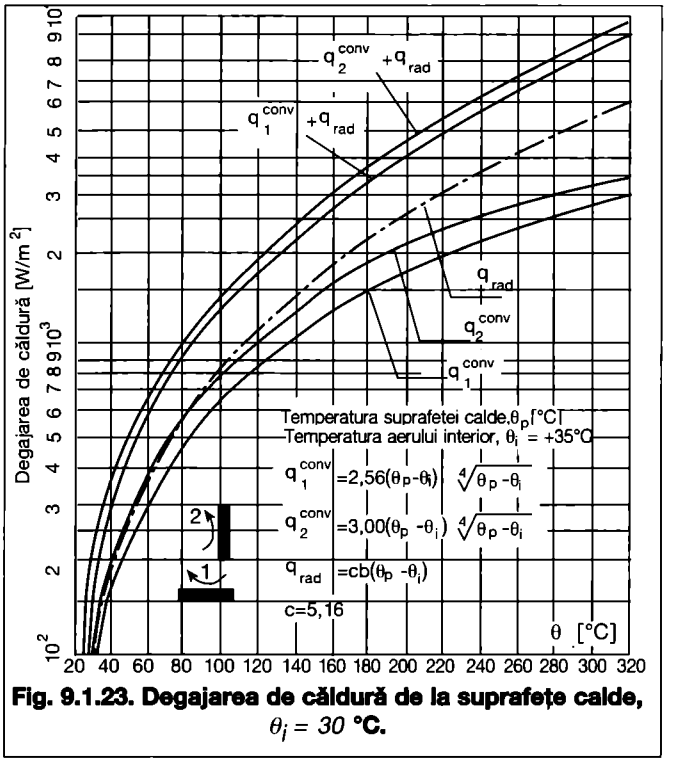


Fig. 9.1.23. Degajarea de căldură de la suprafețe calde, θ_i = 30 °C.

Exemplu de calcul

Se calculează sarcina de răcire, Φ_R, pentru un birou cu dimensiunile 8x12 m (peretele cu lungimea de 8 m este însorit și este orientat spre vest), situat la ultimul nivel (v. fig. 9.1.24), având suprafața de 96 m² și înălțimea 3,5 m. În încăpere se află 12 persoane și 12 PC. Acoperișul biroului este de tip terasă și este prevăzut cu termoizolație de 10 cm. Sub birou se găsește o încăpere similară climatizată. Temperatura aerului exterior, θ_e = 35 °C.

Rezolvare (vezi fig. 9.1.24)

1. 2 x 1,8 x 1,5 m² x 315 W/m² = 1.071 W
2. 3 x 1,8 x 1,5 m² x 79 W/m² = 427 W
3. 8 x 3,5/3 ml x 48 W/ml = 448 W
4. 12 x 3,5/3 ml x 34 W/ml = 476 W
5. 8 x 3,5/3 ml x 29 W/ml = 271 W
6. 96 m² x 20 W m² = 1.920 W
7. - = -
8. 6 pers. x 120 W + 6 pers. x 150 W = 1.620 W
9. - = -
10. 6 PC x 100 W+1 frigider x 500 = 1.100 W
11. - = -

Φ_R = 7.963 W

Dacă ventilarea biroului se face pe cale naturală, prin deschiderea ferestrelor, instalația de climatizare trebuie să asigure și răcirea aerului proaspăt necesar ocupanților. Conform normativului I5 rația de aer proaspăt este,
$\dot{V}_0$ = *25* m³/h, persoană.

Debitul de aer proaspăt:
$\dot{V}$ = *12 pers. x 25* m³/h, pers = 300 m³/h, ceea ce reprezintă un număr orar de schimburi de aer n_a:

$$n_a = \frac{\dot{V}}{V} = \frac{300\,\frac{m^3}{h}}{96x3,5\,m^3} = 0,89\,h^{-1}$$

Este recomandabil ca:
n_a = *1,5 ... 2* h⁻¹,
astfel că $\dot{V}$ devine:
$\dot{V}$ = *96 x 3,5* m³ x *1,5* h⁻¹ = *500* m³/h.

Necesarul de frig pentru răcirea aerului proaspăt, Φ^R_{LP}, va fi:

$$\Phi^R_{LP} = \frac{\dot{V}\rho_e}{3600}\left(\frac{kg}{s}\right)x\left(h_e - h_i\right)\left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$= \frac{500}{3600}1,14\left(65 - 50\right) = 2.375\,W$$

în care:
ρ_e - densitatea aerului exterior,
h_e - entalpia aerului exterior,
h_i - entalpia aerului interior.

Sarcina de răcire (sarcina termică de vară) a instalației, $\Phi^{\cdot}_{LP}$, va fi:

$$\Phi^{\cdot}_R = \Phi_R + \Phi^R_{LP} = 7.963 + 2.375$$

$$= 10.338\,W$$

Dacă răcirea încăperii se face cu ventiloconvectoare atunci sarcina de răcire a acestora trebuie să fie egală cu 10.338 W.

Se observă că Φ^R_{LP} reprezintă:

2.375/10.338 x 100 = 23 % din necesarul de frig. Pentru a nu mări investiția și ținând seama de faptul că temperaturi de 35°C ale aerului exterior întâlnim un număr mic de ore în perioada caldă, putem reduce numărul de schimburi de aer de la 1,5 la 0,90, caz în care:

$$\Phi^R_{LP} = \frac{96x3,5x0,9}{3600}1,14\left(65 - 50\right) =$$

$$= 1,436\,kW = 1.436\,W.$$

iar sarcina de răcire a ventiloconvectoarelor va fi:

$\Phi^{\cdot}_R$ = *7.963 + 1.436* ≙ *9.400* W.

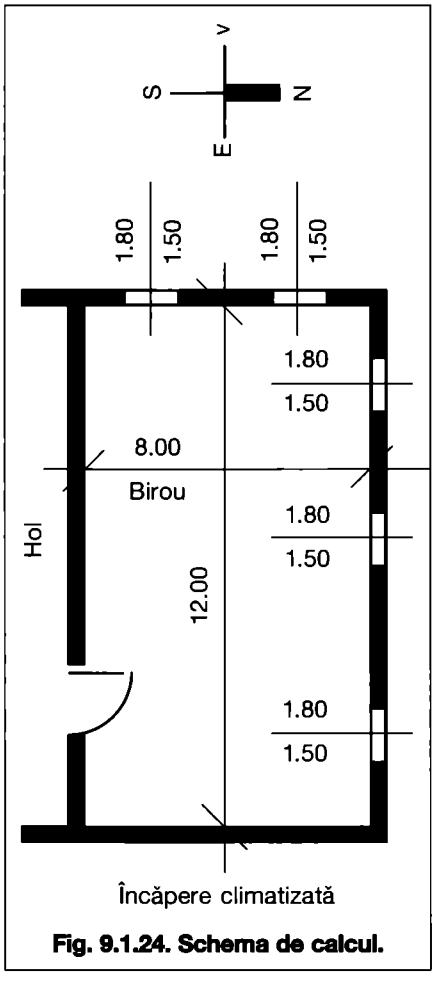


Fig. 9.1.24. Schema de calcul.

9.2. Sarcina de umiditate (vapori de apă) a unei încăperi

9.2.1. Degajări și consumuri de umiditate

Sursele ce degajă vapori de apă sunt foarte diverse în funcție de destinația încăperilor și de procesul tehnologic. Pentru evaluarea fluxului vaporilor de apă se utilizează relații analitice sau date obținute prin diferite procedee:
- cântărire,
- analiză chimică,
- bilanțuri întocmite pentru diferite utilaje sau aparate (efectuate, de regulă, de specialiștii tehnologi).

9.2.1.1 Degajări de umiditate de la oameni

Fluxul de vapori eliminat prin respirație și transpirație depinde, în principal, de intensitatea muncii depuse și de temperatura aerului interior. Pentru un număr N de persoane prezente într-o încăpere, rezultă debitul de vapori de apă degajați $\dot{M}$:

$$\dot{M} = N \cdot g_o \quad [kg/s] \qquad (9.2.1)$$

unde:

g_o - este debitul de vapori degajați de un om [kg/s·pers].

Se poate determina grafic cu ajutorul fig. 9.1.17 utilizând curbele trasate cu linie întreruptă și scala din dreapta, în funcție de starea de efort și temperatura interioară. Analitic, se determină în funcție de căldura latentă degajată q_l:

$$g_o = 10^{-3} \, q_l / h_v \qquad (9.2.2)$$

unde:

h_v - este entalpia valorilor de apă calculată pentru temperatura θ =37 °C [kJ/kg]:

$$h_v = 2500 + 1{,}86\theta = 2570 \quad [kJ/kg] \qquad (9.2.3)$$

Exemplul de calcul 1

Se calculează degajarea de umiditate de la N = 50 persoane, într-o unitate de deservire; temperatura aerului θ_i = 27 °C.

• Din fig. 9.1.17 rezultă

$g_o = 145$ g/h,pers = $145 \cdot 10^{-6}/3{,}6$ kg/h, pers = $40{,}28 \cdot 10^{-6}$ kg/s pers. (pentru muncă ușoară) și θ_i = 27 °C.

$\dot{M} = 40{,}28 \cdot 10^{-6} \cdot 50 = 2{,}014 \cdot 10^{-3}$ kg/s = $7{,}25$ kg/h.

• Din aceeași fig. 9.1.17 rezultă: q_l = 88 W/pers. și cu h_v, conform relației 9.2.2.

$g_o = 88 \cdot 10^{-3}/2570 = 34{,}26 \cdot 10^{-6}$ kg/s.

$\dot{M} = 34{,}26 \cdot 10^{-6} \cdot 50 = 1{,}713 \cdot 10^{-3}$ kg/s = $6{,}17$ kg/h.

9.2.1.2 Degajări de umiditate de la suprafețe libere de apă

9.2.1.2.1 Volume mari de apă

Este cazul apei din recipiente, rezervoare deschise; debitul de vapori transferat între apă și aer se calculează cu relația lui Dalton:

$$\dot{M} = A \cdot C_v \, (p_s - p_v) 1{,}013/B \, [kg/s] \qquad (9.2.4)$$

unde:

A - este suprafața liberă a apei [m²];

p_s - presiunea de saturație a vaporilor, la temperatura superficială a apei, θ_s [mbar];

p_v - presiunea parțială a vaporilor de apă din încăpere [mbar];

B - presiunea barometrică [bar];

C_v - coeficientul de evaporare [kg/m²s·mbar].

Dacă apa din vas nu este amestecată, temperatura ei superficială θ_s se stabilește în funcție de temperatura masei de apă θ_a (tab.9.2.1). Dacă apa nu are sursă proprie de încălzire/răcire, temperatura superficială θ_s se poate stabili în funcție de temperatura și umiditatea relativă a încăperilor (tab.9.2.2).

Dacă în procesul tehnologic apa este continuu schimbată sau amestecată, se consideră $\theta_s = \theta_a$.

Presiunile p_s și p_v se citesc din diagrama h-x sau din tabele.

Coeficientul de evaporare C_v, în funcție de direcția curenților de aer la suprafața apei și de viteza v a acestora, este:

• pentru curent paralel cu suprafața apei:

$$C_v = (4{,}77 + 3{,}625v) \cdot 10^{-6} \quad [kg/m^2 \cdot s \cdot mbar] \qquad (9.2.5);$$

• pentru curent perpendicular pe suprafața apei;

$$C_v = 2\,(4{,}77 + 3{,}625v) \cdot 10^{-6} \quad [kg/m^2 \cdot s \cdot mbar] \qquad (9.2.5').$$

Relația 9.2.4 este nomografiată în fig. 9.2.1 pentru calcule curente, pentru A = 1 m², considerând viteza aerului de 0-1 m/s și un curent paralel cu suprafața apei. Pentru un curent de aer perpendicular pe suprafață, debitele de vapori citite se multiplică cu 2.

Observație: Așa cum rezultă din relația 9.2.4, în situația în care $p_s > p_v$, apa se evaporă și fluxul de vapori $\dot{M}$ este preluat de aerul din încăpere (degajare de umiditate); dacă $p_s < p_v$ (caz în care temperatura superficială a apei este inferioară temperaturii punctului de rouă a aerului interior) vaporii de apă din aer condensează pe suprafața apei (consum de umiditate).

• Se poate utiliza, de asemenea, relația aproximativă:

$$\dot{M} = A \cdot C'_v (x_s - x) \quad [kg/s] \qquad (9.2.6)$$

unde:

x_s - este conținutul de umiditate al aerului saturat, corespunzător temperaturii θ_s [kg/kg];

x - idem, pentru aerul din încăpere [kg/kg];

C'_v - coeficientul de evaporare referitor la x:

$$C'_v = (6{,}95 + 5{,}28v) 10^{-13} \quad [kg/m^2 \cdot s] \qquad (9.2.7).$$

Pentru calculul degajărilor de vapori de apă de la un bazin, pentru o temperatură interioară θ_i = 20...30 °C, și φ_i = 50 % temperatura apei θ_a = 22...30 °C se utilizează graficul din fig. 9.2.2 trasat pe baza relațiilor 9.2.6 și 9.2.7. Cele două grupe de curbe sunt trasate pentru o viteză a aerului de 0,1 și 1 m/s.

Exemplul de calcul 2

Se calculează debitul de apă evaporat de la suprafața unui rezervor, cunoscând: temperatura la suprafața apei θ_s = 35 °C, suprafața liberă a apei A = 1,2 m², starea aerului interior: θ_i = 18 °C, φ_i =50 %, viteza aerului paralelă cu suprafața apei, v = 1 m/s, presiunea barometrică B = 745 mm Hg.

Pentru θ_s=33 °C, găsim p_s=50,29 mbar, x_s = 32,94·10⁻³ kg/kg $_{aer\ uscat}$ (tab.3.3.4). Pentru aerul interior de θ_i =18 °C și φ_i = 50 %, corespund p_v =10,3 mbar (tab. 3.3.5) și x = 6,47 ·10⁻³ kg/kg (tab. 3.3.2).

$B = 745 \cdot 1{,}33 \cdot 10^{-3} = 0{,}991$ bar.

Se calculează coeficientul de evaporare C_v (conform relației 9.2.5):

$C_v = (4{,}77 + 3{,}625 \cdot 1) \cdot 10^{-6} = 8{,}395 \cdot 10^{-6}$ kg/m²·s·mbar.

Din relația 9.2.4 rezultă:

$G = 1{,}2 \cdot 8{,}395 \cdot 10^{-6} (50{,}29 - 10{,}3) \cdot 1{,}013/0{,}991 = 0{,}412 \cdot 10^{-3}$ kg/s = 1,483 kg/h.

Din fig. 9.2.1, pentru:

$p_s - p_v = (50{,}29 - 10{,}3)$ mbar ≈ 40 mbar rezultă $\dot{M}$ = 1220 g/h·m².

Pentru A =1,2 m²; $\dot{M}$ = 1,2·1,22 = = 1,46 kg/h.

Sau, folosind relațiile 9.2.6 și 9.2.7:

$C'_v = (6{,}95 + 5{,}28 \cdot 1) \cdot 10^{-3} = 12{,}23 \cdot 10^{-3}$ kg/m²·s

$\dot{M} = 1{,}2 \cdot 12{,}23 \cdot 10^{-3} \cdot (32{,}94 - 6{,}47) \cdot 10^{-3} = 0{,}388 \cdot 10^{-3}$ kg/s = 1,4 kg/h.

Din fig. 9.2.2 rezultă:

$\dot{M}$ = 1150 g/h·m² iar pentru A = 1,2 m²

$\dot{M} = 1{,}15 \cdot 1{,}2 =$ 1,38 kg/h

• Un calcul mai exact are la bază relațiile criteriale pentru transferul de masă. Debitul de vapori este:

$$\dot{M} = A \cdot \beta_v \cdot (c_s - c_v) \quad [kg/s] \qquad (9.2.8)$$

unde:

c_s - este concentrația de vapori la saturație, corespunzătoare temperaturii superficiale a apei [kg/m³]; ($c_s = \rho_s$ - densitatea vaporilor saturați);

c_v - idem, a vaporilor de apă din încăpere [kg/m³] ($c_v = \rho_v$ - densitatea vaporilor de apă);

β_v - coeficient de transfer de masă;

A - suprafața de evaporare [m²];

- Pentru transfer de masă ρ în convecție liberă:

Pentru $Re < 2 \cdot 10^4$; $Gr \cdot Pr > 6 \cdot 10^7$, β_v se calculează cu relația:

$$\beta_v = Sh \cdot D / l \qquad (9.2.9)$$

unde:

$Sh = 0,1386 \cdot (1+0,5\ Ar^{-0,5}) \cdot (Gr \cdot Sc)^{1/3}$ (9.2.10)

- Pentru transfer de masă în convecție forțată:

Pentru $Re > 2 \cdot 10^4$ și $Ar \leq Pr^{1/3}$, se utilizează relația criterială:

$Sh = 0,0398\ [1 + 0,18 \cdot (1 + Ar^{0,5}) \cdot Ar^{0,25}\ ] \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3}$ (9.2.11).

S-au folosit criteriile:

$Sh = \beta_v \cdot l/D$ - Sherwood;

$Re = vl/\nu$ - Reynolds;

$Gr = gl^3/\nu^2 \cdot (\rho_1 - \rho_2) / \rho_1$ - Grashof;

$Pr = \nu/a$ - Prandtl;

$Sc = \nu/D$ - Schmidt;

$Ar = gl/\nu^2 \cdot (\rho_1 - \rho_2)/\rho_1$ - Arhimede

unde:

$l = A^{1/2}$ - lungimea caracteristică [m];

v - viteza aerului [m/s];

ν - viscozitatea cinematică a aerului [m²/s];

a - difuzivitatea termică [m²/s];

D - coeficient de difuzie [m²/s];

ρ_1, ρ_2 - densitatea aerului în încăpere și, respectiv, la saturație corespunzătoare temperaturii superficiale a apei.

Coeficientul D se calculează cu relația:

$D = 9,87 \cdot 10^{-5} \cdot T^{1,81}{}_m / B$ (9.2.12)

unde:

T_m - temperatura medie a aerului [K];

B - presiunea barometrică [Pa].

Mărimile ν, a, D, Pr, Sc se determină pentru temperatura medie a aerului:

$\theta_m = (\theta_s + \theta_i)/2$ [C°] (9.2.13).

Exemplul de calcul 3

Se calculează debitul de apă evaporat de la suprafața unui rezervor de suprafață $A = 1$ m², temperatura superficială a apei $\theta_s = 37$ °C. Aerul interior are $\theta_i = 15$ °C, $\varphi_i = 50$ %, $v = 1$ m/s, $B = 750$ mmHg=99,75 kPa.

Se calculează temperatura medie a aerului $\theta_m = (37 + 15)/2 = 26$ °C; lungimea caracteristică $l = A^{1/2} = 1$ m.

Din tabelul 3.3.3 se citesc $\rho_1 = 1,206$ kg/m³ (la $\theta_i = 15$ °C și $\varphi = 50$ %) și $\rho_2 = 1,097$ kg/m³ (la $\theta_s = 37$ °C și $\varphi = 100$ %).

Din tabelul 3.3.3 se citesc: $c_s = \rho_s = 43,9 \cdot 10^{-3}$ kg/m³ (la 37 °C și $\varphi = 100$ %) și $c_v = \rho_v = 64 \cdot 10^{-3}$ kg/m³ (la 15° și $\varphi = 50$ %).

La $\theta_m = 26$ °C și presiune normală ($B_o = 1,0132 \cdot 10^5$ Pa) $Pr = 0,71$ și $\nu_o = 15,53 \cdot 10^{-6}$ m²/s. La $B = 10^5$ Pa: $\nu = \nu_o \cdot 1,0132/B = 15,73 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

Coeficientul de difuzie calculat cu relația 9.2.12 este:

$D = 9,87 \cdot 10^{-5}\ (26 + 273)^{1,81}/10^5 = 2,99 \cdot 10^{-5}$ m²/s.

Se calculează criteriile:

$Sc = \nu/D = 15,73 \cdot 10^{-6}/2,99 \cdot 10^{-5} = 0,526$

$Re = vl/\nu = 1 \cdot 1/15,73 \cdot 10^{-6} = 6,36 \cdot 10^4$

$Ar = gl/v^2 \cdot (\rho_1 - \rho_2)/\rho_1 = 9,81 \cdot 1/1^2 \cdot (1,206 - 1,097)/1,206 = 0,887.$

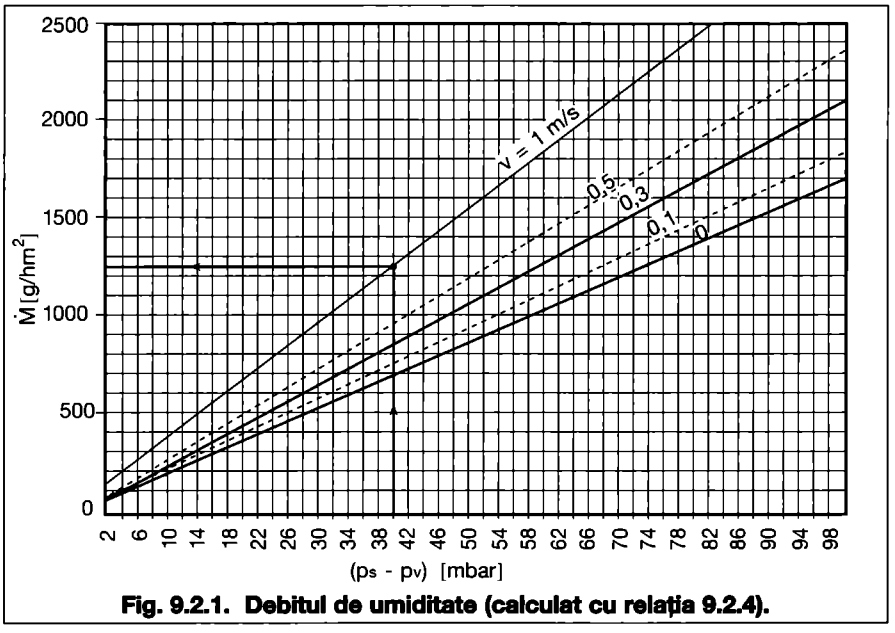


Fig. 9.2.1. Debitul de umiditate (calculat cu relația 9.2.4).

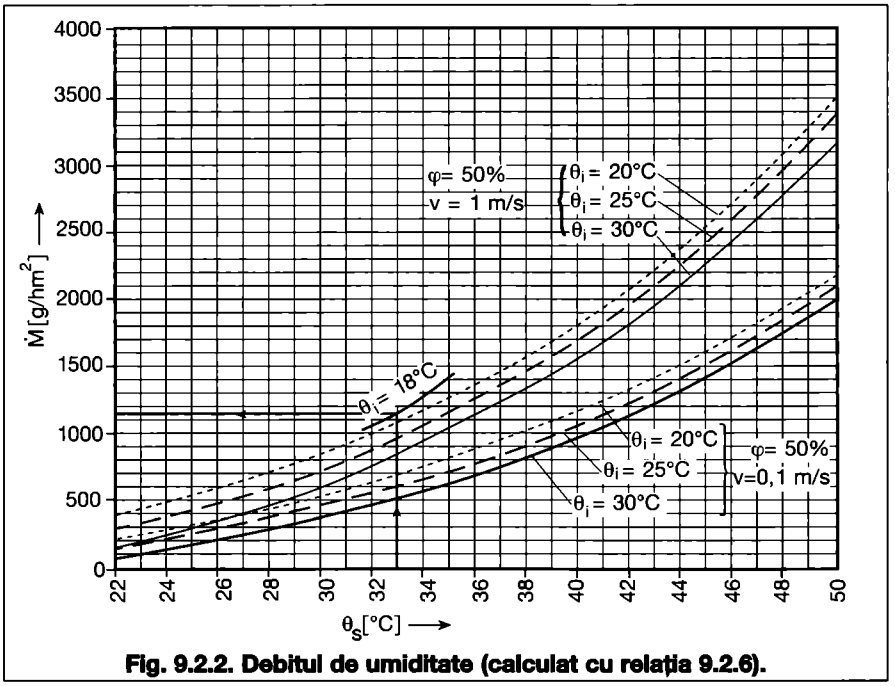


Fig. 9.2.2. Debitul de umiditate (calculat cu relația 9.2.6).

Tabelul 9.2.1 Temperatura la suprafața apei, θ_s.

temperatura masei de apă [°C]	θ_s [°C]
25	23
30	28
35	33
40	37
45	41
50	45
55	48
60	51
65	54
70	58
75	63
80	69
85	75
90	82
95	90

Tabelul 9.2.2. Temperatura suprafeței apei în bazine θ_a [°C] fără sursă proprie de căldură, în funcție de temperatura încăperii θ_i [°C] și umiditatea relativă φ_i [%] din încăpere

φ_i[%] \ θ_i [°C]	10	15	20	25	30
20	9	14	18,5	23,4	28,2
60	9,5	14,5	19,4	24,3	29,2
100	10	15	20	25	30

Temperatura θ_s s-a calculat cu relația: $\theta_s = \theta_i - (\theta_i - \theta_i')/8$, unde θ_i, θ_i' reprezintă temperatura respectiv, temperatura după termometrul umed al aerului din încăpere.

Deoarece $Re > 2 \cdot 10^4$ și $Ar < Pr^{1/3}$ ($Pr^{1/3} = 0,892$).

Se utilizează relația 9.2.10:

$Sh = 0,0398 \cdot [1 + 0,18(1 + 0,887^{0,5}) \cdot 0,887^{0,25}] \cdot (6,36 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,526^{1/3} = 299,4.$

Se calculează β_v cu relația 9.2.11

$\beta_v = 299,4 \cdot 2,99 \cdot 10^{-5} / l = 8,95 \cdot 10^{-3}$ m/s.

Din 9.2.8 rezultă debitul de vapori:

$\dot{M} = 1 \cdot 8,95 \cdot 10^{-3} \cdot (43,9 - 6,4) \cdot 10^{-3} = 0,336 \cdot 10^{-3}$ kg/s $= 1,21$ kg/h.

9.2.1.2.2 Straturi subțiri de apă

Este cazul apei care staționează pe pardoseală sau în vase de înălțime mică; considerând că temperatura apei devine egală cu temperatura după termometrul umed a aerului din încăpere θ_i', fluxul de vapori degajat de la suprafața apei este:

$$\dot{M} = \frac{h_c A (\theta_i - \theta_i')}{h_v \cdot 10^3} \quad [kg/s] \qquad (9.2.14)$$

unde:

h_c - este coeficient de convecție [W/m²·K];

A - suprafața de evaporare [m²];

θ_i - temperatura aerului [°C];

h_v - entalpia vaporilor [kJ/kg], calculată cu relația 9.2.3 pentru $\theta = \theta_i'$.

- Pentru calcule aproximative, se poate considera:

$$h_c = (0,6...1,3) \cdot \sqrt[4]{\Delta T}$$

pentru convecție liberă și

$h_c = 5 \cdot v^{0,8} / l^{0,2}$ pentru convecție forțată;

$l = A^{1/2}$ - lungimea caracteristică.

- Pentru un calcul mai apropiat de fenomenul fizic, h_c se determină din relațiile criteriale:

- în regim de convecție liberă, dacă $Re < 2 \cdot 10^4$ și $Gr \cdot Pr > 6 \cdot 10^7$:

$Nu = 0,0337 [1 + 0,5 Ar^{-0,5}] \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/3}$ (9.2.15).

- în regim de convecție forțată, pentru $Re > 2 \cdot 10^4$ și $Ar^{0,8} \le Pr^{1/3}$

$Nu = 0,0337 \cdot [1 + 0,18(1 + Ar^{-0,5}) \cdot Ar^{0,25}] Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$ (9.2.16)

unde:

$Nu = h_c l / \lambda$ - criteriul Nusselt,

cu:

λ - coeficient de conducție termică a aerului, stabilit la temperatura medie θ_m (relația 9.2.13), pentru $\theta_s = \theta_i'$.

Celelalte criterii se calculează ca la exemplul 2.

Exemplul de calcul 4

Se calculează debitul de umiditate ce se evaporă de pe suprafața pardoselii unei încăperi industriale cunoscând: starea aerului interior $\theta_i = 18$ °C, $\varphi_i = 70$ %, $B = 750$ mmHg, viteza aerului în secțiunea transversală a încăperii, $v = 0,01$ m/s, suprafața apei $A = 36$ m².

Din diagrama h-x se citește $\theta_i' = 14,6$ °C.

Se calculează:

$\theta_m = (14,6 + 18)/2 = 16,3$ °C;

lungimea caracteristică:

$l = \sqrt{A} = \sqrt{36} = 6$ m

Din tabelul 3.3.3 se citesc:

$\rho_1 = 1,191$ kg/m³ (la $\theta_i = 18$ °C, $\varphi_i = 70$ %) și $\rho_2 = 1,204$ (la $\theta = 14,6$ °C și $\varphi = 100$ %).

La $\theta_m = 16,3$ °C și presiune nominală ($B_o = 1,0132 \cdot 10^5$ Pa), $Pr = 0,702$; $\lambda = 2,63 \cdot 10^{-2}$ W/m²·K;

$\nu_o = 14,5 \cdot 10^{-5}$ m²/s. La $B = 10^5$ Pa, $\nu = \nu_o \cdot 1,0132/B = 14,5 \cdot 10^6 \cdot 1,0132 = 14,69 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

Se calculează criteriile:

$Re = 0,01 \cdot 6 / 14,69 \cdot 10^{-6} = 0,4 \cdot 10^4$;

$Ar = 9,8 \cdot 6 / (0,01)^2 \cdot (1,204 - 1,191)/1,204 = 63,488 \cdot 10^2$;

$Gr \cdot Pr = 9,8 \cdot 6^3 / (14,69 \cdot 10^{-6})^2 \cdot (1,204 - 1,191) / 1,204 \cdot 0,702 = 74,35 \cdot 10^9$.

Se calculează Nu cu relația 9.2.15:

$Nu = 0,113 \cdot [1 + 0,5 \cdot 6348,8^{-0,5}] (74,35 \cdot 10^9)^{1/3} = 478,13.$

De unde:

$h_c = Nu \cdot \lambda / l = 478,13 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2} / 6 = 2,096$ W/m²·K.

Din relația 9.2.3 rezultă:

$h_v = 2500 + 1,86 \cdot 14,6 = 2527$ kJ/kg.

Se calculează $\dot{M}$ cu relația 9.2.14:

$$\dot{M} = \frac{2,096 \cdot 36 (18 - 14,6)}{2527 \cdot 10^3} =$$

$= 0,1 \cdot 10^{-3}$ kg/s $= 0,36$ kg/h.

9.2.1.2.3 Scurgeri permanente de apă

În situația unui debit $\dot{M}_a$ [kg/s], dacă răcirea apei în încăpere se realizează de la o temperatură inițială θ_1 la o temperatură finală θ_2, debitul de vapori $\dot{M}$ este:

$$\dot{M} = \frac{\dot{M}_a \cdot c_a (\theta_1 - \theta_s)}{h_v} \quad [kg/s] \qquad (9.2.17)$$

unde:

c_a - căldura specifică a apei;

$c_a = 4,186$ kJ/kg·K;

h_v - se calculează cu relația 9.2.3, corespunzător temperaturii:

$\theta = (\theta_1 + \theta_2)/2$.

9.2.1.2.4 La suprafața liberă a soluțiilor apoase

Debitul total de masă transferat la suprafața soluțiilor apoase se determină cu relația:

$$\dot{M}_t = K_x \cdot \dot{M}_{vs} \quad [kg/s] \qquad (9.2.18)$$

unde:

K_x - este coeficient de reducere a evaporării soluției. Pentru câteva soluții apoase folosite la băile industriale, valorile coeficientului K_x, în procente, rezultă din fig. 9.3.1;

$\dot{M}_{vs}$ - debitul de vapori de la suprafața soluției, calculat cu relația 9.2.4 în care coeficientul de evaporare C_v pentru un curent paralel cu suprafața apei, de viteză v, este:

$C_v = (12,5 + 4,17v) \cdot 10^{-6}$ [kg/m²·s·mbar] (9.2.19)

Debitul de vapori de apă $\dot{M}$ se determină în funcție de debitul masic al noxei degajate, Y:

$\dot{M} = \dot{M}_t \cdot Y$ și $Y = K_n \cdot \dot{M}_t$ [kg/s] (9.2.20)

unde:

K_n - este coeficient de participație a noxei având valorile din tabelul 9.3.1.

Exemplul de calcul 5

Se calculează degajarea de vapori de

Tabelul 9.2.3. Valorile coeficienților $\alpha = \beta$ de preluare a căldurii, respectiv umidității în zona de lucru.

$\frac{h_z}{h}$	Direcția procesului, ε									
	555	622	714	833	1000	1250	1670	2700	5000	+∞
	Propagare ordonată (α = 0,075)									
0,1	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,09	0,12	0,19	0,40
0,2	0,20	0,17	0,16	0,15	0,13	0,13	0,14	0,18	0,24	0,42
0,3	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,19	0,20	0,23	0,30	0,48
0,4	0,40	0,35	0,34	0,29	0,26	0,25	0,26	0,27	0,35	0,53
0,5	0,50	0,44	0,42	0,38	0,34	0,33	0,33	0,35	0,41	0,59
0,6	0,60	0,56	0,51	0,49	0,47	0,44	0,42	0,45	0,49	0,66
0,7	0,70	0,70	0,65	0,61	0,60	0,56	0,55	0,54	0,62	0,74
0,8	0,80	0,79	0,76	0,73	0,72	0,69	0,68	0,68	0,73	0,82
0,9	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,83	0,83	0,81	0,83	0,90
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	Propagare dezordonată (α = 1,0)									
0,1	0,10	0,15	0,2	0,31	0,40	0,51	0,60	0,71	0,81	0,91
0,2	0,20	0,26	0,24	0,41	0,49	0,58	0,66	0,76	0,83	0,92
0,3	0,30	0,37	0,43	0,50	0,56	0,64	0,71	0,79	0,86	0,93
0,4	0,40	0,44	0,53	0,57	0,62	0,69	0,76	0,81	0,88	0,94
0,5	0,50	0,53	0,59	0,64	0,70	0,74	0,79	0,84	0,90	0,95
0,6	0,60	0,64	0,67	0,72	0,76	0,80	0,83	0,88	0,91	0,96
0,7	0,70	0,76	0,77	0,79	0,83	0,85	0,89	0,90	0,94	0,97
0,8	0,80	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98
0,9	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

la o baterie de cuprare, cu temperatura: θ_B = 60 °C.

Starea aerului din încăpere este: θ_i =18 °C, φ_i = 50 %,

viteza aerului paralelă cu suprafața apei: v = =1 m/s,

presiunea:

B = 745 mmHg =0,991 bar.

Suprafața băii A = 1,2 m².

Din tabelul 9.2.1 rezultă θ_s = *51* °C. Din tabelele 3.3.4 și 3.3.5, p_s = 128,6 mbar și, respectiv, p_v = 10,3 mbar.

Din relația 9.2.19, c_v = *(12,5 + 4,17·1)10⁻⁶ = 16,67·10⁻⁶* kg/m²·s·mbar și din 9.2.4, $\dot{M}_{vs}$ = *1,2·16,67·10⁻⁶ (128,6 - -10,3)1,013/0,991 = 2,419·10⁻³* kg/s = *= 8,7* kg/h.

Din fig. 9.3.1, K_x = 28 %.

Debitul total de degajare, conform 9.2.18 este:

$\dot{M}_t$ = *0,28·2,419·10⁻³ = 0,677·10⁻³* kg/s = *2,44* kg/h.

Debitul de SO_2 degajat, conform relației 9.2.20, pentru K_n = *0,137* (tabel 9.3.2):

Y = *0,137·0,677·10⁻³ = 0,093·10⁻³* kg/s = *0,33* kg/h.

Debitul de vapori de apă:

$\dot{M}$ = *0,677·10⁻³ - 0,093·10⁻³ = = 0,584· 10⁻³* kg/s = *2,1* kg/h.

9.2.1.3 Degajări de umiditate de la suprafața apei în fierbere

• Dacă fierberea se realizează prin injecție de abur, debitul de vapori degajat se consideră egal cu consumul de abur.

• Pentru cazurile curente de fierbere prin încălzirea apei cu o sursă oarecare de căldură, se poate considera o degajare specifică de vapori g_v (pe unitate de suprafață de apă):

g_v = *(1,1...1,4)10⁻²* kg/s·m².

Dacă suprafața de evaporare este acoperită cu capac, valoarea de mai sus se modifică cu un coeficient c = *0,1...0,3,* datorită creșterii presiunii parțiale a vaporilor sub capac, ce frânează evaporarea.

9.2.1.4 Degajări de umiditate de la mâncare

Se evaluează în cazul sălilor de mese din cantine, restaurante, spitale etc.

Considerând că o cotă parte *a,* din căldura totală degajată de la mâncare Φ_m [W], se realizează sub formă de căldură latentă, debitul de vapori de apă degajați de la mâncare $\dot{M}$ rezultă:

$$\dot{M} = \frac{a \cdot \Phi_m}{10^3 h_v} \quad \text{[kg/s]} \qquad (9.2.21)$$

unde:

h_v - se calculează cu relația 9.2.3, pentru θ = *55* °C [kJ/kg].

Considerând, în medie, degajarea de căldură latentă, de la o porție de mâncare, de 8,7 W (pentru a = 0,5), rezultă debitul de vapori pentru o farfurie, g_f = 3,34·10⁻⁶ kg/s.

Atunci, pentru N farfurii (persoane), rezultă:

$\dot{M} = g_f \cdot N$ = *3,34·10⁻⁶N* [kg/s] (9.2.22).

9.2.1.5 Degajări de umiditate de la materiale care se usucă în încăpere

Considerând că umiditatea inițială și finală a materialului este φ_1, respectiv, φ_2 [kg apă/kg material uscat], debitul de vapori degajat $\dot{M}$ este:

$$\dot{M} = \dot{M}_m \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{1 + \varphi_2} \quad \text{[kg/s]} \qquad (9.2.23)$$

unde:

$\dot{M}_m$ - este masa finală a materialului umed care își modifică umiditatea în încăpere, în unitatea de timp [kg/s].

9.2.1.6 Degajări de umiditate la arderea unor substanțe

Debitul de vapori $\dot{M}$ produs prin arderea unui debit de substanță combustibilă $\dot{M}_c$ [kg/s], rezultă din relația:

$\dot{M} = g_v \cdot \dot{M}_c$ [kg/s] (9.2.24)

unde:

g_v - este masa vaporilor rezultată din arderea a 1 kg combustibil [kg/kg].

Valorile g_v pentru câteva substanțe combustibile sunt următoarele:

- acetilenă g_v = *0,7* kg/kg;
- benzină g_v = *1,4* kg/kg;
- hidrogen g_v = *9,0* kg/kg;
- gaz de apă g_v = *0,61* kg/kg;
- metan g_v = *2,25* kg/kg;
- gaz de iluminat g_v = *1,31* kg/kg (din huilă).

9.2.1.7 Degajări de umiditate de la călcatul rufelor

Debitele de umiditate se pot calcula considerând următoarele degajări specifice de vapori:

- la călcarea rufelor centrifugate - 0,5 kg/kg rufe uscate;
- la călcarea hainelor și covoarelor - 2,5 kg/kg material-uscat.

9.2.1.8 Alte degăjări și consumuri de umiditate

În multe situații, degajările de umiditate trebuie stabilite pe cale experimentală, prin cântărire (exemplu: la uscarea materialelor, dacă nu se cunosc valorile umidității φ_1 și φ_2 impuse de procesul tehnologic, la uscarea în contact cu suprafețe calde etc).

Debitele de vapori care se degajă de la diferite mașini și utilaje sau de la conducte neetanșe, depind de tipul acestora, de gradul de uzură, de procesul tehnologic. Astfel de date sunt furnizate de documentația de specialitate pentru fiecare ramură industrială.

Consumurile de umiditate sunt, de asemenea, dificil de evaluat. Ele pot apare în situația condensării vaporilor de apă pe suprafețele reci ale materialelor și elementelor de construcții, sau în diferite procese tehnologice în care se lucrează cu substanțe higroscopice. De obicei, debitele de vapori ce condensează pe suprafețe sunt neglijate în calcul.

Absorbția vaporilor de apă în stratul de zugrăveală de pe pereți depinde de porozitatea acestuia. Anumite materiale, ca de exemplu, vopselele gliceroftalice au o capacitate de absorbție nulă.

În cazul unor materiale ce absorb umiditatea din aerul încăperii, consumul de umiditate se poate calcula folosind relația 9.2.23, dacă se cunoaște umiditatea inițială φ_1 și finală φ_2 a materialului. În alte situații, trebuie să se dispună de date specifice care să permită evaluarea consumului de vapori din încăperi.

9.2.2. Calculul sarcinii de umiditate a unei încăperi

Sarcina de umiditate de iarnă și de vară

Sarcina de umiditate a unei încăperi reprezintă debitul de vapori de apă ce este preluat sau cedat aerului din încăpere de către aerul de ventilare. Astfel definită, sarcina de umiditate nu include debitul de vapori conținuți în debitul de aer introdus.

Sarcina de umiditate a încăperii $\dot{M}_v$ rezultă din însumarea debitelor de vapori degajați $\Sigma \dot{M}_{deg}$ și a debitelor de vapori absorbiți (consumați) în încăpere $\Sigma \dot{M}_{cons}$:

$\dot{M}_v = \Sigma \dot{M}_{deg} - \Sigma \dot{M}_{cons}$ (9.2.25).

Degajările și consumurile de umiditate se calculează conform § 9.2.1, în funcție de sursele de umiditate și corespunzător stării aerului din încăpere în situația de calcul (de obicei, în condiții de calcul nominale de vară și de iarnă). Se obțin astfel sarcinile nominale de vapori pentru fiecare situație de calcul, diferite datorită condițiilor interioare și ipotezelor de calcul specifice.

Cunoașterea sarcinii de umiditate este necesară pentru calcularea razei procesului de evoluție a aerului din încăpere și pentru determinarea debitului de aer. Deoarece procesele de preluare/cedare de căldură și umiditate sunt simultane, ipotezele făcute pentru calculul degajărilor/consumurilor de umiditate trebuie să fie similare cu cele pentru calculul degajărilor/pierderilor de căldură. Un exemplu îl constitue calculul în situația unei scheme de ventilare "jos-sus" prezentat în continuare.

Preluarea degajărilor de umiditate în cazul ventilării "jos - sus".

În cazul încăperilor aglomerate sau al celor industriale la care degajările de umiditate provin, în principal, de la oameni, în cazul ventilării încăperilor după schema de principiu "jos-sus", aceste

degajări nu vor fi luate în calcul pentru bilanțul zonei de activitate, după cum nu se include, în bilanțul termic, nici căldura latentă degajată. Explicația este dată de faptul că vaporii degajați de om prin respirație sau prin evaporare de la suprafața pielii, realizează un jet cu o densitate mai mică decât a aerului din încăpere dirijat spre zona superioară, astfel încât nu se modifică bilanțul zonei inferioare.

În încăperile industriale cu degajări importante de căldură și umiditate de la diverse surse, procesul complex de transfer termic pe verticală conduce la stratificarea aerului interior. Pentru a efectua bilanțul zonei de lucru, se folosesc coeficienții de preluare a căldurii α și umidității β. Valorile coeficienților $\alpha = \beta$ sunt date în tabelul 9.2.3 în funcție de raza procesului de preluare a căldurii și umidității din încăpere ε, de raportul dintre înălțimea zonei de lucru și înălțimea totală a halei h_2/h, și de caracterul de propagare, ordonată sau dezordonată.

În acest caz, sarcina de umiditate a zonei de lucru se calculează cu relația:

$\dot{M}_{zl} = \beta \dot{M}$ (9.2.26)

unde:

$\dot{M}$ - este debitul total de vapori de apă degajați în încăpere.

9.3. Bilanțurile de gaze, vapori și praf ale unei încăperi

Efectele substanțelor nocive asupra organismului omenesc depind de natura și concentrația lor în aerul încăperii, precum și de durata acestora. Unele substanțe produc intoxicații acute chiar la durate scurte de inhalare, altele produc intoxicații cronice în cazul preluării lor lente de către organism. Alte substanțe sunt iritante, narcotice sau numai rău mirositoare. În sfârșit, unele substanțe, în amestec cu aerul, pot provoca explozii sau incendii.

În diferite secții ale întreprinderilor industriale diversitatea substanțelor nocive degajate îmbracă o gamă foarte largă. În Normele generale de protecție a muncii (N.G.P.M.) sunt date concentrațiile maxime admisibile în aerul încăperilor, pentru fiecare substanță în parte, concentrații care, împreună cu debitele de substanțe degajate, stau la baza determinării debitului de aer de ventilare (tab. 2.3.9).

9.3.1. Surse de degajări de gaze și vapori nocivi

Degajări de CO_2 de la oameni

În orice încăpere social-culturală, de locuit sau industrială se întâlnește prezența omului care, în procesul de expirație, degajă o anumită cantitate de bioxid de carbon g_{CO2}. Degajările de CO_2 se calculează cu relația:

$Y_{CO2} = N \cdot g_{CO2}$ [g/h] (9.3.1)

unde:

Y_{CO2} - este cantitatea totală de CO_2 dintr-o încăpere;

N - numărul de persoane;

g_{CO2} - degajare specifică de CO_2 în funcție de vârstă și natura activității desfășurate [g/h·pers] conform tabelului 9.3.1.

Degajări de gaze și vapori de la utilaje și conducte

Deși utilajele și conductele se construiesc etanșe există scăpări prin neetanșeitățile acestora care cresc odată cu gradul lor de uzură. Aceste scăpări variază în limite foarte largi (0...12 %) din volumul interior al utilajelor și sistemului de conducte.

Presupunând că scăpările de gaze și vapori se supun acelorași legi ca și curgerea prin orificii mici în regim adiabatic, acestea se pot determina cu relația:

$$Y = c \cdot k \cdot V \cdot \sqrt{\frac{M}{T}} \quad [kg/h] \qquad (9.3.2)$$

unde:

Y - este debitul de substanțe sau vapori [kg/h];

c - coeficient ce ține seama de presiunea gazelor sau vaporilor din interiorul utilajelor, (c = 0,12...0,37 [(kg·kmol·K$^{1/2}$)/m^3·h]);

k - coeficient de siguranță ce ține seama de uzura utilajelor, (k = 1...2);

V - volumul interior al utilajului sau sistemului de conducte [m^3];

M - masa moleculară [kg/kmol];

T - temperatura gazelor sau vaporilor [K].

Reacții chimice

Cantitatea de gaze și vapori rezultată poate fi calculată cunoscând natura și cantitatea de substanțe intrate în reacția chimică. La aceste determinări tre-

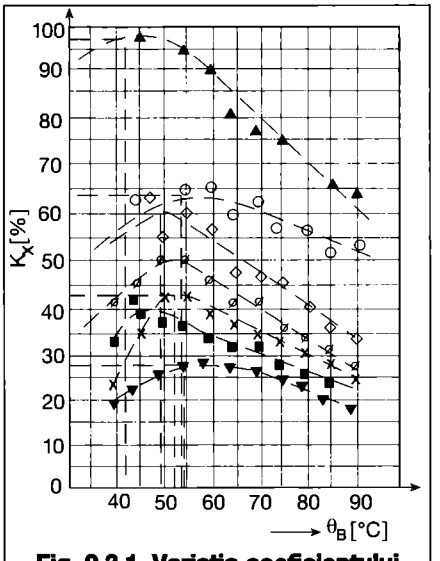


Fig. 9.3.1. Variația coeficientului de evaporare, K_x, pentru diferite soluții: θ_B - temperatura băii (legendă în fig. 9.3.2).

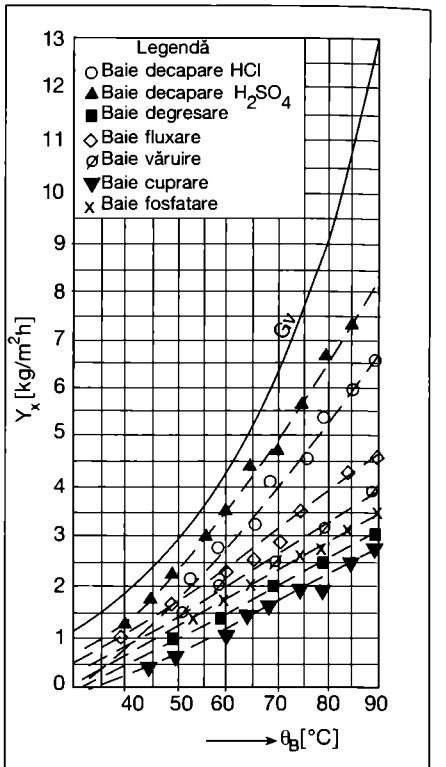
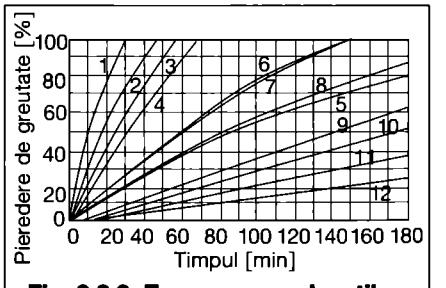


Fig. 9.3.2. Fluxul de masă pentru diferite soluții apoase (v = 2 m/s) θ_B - temperatura băii.



Fig, 9.3.3. Evaporarea solvenților:
1 - etilacetat; 2- benzen; 3 - alcool butilic terțiar (trimetilcarbinol); 4 - toluen; 5 - acetat de butil; 6 - dietil carbonat; 7 - solvent nafta; 8 - acetat amil; 9 - apă; 10 - alcool butilic; 11 - alcool etilic; 12 - furfurol.

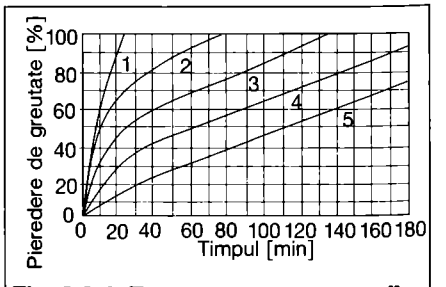


Fig. 9.3.4. Evaporarea amestecurilor de solvenți:
1 - acetat de etil 100%; 2 - alcool butilic 25% + acetat de etil 75%; 3 - alcool butilic 50% + acetat de etil 50%; 4 - alcool butilic 75% + acetat de etil 25%; 5 - alcool butilic 100%.

buie să se țină seama de faptul că nu totdeauna se lucrează cu substanțe chimice pure, ci "tehnic pure", astfel încât, în urma reacțiilor, pot rezulta și alte substanțe care pot fi și ele nocive.

Degajări de vapori nocivi de pe suprafețe deschise

Sunt specifice, în general, proceselor de tratare termică de suprafață în soluții chimice. Pentru soluții utilizate curent în tratamentele de suprafață a metalelor (băi industriale) se determină fluxul total de masă, $\dot{M}_t$, care conține vapori de apă și substanțe chimice, conform relației:

$$\dot{M}_t = (K_x \cdot \dot{M}_v)/100 \quad [kg/m^2 \cdot h] \quad (9.3.3)$$

în care:

K_x - este coeficientul de evaporare indicat în fig. 9.3.1;

$\dot{M}_v$ - cantitatea totală de vapori [kg/m²·h].

Relația 9.3.3 este reprezentată grafic în fig. 9.3.2.

Structura noxelor și participația procentuală a acestora în fluxul total degajat se face, de regulă, prin analize gaztitrimetrice, pe baza coeficientului de participație K_n, având valori indicate în tabelul 9.3.2, în care θ_B temperatura băii.

Tabelul 9.3.1. Degajările de CO_2 ale oamenilor.

Vârsta omului și caracterul muncii	CO_2 [l/h]	CO_2 [g/h]
Adulți		
- muncă fizică	45	68
- muncă ușoară	23	35
- repaus	23	35
Copii până la 12 ani	12	18

Tabelul 9.3.2. Structura noxelor și valorile coeficienților de participație K_n.

Funcțiunea băii și denumirea convențională a soluției din baie	Compoziție de lucru	θ_B [°C]	Natura noxei	K_n [%]
Decapare cu H_2SO_4	H_2SO_4; $FeSO_4$	65	SO_2	0,98
Decapare cu HCl	HCl; $FeCl_2$	40	HCl	9,23
Degresare	NaOH; Na_2CO_3	80	-	-
Fluxare	$ZnCl_2$; Na_3PO_4	60	-	-
Văruire	$Na_2B_4O_7$; Na_2CO_3	90	-	-
Cuprare	H_2SO_4; $CuSO_4$	20/40	SO_2	13,74
Fosfatare	Fosfat tip 3; H_2SO_4	90	SO_2	0,40

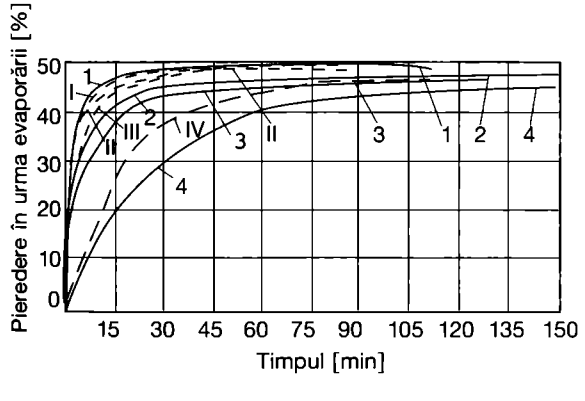


Fig. 9.3.5 Evaporarea solvenților din lacuri și vopsele

1, I -terebentină; 2, II - benzină; 3, III - benzen; 4, IV - benzină de lacuri (cifrele arabe se referă la lacuri grase, iar cele romane la lacuri slabe).

Fluxul de noxe degajat Y_x se poate determina cu relația:

$$Y_x = K_n \cdot \dot{M}_t \quad [kg/m^2 \cdot h] \quad (9.3.4).$$

Evaporarea de pe suprafețe acoperite cu solvenți, lacuri și vopsele

Procesul de evaporare este, în general, complicat, deoarece cantitatea de vapori nu este constantă în timp. Pe măsură ce aerul ambiant se încarcă cu vapori, presiunea parțială a acestora în amestec cu aerul crește și, în consecință, cantitatea de vapori scade.

În cazul solvenților, care constituie elementele volatile ale lacurilor și vopselelor, procesul este și mai complicat din cauza peliculei ce se formează pe suprafața de evaporare. Până la formarea peliculei degajarea este violentă, după care este încetinită considerabil. Dacă la cele de mai sus se adaugă faptul că soluțiile folosite sunt amestecuri de lichide care, în stare de vapori, au presiuni parțiale diferite, determinarea pe cale teoretică a degajărilor de vapori este dificilă. Pentru calcule rapide, aproximative, se pot folosi nomograme de tipul celor din fig. 9.3.3, 9.3.4 și 9.3.5.

Degajări de gaze de la motoare cu ardere internă

Cantitatea de gaze degajate depinde de tipul motorului, combustibilul folosit și turație (viteză). Motoarele cu explozie funcționând cu benzină obișnuită eliberează gaze în componența cărora elementele cele mai periculoase sunt oxidul de carbon și acroleina. În cazul utilizării benzinei etilate, gazele de eșapament conțin, pe lângă cei doi constituienți, și oxid de plumb, extrem de periculos (valoare admisibilă de 0,004 mg/l).

Pentru motoarele Diesel, gazele de eșapament au constituienți cu periculozitate maximă: acroleina (aldehidă acrilică, acrilaldehida sau propenal) în procent de greutate 14 % și oxid de carbon 38 %.

Cercetări, pe o gamă variată de motoare cu benzină și Diesel atât de fabricație românească cât și străină, la diferite regimuri de viteză (turații), oferă date asupra compușilor gazelor de eșapament. În tabelul 9.3.3 sunt date valorile de gaze eșapate și componenții nocivi pentru motoarele cu benzină și Diesel.

Tabelul 9.3.3. Debite de gaze eșapate și componenți nocivi.

Denumirea parametrului și unitatea de măsură	Turația motorului [rot/min] 800	1100	1500	2100	2500	3000
MOTOARE CU BENZINĂ						
viteza de ieșire [m/s]	8,2	8,9	9,4	12,7	16,2	17,8
debitul volumic [m³/h]	33,4	36,3	38,4	51,8	66,7	72,6
debitul masic [kg/h]	41,5	45,0	47,6	64,3	82,0	90,1
concentrație acroleină [mg/m³]	10,0	10,2	10,1	11,4	11,8	12,1
debit masic acroleină [mg/h]	334,6	386,7	387,3	590,7	779,9	878,8
concentrație CO [mg/m³]	84,0	79,0	90,0	93,0	100,0	107,0
debit masic CO [mg/h]	2811,0	2869,6	3452,0	4819,0	6609,0	8800,0
MOTOARE DIESEL						
viteza de ieșire [m/s]	5,2	6,1	6,8	8,4	9,8	10,5
debitul volumic [m³/h]	94,0	110,3	122,9	151,9	177,2	189,8
debit masic [kg/h]	116,6	136,7	152,4	188,3	219,7	235,4
concentrație acroleină [mg/m³]	8,0	15,0	35,0	50,0	46,0	35,0
debit masic acroleină [mg/h]	752,2	1654,0	4303,0	7593,0	7973,0	6644,0
concentrație CO [mg/m³]	20,0	23,0	50,0	74,0	45,0	30,0
debit masic CO [mg/h]	1880,0	2537,0	6147,0	11238,0	7973,0	5695,0

9.3.2. Surse și degajări de praf

Degajările de praf din încăperile industriale ridică probleme greu de rezolvat, atât din punct de vedere al acțiunii nocive asupra oamenilor sau utilajelor, cât și din punct de vedere al stabilirii cantității degajate în diferite procese de producție.

Pentru procesele tehnologice care includ fărâmițarea mecanică a corpurilor solide, prelucrarea suprafețelor corpurilor solide precum și acolo unde se

lucrează cu materiale pulverulente, cantitatea de praf se poate determina numai prin metoda gravimetrică. Prin această metodă se determină cantitatea totală de praf, cea depusă și cea care se găsește în suspensie. Pentru determinarea debitului de aer interesează numai cea în suspensie.

În procesele cu reacții chimice (instalații de ardere, obținerea materialelor etc.) cantitatea de praf se poate evalua aproximativ, pornind de la ecuația reacției chimice. De exemplu, la cuptoarele cu arc electric pentru obținerea oțelului, cantitatea de praf degajată în condiții normale de funcționare este cuprinsă între *0,7 și 1,4* g/m³.

Observații:

- Pentru alte procese se evaluează debitul de aer în funcție de catitatea de materiale ce intră în procesul de producție și care sunt surse de producerea prafului. De exemplu, pentru instalațiile de dezbatere a miezului de formare de pe piesele turnate se consideră circa *7000...1000* m³/h·m² grătar.

În procesele de sudare 1 kg de electrozi degajă 20 g substanțe nocive (amestec de bioxid de mangan, compuși ai azotului și praf fin).

- În cazul cuptoarelor cu plumb topit sau al băilor cu plumb se degajă aerosoli de plumb prin formarea zgurii, datorită capacității de oxidare extrem de mari pe care o are plumbul la temperaturi ridicate în contact cu oxigenul din aer. În timpul evacuării zgurei prin procesele actuale, cantitatea de aerosoli de plumb degajată, înregistrează valori între *44,6* și *166* mg/m³.
- În procesele de polizare a pieselor metalice, ținând seama de durata efectivă de lucru, cantitatea de praf emisă este *100...250* g/h la debavurare și *25...50* g/h la curățire - șlefuire.

9.4. Debitul de aer pentru ventilarea sau climatizarea încăperilor

9.4.1. Relații generale de calcul

Debit de aer: cantitatea orară de aer introdusă într-o încăpere, necesară pentru menținerea concentrației unei noxe la o valoare dată. În cazul mai multor noxe se determină câte un debit de aer pentru fiecare dintre acestea și se adoptă cel mai mare debit rezultat prin calcul. Fac excepție de la această regulă câteva noxe, ce vor fi indicate ulterior, pentru care debitele se însumează.

Ecuația diferențială de bilanț pentru o încăpere de volum V:

$$(\dot{V}\cdot c_r + Y - \dot{V}\cdot c)\,dt = V\cdot dc \qquad (9.4.1)$$

în care:

$\dot{V}$ - este debitul de aer [m³/s];

Y - degajările nocive ale încăperii [g/s];

V - volumul încăperii [m³];

t - timpul [s];

c_r, c - concentrațiile noxei în aerul introdus, respectiv, în aerul încăperii la un moment dat [g/m³].

Ecuația 9.4.1 integrată conduce la relația:

$$\frac{\dot{V}(c_i - c_r) - Y}{\dot{V}(c_f - c_r) - Y} = e^{\dot{V}\cdot t/V} \qquad (9.4.2)$$

cu:

c_i, c_f - concentrațiile inițială, respectiv, finală ale noxei în aerul încăperii la momentul inițial, $t = 0$ și final t.

Relația 9.4.2 poate fi utilizată în două scopuri:

- Se urmărește determinarea concentrației finale c_f (debitul de aer $\dot{V}$ fiind cunoscut) după un anumit interval de timp t:

$$c_f = \left(c_r + \frac{Y}{\dot{V}}\right)\cdot\left(1 - e^{-\frac{\dot{V}\cdot t}{V}}\right) + c_i \cdot e^{-\frac{\dot{V}\cdot t}{V}} \qquad (9.4.3).$$

- Este impusă prin norme concentrația finală, $c_f \le c_{admisibil}$.

Se cere debitul de aer necesar, $\dot{V}$:

$$\dot{V} = \frac{Y}{c_f - c_r} - \frac{V}{t}\cdot\frac{c_f - c_i}{c_f - c_r} \qquad (9.4.4)$$

Relația 9.4.4 a fost obținută din 9.4.2 prin dezvoltarea în serie a termenului:

$$e^{\frac{\dot{V}\cdot t}{V}} \approx 1 + \frac{\dot{V}\cdot t}{V}\ .$$

Considerând funcționarea permanentă a instalației, $t = \infty$, relația debitului de aer devine:

$$\dot{V} = \frac{Y}{c_a - c_r} \qquad (9.4.5)$$

cu $c_f \le c_a$ (c admisibil).

Debitul de aer $\dot{V}$, necesar diluării diverselor nocivități se determină cu relațiile indicate în tabelul 9.4.1.

Exemplul de calcul 1

Într-o încăpere cu:

$V = 120$ m³,

se degajă $Y = 0{,}4$ g/s CO_2.

Concentrația inițială de CO_2 în aerul încăperii,

$c_i = 1{,}0$ g/m³, iar în aerul exterior,

$c_r = 0{,}75$ g/m³.

Debitul de aer pentru ventilare, $\dot{V}_t = 0{,}20$ m³/s. Se cere concentrația de CO_2 după 30 min.

Aplicând relația 9.4.3 rezultă:

$$c_f = \left(0{,}75 + \frac{0{,}4}{0{,}2}\right)\left(1 - e^{-0{,}2\cdot 30\cdot 60/120}\right) + 1{,}0\cdot e^{-0{,}2\cdot 30\cdot 60/120} = 2{,}66 \text{ g/m}^3\ .$$

Exemplul de calcul 2

Într-o încăpere în care se degajă $Y = 4$ g/s CO_2 se cere să se determine debitul de aer $\dot{V}$ pentru a nu se depăși concentrația admisibilă, $c_a = 1{,}5$ g/m³. Concentrația CO_2 în aerul exterior, $c_r = 0{,}75$ g/m³.

Conform relației 9.4.4 rezultă:

$$\dot{V} = \frac{4}{1{,}5 - 0{,}75} =$$

$= 5{,}33$ m³/s $= 19.200$ m³/h.

9.4.2. Debitul de aer pentru încăperi climatizate

9.4.2.1 Sistemul de ventilare "sus-jos", "sus-sus" sau "sus-jos/sus"

Pentru încăperile climatizate debitul de aer necesar rezultă, de regulă, din condiția eliminării simultane a căldurii și umidității în exces în perioada caldă a anului. Rezolvarea are loc utilizând diagrama h-x. Se înscrie în diagrama h-x (fig. 9.4.1 a) punctul de stare a aerului interior I_v, pe baza temperaturii θ_i și a umidității relative φ_i, adoptate pe considerente tehnologice sau de confort.

Se calculează raza procesului, $\varepsilon_v = \Phi_v/\dot{M}_v$,

cu:

Φ_v - sarcina termică de vară [kW] și

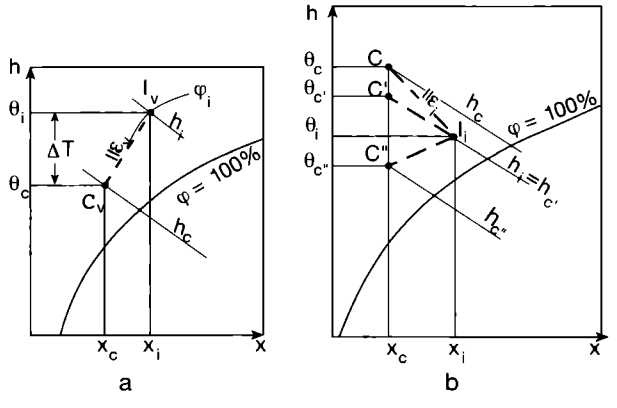


Fig. 9.4.1. Determinarea debitului de aer pentru încăperi climatizate în sistemul "sus-jos":

a - cazul de vară; b - cazul de iarnă.

$\dot{M}_v$ - sarcina de umiditate de vară [kg/s].

Prin punctul I_v se duce o paralelă la ε_v (direcția corectă se obține unind punctul 0 °C cu valoarea ε_v înscrisă pe marginea diagramei) până intersectează temperatura $\theta_c = \theta_i - \Delta T$ în punctul C_v. Diferența ΔT se alege 5...10 °C pentru sistemele de ventilare cu refulare sus și evacuare jos sau sus și 2...3 °C pentru sistemele jos-sus. Din diagrama h - x se citesc mărimile caracteristice ale punctelor I_v și C_v (h_i, x_i; h_c, x_c).

Debitul de aer necesar va fi:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_v}{h_i - h_c} = \frac{\dot{M}_v}{x_i - x_c} \quad [kg/s] \quad (9.4.6).$$

Recalcularea parametrilor aerului refulat iarna. În multe cazuri debitul de aer, determinat pentru sezonul cald, se menține același și pentru sezonul rece. Se cunosc, pe bază de calcul, sarcina de încălzire Φ_i, sarcina de umiditate, $\dot{M}_i$ și debitul de aer $\dot{M}$ determinat anterior. Pe baza bilanțurilor rezultă parametrii aerului refulat iarna:

$$h_c = h_i - \frac{\Phi_i}{\dot{M}}; \quad x_c = x_i - \frac{\dot{M}_i}{\dot{M}} \quad (9.4.7).$$

Punctul C_i rezultă la intersecția unei paralele la raza procesului iarna $\varepsilon_i = \Phi_i/\dot{M}_i$ cu unul din parametrii calculați, h_i sau x_i, așa cum se arată în fig. 9.4.1 b.

Observație: Φ_i poate fi pozitiv, zero sau negativ și, în consecință, $h_c \lessgtr h_i$.

Se va verifica dacă $\theta_c \geq 15$ °C (pentru a nu apare senzația de curent).

Dacă $\dot{V}_{iarnă} \neq \dot{V}_{vară}$, determinarea debitului de aer se face ca pentru situația de vară.

Exemplul de calcul 3

Într-o încăpere de producție, sarcina de răcire Φ_v = 25 kW, iar cea de umiditate $\dot{M}_v$ = 11,25 kg/h = 0,003125 kg/s. Starea aerului interior este definită de θ_i = 26 °C și φ_i = 50 %. Temperatura aerului refulat θ_c = 18 °C. Se cere debitul de aer $\dot{M}$.

Rezolvare:

$\varepsilon_v = 25/0,003125 = 8000$ kJ/kg.

Pe diagrama h-x se citesc parametrii punctului I_v:

$h_i = 53$ kJ/kg, $x_i = 10,66$ g/kg.

Paralela la $\varepsilon_v = 8000$ prin I_v intersectează $\theta_c = 18$ °C în C_v (fig. 9.4.1 a) pentru care corespund:

h_c = 41,4 kJ/kg, x_c = 9,21 g/kg.

Debitul de aer necesar, $\dot{M}$:

$$\dot{M} = \frac{25}{53 - 41,4} = \frac{0,003125}{(10,66 - 9,21)10^3} =$$

$= 2,155$ kg/s=7760 kg/h.

Exemplul de calcul 4

Se consideră o sală, având dimensiunile 20x15,4 m, cu destinația birou financiar-contabilitate, având sarcină totală de răcire Φ_v - 14,65 kW rezultată din aporturi din exterior - 6 kW; degajări de la ocupanți - 2,3 kW, degajări de la PC - 6 kW și de la iluminat - 0,35 kW.

Degajările de umiditate de la oameni: $\dot{M}_v = 0,55 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Parametrii de stare ai aerului interior:

- vara, I_v ($\theta_i = 26$ °C și $\varphi = 50$ %);
- iarna, I_i ($\theta_i = 22$ °C și $\varphi = 50$ %).

Se determină debitul de aer necesar pentru evacuarea căldurii și umidității în exces, schema de ventilare fiind sus-sus/sus-jos.

Rezolvare

Debitul de aer se determină folosind diferența de temperatură ΔT_c, între aerul interior θ_i și aerul refulat θ_c. Raza procesului:

$\varepsilon_v = \Phi_v/\dot{M}_v = 14,65/0,55 \cdot 10^{-3} \approx 26.600$ kJ/kg.

Se reprezintă punctul de stare al aerului interior I_v, în diagrama h - x, prin care se duce o paralelă la ε_v. În funcție de schema de ventilare se alege o diferență de temperatură ΔT_c. Se adoptă ΔT_c = 5 K.

Starea aerului tratat C_v rezultă la intersecția izotermei $\theta_c = 21$ °C cu paralela la raza procesului dusă prin I_v. Parametrii de stare pentru aerul refulat C_v sunt:

$\theta_c = 21$ °C; $x_c = 10,4$ g/kg;

$h_c = 47,4$ kJ/kg (fig. 9.4.2).

Debitul de aer se determină cu una din relațiile:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_v}{h_i - h_c} = \frac{14,65}{53 - 47,4} = 2,62 \ kg/s$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{M}_v}{x_i - x_c} = \frac{0,55}{10,5 - 10,29} = 2,62 \ kg/s$$

Nivelul ratei de schimb de aer este n = 6,55 h^{-1} (pentru debitul de aer rezultat din condiția de evacuare a căldurii).

Aceeași încăpere are bilanțul termic de iarnă $\Phi_i = 0,6$ kW având în componență: pierderile de căldură $\Phi_p = 19,2$ kW de la oameni 2,3 kW, de la PC 6 kW și de la corpurile de încălzire (care asigură o încălzire de gardă de +5 °C) de 10,3 kW. Bilanțul de umiditate, ce reprezintă degajările de umiditate de la oameni, este $\dot{M}_i = 0,3 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Parametrii aerului refulat, iarna C_i, în condițiile menținerii debitului de aer determinat din condiții de vară, vor fi:

$$h_c = h_i - \frac{\Phi_i}{\dot{V}} = 43,2 - \frac{0,6}{2,61} \cong 43 \ kJ/kg$$

$$x_c = x_i - \frac{\dot{M}_i}{\dot{V}} = 8,25 - \frac{0,3}{2,61} = 8,13 \ g/kg$$

9.4.2.2 Sistemul de ventilare "jos-sus"

Situația poate apare în cazul sălilor aglomerate la care introducerea aerului se face direct în zona de ședere (contratreaptă, spătarul sau piciorul scaunului) sau a încăperilor industriale de înălțime mare la care introducerea aerului se face în zona de lucru sau imediat în apropierea zonei de lucru. Bilanțurile termice și de umiditate se întocmesc separat pentru zona de lucru și separat pentru partea superioară. Debitul de aer se determină pe baza bilanțurilor pentru zona de lucru:

$$\dot{V} = \frac{\Phi_{zl}}{h_i - h_c} = \frac{\dot{M}_{zl}}{x_i - x_c}$$

iar parametrii aerului evacuat la partea superioară S_v (fig. 9.4.3), pe baza bilanțurilor globale:

$$h_s = h_c + \frac{\Phi}{\dot{V}}; \ x_s = x_c + \frac{\dot{M}}{\dot{V}} \quad (9.4.8).$$

Pentru încăperi climatizate (în lipsa altor precizări):

$\Phi_{z,l} = \alpha \cdot \Phi = (0,4...0,5) \cdot \Phi$;

$\dot{M}_{z,l} = \beta \cdot \dot{M} = (0,4...0,5) \cdot \dot{M}$.

În cazul de iarnă, în mod curent, situația se prezintă ca în fig. 9.4.3. b, respectiv,

Tabelul 9.4.1. Relația pentru determinarea debitului de aer.

Căldură perceptibilă + latentă	Degajare nocivă		
	Vapori de apă (umiditate)	Căldură + vapori de apă	Gaze, vapori, praf
Φ/h_a-h_r	$\dot{M}_v/x_a-x_r$	$(\Phi+\dot{M}_v h_v)/(h_a-h_r)$	Y/c_a-c_r

Tabelul 9.4.2. Concentrația admisibilă c_a [g/m³] de CO_2 în aerul încăperilor.

în care oamenii se află permanent (locuințe)	1,5
pentru copii sau bolnavi	1,0
în care oamenii se află periodic (instituții)	1,75
în care oamenii se află un timp scurt (1-2 h)	3,0

Tabelul 9.4.3. Concentrația de CO_2 c_r [g/m³] în aerul exterior.

Mediu rural	0,5
Orașe mici	0,6
Orașe mari	0,75

Tabelul 9.4.4. Reduceri admise ale debitului de aer proaspăt în funcție de temperatura exterioară.

Temperatura aerului exterior [°C]	Factorul de diminuare a debitului de aer proaspăt
-20	0,40
-15	0,50
-10	0,65
-5	0,80
> + 26	0,75

Tabelul 9.4.5. Numărul orar de schimburi de aer, n_a [h^{-1}].

Nr.	Destinația încăperii	n_a
	A. după Normativul I. 5	
1.	Teatre	10...15
2.	Magazine - mici	4...6
	- mijlocii	4...8
	- universale	6...8
3.	Cinematografe - sala de spectacol	6
	- cabina de proiecție	3...4
4.	Săli de dans - fumatul interzis	6...8
	- fumatul permis	12...16
5.	Restaurante - fumatul interzis	5...10
	- fumatul permis	8...12
6.	Spitale - balneofizioterapie	3...6
	- săli de operații	5
	- săli postoperatorii	6...8
	- săli sterlizare instrumente	8...12
	- saloane de bolnavi	5...8
	- săli de așteptare, vestiare	5...8
	- radiologie	5...6
	- cabinete dentare	6
	- laboratoare	3...4
	- dezinfectarea prealabilă a rufăriei	5...8
	- coridoare	5
7.	Spălătorii mecanice - săli cu mașini de spălat	15...25
	- săli cu mașini de călcat	10...15
	- calandre cu abur	10...15
8.	Garaje - mici	10...15
	- mari	6...8
9.	Bucătării comerciale (hoteluri, restaurante, cantine, spitale, școli, cazărmi) - mici	20
	- mijlocii	15
	- mari	10
	- spălare vase	5
10.	Băi publice - băi cu abur	4
	- băi cu aer cald	4
11.	Biblioteci publice-depozite de cărți	3
12.	Centrale telefonice	5...10
13.	Fumoare	8...10
14.	W.C.-uri comune sau publice - pisoar	25 m^3/h
	- scaun WC	50 m^3/h
	B. După Recknagel - Sprenger - Schramek	
1.	Acumulatoare - încăperi joase	4...6
	- încăperi înalte	3...4
2.	Ateliere, fără murdărirea deosebită a aerului	3...6
3.	Aule	8...10
4.	Biblioteci	4...5
5.	Birouri	4...8
6.	Bucătării - înălțimea [m].	
	- locuințe, vile, 2,5 - 3,5	15...25
	- restaurante, 3 - 4	20...30
	- hoteluri, cantine 4 - 6	15...20
	- spitale, cazărmi 3 - 4	20...30
	4 - 6	15...20
	> 6	10...15
	- dietetice, 3 - 4	5...20
	- reci, 3 - 4	5...8
	4 - 6	4...6
	- camere pt. copt 3 - 4	8...15
	4 - 6	6...8
	- curățat zarzavat, spălător 4 - 6	5...8
7.	Cantine	6...8
8.	Cabine de vopsit	20...50
9.	Călcătorii mecanice	8...12
10.	Cinematografe cu - fumatul interzis	4...6
	- fumatul permis	5...8
11.	Decapare (încăperi)	5...15

Nr.	Destinația încăperii	n_a
12.	Dușuri (săli)	20...30
13.	Garaje	4...5
14.	Garderobe	4...6
15.	Laboratoare: - săli mici	8...12
	- săli mari	6...8
16.	Magazine - mici	6...8
	- mijlocii	4...6
	- universale	4...6
17.	Piscine - sala bazinului - 10 m^3/h, m^2 suprafață apă	3...4
	sau vara: 150...200 m^3/h, duș	
	iarna: 75...100 m^3/h, duș	
	- sala dușurilor (maximum)	25...30
	- camera de îmbrăcare	8...10
18.	Săli de baie	5...8
19.	Săli de mese	5...10
20.	Săli de operații	15...20
21.	Săli de sport	2...3
22.	Săli de ședințe	6...8
23.	Spălătorii	10...15
24.	Spitale - debitul de aer proaspăt: $m^3/h,m^2$ încăpere	
	a) Cu cerințe deosebit de mari în privința lipsei germenilor patogeni	
	- săli de operații	60
	- încăperile anexe sălilor de operații	45
	- saloane pentru bolnavi	45
	b) Cu cerințe ridicate în privința lipsei germenilor patogeni	
	- săli de operații	60
	- încăperile anexe sălilor de operații	30
	- săli de operații pentru urgențe	45
	- săli pentru deșteptare	20
	- tratament intensiv (chirurgie, interne)	30
	- maternități	30
	- staționar pentru prematuri	25
	- staționar pentru nou născuți	25
	- staționar pentru sugari	15
	c) Cu cerințe normale în privința lipsei germenilor patogeni	
	- saloane pentru bolnavi	10
	- săli de zi	15
	- coridoare	10
	- încăperi pentru intervenții și tratamente	18
	- cabine de îmbrăcare	60
	- diagnostic Röntgen	18
	- săli de terapie (prin radiație)	18
	- săli pentru intervenții ușoare	18
	- săli de masaj	15
	- săli de gimnastică	10
	- săli de odihnă	10
	- grupul central de sterilizare	20
	- prosectură	30
	d) Încăperi cu aer contaminat	
	- secția infecțioasă	10
	- încăperi pentru tratamentul cu izotopi	10
	e) W.C.-uri	15
25.	Școli	6...8
26.	Teatre - fumatul interzis	4...6
	- fumatul permis	5...8
27.	Trezorerii	3...6
28.	Vopsitorii chimice	5...15
29.	W.C.-uri - publice pe străzi, în piețe	10...15
	- în fabrici	8...10
	- în instituții	5...8
	- în locuințe	4...5

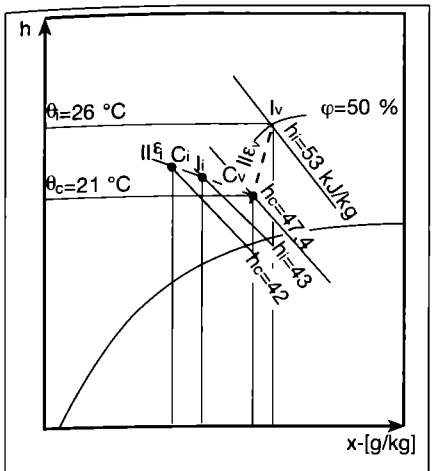


Fig. 9.4.2. Prezentarea datelor de calcul din exemplul de calcul 4.

când $\Phi_{degajări} < \Phi_{consumuri}$ ($\Phi_{pierderi}$).

Dacă $\Phi_{degajări} > \Phi_{consumuri}$, cazul este identic cu cel de vară (fig. 9.4.3 a).

9.4.2.3 Încăperi termostatate (cu același punct de rouă vara și iarna)

Această categorie de încăperi necesită aceiași parametri ai aerului interior vara și iarna $I_v = I_i$ (fig. 9.4.4). Debitul de aer se determină pe baza metodologiei indicate mai sus.

$$\dot{V} = \frac{\Phi_v}{h - h_c} = \frac{\dot{M}_v}{x_i - x_c}$$

iar parametrii aerului refulat iarna:
$h_c = h_i - \Phi_i/\dot{V}$; $x_c = x_i - \dot{M}_i/\dot{V}$,
cu $\dot{V}$ determinat pentru cazul de vară.

Pentru același gen de activitate și aceeași temperatură interioară, sarcina de umiditate este constantă ($\dot{M}_v = \dot{M}_i$) de unde rezultă x_i - vara = x_i - iarna, așa cum se observă din fig. 9.4.4.

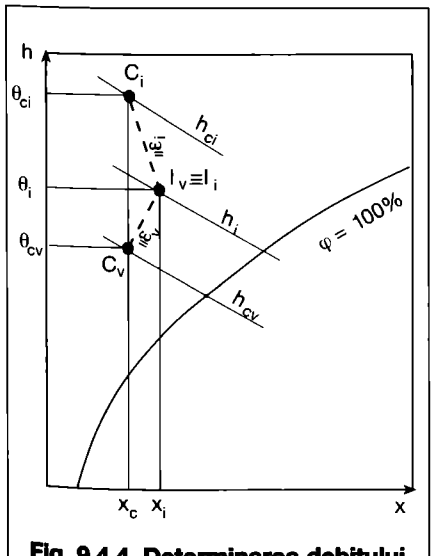


Fig. 9.4.4. Determinarea debitului de aer pentru încăperi cu același punct de rouă vara și iarna.

9.4.3. Debitul de aer pentru încăperi ventilate mecanic

Spre deosebire de instalațiile de climatizare, instalațiile de ventilare mecanică necesită debite distincte pentru cele două perioade ale anului, rece și caldă, acest lucru rezultând din diferențele de temperatură dintre aerul interior și cel refulat, în cele două situații. Se caută ca debitul de aer de vară să fie un multiplu al debitului de aer pentru iarnă, respectiv, instalația de ventilare să fie alcătuită din mai multe unități identice.

Vara vor funcționa, în condiții de temperatură exterioară maximă, toate unitățile iar iarna, una dintre ele.

Debitul de aer vara pentru încăperi cu degajări importante de căldură perceptibilă (sensibilă)

Sarcina termică de răcire este constituită din degajări de căldură de la suprafețe calde, motoare etc. precum și din aporturile de căldură din exterior.

Degajările de umiditate (vapori de apă) sunt neimportante și, în consecință, raza procesului are valori mari. În aceste cazuri se limitează creșterea temperaturii aerului interior θ_i, față de temperatura aerului care se introduce în încăpere (exterior) $\theta_i = \theta_e + \Delta T$, în

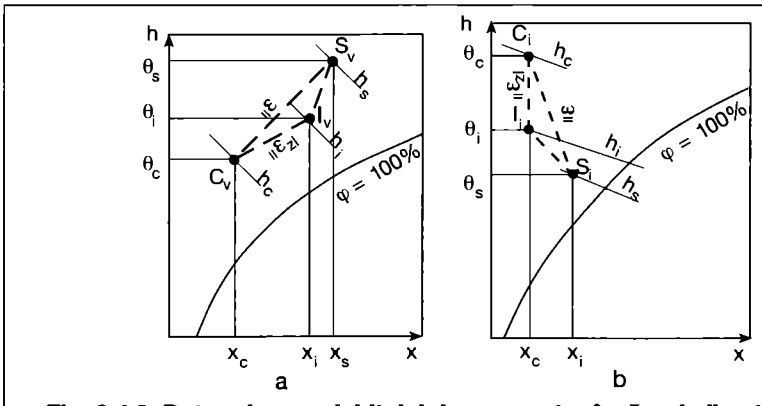


Fig. 9.4.3. Determinarea debitului de aer pentru încăperi climatizate în sistemul "jos-sus":
a - cazul de vară; b - cazul de iarnă.

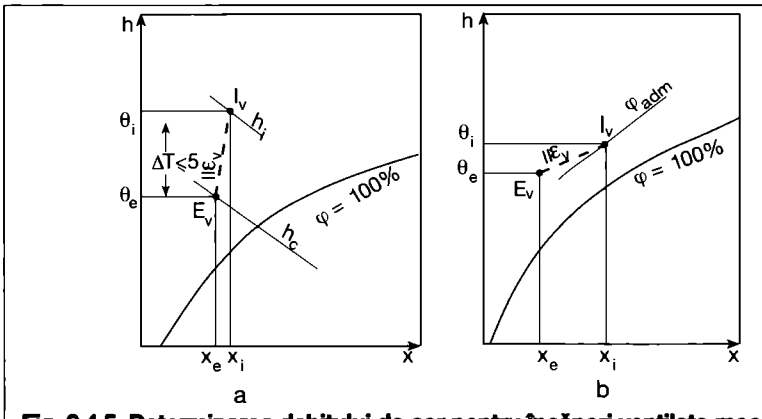


Fig. 9.4.5. Determinarea debitului de aer pentru încăperi ventilate mecanic, vara:
a - limitarea temperaturii; b - limitarea umidității relative.

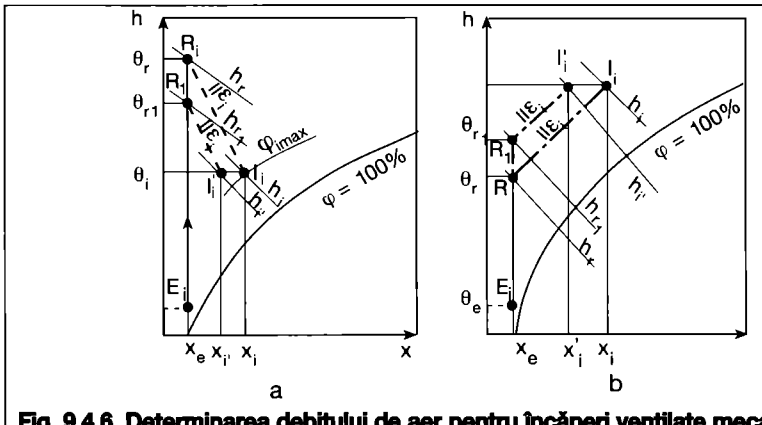


Fig. 9.4.6. Determinarea debitului de aer pentru încăperi ventilate mecanic, iarna:
a - $\theta_{refulare} > \theta_{interior}$; b - $\theta_{refulare} < \theta_{interior}$.

care $\Delta T \leq 5$ K. (fig. 9.4.5 a).

Pe diagrama h - x se precizează starea aerului introdus E_v, prin care se duce o paralelă la $\varepsilon_v = \Phi_v / \dot{M}_v$ care se intersectează cu θ_i, determinând starea aerului interior I_v'.

$$\dot{M} = \frac{\Phi_v}{h_i - h_e} = \frac{\dot{M}_v}{x_i - x_e} \quad \text{[kg/s]} \quad (9.4.9).$$

Debitul de aer vara pentru încăperi cu degajări importante de căldură latentă

Sarcina termică este determinată, în cea mai mare parte, de conținutul de căldură al vaporilor de apă degajați în încăpere. O parte din degajările și aporturile de căldură servesc la evaporarea unei cantități de apă astfel că temperatura aerului interior nu suferă creșteri importante. Raza procesului are valori moderate, apropiindu-se ca direcție de izoterme. Se poate, deci, întâmpla ca aerul refulat să ajungă la saturație, fără ca temperatura lui să sufere o creștere de 5 °C. În aceste cazuri se limitează, nu creșterea temperaturii, ci creșterea umidității relative. Prin punctul E_v (fig. 9.4.5 b) se duce o paralelă la ε_v care se intersectează cu φ_{adm}, determinând starea aerului interior I_v (φ_{adm} se alege corespunzător procesului tehnologic sau recomandărilor din Normele generale de protecție a muncii NGPM). Debitul de aer se determină cu relația 9.4.9.

Debitul de aer iarna pentru încăperi cu bilanț termic negativ

Ventilarea încăperilor se face cu aer exterior sau amestecat, după o încălzire prealabilă a acestuia peste temperatura aerului interior deoarece $\Phi_{consumuri}$ (în special pierderile de căldură) sunt mai mari decât $\Phi_{degajări}$:

$\Phi_i = \Phi_{degajări} - \Phi_{consumuri} < 0$.

Prin punctul I_i (fig. 9.4.6 a) se duce o paralelă la $\varepsilon_i = \Phi_i / G_i$ care se intersectează cu x_e în R_i (starea aerului refulat în încăpere).

Debitul de aer se determină cu relația:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_i}{h_r - h_i} = \frac{\dot{M}_i}{x_i - x_r}.$$

Dacă, din anumite motive, se limitează maximal temperatura de refulare la θ_{r1} debitul de aer se va modifica. Prin R_1 (determinat de intersecția x_e și θ_{R1}) se duce o paralelă la aceeași rază a procesului ε_i până intersectează θ_i în I_i' (noua stare a aerului interior).

Noul debit de aer:

$$\dot{M}_1 = \frac{\Phi_i}{h_{ri} - h_{ei}} = \frac{\dot{M}_i}{x_{i1} - x_e} > \dot{M}$$

Debitul de aer iarna pentru încăperi cu bilanț termic pozitiv

Temperatura aerului refulat este inferioară temperaturii aerului interior, fiind necesară evacuarea căldurii din încăpere și în timpul iernii ($\Phi_i = \Phi_{degajări} - \Phi_{consumuri} > 0$). Este cazul încăperilor interioare aglomerate, al încăperilor cu degajări importante de căldură etc. Se procedează similar ca la punctul anterior după care se calculează debitul de aer cu relația:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_i}{h_i - h_r} = \frac{\dot{M}_i}{x_i - x_r}.$$

Se verifică dacă $\theta_r \geq \theta_{r\,min} = +15$ °C, refularea cu o temperatură inferioară creând senzația de curent. Dacă $\theta_r < \theta_{r\,min}$, se adoptă ca temperatură de refulare $\theta_r = \theta_{r\,min}$ obținându-se punctul R_1 la intersecția cu x_e, prin care se duce o paralelă la ε_i. Intersecția acesteia cu izoterma θ_i determină noua stare a aerului interior, I_i' (fig. 9.4.6 b). Debitul de aer necesar va fi:

$$\dot{M}_1 = \frac{\Phi_i}{h_i - i_{r1}} = \frac{\dot{M}_i}{x_{i1} - x_{r1}} > \dot{M}$$

Exemplul de calcul 5

Cazul când degajarea de căldură perceptibilă este preponderentă

Se consideră un atelier de confecții cu dimensiunile l x b x h = 48 x 18 x 5,4 m cu un număr de 250 lucrători. Aporturile de căldură prin pereți și ferestre Φ_{ap} = 40,5 kW, degajările de căldură de la oameni și utilaje Φ_{deg} = 37,5 kW, degajările de umiditate de la oameni $\dot{M}$ = 12,5 kg/h.

Determinarea debitului de aer pentru ventilare

- Debitul de aer determinat pe baza numărului de schimburi orare pentru astfel de încăperi fără degajări de poluanți; (se recomandă un număr orar de schimburi n = 3...6 h^{-1})

$\dot{M} = n \cdot V = (3...6) \cdot (48 \cdot 18 \cdot 5{,}4) =$
$= 14.000...28.000$ m³/h =
$= 4{,}67.....9{,}34$ kg/s.

- Determinarea debitului de aer pe baza debitului specific pentru muncă ușoară la post fix (manuală); se recomandă un debit de aer de 0,014 m³/s pers ≅ ≅ 50 m³/h, pers.

$\dot{M} = 250 \cdot 0{,}014 \cdot 3600 = 12.600$ m³/h =
$= 4{,}2$ kg/s.

Conținutul de umiditate în zona de lucru:

$$x_i = x_{ev} + \frac{G}{\dot{M}} = 10{,}65 + \frac{3{,}47}{4{,}2} =$$
$$= 11{,}48 < 12 \ g/kg$$

- Determinarea debitului de aer după sarcina de răcire (fig. 9.4.5) presupunând o temperatură exterioară de calcul θ_{ev} = 29,2 °C și x = 10,65 g/kg, temperatura interioară trebuie să fie: $\theta_i \leq \theta_{ev} + 5 \cong 34$ °C, ceea ce din punct de vedere al confortului este inacceptabilă.

Se limitează temperatura interioară la 31 °C, iar pe baza gradientului de temperatură β, care pentru aceste tipuri de încăperi este de 1 K/m, se determină temperatura aerului evacuat θ_a:

$\theta_a = \theta_i + \Delta h \cdot \beta = 31 + 3{,}5 \cdot 1 = 34{,}5$ °C,

Δh - diferența dintre gurile de evacuare și planul zonei de lucru [m].

Debitul de aer necesar (folosind bilanțul de căldură perceptibilă) va fi:

$$\dot{M} = \frac{\Phi}{c_p \rho \Delta T} = \frac{62{,}5}{1{,}2 \cdot 1 \cdot (34{,}5 - 29{,}2)} =$$

$= 9{,}8$ m³/s $= 11{,}76$ kg/s =
$= 35.400$ m³/h.

adică n = 7,6 h^{-1} (c_p - căldură masică; ρ - densitatea aerului).

Conținutul de umiditate în zona de lucru este:

$$x_i = 11{,}48 + \frac{3{,}47}{11{,}76} = 11{,}78 < 12 \ g/kg.$$

- Debitul de aer pentru menținerea concentrației admisibile de CO_2,

Degajarea de CO_2 de la ocupanți:

$Y_{CO2} = 250$pers $\cdot$ 35 g/h pers $= 8750$ g/h

Debitul de aer necesar este:

$$\dot{M} = \frac{Y_{CO_2}}{(c_a - c_r)_{CO_2}} = \frac{8750}{1{,}5 - 0{,}9} \cong$$

$\cong 14600$ m³/h $= 4{,}87$ kg/s

în care:

c_a - este concentrația admisibilă în încăperi în care omul se află permanent (lucru în două schimburi), iar

c_r - concentrația de CO_2 în aerul exterior (oraș mare).

Conținutul de umiditate în zona de lucru

$$x_i = 10{,}65 + \frac{3{,}47}{4{,}87} = 11{,}36 < 12 \ g/kg.$$

Verificarea pentru situația de iarnă

Necesarul de căldură este acoperit de o instalație de încălzire cu corpuri de încălzire și de degajările de la oameni și utilaje. Dacă se admite pentru starea aerului interior (fig. 9.4.7): θ_i = 20 °C și φ_{max} = 70 % (x_i = 10,2 g/kg) starea aerului refulat este: $x_r = x_i - G_i / \dot{V}$ (cu $\dot{M}_i$ - degajarea de umiditate iarna = $2{,}78 \cdot 10^{-3}$ kg/s).

Pentru diferite debite ($\dot{V}$) se obține x_r:

$\dot{V} = 14000...28000$ m³/h,

$$x_r = 10{,}2 - \frac{2{,}78}{4{,}67...9{,}34} =$$
$$= 9{,}6...9{,}8 \ g/kg$$

$\dot{V}$ = 12600 m³/h,

$$x_r = 10{,}2 - \frac{2{,}78}{4{,}2} = 9{,}5 \ g/kg;$$

$\dot{V}$ = 35400 m³/h,

$$x_r = 10{,}2 - \frac{2{,}78}{11{,}76} = 9{,}9 \ g/kg;$$

$\dot{V}$ = 14600 m³/h,

$$x_r = 10{,}2 - \frac{2{,}78}{4{,}87} = 9{,}63 \ g/kg.$$

Exemplul de calcul 6

Cazul când degajarea de căldură latentă este preponderentă

Se consideră o secție cu degajări de umiditate de la utilaje, de ordinul a 50 kg/h (călcăt cu abur sau stropire), deci $\dot{M}_{total} = 62,5$ kg/h $= 17,36 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Se limitează temperatura aerului interior la $\theta_i \leq 31$ °C și conținutul de umiditate $x < 12$ g/h.

Starea aerului exterior:

$\theta_{ev} = 29,2$ °C, $x_e = 10,65$ g/kg.

Debitul de aer pentru menținerea aerului din zona de lucru în afara zonei de zăpușeală este:

$$\dot{V} = \frac{\dot{M}}{x_i - x_e} = \frac{62,5}{10^{-3} \cdot (12 - 10,65) \cdot 3600} =$$

$= 12,86$ kg/s $= 38.600$ m³/h

respectiv, $n = 8,27$ h^{-1}. Temperatura de evacuare a aerului (la partea superioară a încăperii) rezultă:

$$\theta_a = \theta_{ev} + \frac{\Phi}{c_p \dot{V}} = 29,2 + \frac{40,5 + 37,5}{12,86} =$$

$= 35,2$ °C.

Verificare pentru situația de iarnă

Se limitează umiditatea relativă la $\varphi_{max} \leq 70$ % din condiția de evitare a formării condensatului. Starea aerului interior se propune a fi $\theta_i = 20$ °C și $x_i = 10,2$ g/kg, iar degajările de umiditate $\dot{M}_i = 60$ kg/h. Conținutul de umiditate al aerului refulat, pe baza debitului de aer determinat vara, este:

$$x_r = x_i - \frac{\dot{M}}{\dot{V}} = 10,2 - \frac{60 \cdot 10^3}{12,86 \cdot 3600} =$$

$= 8,9$ g/kg.

Starea aerului refulat este punctul $R = \{x_r \cap \varepsilon_i = 0\}$ căruia îi corespunde o temperatură de refulare de 25 °C, în condițiile în care căldura degajată acoperă pierderile de căldură. Reprezentând procesul în diagrama h - x (fig. 9.4.7) se poate observa că instalația poate funcționa cu amestec de 15 % aer exterior asigurându-se și debitul minim de aer proaspăt.

Folosind debitul de aer determinat din condiții de vară și pentru situația de iarnă se poate ajunge uneori la situații de inconfort, datorită vitezelor mari necorelate cu temperatura interioară.

Pentru evitarea acestor situații (se

Tabelul 9.4.7. Coeficientul de preluare (cedare) a căldurii, φ [h^{-1}] în funcție de masa utilajelor M_0 [kg/m²].

M_0	0	100	200	300	400	≥500
φ	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Tabelul 9.4.6. Valorile coeficientului *m* de preluare a căldurii perceptibile în zona de lucru, pentru unele secții industriale.

Destinația încăperii	Caracteristica încăperii și utilajelor	*m*
Hale de elaborare a metalelor		
Secții de cuptoare electrice	Încăperi înalte, luminatoare	0,5
Turnătorii,convertizoare	Încăperi înalte, luminatoare	0,4
Uzine chimice		
Săli de pompe și compresoare	Încăperi joase	0,8
Uscătorii	Idem	0,5
Secții de cuptoare rotative	Încăperi înalte, luminatoare	0,5...0,6
Secții de aparate	Încăperi de înălțime medie	0,6
Încăperi de filtre	Idem	0,5
Încăperi de sulfați	Idem	0,4
Încăperi pentru reactor	Idem	0,35
Hale de topit sticlă cu cuptoare	Idem	0,6
Hale de laminare		
Săli de mașini-unelte, deschideri pentru uscare încetinită	Încăperi înalte	0,5
Săli cu cuptoare de încălzire	Idem	0,5
Săli de laminoare	Idem	0,5...0,6
Uzine de aluminiu		
Hale de electroliză	Înălțime medie	0,7...0,8
Hale de calcinare	Încăperi înalte, luminatoare	0,5...0,6
Hale de prelucrări mecanice		
Turnătorie de fontă cu regim intermitent; transportor la turnătorie	Înălțime medie	0,5
Amestecuri de turnare; dezbătător	Idem	0,4
Tratamente termice	Înălțime mică	0,5
Atelier forje	Înălțime mare, luminatoare	0,4
Generatoare de gaz	Al doilea etaj	0,6
Turnătorii de oțel și cupru, cuptoare electrice	Înălțimi mari	0,5
Turnătorii de aluminiu	Idem	0,4
Hale mecanice	Înălțime medie și mică	0,7
Industria alimentară		
Brutăria fabricii de pâine	Înălțimi medii, luminatoare	0,6
Încăperi de fiert	Înălțime mică	0,6
Uzine de construcții de aparate		
Hale de asamblare și standuri de încercare	Încăperi înalte	0,7
Uzine de abrazivi		
Hale de sinterizare	Înălțime medie	0,5
Hale de topire a electrocorindonului și corindonului	Idem	0,3
Răcire și demontare cuptoare	Idem	0,5
Compartimente electrotermice	Idem	0,6
Compartimente de răcire	Idem	0,6
Laboratoare de turnare	Idem	0,5

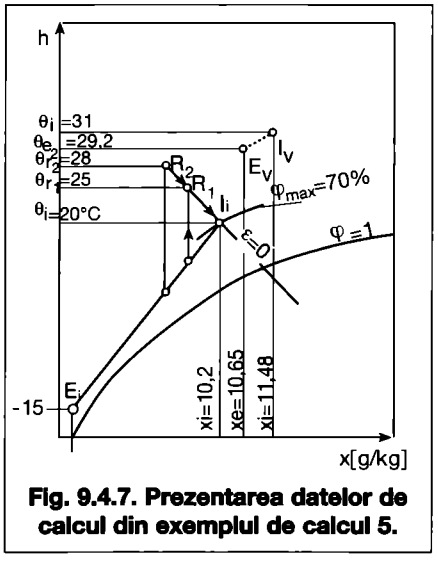


Fig. 9.4.7. Prezentarea datelor de calcul din exemplul de calcul 5.

mărește) se dublează capacitatea de preluare a umidității de către aerul refulat, ceea ce înseamnă reducerea cu 50 % a debitului vehiculat (se poate realiza prin prevederea unui ventilator cu două trepte de turație), raportul de amestec aer interior/aer exterior să fie de 2/1, iar temperatura de refulare să crească la + *28* °C.

Debitul de aer pentru diluarea gazelor, vaporilor, prafului

În cazul încăperilor industriale, în special, au loc degajări simultane a mai multor noxe.

Pentru fiecare noxă degajată Y_1, Y_2,...Y_n [g/s] sau [mg/s], se determină un debit de aer $\dot{V}_1$, $\dot{V}_2$,...$\dot{V}_n$ [kg/s] cu ajutorul relației cunoscute:

$$\dot{V}_1 = \frac{Y_1}{c_{a1} - c_{r1}};$$

$$\dot{V}_2 = \frac{Y_2}{c_{a2} - y_{r2}}; ...\dot{V}_n = \frac{Y_n}{c_{an} - c_{r\,n}} \quad (9.4.10)$$

în care:

c_{a1}, c_{a2},...c_{an} - sunt concentrațiile admisibile ale noxelor în aerul încăperilor, iar

c_{r1}, c_{r2},...$c_{r\,n}$ - concentrațiile acelorași noxe în aerul exterior.

Ca debit al instalației se adoptă debitul cel mai mare din seria debitelor $\dot{V}_1$, $\dot{V}_2$,...$\dot{V}_n$. În cazul în care în încăpere se degajă substanțe cu acțiune cumulativă asupra organismului, așa cum se precizează în norme (Norme generale de protecție a muncii), debitele de aer rezultate se însumează.

Debitul minim de aer proaspăt, $\dot{V}_p$

Dacă debitul de aer $\dot{V}$, rezultat pe baza preluării simultane a căldurii și umidității, este mai mare decât cel necesar diluării celorlalte substanțe nocive (de ex., CO_2 degajat de oameni în încăperi) $\dot{V}_P$, diferența dintre acestea $\dot{V}_R$, se va recircula:

$$\dot{V}_R = \dot{V} - \dot{V}_P \quad [kg/s] \quad (9.4.11)$$

cu:

$$\dot{V}_P = \frac{Y}{c_a - c_r};$$

în care:

$Y = N \cdot Y_{CO2}$

N - numărul de persoane din încăpere;

Y_{CO2} - degajarea de bioxid de carbon a unei persoane (tab 9.3.1);

c_a - concentrația admisibilă a CO_2 în încăpere în funcție de durata de ședere (tab. 9.4.2);

c_r - concentrația CO_2 în aerul exterior (tab. 9.4.3).

Normele igienico-sanitare din diferite țări prevăd respectarea unui debit specific de aer proaspăt (exterior) de 20 până la 30 m³/h persoană. În prezent se fac cercetări intense în vederea stabilirii debitului minim de aer proaspăt pentru indepărtarea mirosului în clădirile civile, valorile vehiculate fiind de ordinul a 35...37 m³/h persoană. Pentru temperaturi exterioare în afara intervalului 0...26 °C se admite reducerea debitului specific de aer proaspăt (tab. 9.4.4), fără a coborî sub minimum 10 m³/h pers.

Pentru încăperi cu volum mare, pentru debitul de aer proaspăt, se mai pune condiția: $\dot{V}_p \geq 0{,}1\ \dot{V}$.

Numărul orar de schimburi de aer, *n*

Estimarea debitului de aer pentru ventilarea încăperilor se poate face prin folosirea unor indici raportați, fie la volumul încăperii, fie la obiectele sau utilajele deservite aflate în încăpere. Numărul orar de schimburi se definește ca raportul dintre debitul de aer

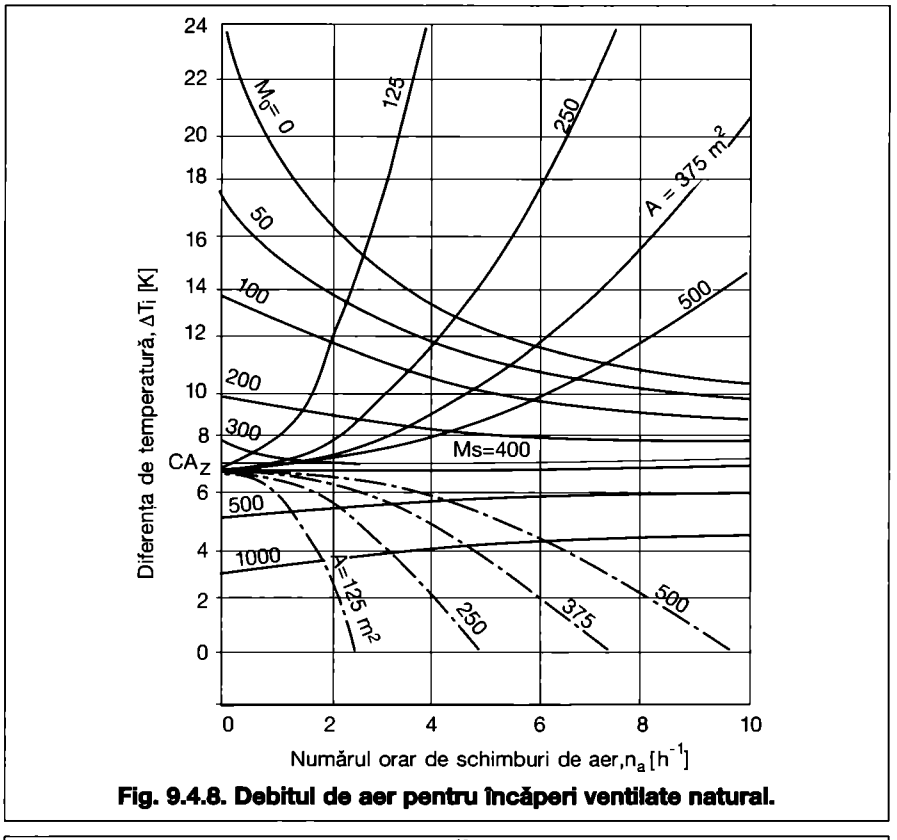


Fig. 9.4.8. Debitul de aer pentru încăperi ventilate natural.

Tabelul 9.4.8. Valorile ΔT_i^n (exemplul de calcul 7).

	n [h⁻¹]	0	1	2	4	6	8	10
A [m²]	125	7	8,2	11,8	26,2	50,2	83,8	127
	250	7	7,3	8,2	11,8	17,8	26,2	37
	375	7	7,1	7,5	9,1	11,8	15,5	20,3
	500	7	7,07	7,3	8,2	9,7	11,8	14,5

Tabelul 9.4.9. Valorile ΔT_i^T (exemplul de calcul 7).

n [h⁻¹] / M_0 [kg/m²]	0	1	2	4	6	8	10
0	24,1	19,1	16,3	13,4	11,9	11	10,4
50	17,7	15,2	13,7	11,9	10,9	10,2	9,7
100	13,9	12,6	11,7	10,5	9,8	9,4	9
200	9,8	9,4	9,1	8,6	8,35	8,15	8
300	7,6	7,5	7,43	7,35	7,3	7,25	7,2
500	5,2	5,3	5,5	5,56	5,8	5,9	6
1000	2,9	3,09	3,27	3,58	3,84	4,07	4,26

necesar $\dot{V}$ [m³/h] și volumul încăperii V [m³]: $n = \dot{V}/V$, [h^{-1}] (tab. 9.4.5).

În tabelul 9.4.5 este indicat numărul orar de schimburi de aer pentru diverse încăperi pentru un cubaj și un grad de ocupare normal, aceste valori putând fi folosite ca indici de referință pentru fazele preliminare de proiectare.

Pentru sălile aglomerate se indică debitul specific de aer proaspăt: 20 m³/h persoană (fumatul interzis), respectiv 30 m³/h (fumatul permis).

9.4.4. Debitul de aer pentru încăperi ventilate natural

Metoda de calcul uzuală

Debitul de aer, introdus din exterior vara pe cale naturală, este proporțional cu suma aporturilor și degajărilor de căldură Φ_v ale încăperii și invers proporțional cu diferența entalpiilor aerului evacuat h_a, respectiv exterior h_e:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_v}{h_a - h_e} \approx \frac{\Phi_v}{c_p(\theta_a - \theta_e)} \quad [kg/s] \qquad (9.4.12).$$

Temperatura aerului evacuat θ_a se determină cu una din relațiile:

$$\theta_a = \theta_{zl} + \beta(H - h_{zl}) \qquad (9.4.13)$$

$$\theta_a = \theta_e + (\theta_{zl} - \theta_e)/m \qquad (9.4.14)$$

în care:

$\theta_{zl} \le \theta_e + 5$ (conform Normativului I -5) și

m - coeficientul de preluare a căldurii perceptibile (tab.9.4.6).

Metoda grafo-analitică

Curgerea aerului fără schimb de căldură cu elementele delimitatoare

Mișcarea aerului se produce pe baza tirajului creat, ca urmare a diferențelor de temperatură, respectiv, de densități ale aerului exterior și interior conform relației cunoscute:

$$\Delta p_H = g \cdot H(\rho_e - \rho_i) =$$

$$= g \cdot \rho_0 \cdot H \cdot T_0 \frac{\theta_i - \theta_e}{T_i \cdot T_e} \quad [Pa] \qquad (9.4.15)$$

mișcare însoțită de pierdere de sarcină, conform relației:

$$\Delta p_v = \xi_1 \frac{v_1^2 \cdot \rho_e}{2} + \xi_2 \frac{v_2^2 \cdot \rho_a}{2} \qquad (9.4.16)$$

care pe baza ecuației de continuitate:

$$\mu_1 \cdot A_1 \cdot v_1 \cdot \rho_e = \mu_2 \cdot A_2 \cdot v_2 \cdot \rho_a =$$

$$= (n_a \cdot V/3600)\,\rho_e \qquad (9.4.17)$$

se transformă (considerând:

$\mu_1 = \mu_2 = \mu$; $A_1 = A_2 = A$; $\rho_e / \rho_a \cong 1$) în:

$$\Delta p_v = (\xi_1 + \xi_2)\frac{\rho_e}{2}\left(\frac{n_a \cdot V}{3600\mu A}\right)^2 \qquad (9.4.18)$$

în care:

A_1, A_2 - sunt aria orificiilor de introducere, evacuare a aerului [m²];

v_1, v_2 - viteza aerului în orificiul de introducere, evacuare a aerului [m/s];

θ_i - temperatura aerului interior [°C];

ρ_i, ρ_e, ρ_a - densitatea aerului interior, exterior evacuat [kg/m³];

ρ_0 - densitatea aerului la 0 °C;

V - volumul încăperii [m³];

n_a - numărul orar de schimburi de aer, [h^{-1}];

ξ_1, ξ_2 - coeficientul de rezistență locală pentru orificiul 1, 2;

μ_1, μ_2 - coeficientul de debit pentru orificiul 1, 2;

$\dot{V} = n_a V/3600$ - debitul de aer pentru ventilarea încăperii [m³/s].

Din condiția $\Delta p_H \ge \Delta p_v$, după unele transformări, rezultă temperatura aerului interior determinată pe considerente hidraulice (de curgere):

$$\theta_i^H = \theta_e + (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{273 + \theta_e}{2gH} \cdot \left(\frac{n_a \cdot V}{3600\mu A}\right)^2 \qquad (9.4.19).$$

Curgerea aerului considerând și schimbul de căldură cu elementele delimitatoare și utilajele de producție

O parte din căldura pătrunsă sau degajată în interior este acumulată în elementele delimitatoare, mobilier, mașini și utilaje, materiale depozitate, împiedicându-se astfel creșterea rapidă și importantă a temperaturii aerului interior. Pornindu-se de la ecuația diferențială a bilanțului termic al unei încăperi de producție se obține expresia temperaturii aerului interior, pe considerente termice, sub forma:

$$\theta_i^T = \theta_{im} + \frac{\Phi_v + cA_z\left[\frac{n_a \cdot V}{3,6} \cdot c_p \cdot \rho_e + \sum A_f U_f\right]}{\frac{n_a \cdot V}{3,6} c_p \rho_i + \sum A_f U_f + \sum BA_c + \frac{\varphi}{3,6} M_0 A_p c_m} \qquad (9.4.20)$$

în care:

$\theta_{im} \cong \theta_{em}$ - este temperatura medie a aerului interior, respectiv exterior [°C];

cA_z - abaterea temperaturii exterioare de la valoarea medie [°C];

c_p - căldură specifică a aerului [kJ/kg·K];

A_f - aria ferestrelor (luminatoarelor) [m²];

U_f - coeficientul global de transfer termic al ferestrelor [W/m²·K];

$B = h_i \cdot s/(h_i + s)$ - coeficientul de asimilare a căldurii a elementului de construcții [W/m²·K];

h_i - coeficientul termic de schimb superficial [W/m²·K];

s - coeficientul de asimilare a căldurii al materialului [W/m²·K];

A_c - suprafața elementului de construcții [m²];

φ - coeficientul de preluare a căldurii [h^{-1}] (tab. 9.4.7);

M_0 - masa utilajelor, mobilierului, materialelor depozitate în încăpere, raportată la suprafața pardoselii [kg/m²].

A_p - suprafața pardoselii [m²];

c_m - căldura specifică a materialelor, utilajelor, materialelor depozitate [kJ/kg·K].

Aerul care traversează încăperea trebuie să satisfacă relațiile 9.4.19 cât și 9.4.20. Eliminarea lui θ_i, prin egalarea celor două relații, va furniza soluția unică pentru numărul orar de schimburi de aer n (respectiv pentru debitul de aer) în condițiile unei suprafețe date a orificiilor de introducere, respectiv, de evacuare. Reprezentarea grafică a celor două relații, 9.4.19, 9.4.20, oferă pentru n_a soluția unică dată de intersecția celor două curbe (fig. 9.4.8).

Exemplul de calcul 7

O hală industrială, amplasată în București, are dimensiunile: lățimea, b = 120 m; lungimea a = 125 m; înălțimea h = 12 m; distanța dintre axele orificiilor de introducere și evacuare H = 10 m. Din planurile de arhitectură și pe baza structurilor folosite rezultă următoarele date:

suprafața pardoselii A_p = 15000 m²;

volumul $V = 180.000$ m³; $\Sigma(A_f k_f) = 48,837$ W/K; $\Sigma(BA_c) = 93,936$ W/K;

$1/36 \cdot \varphi M_0 A_p c_m = 1046,5$ W/K;

$1/3,6 V c_p \cdot \rho_i = 59274$ Wh/K;

$\Phi_v = 3104,651$ W (pentru ora 14 - 15);

$cA_z = 7$ °C; $\mu = 0,65$.

Rezolvare

$\theta_e = \theta_{em} + cA_z \cong \theta_{im} + cA_z$;

$\Delta T_i^H = \theta_i^H - \theta_{im} = 7 + 18.700 \cdot (n_a/A)^2$.

Se consideră pentru suprafața orificiilor de introducere și evacuare A, valorile: 125, 250, 375, 500 m².

Valorile ΔT_i^H sunt date în tabelul 9.4.8.

Valorile:

$$\Delta T_i^T = \frac{3293,3 + 396,48 \cdot n_a}{56,64 \cdot n_a + 136,43 + M_0}$$

sunt indicate în tabelul 9.4.9.

Pe baza valorilor din tabelele 9.4.8 și 9.4.9 s-au construit curbele indicate în fig. 9.4.8. Mărimea masei de acumulare M_0 reprezintă o frână serioasă în creșterea temperaturii aerului interior. Din fig. 9.4.8 se vede că, pentru $M_0 \ge 400$ kg/m², temperatura aerului interior este inferioară temperaturii aerului exterior, ΔT_e = 7 K. Intersecția a două curbe corespondente indică, atât numărul orar de schimburi de aer (debitul de aer), cât și creșterea maximă a temperaturii aerului interior.

Exemplu:

$A = 250$ m² și $M_0 = 200$ kg/m² rezultă $n_a = 2,5$ h^{-1} și $\Delta T_i = 8,9$ K iar pentru $A = 500$ m² și $M_0 = 200$ kg/m², $n_a = 4,5$ h^{-1} și $\Delta T_i = 8,1$ K.

Este de menționat că pentru alte temperaturi medii ale aerului exterior, ordinul de mărime al creșterii temperaturii aerului interior ΔT_i se păstrează în aceleași limite de variație.

9.5. Calculul și dimensionarea gurilor de aer

9.5.1. Mișcarea aerului în încăperile ventilate

Fenomenul de ventilare constă în aducerea aerului proaspăt, tratat pentru a avea calitatea necesară, în zona de activitate, și evacuarea nocivităților din încăpere. Dacă introducerea aerului se face concentrat prin guri de aer, în încăpere au loc procese de amestec și de difuzie influențate de:
- natura, intensitatea și modul de repartizare a surselor de nocivități în încăpere;
- temperatura suprafețelor (inclusiv a corpurilor de încălzire);
- sistemul de introducere și de evacuare a aerului;
- geometria încăperii, inclusiv mobilierul.

Toate acestea conduc la o mișcare generală a aerului interior imprimată, în special, de jeturile formate de aerul introdus care, prin procesul de inducție, antrenează, ca aer secundar, aerul încărcat cu nocivități din încăpere. Prin alegerea poziției și tipului gurilor de aer se urmărește crearea unei mișcări care să cuprindă întreaga încăpere, să favorizeze preluarea cât mai rapidă, aproape de locul de generare a noxelor ce trebuie evacuate. În încăpere nu trebuie să apară zone stagnante sau zone de circulație secundară în care aerul proaspăt nu pătrunde direct. Cea mai favorabilă mișcare a aerului se realizează prin introducerea sa uniform distribuită, prin pardoseală, și aspirația lui uniformă, prin plafon. În acest caz se obține o eficiență maximă a ventilării și a evacuării poluanților (§ 9.5.6). O astfel de schemă nu este posibilă decât în cazuri particulare și de aceea s-au căutat soluții acceptabile care să acopere majoritatea situațiilor practice.

Pentru situații cu degajări variabile este foarte important de urmărit influența acestora asupra circulației generale. De exemplu, într-o sală de spectacol, scăderea numărului de spectatori, plasarea lor într-o anumită zonă a sălii, modificarea temperaturii de refulare (eventual a vitezei de refulare la sistemele cu debit variabil) schimbă complet aspectul mișcării aerului interior. Pentru anumite situații s-au proiectat guri de introducere cu geometrie variabilă, în funcție de temperatura de refulare dar există o mare varitate de soluții.

Din studiile efectuate au rezultat câteva modalități de rezolvare a problemelor de circulație a aerului interior pentru situații tip, prezentate în fig. 9.5.1.

9.5.2. Jeturi de aer

9.5.2.1 Clasificarea jeturilor

Jeturile constituie o clasă particulară de mișcări, caracterizate printr-o serie de proprietăți distinctive dintre care cele mai importante sunt:
- domeniul de mișcare este foarte îngust în direcția transversală curgerii față de direcția longitudinală; de aici rezultă o variație rapidă a vitezei în direcție transversală față de variația longitudinală;
- presiunea în jet este practic constantă și egală cu presiunea din mediul înconjurător;
- distribuția adimensională a vitezelor în secțiune transversală este identică în lungul mișcării (similitudine internă).

Aerul introdus prin gurile de ventilare are o astfel de mișcare încât pentru determinarea parametrilor aerului din încăpere (viteză, temperatură, concentrație) se aplică legile rezultate din teoria jeturilor.

În funcție cu dezvoltarea spațială a mișcării, jeturile pot fi: *plane* sau *axial-simetrice* (circulare sau radiale). Jeturile plane se realizează dacă orificiul de refulare este de forma unei fante, cu raportul laturilor mai mare de 10:1. Jeturile *circulare* se formează în cazul orificiilor circulare sau dreptunghiulare cu raport al laturilor de maximum 3:1. Jeturile *radiale* apar la utilizarea fantelor radiale.

Dimensiunea caracteristică l_0 a jeturilor, utilizată în calculele adimensionale, este:
- pentru jeturile plane, înălțimea efectivă a fantei B_0;
- pentru jeturile circulare, diametrul secțiunii efective echivalente,

$$D_0 = \sqrt{4A_o / \pi} \qquad (9.5.1)$$

unde:

$$A_0 = \mu\, r\, A_t, \qquad (9.5.2)$$

în care:

μ – este coeficientul de debit;
r - coeficientul secțiunii libere;
A_t - secțiunea totală a gurii de refulare.

În tabelele 9.5.1 și 9.5.2 sunt date valori ale coeficienților μ și r pentru diferite guri de refulare a aerului.

După diferența de temperatură ΔT_0 dintre jetul de temperatură θ_0 și aerul din încăpere θ_i jeturile se clasifică în *izoterme* (diferența de temperatură $\Delta T_0 = 0$) și *neizoterme* ($\Delta T_0 \neq 0$). Sub acțiunea forțelor arhimedice, în cazul jeturilor neizoterme, câmpul de viteze este modificat și traiectoria este curbată (la jeturile orizontale sau oblice). Dacă raportul între forțele arhimedice și impulsul inițial este mic, influența diferenței de temperatură

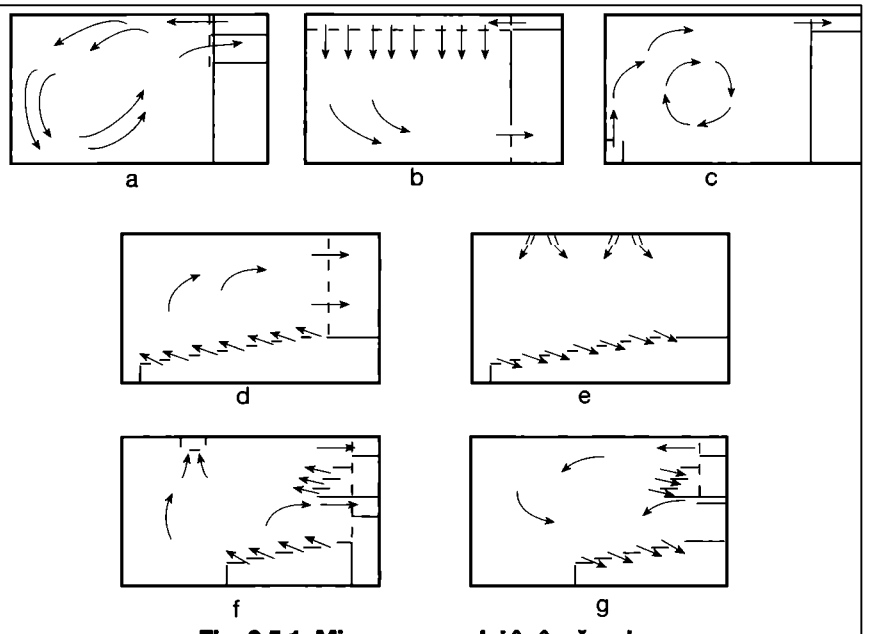


Fig. 9.5.1. Mișcarea aerului în încăperi:
a, b, c - birouri; d, e - amfiteatre; f, g - săli de spectacol.

Tabelul 9.5.1. Coeficientul de debit μ, pentru guri de refulare a aerului.

Tipul gurii de aer	μ
Guri în capăt de conductă	0,99
Guri pe două și trei direcții	0,95
Guri de canal	0,85
Guri dreptunghiulare cu margini rotunjite	0,82...0,88
Grătare perforate	0,74...0,82
Grătare cu jaluzele	0,66...0,76
Deschideri circulare cu margini ascuțite	0,63
Fante	0,65...0,8

asupra dezvoltării jetului poate fi neglijată; în acest caz jetul este *cvasiizoterm* (slab neizoterm).

Pentru încadrarea în diferite categorii se calculează criteriul Arhimede (Ar):

$$Ar = \frac{g \cdot l_0}{v_0^2} \cdot \frac{\Delta T_0}{T_i} \qquad (9.5.3)$$

unde:

T_i - este temperatura din încăpere [K];

v_0 - viteza efectivă inițială a jetului;

$v_0 = \dot{V}/A_0$;

$\dot{V}$ - debitul de aer refulat printr-o gură de aer.

După valoarea absolută Ar se deosebesc:

$Ar \leq 5 \cdot 10^{-4}$, jeturi cvasiizoterme;

$5 \cdot 10^{-4} < Ar < 10^{-2}$, jeturi neizoterme;

$Ar = 0$, jeturi izoterme.

Pentru $Ar \geq 10^{-2}$ jeturile sunt puternic neizoterme și nu se recomandă a fi utilizate în tehnica ventilării.

- După domeniul în care se dezvoltă mișcarea, jeturile pot fi *libere* sau *limitate spațial*. Jeturile libere nu sunt influențate în dezvoltarea lor de prezența unor suprafețe sau a altor jeturi, cum se întâmplă în cazul jeturilor limitate. Dacă suprafețele se întind în lungul curgerii, la distanțe $d \leq 0{,}2\ x_b$ se dezvoltă jeturi lipite (jeturi de perete) (fig. 9.5.2) (x_b - bătaia jetului; definită ca distanța până la care viteza jetului devine neglijabilă, 0,2...0,5 m/s).

Dacă jeturile sunt introduse prin grile cu unghi de evazare a jaluzelelor $\beta = 90°$, jetul se lipește de perete pentru $d \leq 0{,}3$ m.

În figura 9.5.3. se prezintă imaginea unui jet lipit și a unui jet liber izoterm realizat de o fantă de plafon.

Dacă suprafețele limitează frontal curgerea (la unghiuri față de direcția jetului mai mari de 45°), jeturile sunt de impact.

Interacțiunea dintre jeturi se ia în considerare dacă distanța dintre acestea este $d_1 \leq 0{,}4\ x_b$.

9.5.2.2 Jeturi libere cvasiizoterme; relații de calcul

Jeturile libere cvasiizoterme au o structură asemănătoare celor izoterme (fig. 9.5.4). Domeniul de mișcare se caracterizează printr-un câmp de viteze și un câmp de temperaturi (care nu-l influențează pe cel al vitezelor).

În lungul jetului există o zonă inițială și o zonă de bază; la limita zonei inițiale, viteza în axa jetului este egală cu viteza în secțiunea de introducere ($v_{ax} = v_0$).

În tehnica ventilării se urmărește utilizarea jeturilor în zona de bază în care are loc amortizarea vitezei în lungul jetului. Distribuția de viteze într-o secțiune transversală se face după o lege adimensională exponențială. În tabelele 9.5.4 și 9.5.5 sunt date relațiile de calcul pentru mărimile ce caracterizează jeturile libere circulare, respectiv, plane. Constanta caracteristică a gurii de refulare K, determinată experimental, este dată în tabelul 9.5.5.

În cazul jeturilor circulare lipite, valorile v_{ax} și ΔT_{ax} calculate se amplifică cu un factor de corecție $f = 1{,}4$.

Dacă fantele sunt amplasate în imediata vecinătate a plafonului se formează un semijet plan (fig. 9.5.4b) care se calculează cu relațiile corespunzătoare jetului plan în care dimensiunea caracteristică B_0 se înlocuiește prin

Tabelul 9.5.2. Coeficientul secțiunii libere *r*, pentru dispozitivele prevăzute la gurile de aer.

Tipul dispozitivului	*r*
Grătare Detzer, trafoare	0,4...0,6
Jaluzele fixe sau reglabile	0,7...0,95
Plase din sârmă	0,65...0,9
Dispozitive de uniformizare la fante	0,9...1,0

Tabelul 9.5.3. Relații de calcul pentru jeturi circulare cvasiizoterme.

Mărimea adimensională	Simbol	Relația de calcul
Lungimea zonei inițiale	$\bar{x}_i = \frac{x_i}{D_0}$	$0{,}886K\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$
Viteza în secțiunea transversală a jetului la distanța r de axă	$\bar{v} = \frac{v}{v_{ax}}$	$e^{-1{,}57K^2(r/x)^2}$
Diametrul jetului	$\bar{D} = \frac{D}{D_0}$	$\frac{3{,}42}{K}\bar{x};\quad \bar{x} = \frac{x}{D_0}$
Unghiul de împrăștiere	$\mathrm{tg}\alpha$	$\frac{1{,}70}{K}$
Viteza axială	$\bar{v}_{ax} = \frac{v_{ax}}{v_0}$	$\frac{0{,}886K}{\bar{x}}\sqrt{\frac{T_i}{T_0}} = K\frac{\sqrt{S_0}}{\bar{x}}\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$
Viteza medie pe secțiune	$\bar{v}_m = \frac{v_m}{v_0}$	$0{,}22\bar{v}_{ax}$
Debitul masic de aer	$\bar{\dot{V}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}$	$\frac{2{,}26}{K}\cdot\bar{x}\cdot\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$
Diferența axială de temperatură	$\Delta\bar{T}_{ax} = \frac{\theta_{ax}-\theta_i}{\theta_0-\theta_i}$	$0{,}66\cdot\frac{K}{\bar{x}}\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$

Observații: - Relațiile sunt valabile pentru zona de bază a jetului ($\bar{x} > \bar{x}_i$).
- Mărimile cu indicele 0 se referă la secțiunea de refulare.

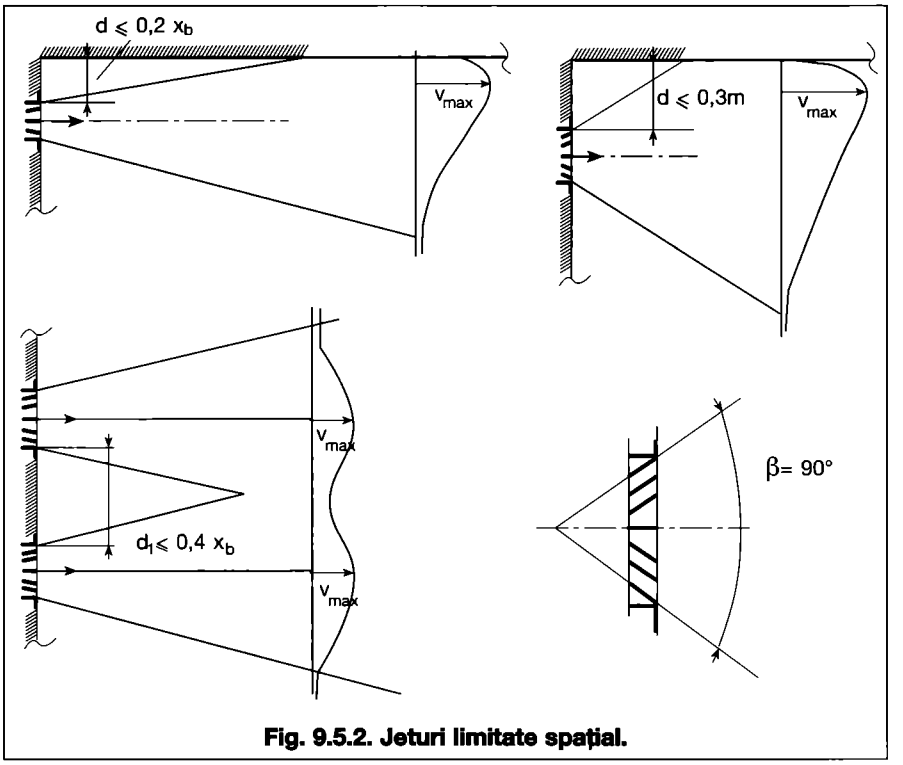


Fig. 9.5.2. Jeturi limitate spațial.

Tabelul 9.5.4. Relații de calcul pentru jeturi plane cvasiizoterme.

Mărimea adimensională	Simbol	Relația de calcul
Lungimea zonei inițiale	$\bar{x}_i = \frac{x_i}{B_0}$	$K^2 \frac{T_i}{T_0}$
Viteza în secțiunea transversală a jetului la distanța b de axă	$\bar{v} = \frac{v}{v_{ax}}$	$e^{\left[-1,57K^2(b/x)^2\right]}$
Lățimea jetului	$\bar{B} = \frac{B}{B_0}$	$\frac{3,42}{K^2}\bar{x}; \quad \bar{x} = \frac{x}{B_0}$
Unghiul de împrăștiere	$\mathrm{tg}\alpha$	$\frac{1,70}{K^2}$
Viteza axială	$\bar{v}_{ax} = \frac{v_{ax}}{v_0}$	$\frac{K}{\sqrt{\bar{x}}}\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$
Viteza medie pe secțiune	$\bar{v}_m = \frac{v_m}{v_0}$	$0,4\bar{v}_{ax}$
Debitul masic de aer	$\bar{\dot{V}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}$	$\frac{1,41}{K}\cdot\sqrt{\bar{x}}\cdot\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$
Diferența axială de temperatură	$\Delta\bar{T}_{ax} = \frac{\theta_{ax}-\theta_i}{\theta_0-\theta_i}$	$0,866\cdot\frac{K}{\sqrt{\bar{x}}}\sqrt{\frac{T_i}{T_0}}$

Observații: - Relațiile sunt valabile pentru zona de bază a jetului ($\bar{x}>\bar{x}_i$);
- Mărimile cu indicele 0 se referă la secțiunea de refulare.

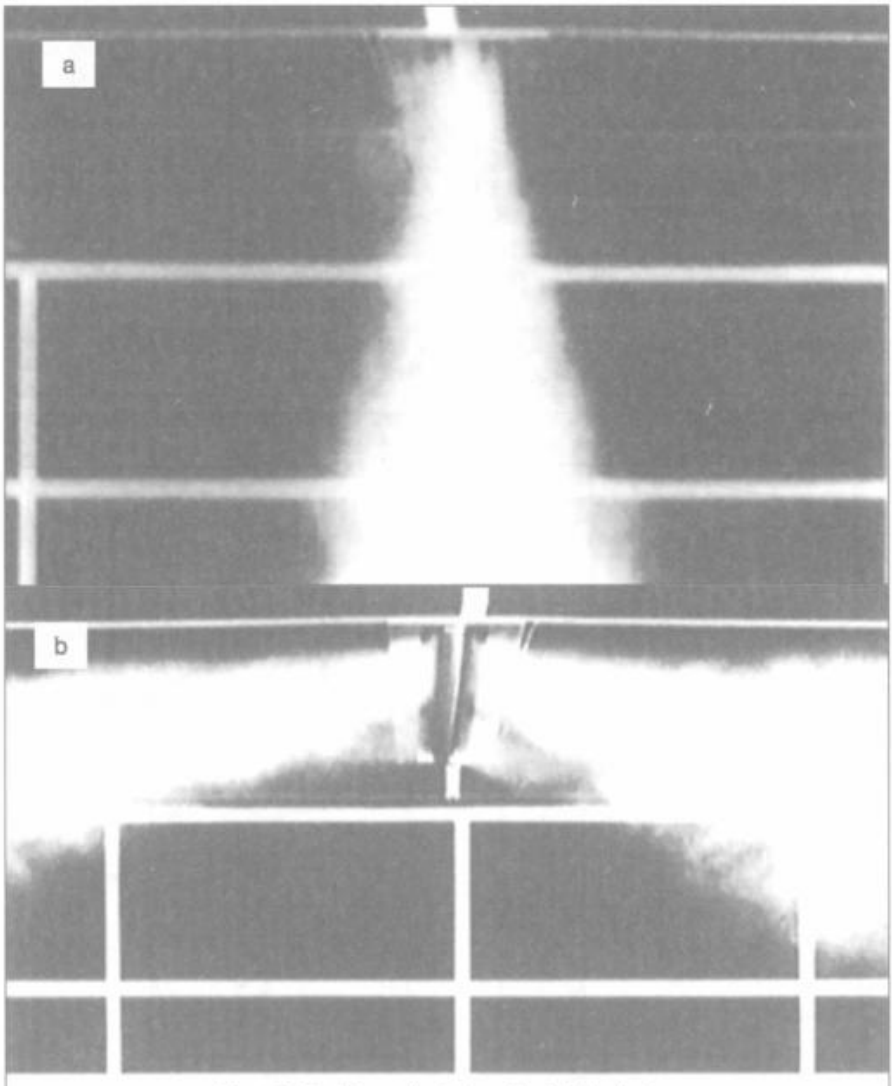


Fig. 9.5.3. Jet realizat de o fantă de plafon
a - liber izoterm; b - lipit.

2 B_0. Astfel, distanța adimensională $\bar{x} = x / 2 \cdot B_0$.

În cazul utilizării fantelor radiale (fig. 9.5.5) viteza v, la distanța x de axa gurii de refulare, se calculează cu relația:

$$\frac{v_x}{v_{om}} = 3,1\sqrt{\frac{r \cdot h}{x(x-r)}} \qquad (9.5.4)$$

unde:

v_{om} - este viteza medie raportată la secțiunea de refulare;

r - raza difuzorului.

9.5.2.3 Jeturi libere neizoterme refulate orizontal sau oblic

În acest caz se calculează traiectoria deformată a axei.

Se impune condiția ca aceasta să intersecteze zona de lucru, astfel încât parametrii jetului să satisfacă cerințele de confort termic (fig. 9.5.5 a). Pentru instalații de climatizare, situația cea mai dezavantajoasă este cea de vară, când refularea de aer rece poate conduce la senzația de curent. Pentru a împiedica acest lucru se adoptă viteze de refulare mici, ceea ce în perioada de iarnă (refulare de aer cald) ridică problema eficienței cedării căldurii din jet în zona de lucru, deoarece forțele arhimedice curbează traiectoria în sus, astfel încât jetul poate să nu mai ajungă în zona de lucru. Acest fapt impune o verificare a traiectoriei și pentru condițiile de iarnă. Pentru instalațiile de ventilare mecanică ce realizează și încălzirea încăperii, calculul se face pentru această situație. Trebuie să se ia în considerare că traiectoria jetului cald refulat în jos are un punct minim M după care jetul deviază în sus (fig. 9.5.6 b).

Relațiile de calcul pentru traiectoria axei jetului sunt:

- jetul circular

$$\bar{y} = \bar{x} \cdot tg\theta - \frac{0,282 \cdot Ar \cdot \bar{x}^3}{K \cdot \cos^3\theta}\sqrt{\frac{T_0}{T_i}} \qquad (9.5.5;)$$

- jetul plan

$$\bar{y} = \bar{x} \cdot tg\theta - \frac{0,35 \cdot Ar \cdot \bar{x}^{5/2}}{K\left(\cos\theta\right)^{5/2}}\sqrt{\frac{T_0}{T_i}} \qquad (9.5.6)$$

unde:

$\bar{y} = y/l_0$; $\bar{x} = x/l_0$, iar

θ – este unghiul de refulare.

Observație:

Axele x-y și unghiul θ s-au considerat ca în fig. 9.5.6; criteriul *Ar* se introduce cu valoarea algebrică.

Abscisa x_M, a punctului de minimum al traiectoriei jeturilor calde (maximum pentru jeturile reci refulate în sus), calculată din ecuațiile 9.5.6 și 9.5.7, este în funcție de forma jetului:

- jetul circular;

$$x_M = D_0 \cdot \cos\theta \sqrt{\sin\theta} \sqrt{\frac{1{,}18 \cdot K}{Ar}} \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} \quad (9.5.7)$$

- jetul plan;

$$x_M = B_0 \cdot \cos\theta \left(\sin\theta\right)^{2/3} \sqrt[3]{\left(\frac{1{,}143 \cdot K}{Ar}\right)^2 \frac{T_i}{T_0}} \quad (9.5.8).$$

Ordonata punctului de minimum y_M se calculează din ecuațiile traiectoriei, pentru $\bar{x} = \bar{x}_M$ (unde $\bar{x}_M = x_M / D_0$ la jetul circular, respectiv, x_M / B_0 la jetul plan).

Viteza în axa jetului, pentru jetul neizoterm v_{axT}, rezultă din compunerea vitezei v_{ax} pe direcția s și a vitezei arhimedice v_a:

$$v_{axT} = \sqrt{v_{ax}^2 + v_a^2 - 2 v_{ax} v_a \sin\theta} \quad (9.5.9).$$

Valoare v_{ax} se calculează cu relațiile de jet cvasiizoterm (tab. 9.5.3 și 9.5.4), în care distanța x se înlocuiește cu $s = x / \cos\theta$ (s se măsoară pe direcția de refulare, înclinată cu unghiul θ față de direcția ox).

Viteza arhimedică v_a este în funcție de forma jetului:

- circular, $v_a = 0{,}75\ Ar\ v_0\ \bar{s}$ (9.5.10);
- plan, $v_a = 0{,}87\ Ar\ v_0\ \bar{s}$ (9.5.11).

Calculul practic se efectuează prin încercări. Pentru un unghi de refulare θ și o viteză v_0 (ce se alege în limitele 1...5 m/s) se verifică dacă traiectoria jetului intersectează planul de lucru. În acest caz, în punctul de intersecție se calculează viteza axială v_{axT} care se compară cu viteza maximă admisă. De obicei, se cere, în plus, ca jetul să intre în zona de lucru într-o anumită parte a încăperii (între 1/3 și 2/3 din deschidere, pe direcția de acțiune a jetului). Se recomandă în acest caz ca unghiul θ cu care se începe calculul să se stabilească din relația: tg $\theta = H/x_{min}$, pentru jeturi reci și tg $\theta = H/x_{max}$, pentru jeturi calde (H - înălțimea de amplasare a axei gurii de refulare față de planul zonei de lucru; x_{min}, x_{max} - distanța minimă, respectiv, maximă între care jetul trebuie să intersecteze planul zonei de lucru). Încercările se fac în continuare micșorând unghiul θ pentru jetul rece și mărindu-l pentru jetul cald.

În cazul jeturilor calde, dacă, în nici o variantă de calcul, jetul nu se amortizează până la intersecția cu zona de lucru, se pot pune alte condiții traiectoriei. Astfel, se va urmări ca în punctul de minimum, jetul să intersecteze zona de lucru în porțiunea în care viteza este egală cu viteza admisă de confort. Traiectoria axei jetului se află deasupra zonei de lucru, cu o distanță d, la care viteza v din secțiunea transversală este cea dorită (fig. 9.5.7).

Valoarea v se calculează din relațiile de distribuție a vitezei într-o secțiune transversală a jetului (pentru $d = r$, la jeturi circulare și $d = b$, la jeturi plane).

Exemplul de calcul 1

Date de calcul: pentru o încăpere, debitul de aer refulat prin fantă $\dot{V} = 14.500$ m³/h; temperatura aerului

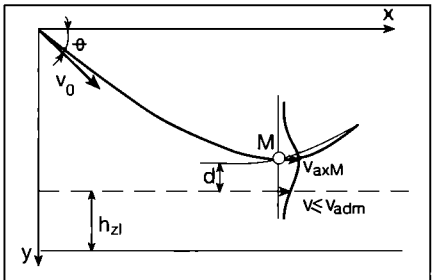


Fig. 9.5.7. Traiectoria axei jetului deasupra zonei de lucru.

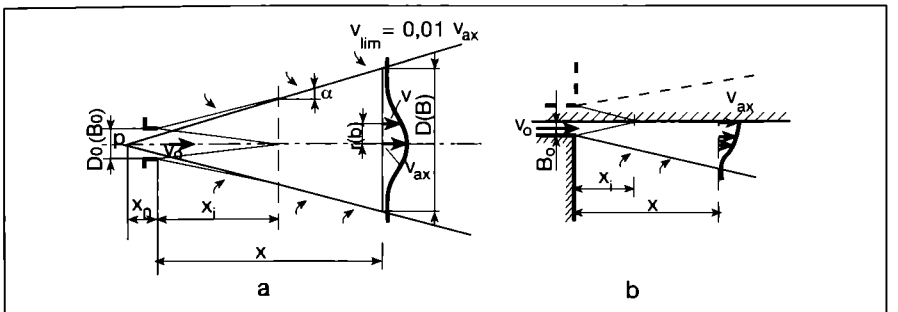


Fig. 9.5.4. Schema dezvoltării jetului:
a - liber izoterm; b - lipit de perete.

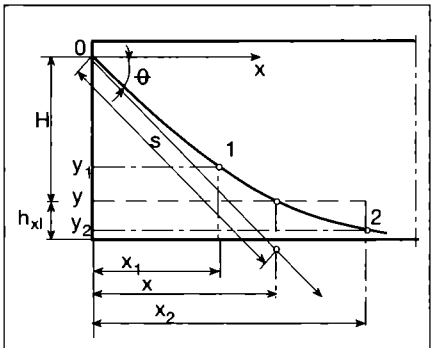


Fig. 9.5.8. Traiectoria axei jetului - exemplul de calcul 1.

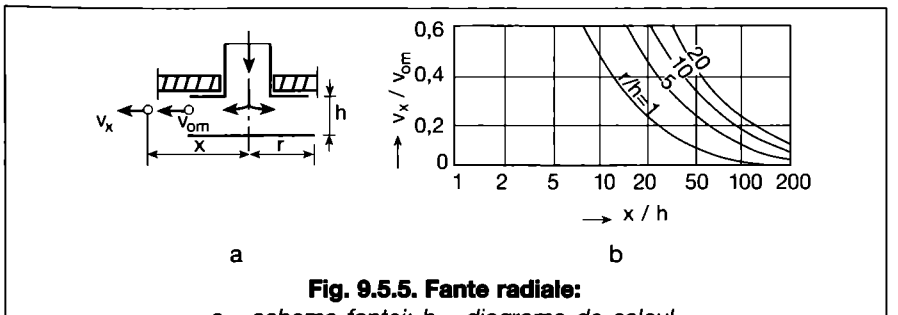


Fig. 9.5.5. Fante radiale:
a - schema fantei; b - diagrama de calcul.

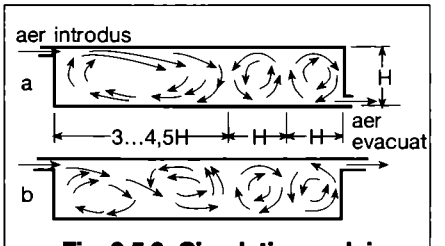


Fig. 9.5.9. Circulația aerului la refulare orizontală, cu jet:
a - cald; b - rece.

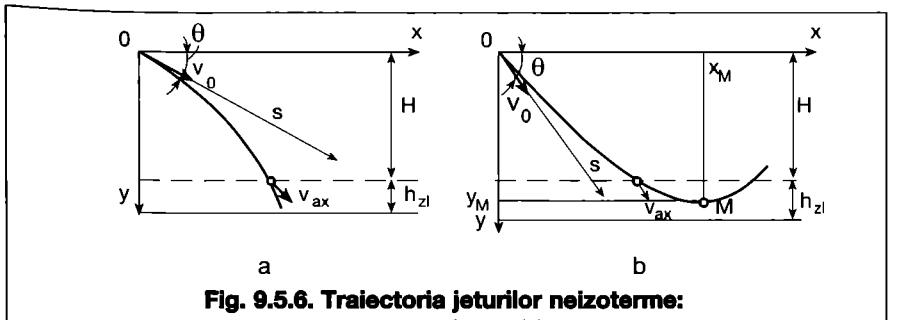


Fig. 9.5.6. Traiectoria jeturilor neizoterme:
a - rece; b - cald.

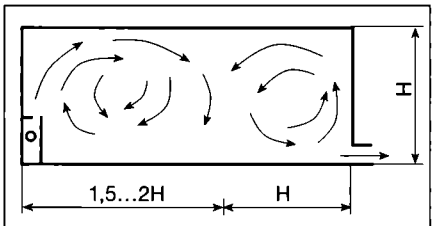


Fig. 9.5.10. Circulația aerului la refulare verticală în sus.

refulat $\theta_0 = 22°C$, temperatura aerului interior $\theta_i = 16°C$; înălțimea de amplasare a fantei deasupra zonei de lucru $H = 3$ m (fig. 9.5.8).

Se calculează parametrii în axa jetului la intersecția acesteia cu planul zonei de lucru și viteza în jet la o distanță $b = 0,3$ m de axă, în secțiunea transversală.

Se aleg: înălțimea fantei $h = 0,10$ m, lungimea fantei, $l = 10$ m, $r = 0,95$; $\mu = 0,85$; $K = 2,375$; $\theta = 30°$.

Observație: Constructiv, $l = 10$ m se realizează din 6 tronsoane, fiecare alimentat dintr-un distribuitor.

Se urmărește ca jetul să intersecteze planul zonei de lucru la o distanță pe orizontală cuprinsă între $x_{min} = 6$ m și $x_{max} = 7$ m.

Se calculează:

- lungimea caracteristică:

$B_0 = h \cdot \mu \cdot r = 0,1 \cdot 0,85 \cdot 0,95 = 0,08$ m;

- viteza efectivă de refulare:

$$v_0 = \frac{\dot{V}}{3600 B_0 \cdot l} = \frac{14500}{3600 \cdot 0,08 \cdot 10} =$$

$= 5$ m/s.

- criteriul Arhimede:

$$Ar = \frac{g \cdot B_0}{v_0^2} \cdot \frac{\theta_0 - \theta_i}{T_i} =$$

$$= \frac{9,81 \cdot 0,08}{5^2} \cdot \frac{20 - 16}{289} = 0,65 \cdot 10^{-3}$$

- ordonata traiectoriei în punctele de abscisă $x_1 = 6$ m și $x_2 = 6,5$ m (cuprinse între x_{min} și x_{max});
- pentru $x_1 = 6$ m; $\bar{x}_1 = 6/0,08 = 75$, rezultă (relația 9.5.6):

$$\bar{y}_1 = \bar{x}_1 \cdot tg\theta - 0,35 \frac{Ar}{K} \left(\frac{\bar{x}_1}{\cos\theta} \right)^{\frac{5}{2}} \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} =$$

$$= 75 \cdot 0,577 -$$

$$- \frac{0,35 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3}}{2,375} \left(\frac{75}{0,866} \right)^{\frac{5}{2}} \sqrt{\frac{289}{295}} =$$

$= 36,65$

$y_1 = 36,65 \cdot 0,08 = 2,93$ m < 3 m

- pentru $x_2 = 6,5$ m;

$\bar{x}_2 = 6,5/0,08 = 81,25$ rezultă:

$$\bar{y}_2 = 81,25 \cdot 0,577 - \frac{0,35 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3}}{2,375} \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{81,25}{0,866} \right)^{5/2} \sqrt{\frac{289}{295}} = 38,6$$

$y_2 = 38,6 \cdot 0,08 = 3,09$ m > 3 m.

Punctele 1 (x_1, y_1) și 2 (x_2, y_2) (fig. 9.5.7) se află de o parte și de alta a planului zonei de lucru.

Prin interpolare, se obține abscisa punctului de intersecție a axei jetului cu planul zonei de lucru:

$$x = x_1 + \frac{(x_2 - x_1)(H - y_1)}{y_2 - y_1} =$$

$$= 6 + \frac{(6,5 - 6)(3 - 2,92)}{3,09 - 2,93} = 6,24 \text{ m}$$

- distanța s, de amortizare a jetului:

$$s = \frac{x}{\cos\theta} = \frac{6,24}{0,866} = 7,2$$

$$\bar{s} = \frac{s}{B_0} = \frac{7,2}{0,08} = 90$$

- viteza axială în jetul cvasiizoterm, la distanța s (tab. 9.5.4):

$$v_{ax} = \frac{2,375}{\sqrt{\bar{s}}} \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} \cdot v_0 =$$

$$= \frac{2,375}{\sqrt{90}} \cdot \sqrt{\frac{289}{295}} \cdot 5 = 1,24 \text{ m/s}$$

- viteza arhimedică în același punct:

$v_a = 0,87 \cdot Ar \cdot \bar{s} \cdot v_0 = 0,87 \cdot 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 5 = 0,25$ m/s;

- viteza axială în jetul neizoterm:

$$v_{axT} = \sqrt{v_{ax}^2 + v_a^2 - 2 v_{ax} v_a \sin\theta} =$$

$$= \sqrt{1,24^2 + 0,25^2 - 2 \cdot 1,24 \cdot 0,25 \cdot 0,5} =$$

$= 1,14$ m/s

- viteza medie pe secțiune:

$v_m = 0,4 \cdot v_{axT} = 0,4 \cdot 1,14 = 0,456$ m/s

- viteza la distanța $b = 0,3$ m de axa jetului, în secțiunea transversală, în care jetul intersectează planul zonei de lucru:

$$v = v_{ax} \cdot e^{\left[-1,57 K^4 \left(\frac{b}{s} \right)^2 \right]} =$$

$$= 1,14 \cdot e^{\left[-1,57 \cdot 2,375^4 \left(\frac{0,3}{7,2} \right)^2 \right]} = 1,045 \text{ m/s}.$$

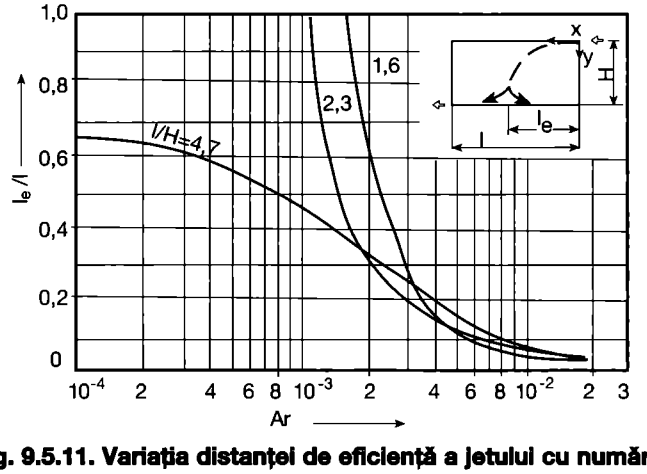


Fig. 9.5.11. Variația distanței de eficiență a jetului cu numărul *Ar*.

9.5.2.4 Jeturi neizoterme verticale refulate în jos

Jeturi reci

Viteza în axa jetului v_{axT}, la distanța y de gura de refulare, este:

$$v_{axT} = v_{ax} + v_a \qquad (9.5.12).$$

Rezultând pentru jeturi circulare:

$$v_{axT} = v_0 \left(\frac{0,866 \cdot K \cdot D_0}{y} \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} + 0,75 Ar \frac{y}{D_0} \right) \qquad (9.5.13)$$

respectiv, pentru jeturi plane:

$$v_{axT} = v_0 \left(\frac{K \sqrt{B_0}}{\sqrt{y}} \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} + 0,87 Ar \frac{y}{B_0} \right) \qquad (9.5.14).$$

Relațiile 9.5.13 și 9.5.14 permit, fie verificarea vitezei axiale v_{axT} în zona de lucru ($v_{axT} < v_{admis}$), pentru $y = H$ (H - înălțimea de montare a gurilor de refulare deasupra planului zonei de lucru), fie determinarea vitezei v_0, astfel încât pentru înălțimea H, dată, să fie îndeplinită condiția de confort referitoare la viteză. Amortizarea diferenței de temperatură în axa jetului se calculează cu relațiile din tabelele 9.5.3 și 9.5.4, înlocuind $x = H$.

Jeturi calde

Datorită vitezei arhimedice, de sens contrar sensului de refulare, jetul pătrunde până la o anumită distanță y_{max}, ce se calculează din condiția $v_{ax} = v_a$. Rezultă pentru jeturi circulare:

$$y_{max} = 1,087 D_0 \left(\frac{K}{Ar} \right)^{1/2} \left(\frac{T_i}{T_0} \right)^{1/4} \qquad (9.5.15)$$

respectiv pentru jeturi plane:

$$y_{max} = 1,087 D_0 \left(\frac{K}{Ar} \right)^{1/2} \left(\frac{T_i}{T_0} \right)^{1/4} \qquad (9.5.16)$$

Pentru ca jetul să ajungă în zona de lucru se pune condiția $H < y_{max}$.

9.5.2.5. Jeturi limitate spațial

Dacă dezvoltarea jeturilor este împiedicată de elementele delimitatoare ale încăperii, ele nu mai respectă legile jeturilor libere. Tratarea analitică este, practic, imposibilă deoarece trebuie să se ia în considerare foarte multe influențe. În aceste cazuri se urmărește determinarea distanței de pătrundere a jeturilor, denumită și lungime de eficiență. În general, se consideră că, în cazul

refulării prin guri sau fante amplasate sub plafon, ia naștere o circulație a aerului în care turbionul primar pătrunde pe o distanță de (3....4,5) *H*, unde *H* este înălțimea încăperii. Sensul curentului de aer depinde de temperatura de refulare. În fig. 9.5.9 a este reprezentată circulația într-o încăpere în cazul refulării aerului cald, iar în fig. 9.5.9 b, în cazul aerului rece.

La refularea aerului cald în sus, turbionul primar pătrunde pe o distanță mai mică, de (1,5...2) *H* (fig. 9.5.10). Cercetările experimentale pe machete au arătat că amplasarea gurilor de aspirație nu influențează dezvoltarea jeturilor de aer.

În fig. 9.5.11 este reprezentată variația lungimii de eficiență l_e, a unui jet plan refulat printr-o fantă de înălțime h = 0,0036 *H*, în funcție de dimensiunile încăperii și de numărul *Ar*.

9.5.3. Alegerea difuzoarelor de plafon

Prin construcția sa, anemostatul conduce la formarea unor jeturi cu caracteristici deosebite de alte guri de refulare:
- turbulență ridicată a curgerii,
- unghi de împrăștiere foarte mare
- amortizare rapidă a vitezei,
- micșorarea, uneori până la dispariție, a miezului central etc.

În majoritatea cazurilor, curentul de aer introdus se lipește de plafon ca urmare a efectului Coandă. Jeturile anemostatelor din câmp se întâlnesc și formează un jet vertical care coboară spre zona de lucru, în timp ce jeturile anemostatelor de lângă pereți coboară lipindu-se de aceștia. (fig. 9.5.12). Alegerea anemostatelor trebuie să se facă pentru situația dezavantajoasă, a vitezei maxime din zona de lucru. Amortizarea vitezei axiale, la jeturile lipite, se calculează ca pentru jetul circular (tab. 9.5.3). Variația vitezei în jetul vertical, format între două anemostate, se determină, cu aproximație, din nomograma 9.5.13.

Detaliile constructive au o influență majoră asupra dezvoltării mișcării, astfel încât fiecare tip de anemostat se alege după o nomogramă și în funcție de caracteristicile stabilite experimental.

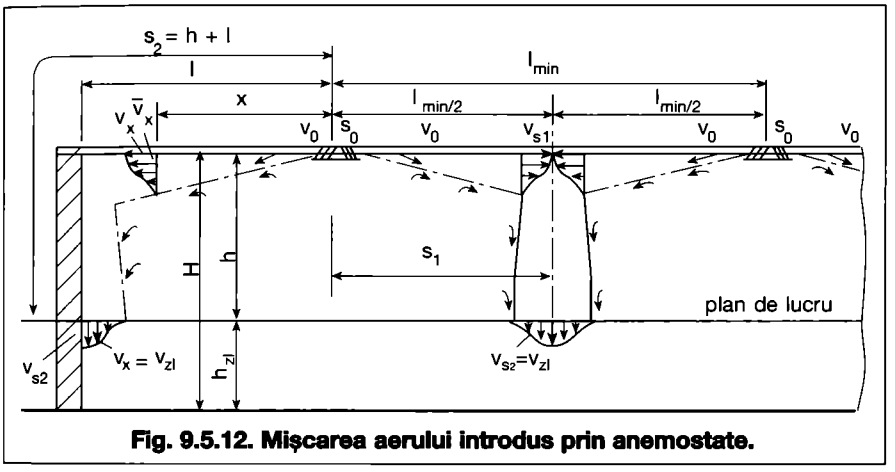


Fig. 9.5.12. Mișcarea aerului introdus prin anemostate.

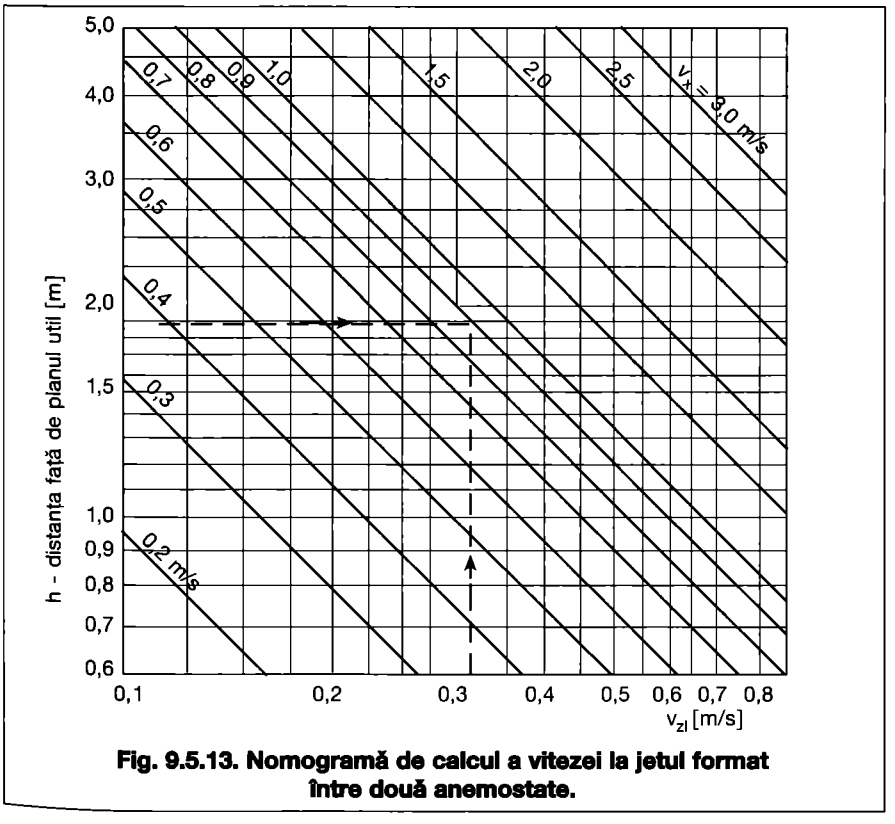


Fig. 9.5.13. Nomogramă de calcul a vitezei la jetul format între două anemostate.

9.5.3.1 Anemostate pătrate și circulare plane și spațiale tipizate

Metoda de calcul are la bază schema mișcării aerului, prezentată în fig. 9.5.12.

Anemostatele se aleg în funcție de arhitectura plafonului și de debit. Viteza efectivă de refulare v_0 se calculează în funcție de secțiunea efectivă A_0, sau se determină din nomograme pentru tipul de anemostat și dimensiunea considerate.

Impunând o viteză în zona de lucru, v_{zl}, pentru înălțimea *h* ce rezultă din proiect, din nomograma 9.5.13 se determină viteza maximă din jet v_x, în funcție de care se stabilește bătaia jetului *s*, (s_1 sau s_2 pentru amplasarea în câmp, respectiv, marginală a anemostatului).

Valorile din relația:

$$s = \frac{K\sqrt{A_0}v_0}{v_x} \qquad (9.5.17\ a)$$

corespund montării pe plafon (s_p) (fig. 9.5.14).

Pentru montarea pe tubulatură:
$s_t = s_p/1,5$.

Mărimea *s* determină distanța minimă de amplasare a anemostatelor în câmp ($l_{min} = 2 \cdot s_1$) și, respectiv, distanța de la anemostat la perete, pentru amplasare marginală ($s_2 = h + l$).

Pentru repartizarea uniformă a anemostatelor în plan, se pot lua distanțe *s* mai mari decât cele rezultate din nomograme, punând condiția ca:
$v_{zl} \geq 0,1$ m/s.

Presiunea totală necesară în ștuțul anemostatului p_t, pentru acoperirea pierderii locale de sarcină și realizarea presiunii dinamice, se determină în funcție de viteza efectivă de refulare v_0, utilizând diagrame sau relația:

$$p_t = \left(\xi + 1\right)\frac{\rho \cdot v_0^2}{2} \quad [\text{Pa}] \qquad (9.5.18)$$

unde:
ξ - este coeficient de rezistență locală (tab. 7.7.2);
ρ - densitatea aerului.

Exemplul de calcul 2 - anemostate pătrate plane

Date:
- debitul de aer pentru ventilarea încăperii, $\dot{V} = 15.000$ m³/h;

- dimensiunile încăperii conform fig. 9.5.14;
- viteza admisă în zona de lucru $v_{zl} = 0,3$ m/s.

Rezolvare

Se aleg 12 anemostate pătrate plane, având $A = 400$ mm și $A_0 = 0,065$ m².

- Debitul pe anemostat:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{V}}{n} = \frac{15000}{12} = 1250 \ \frac{m^3}{h} .$$

- Viteza efectivă de refulare (Pentru $A_0 = 0,065$ m² - tab. 7.7.2)

$$v_0 = \frac{\dot{V}_a}{3600 A_0} = \frac{1250}{3600 \cdot 0,65} =$$

$= 5,34$ m/s.

- În nomograma din fig. 9.5.13 pentru $h = 2,0$ m și $v_{zl} = 0,3$ m/s, rezultă: $v_x = 0,9$ m/s. Pentru această valoare rezultă bătaia $s = s_1$:

$$s = \frac{K\sqrt{A_0} v_0}{v_z} = \frac{1,5\sqrt{0,065} \cdot 5,34}{0,9} =$$

$= 2,27$ m.

Pentru amplasare în câmp a anemostatelor și montare pe plafon, acestea conduc la o distanță minimă între anemostate $l_{min} = 2\ s_1 = 4,5$ m.

Pentru amplasarea marginală, se impune ca viteza medie la perete să fie egală cu viteza maximă admisă în zona de lucru:

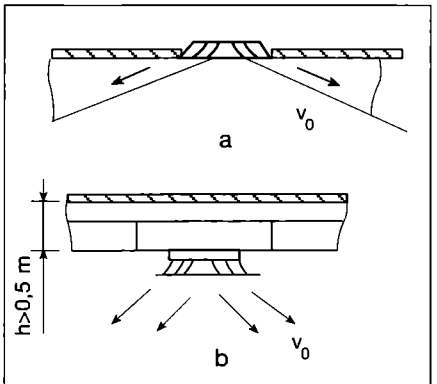


Fig. 9.5.14. Dezvoltarea jetului de aer la anemostate în funcție de montare:
a - anemostat în plafon fals;
b- anemostat pe canal.

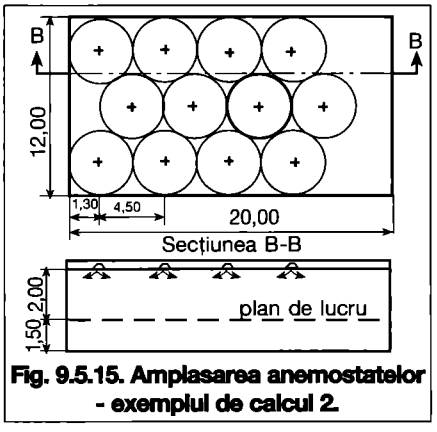


Fig. 9.5.15. Amplasarea anemostatelor - exemplul de calcul 2.

$\bar{v}_x = v_x / 2 = v_{zl} = 0,3$ m/s rezultând $v_x = 0,6$ m/s.

Pentru această valoare, obținem bătaia $s = s_2 = 3,4$ m și, în consecință, distanța dintre anemostat și perete:

$l = s_2 - h = 3,4 - 2,1 = 1,3$ m.

Amplasând anemostatele pe planul încăperii, la distanțele l și l_{min} rezultate, acestea nu acoperă uniform suprafața plafonului (fig. 9.5.15). În lungul încăperii se adoptă distanța $l_2 = 2,5$ m de la pereți și $l_1 = 5$ m între anemostate:

- se determină viteza în zona de lucru, pentru amplasarea în câmp a anemostatelor; din relația (9.5.17 a), pentru $s = s_p = l_1/2 = 2,5$ m, rezultă viteza $v_x = 0,80$ m/s, iar din fig. 9.5.13, pentru această valoare v_x și pentru $h = 2,0$ m, se obține $v_{zl} = 0,26$ m/s.

Deoarece $v_{zl} < 0,3$ m/s, se adoptă distanța propusă între anemostate l_1. Similar, se verifică și distanțele l_2.

- Presiunea totală necesară în racordul anemostatului rezultă din relația 9.5.18, pentru $\xi = 0,5$, $v_0 = 5,34$ m/s și $\rho = 1,2$ kg/m³:

$$p_t = (0,5 + 1)\frac{1,2 \cdot 5,34^2}{2} = 25 \text{ Pa}.$$

Exemplul de calcul 3 - anemostate pătrate pe 2, 3 și 4 direcții

Se consideră o porțiune dintr-o hală industrială cu caracteristicile geometrice conform fig. 9.5.16. Debitul de aer de ventilare $\dot{V} = 8.400$ m³/h.

Pentru introducere se aleg anemostate pătrate pe 2, 3 și 4 direcții, poziționate ca în figură, pentru ca, pe laturile halei, să se poată amplasa guri de aspirare GA, la partea superioară.

Înălțimea de montare a anemostatelor față de zona de lucru este $h = 2,8$ m (fig. 9.5.16).

Se repartizează debitul de aer proporțional cu direcțiile de refulare, pentru o direcție, rezultând:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{V}}{38} = \frac{8400}{38} = 221 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Atunci:

- pentru anemostatele pe 2 direcții $\dot{V}_2 = 442$ m³/h;
- pentru anemostatele pe 3 direcții $\dot{V}_3 = 663$ m³/h;
- pentru anemostatele pe 4 direcții, $\dot{V}_4 = 884$ m³/h.

Conform debitelor recomandate (tab. 7.7.2) se aleg următoarele anemostate cu caracteristicile:

- pe 2 direcții $A = 300$ mm; $K_2 = 2,9$; $A_{02} = 0,038$ m²; $\xi_2 = 1,05$;
- pe 3 direcții $A = 400$ mm; $K_3^I = 2,5$ $K_3^{II} = 3,5$; $A_{03} = 0,053$ m²; $\xi_3 = 1,1$.
- pe 4 direcții $A = 400$ mm; $K_4 = 2,5$; $A_{04} = 0,066$ m²; $\xi_4 = 1,15$.

Viteza efectivă de refulare va fi:

- pentru anemostatele pe 2 direcții,

$$v_{02} = \frac{\dot{V}_2}{3600 A_{02}} = \frac{442}{3600 \cdot 0,038} = 3,2 \text{ m/s};$$

- pentru anemostatele pe 3 direcții,

$$v_{03} = \frac{\dot{V}_3}{3600 A_{03}} = \frac{663}{3600 \cdot 0,053} = 3,5 \text{ m/s};$$

- pentru anemostatele pe 4 direcții,

$$v_{04} = \frac{\dot{V}_4}{3600 A_{04}} = \frac{884}{3600 \cdot 0,066} = 3,5 \text{ m/s}.$$

Verificarea vitezei în zona de lucru v_{zl} se face diferit, în funcție de jeturile care interferează. Astfel:

- În punctul M interferează jetul de plafon, emis de anemostatul pe 2 direcții, cu jetul emis de anemostatul pe 3 direcții în direcția a II-a. Distanțele x_2 și x^{II}_3 se determină din condițiile ca viteza v_x în punctul de intersecție să fie aceeași pentru cele două anemostate și $x = x_2 + x''_3 = 6$ m:

$x_2 = c \cdot x/(1+c)$;

unde:

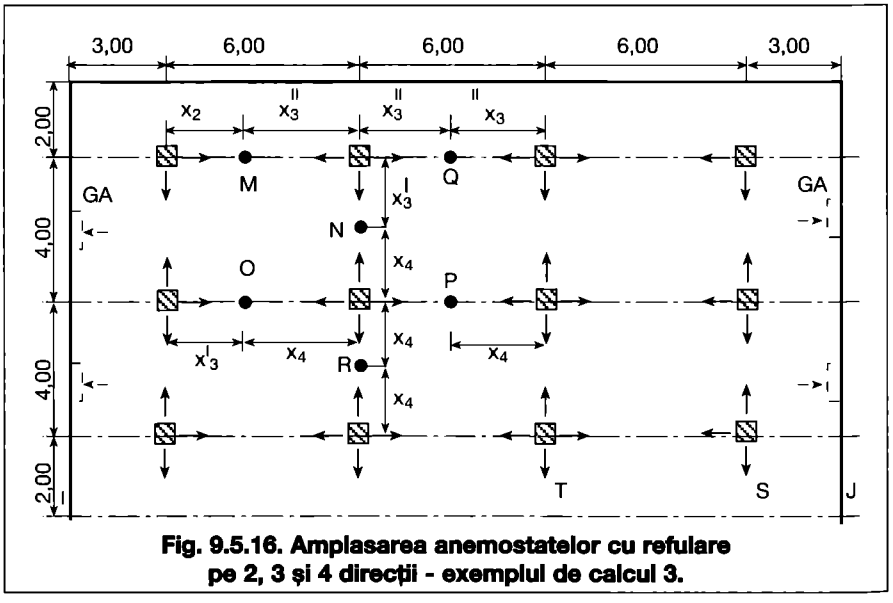


Fig. 9.5.16. Amplasarea anemostatelor cu refulare pe 2, 3 și 4 direcții - exemplul de calcul 3.

$$c = \frac{v_{02} \cdot K_2 \cdot \sqrt{A_{02}}}{v_{03} \cdot K_3 \cdot \sqrt{A_{03}}} = \frac{3,2 \cdot 2,9 \cdot \sqrt{0,038}}{3,5 \cdot 3,5 \cdot \sqrt{0,053}} = 0,64$$

rezultă:
$x_2 = 2,34$ m și $x_3'' = 6 - x_2 = 3,66$ m.
Din relația:

$$v_x = v_0 \cdot K \frac{\sqrt{A_0}}{x}$$

- pentru anemostatul cu:
latura $A = 300$ mm,
debitul $\dot{V} = 442$ m³/h și
$x = 2,34$ m,
rezultă $v_x = 0,77$ m/s.

Verificarea vitezei în zona de lucru se face utilizând nomograma 9.5.12; pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 0,77$ rezultă $v_{zl} = 0,18$ m/s < v_{adm};
Distanța x_3' și x_4 se determină din condițiile ca viteza v în punctul de intersecție să fie aceeași pentru cele două anemostate și $x = x_3' + x_4 = 4$ m.

$$x_3' = \frac{c \cdot x}{1 + c}$$

unde:

$$c = \frac{v_{03} K_3' \sqrt{A_{03}}}{v_{04} K_4 \sqrt{A_{04}}} = \frac{3,5 \cdot 2,5\sqrt{0,053}}{3,7 \cdot 2,5\sqrt{0,066}} = 0,85$$

rezultă $x_3' = 1,84$ m și $x_4 = 4 - x_3' = 2,16$ m.
Pentru anemostatul cu latura $A = 400$ mm, debitul $\dot{V} = 663$ m³/h și $x = 1,84$ m, rezultă $v_x = 1,1$ m/s.
Verificarea vitezei în zona de lucru se face utilizând nomograma 9.5.13; pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 1,1$ m/s, rezultând: $v_{zl} = 0,25$ m/s < v_{adm}.
- În punctul *0* situația este asemănătoare celei din punctul *N*, dar $x = x_3' + x_4 = 6,0$ m. Atunci, pentru $c = 0,85$, rezultă: $x_3' = c \cdot x/(1+c) = 0,85 \cdot 6/1,85 = 2,75$ m și $x_4 = 6 - x_3' = 3,25$ m.
Din calcul, pentru $x = 2,75$ m, rezultă $v_x = 0,73$ m/s.
Verificarea vitezei în zona de lucru se face folosind nomograma 9.5.12; pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 0,73$ m/s rezultă $v_{zl} = 0,23 < v_{adm}$;
- În punctele *Q, P, R* unde interferează jeturile de același tip, punctul de intersecție se stabilește la mijlocul distanței dintre anemostate.
Pentru punctul *Q*, pentru anemostat pe 3 direcții, cu latura $A = 400$ mm, debitul $\dot{V} = 663$ m³/h și $x = 3$ m, direcția II, rezultă $v_x = 0,94$ m/s iar din nomograma 9.5.13: pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 0,94$ m/s, rezultă $v_{zl} = 0,22$ m/s < v_{adm}.
Pentru punctul *P*, pentru anemostat pe 4 direcții cu latura $A = 400$ mm, debitul $\dot{V} = 884$ m³/h și $x = 3$ m rezultă $v_x = 0,79$ m/s, iar din nomograma 9.5.13 pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 0,79$ m/s, rezultă $v_{zl} = 0,18$ m/s < v_{adm}. Pentru punctul *R*, în aceleași condiții, dar pentru $x = 2$ m rezultă $v_x = 1,2$ m/s, iar din nomograma 9.5.13 pentru $h = 2,8$ m și $v_x = 1,2$ m/s rezultă $v_{zl} = 0,3$ m/s = v_{adm}.

9.5.4. Alegerea gurilor de refulare

În funcție de modul de amplasare a grilelor față de elementele delimitatoare ale încăperii, de distanța dintre ele, de orientarea jaluzelelor de dirijare prevăzute în secțiunea de refulare, se poate obține o mare varietate de soluții pentru circulația aerului în încăperi. Jeturile realizate sunt, de obicei, circulare, dar, prin alipirea mai multor grile, se realizează, practic, fante de introducere, iar jeturile vor avea caracteristicile unei mișcări plane.
Jeturile pot fi dirijate vertical, orizontal sau oblic. Prin poziționarea jaluzelelor, astfel încât să se obțină diferite unghiuri de divergență (fig. 9.5.2), se mărește gradul de turbulență și se realizează o amortizare mai rapidă a vitezei. Pentru un unghi de divergență $\beta = 90°$, valorile vitezei și diferenței de temperatură în axa jetului v_{ax} și ΔT_{ax} calculate conform tabelului 9.5.4, se înmulțesc cu un factor de corecție $f_1 = 0,7$.
În cazul utilizării unor grile de plafon cu jaluzele curbate se obțin jeturi lipite, asemănătoare celor realizate de anemostate. Jeturi lipite se obțin și în cazul poziționării grilelor pe perete în apropierea plafonului. În acest caz, viteza în axa jetului este mai mare decât în cazul jetului liber. Valorile v_{ax} și ΔT_{ax}, calculate conform relațiilor din tabelul 9.5.4 se amplifică cu factorul de corecție $f_2 = 1,4$.

Exemplul de calcul 4 - grile

Date:
- debitul de aer pentru ventilare $\dot{V}_t = 5000$ m³/h;
- temperatura interioară $\theta_i = 25$ °C,
- temperatura de refulare $\theta_0 = 17$ °C.

Se aleg 12 grile pentru introducere poziționate ca în fig. 9.5.17.
Din tabelul 9.5.5 rezultă $K = 3,25$.
Se consideră bătaia jetului
- $x_b = l = 4,5$ m (jumătate din lățimea încăperii) și
- viteza axială, pentru $x = x_b$, $v_x = 0,5$ m/s.

Din tabelul 9.5.3, în care se înlocuiește $A_0 = \dot{V}_0/v_0$, rezultă viteza efectivă de refulare:

$$v_0 = \frac{x^2 \cdot v_x^2}{K^2 \cdot \dot{V}_0} = \frac{4,5^2 \cdot 0,5^2 \cdot 3600}{3,25^2 \cdot 417} = 4,14 \text{ m/s}.$$

Rezultă A_0 necesar:

$$A_0 = \frac{417}{3600 \cdot 4,14} = 0,028 \text{ m}^2.$$

Din tabelul 7.7.2 rezultă grilă tip

Tabelul 9.5.5. Valorile constantei caracteristice *K*, pentru guri de refulare a aerului.

Tipul gurii de refulare	Viteza aerului, v_0 [m/s]	
	2 la 5	8 la 40
- Guri libere circulare sau pătrate	5,7	7,0
- Guri cu jaluzele, având r = 0,4	4,7	5,7
- Grătare perforate, r = 0,03...0,05	3,0	3,7
r = 0,1...0,2	4,0	4,9
- Grătare cu jaluzele divergente:		
la 40°	2,9	3,5
la 60°	2,1	2,5
la 90°	1,7	2,0
- Guri pe două și trei direcții	5,3	
- Guri de refulare pe canal	5,0	
- Guri trapezoidale reglabile	6,0	
- Grile cu două rânduri de jaluzele	3,25	
- Anemostate tipizate		
- pătrate plane	1,5	
- circulare plane	1,00	
- circulare spațiale	1,00	
- pătrate pe 2 direcții	2,9	
- pătrate pe 3 direcții	2,5 direcția I 3,5 direcția II	
- pătrate pe 4 direcții	2,5	
- Fante tipizate		
- cu știut fix	2,7	
- cu știut reglabil	2,3	
- Alte tipuri de fante	2,3 ... 2,7	

r - coeficientul secțiunii libere

200x200 mm cu $A_0 = 0,026$ m² și $D_0 = 0,182$ m.

- Se recalculează: viteza efectivă de introducere:

$$v_0 = \frac{\dot{V}_0}{A_0} = \frac{417}{3600 \cdot 0,026} = 4,45 \text{ m/s.}$$

viteza axială la distanța $x = 4,5$ m:

$$v_x = v_0 \frac{K\sqrt{A_0}}{x} = 4,45 \frac{3,25\sqrt{0,026}}{4,5} =$$

$= 0,52$ m / s.

- Se calculează valoarea criteriului Arhimede:

$$Ar = \frac{g \cdot D_0}{v_0^2} \cdot \frac{\Delta T_0}{T_i} = \frac{9,8 \cdot 0,182}{4,45^2} \cdot \frac{8}{298} =$$

$= 2,4 \cdot 10.$

Întrucât jetul este neizoterm, se calculează:

- viteza arhimedică, la distanța $x = 4,5$ m

$$v_a = 0,75\, Ar \frac{x}{D_0} \cdot v_0 =$$

$$= 0,75\left(2,4 \cdot 10^{-3}\right) \frac{4,5}{0,182} \cdot 4,45 =$$

$= 0,198$ m/s.

- viteza în axa jetului neizoterm, la distanța $x = 4,5$ m:

$$v_{axT} = \sqrt{v_a^2 + v_{ax}^2} = 0,56 \text{ m/s.}$$

- viteza medie pe secțiune:

$v_m = 0,22\, v_{axT} = 0,12$ m/s.

- Deviația axei jetului de la orizontală (căderea jetului, y_M - fig. 9.5.19), pentru $x_M = x = 4,5$ m, se calculează din relația 9.5.5 pentru $\theta = 0$

$$y_M = \frac{0,282 \cdot Ar}{K} \cdot \frac{x^3}{D_0^2} \sqrt{\frac{T_0}{T_i}} =$$

$$= \frac{0,282 \cdot \left(-2,4 \cdot 10^{-3}\right)}{3,25} \cdot$$

$$\cdot \frac{4,5^3}{0,182^2} \sqrt{\frac{290}{298}} = 0,57 \text{ m.}$$

Rezultă că jetul ajunge deasupra zonei de lucru cu o viteză medie mai mică decât viteza de confort.

- Diferența de temperatură în axa jetului la distanța $x = 4,5$ (tab. 9.5.3):

$$\Delta T_{ax} = 0,66 \frac{K \cdot D_0 \cdot \Delta T_0}{x} \cdot \sqrt{\frac{T_i}{T_0}} =$$

$$= 0,66 \frac{3,25 \cdot 0,182 \cdot 8}{4,5} \sqrt{\frac{298}{290}} =$$

$= 0,7$ °C

- Presiunea totală necesară pentru refulare este:

$$p_t = \left(\xi + 1\right) \frac{v_0^2}{2} =$$

$$= \left(1 + 1\right) \frac{1,2 \cdot 4,45^2}{2} = 23,8 \text{ Pa,}$$

(conform tab. 7.7.2).

9.5.4.1. Alegerea gurilor (dispozitivelor) de refulare pe baza nomogramelor de catalog.

Intre relațiile de calcul prezentate și nomogramele indicate de producători, nu există incompatibilități. Dependența liniară dintre bătaia jetului și debitul de aer pentru fiecare dimensiune de gură de refulare este de fapt reprezentarea grafică a relației de amortizare a vitezei axiale a jetului circular (tabelul 9.5.3.), în coordonate dublu logaritmice. Folosind unele nomograme de firmă, se poate determina constanta caracteristică a gurii, K. Astfel se pot aplica relațiile de calcul care au avantajul că exprimă mai multe dependențe dintre caracteristicile jeturilor, mai ales pentru jeturile neizoterme, care sunt în general foarte puțin tratate în cataloage. Avantajul curbelor din cataloage este că folosirea lor este simplă și că au garanția producătorilor, fiind rezultate pe bază de încercări experimentale specializate. Se menționează însă ca nu toate situațiile practice pot fi rezolvate cu ajutorul nomogramelor, mai ale în cazuri deosebite, când singură consultanța de specialitate poate da soluții corecte. Așa cum rezultă din ilustrarea § 7.7, nomogramele dau în principal, pentru fiecare tip și dimensiune de gură care se fabrică, bătaia jetului pentru o anumită viteză terminală ($l_{0,2}$ pentru $v_{ax} = 0,2$ m/s), nivelul de presiune sonoră L_{wA} și căderea totală de presiune a aerului care iese din dispozitivul de refulare Δp_t (care include pierderea locală de sarcină și presiunea dinamică a jetului). Aceste mărimi sunt funcție de debitul volumic de aer deci, pentru o secțiune dată, sunt funcție de viteza efectivă de refulare v_0.

9.5.4.1.1. Difuzoare de plafon

Metoda de alegere depinde de tipul jetului realizat: lipit de plafon sau vertical liber, izoterm sau neizoterm. În cazul jeturilor lipite se consideră schema de mișcare din fig. 9.5.12. In cazul jeturilor libere, ele se dezvoltă ca în fig. 9.5.4, unghiul α de evazare fiind funcție de caracteristicile de turbulență ale jetului creat de fiecare dispozitiv de refulare.

Tipul, numărul și dimensiunea difuzoarelor se aleg în funcție de geometria încăperii, de debitul de aer, de destinația încăperii.

Pentru tipul de difuzor ales și pentru debitul de aer, din nomograme rezultă bătaia jetului. Este necesar să se verifice că distanța reală din aplicația practică, de la axul difuzorului până la intersecția cu planul de lucru, este mai mare decât bătaia jetului citită pe nomograme. Această distanță este:

- s_1+h pentru difuzoarele din câmp sau
- $s_2 = l+h$ pentru difuzoarele marginale (fig. 9.5.12).

Deci trebuie să se obțină $s_1+h > l_{0,2}$ sau $l+h > l_{0,2}$. Se verifică de asemenea dacă nivelul de zgomot corespunde

Tabelul 9.5.6. Recomandări de utilizare a gurilor de aer Lindab

	Duze	Grile	Difuzoare de perete	Difuzoare de plafon cu refulare pe o direcție	Difuzoare perforate	Difuzoare cu conuri (anemostate)	Difuzoare cu jet elicoidal	Difuzoare de perete	Difuzoare pe pardoseală	Guri sub scaune
Birouri rece+cald				**	**	**	***			
0 – 30 W/m²			**	***	***	***	***	***		
30 – 60 W/m²				**	***	**	***			
➢ 60 W/m²					**	**	**	**	***	
Săli de conferințe				*	**	**	**	***	***	
Cinematografe					*	*	*	**	**	***
Auditorii					*	*	*	**	**	***
Restaurante				*	**	**	**	***	**	
Spații de învățământ			**	**	***	***	***	***		
Săli de expoziții		*	**	***	***	***	***	***	***	
Magazine	*	*	**	**	***	***	***			
Supermarketuri	*	*		***	***	***	***			
Săli de sport	***	**				**		*		
Piscine	***	**			*	**	**			
Bucătării industriale				*	**	**	**	**		
Laboratoare				*	**	**	**	**		
Camere curate				*	**	**	***			
Locuințe		**	**	***	***					
Instituții		**	**	***	***			**		

*Legendă: * posibil ** bine *** foarte bine*

destinației încăperii.

Pentru aceasta, se calculează nivelul de putere sonoră:

$L_w = L_A + K_{0k}$,

unde:

L_A - este citit din nomograme iar

K_{0k} - este un coeficient de corecție, specificat de producător, indicat pe octave ale zgomotului, pentru fiecare tip de difuzor.

Alte nomograme indică direct nivelul de putere sonoră L_w. Căderea de presiune Δp_t este necesară pentru calculul pierderilor totale de sarcină în conductele (canalele) de aer.

Exemplul de calcul 5 – difuzor cu jet elicoidal Lindab, tip RCW.

Se consideră un difuzor RCW, cu diametrul $\Phi_d = 400$ mm (fig. 7.7.2). Difuzorul este montat pe plafon, la o înălțime $H = 4$ m deasupra planului util și trebuie să introducă un debit de aer $\dot{V} = 2000$ m³/h. Diferența de temperatură dintre jet (în secțiunea de refulare) și încăpere este $\Delta T_0 = 10$ K iarna (jet cald) și $\Delta T_0 = -12$ K vara (jet rece). Se cere să se stabilească unghiul β, de înclinare a paletelor astfel încât jetul să ajungă în zona de lucru cu viteză acceptabilă din punct de vedere al confortului termic. Se folosesc nomogramele din fig. 9.5.19 și 9.5.20. Pentru debitul dat, din diagrama 1 rezultă viteza v_k din plenumul de racord $v_k = 4,4$ m/s. In aceste condiții, pentru jetul cald cu $\Delta T_0 = 10$ K și pentru bătaia jetului de 4 m, din diagrama 2, rezultă $\beta = 43^0$.

Pentru jetul rece, se acceptă o viteză terminală v_x mai mare decât cea de 0,2 m/s pentru care este stabilită bătaia jetului; se alege $v_x = 0,3$ m/s, valoare confortabilă pentru condiții de vară ; se calculează raportul dintre viteza termi-

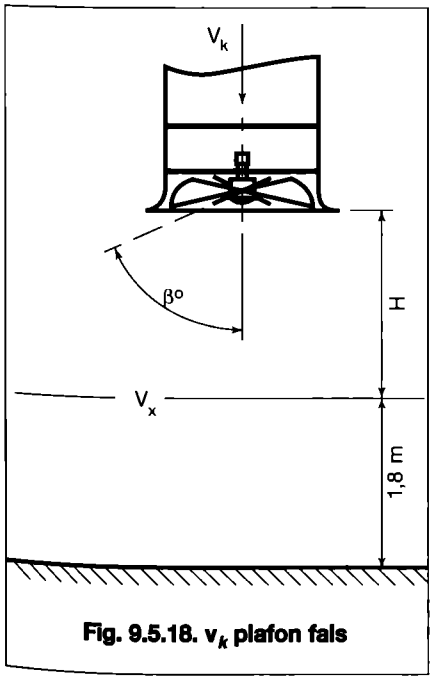


Fig. 9.5.18. v_k plafon fals

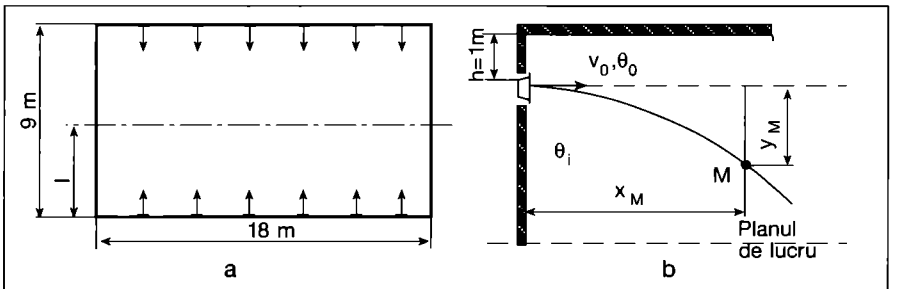


Fig. 9.5.17. Amplasarea grilelor de refulare - exemplul de calcul 4:
a - plan; b - secțiune.

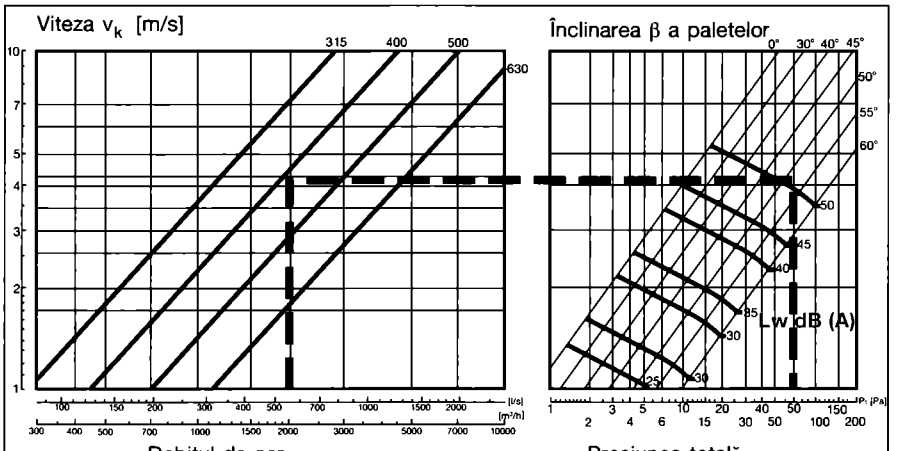


Fig. 9.5.19. Diagrama 1

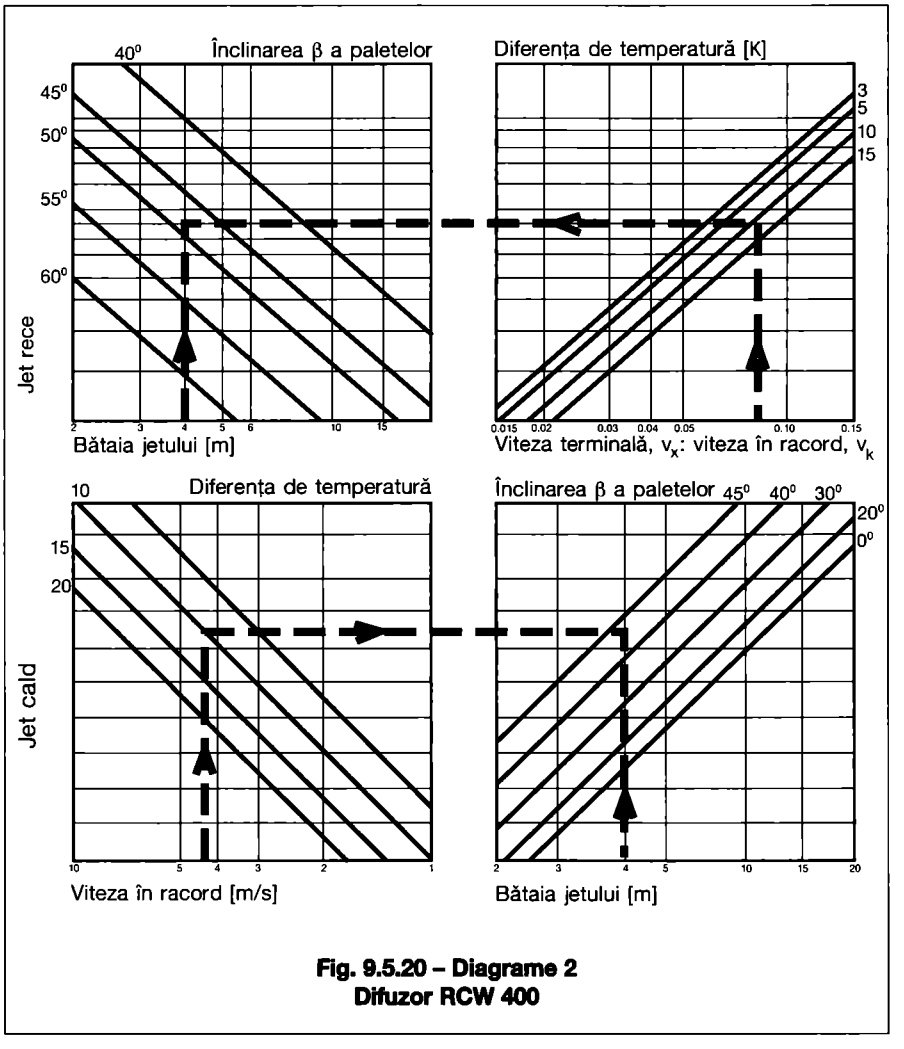


Fig. 9.5.20 – Diagrame 2
Difuzor RCW 400

nală și viteza din plenum v_x/v_k și din diagrama 2 – jet rece, se determină noul unghi, de înclinare a paletelor, necesar în situația de vară. Pentru $v_x/v_k = 0,3/4,4 = 0,068$ și bătaia de 4m, din diagramă rezultă $\beta = 48^0$. Era de așteptat ca jetul să fie mai evazat vara, pentru a asigura amortizarea în condițiile în care forțele arhimedice orientate în jos, accelerează jetul rece refulat în jos. Diferența dintre unghiul necesar iarna $\beta = 43^0$ și cel necesar vara $\beta = 48^0$ poate apare nesemnificativă. Dacă se analizează însă ce se întâmplă cu jetul rece de vară, dacă ar fi introdus cu același unghi ca în condiții de iarnă, se observă din diagrama 2 – jet rece, că dacă jetul ar fi refulat cu unghiul de vară de 43^0, ar rezulta o bătaie a jetului de 6 m (față de distanța dintre secțiunea de refulare și planul util de 4 m); rezultatul ar fi o viteză mult mai mare decât cea de 0,3 m/s aleasă ca viteză de confort pentru situația de vară. Pentru jetul de vară introdus cu $\beta = 48^0$, din diagrama 1 rezultă nivelul de zgomot $L_w = 50$ dB (A) și presiunea totală necesară la gura de refulare $p_t = 55$ Pa. Din diagramă se observă că în situația unui unghi mai mic (iarna), valorile L_w și p_t sunt mai mici, deci calculul pentru perioada de vară este acoperitor.

Exemplul de calcul 6 – difuzor cu placă perforată Lindab, tip PKA.

Pentru o amplasare a difuzoarelor ca cea reprezentată în fig. 9.5.15, se aleg difuzoare de plafon pătrate, cu placă perforată tip PKA 400. Se cere să se stabilească debitul ce poate fi introdus pentru un difuzor din câmp și pentru un difuzor apropiat de perete, în condițiile în care se respectă viteza limită considerată pentru bătaia jetului (0,2 m/s). Jetul format de aceste difuzoare este de tipul jet lipit de plafon; schema de calcul este cea din fig. 9.5.12. Se stabilesc distanțele pe care trebuie să se realizeze amortizarea jetului. Astfel, pentru difuzoarele plasate în câmp, cu distanța dintre ele de $l = 4,5$ m și cu distanța până la planul util, $h = 2$ m, rezultă $s_1 = l/2 + h = 2,25 + 2 = 4,25$ m. Pentru difuzoarele plasate spre perete, la distanță de $l = 1,3$ m, rezultă $s_2 = l + h = 1,3 + 2 = 3,3$ m. Considerând că aceste distanțe sunt egale cu bătaia jetului, din nomograma prezentată în fig. 7.7.4. d (refulare pe 4 direcții), rezultă debitul de aer, pentru difuzoarele tip PKA 400 plasate în câmp ($l_{0,2} = 4,25$ m), un debit $\dot{V} = 1000$ m³/h; pentru difuzoarele apropiate de perete, ($l_{0,2} = 3,3$ m), rezultă un debit $\dot{V} = 700$ m³/h. Din nomograma de nivel de zgomot (fig. 7.7.4) se determină pentru difuzorul PKA 400 cu refulare pe patru direcții, la debitul $\dot{V} = 1000$ m³/h, un nivel de zgomot $L_{wA} = 28$ dB(A) și o cădere totală de presiune $\Delta p_t = 12$ Pa; la debitul $\dot{V} = 700$ m³/h, rezultă un nivel de zgomot $L_{wA} < 20$ dB(A) și o cădere totală de presiune $\Delta p_t = 6$ Pa.

9.5.4.1.2. Grile de refulare

Exemplul de calcul 7 - grilă Lindab tip C

Se consideră o grilă tip C, cu dimensiunile AxB = 300x200mm, prin care se refulează un debit de aer $\dot{V} = 300$ m³/h. Grila este poziționată la o distanță de plafon < 300 mm. Se cer : bătaia jetului, alte caracteristici ale jetului, nivelul de zgomot și căderea totală de presiune. Se determină secțiunea liberă a grilei cu relația dată la § 7.7 și astfel:
$A_0 = (300-25) \times (200-25) \times 0,8 \times 10^{-6} = 0,0385$ m².

Din nomogramele date în fig. 7.7.8 rezultă pentru debitul de aer și secțiunea efectivă calculată o valoare de bătaie a jetului de $l_{0,2} = 8,7$ m. Pentru această grilă, la 300 m³/h, rezultă că nivelul de zgomot este foarte scăzut (sub 20 dBA) iar căderea de presiune este de ordinul a 3 Pa. Dacă se alege o grilă mai mare, de exemplu o grilă cu $A_0 = 0,08$ m², pentru același debit, bătaia jetului scade la 5,8 m, deoarece scade viteza de refulare. Dacă se consideră că înălțimea de la planul de lucru la plafon este $h = 1,2$ m, această grilă ar acoperi bine o încăpere cu deschidera $l = 4,6$ m (l, h – notațiile din fig. 9.5.12. În catalogul Lindab se indică și relații care permit calculul lățimii maxime a jetului și a lungimii în care jetul are lățimea maximă (fig. 9.5.12). Astfel, pentru grila de 300 x 200 mm, lățimea maximă a jetului în plan vertical va fi: $b_v = 0,06 \times 8,7 = 0,52$ m; lățimea în plan orizontal $b_h = 0,3 \times 8,7 = 2,61$ m (pentru jaluzele paralele, unghiul x = 0⁰); lungimea jetului corespunzătoare lățimii maxime $l_b = 0,6 \times 8,7 = 5,2$ m.

9.5.4.1.3. Difuzoare prin deplasare

În cazul ventilării prin deplasare trebuie făcut un calcul special al debitului de aer în funcție de căldura care trebuie preluată din zona de lucru. În manualul Lindab se recomandă o metodă simplificată de a calcula diferența de temperatură $\Delta T_c = T_{ev} - T_{ref}$, pe baza căreia să se determine debitul de aer, astfel încât să nu se creeze curenți supărători atunci când se utilizează sistemul prin deplasare. Astfel, se indică diferența de temperatură $\Delta T_0 = \theta_i - \theta_{ref}$ în funcție de intensitatea activității:
- pentru activitate de birou $\Delta T_0 = 4$K;
- pentru activitate ușoară $\Delta T_0 = 5$K;
- pentru activitate medie $\Delta T_0 = 6$K și
- pentru activitate grea, $\Delta T_0 = 7$K.

Se definește o eficiență a sistemului de ventilare prin deplasare, dată de relația:
$\varepsilon_d = \Delta T_c / \Delta T_0$.

Această eficiență este funcție de sarcina termică specifică a încăperii (W/m²) și de înălțime și se determină din diagrama 9.5.13. Pentru valoarea ε_d citită pe diagramă și pentru ΔT_0 ales în funcție de destinația încăperii, se calculează:
$\Delta T_c = \varepsilon_d \cdot \Delta T_0 / 100$.

Se calculează debitul de aer pentru preluarea căldurii sensibile:
$\dot{V} = \Phi_{sens} / \Delta T_c$.

Gurile de refulare prin deplasare se aleg pentru a introduce în încăpere acest debit de aer.

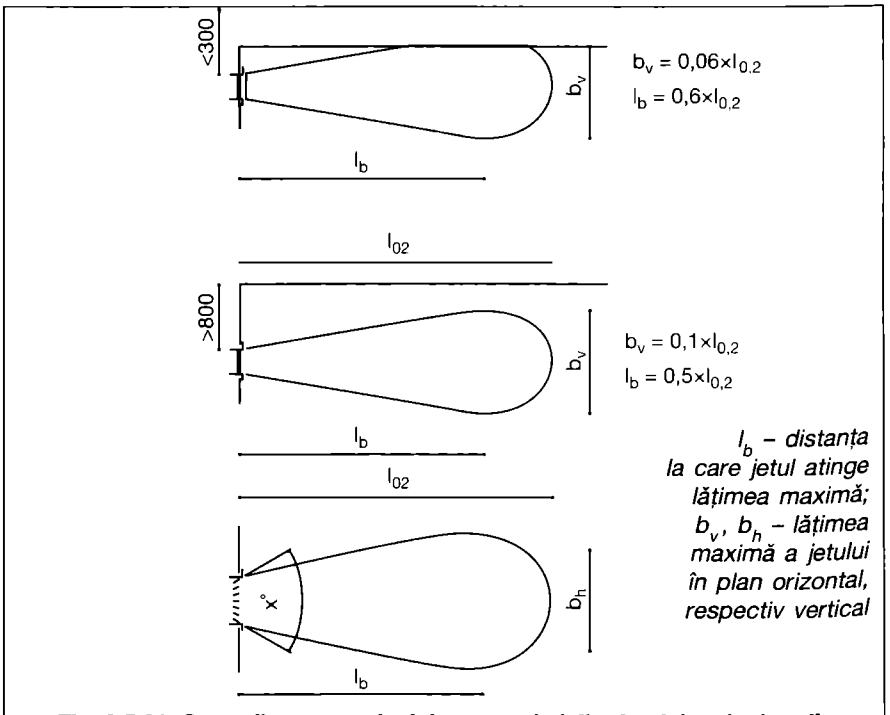


Fig. 9.5.21. Corecții pentru calculul caracteristicilor jetului emis de grile (după Lindab)

Exemplul de calcul 8 – difuzor Lindab

Calculul care se face pe baza nomogramelor de la § 7.7 este foarte simplu și constă în determinarea distanței de acțiune a difuzorului, a nivelului de zgomot și a căderii totale de presiune. Dacă se aleg difuzoare tip CHA, cu 2510 mm înălțime și se introduce un debit de aer de *1000* m³/h prin fiecare difuzor, din nomograma prezentată în fig. 7.7.15 rezultă nivelul de zgomot:

L_{WA} = *44* dB(A) și

căderea totală de presiune:

Δp_t = *27* Pa.

Distanțele de acțiune a aerului introdus (la care viteza în curentul de aer scade la valoarea de 0,2 m/s) sunt:

$a_{0,2}$ = *1,45* m și $b_{0,2}$ = *5* m.

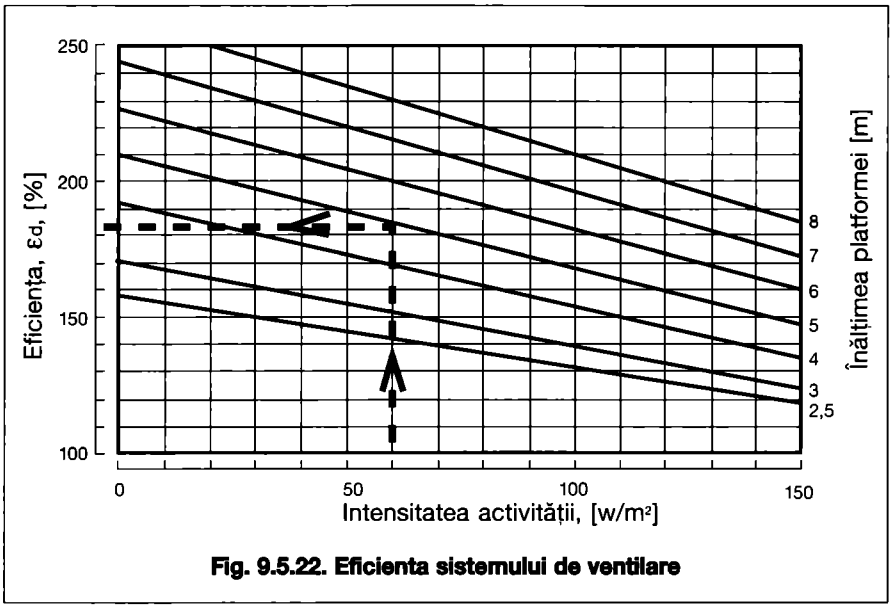


Fig. 9.5.22. Eficienta sistemului de ventilare

9.5.5. Calculul gurilor de evacuare a aerului

La ventilarea generală a încăperilor pentru aspirarea aerului, se folosesc guri cu secțiune circulară sau rectangulară sau fante prevăzute pe colectoare de aer. Pentru mascarea deschiderii, se prevăd, ca și în cazul gurilor de introducere, plase, grătare, trafoare, jaluzele etc.

Amplasarea gurilor de evacuare se face astfel încât să se realizeze schema propusă de circulație a aerului în încăpere.

Tipul și numărul de guri se aleg urmărind o amplasare uniformă sau concentrată în zonele în care există posibilitatea acumulării nocivităților.

Secțiunea totală a unei guri de aer A_a, în funcție de debitul $\dot{V}_a$ [m³/h] aspirat, este:

$$A_a = \frac{\dot{V}_a}{3600 \cdot v_0 \cdot r} \quad [m^2] \qquad (9.5.20)$$

unde:

v_0 - este viteza aerului în secțiunea liberă [m/s];

r - coeficientul secțiunii libere (tab. 9.5.2).

Valorile v_0, ce se recomandă ținând seama de amortizarea rapidă a vitezei la gurile de aspirație, sunt relativ mari:

- în zonele ocupate de oameni, în apropierea scaunelor v_0 = *2,0...2,5* m/s, iar mai departe de scaune 2,5...3 m/s;
- în afara zonelor ocupate $v_0 \geq 3$ m/s.

Viteza v_0 este limitată superior în funcție de nivelul de zgomot admis în încăperi.

Pentru determinarea vitezei v_x la o distanță x de gura de aspirare, se folosește relația (Bromlei):

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{1}{1 + K_0 \left(\frac{x}{\sqrt{A_a}} \right)^{1,4}} \qquad (9.5.21)$$

unde:

K_0 - este un coeficient care depinde de dimensiunile $a \times b$ ale gurii (a - latura mare):

$$K_0 = 7,7\ (a/b)^{0,34} \qquad (9.5.22)$$

Relația 9.5.21 permite verificarea vitezei v_x la o anumită distanță, în sensul încadrării acesteia în limitele cerute de confort.

Se poate utiliza, de asemenea, diagrama din fig. 9.5.23 obținută prin nomografierea relației 9.5.21, pe baza căreia se poate stabili viteza v_x la o distanță adimensională x/b de gura de aspirație.

Relația 9.5.21 și diagrama din fig. 9.5.20 pot fi utilizate pentru stabilirea vitezei v_0 dacă se aleg dimensiunile gurii și se impune $v_x = v_{adm}$. Atunci, din relația 9.5.20, se poate determina debitul de aer pentru o gură de aer și, în final, se poate calcula numărul necesar de guri de evacuare.

9.5.6. Eficiența sistemelor de ventilare

Eficiența ventilării unei încăperi se apreciază printr-o serie de indici și parametri care caracterizează 2 aspecte ale procesului de ventilare;

- amestecul de aer interior cu aerul introdus prin instalația de ventilare,
- propagarea poluanților din încăperi.

Celor două aspecte le corespund indici ai randamentului schimbului de aer, respectiv, de eficiență a evacuării poluanților.

Eficiența ventilării se poate stabili pentru o clădire, o încăpere sau o zonă din încăpere (de exemplu, zona de lucru). Indicii de eficiență se determină pe machete sau la scară naturală, folosind tehnica gazului trasor sau pot fi determinați prin simulare, pe modele numerice ale mișcării aerului, cuplată cu transferul de căldură. Aceste metode sunt costisitoare și laborioase fără a permite extrapolarea rezultatelor; de aceea se utilizează, în special, pentru instalații foarte importante, sau pentru situații repetabile. Chiar în aceste condiții, studiile realizate arată capacitatea diferitelor sisteme de a aduce aerul tratat în zona ocupată și de a îndepărta nocivitățile produse. Se pot obține astfel instalații cu un debit de aer mai redus și condiții superioare de confort, la un cost mai redus.

Indicii privind randamentul schimbului de aer

Acești indici se bazează pe timpul necesar aerului introdus de a ajunge în diferite puncte ale încăperii ventilate. Se determină astfel mărimi punctuale sau medii pe încăpere ce caracterizează amestecul aerului interior:

- vechimea locală medie a aerului într-un punct P, t_1, reprezintă timpul mediu necesar aerului pentru a ajunge din gura de refulare în punctul respectiv; se determină prin măsurători care permit să se calculeze:

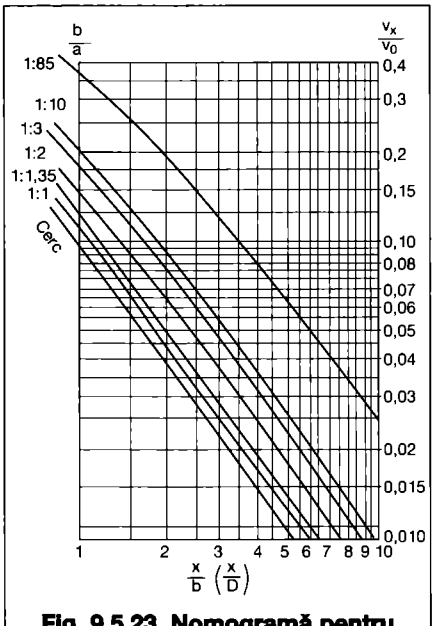


Fig. 9.5.23. Nomogramă pentru calculul vitezei de aspirare.

$$t_1 = \frac{\int_0^\infty tC(t)\,dt}{\int_0^\infty C(t)\,dt} \quad [s] \qquad (9.5.23)$$

unde:

$C(t)$ - este concentrația din punctul P, variabilă cu timpul.

- vechimea medie a aerului din încăpere t_m (vechimea medie globală) este media valorilor t_1.

$$t_m = \frac{1}{V}\int_v t_1 \qquad (9.5.24)$$

unde:

V - volumul încăperii;

- debit specific (număr de schimburi de aer pe oră):

$$n_a = \dot{V}/V \qquad (9.5.25)$$

unde:

$\dot{V}$ - debitul de aer (proaspăt) [m³/h];

- constanta nominală de timp:

$$c_t = 1/n_a \qquad (9.5.26)$$

- timpul de schimbare a aerului t_s reprezintă timpul necesar înlocuirii complete a aerului din încăpere cu aer proaspăt. Pentru ventilarea de tip piston $c_t = t_s$, pentru amestec perfect se demonstrează că $c_t = 2t_s$;
- eficiența (randamentul) schimbului de aer este raportul dintre constanta nominală de timp și timpul de schimbare a aerului:

$$\eta = 100 \cdot c_t / t_s \quad [\%] \qquad (9.5.27).$$

Fiind o mărime adimensională, care introduce timpul de schimbare a aerului t_s ca mărime caracteristică a încăperii, eficiența schimbului de aer poate fi folosită pentru compararea diferitelor soluții de ventilare;

- coeficientul (indicele) de performanță a schimbului de aer este raportul dintre constanta nominală de timp și vârsta medie a aerului din încăpere:

$$i = c_t / t_m = 2\,\eta \qquad (9.5.28)$$

Această mărime corespunde termenului de "ventilation efficiency" din norma americană ASHRAE 62. Deoarece vârsta medie este jumătate din timpul de schimbare a aerului, indicele de performanță este dublul randamentului schimbului de aer și poate deci ajunge la valori de 200 %.

- indicele de înlocuire a aerului din încăpere:

$$\varepsilon = c_t / t_1 \qquad (9.5.29).$$

Cazuri de referință:

- pentru o curgere tip piston, deoarece $c_t = t_s$, $\eta = 100$ %
- pentru amestec perfect, deoarece $c_t = 2\,t_s$, $\eta = 50$ %.

Indici de eficiență a evacuării poluantului

Acești indici măsoară mișcarea și diluarea poluanților în volumul încăperilor. Definițiile eficienței de evacuare sunt asemănătoare celor ale randamentului schimbului de aer. Cei mai importanți indici sunt:

- constanta nominală de timp a poluantului, care reprezintă timpul mediu necesar poluantului pentru a parcurge distanța de la sursă la gurile de evacuare; se determină ca raport între masa (sau volumul) poluantului, când acesta ar umple întreaga încăpere m_p, și debitul masic (sau volumic) de poluant, Y_p:

$$t_n^p = \frac{m_p}{Y_p} \qquad (9.5.30);$$

- eficacitatea evacuării poluantului:

$$\varepsilon^p = \frac{c_t}{t_n^p} \qquad (9.5.31);$$

- randamentul evacuării poluantului:

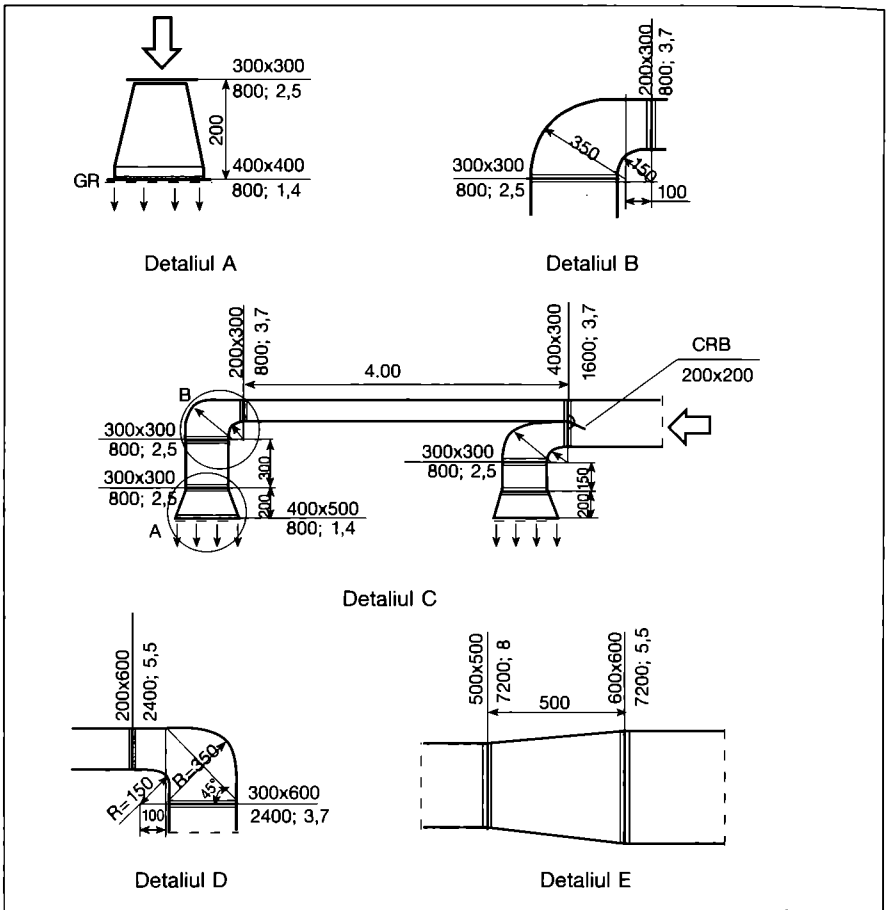


Fig. 9.6.2. Detalii din rețeaua de canale (exemplul de calcul 1).

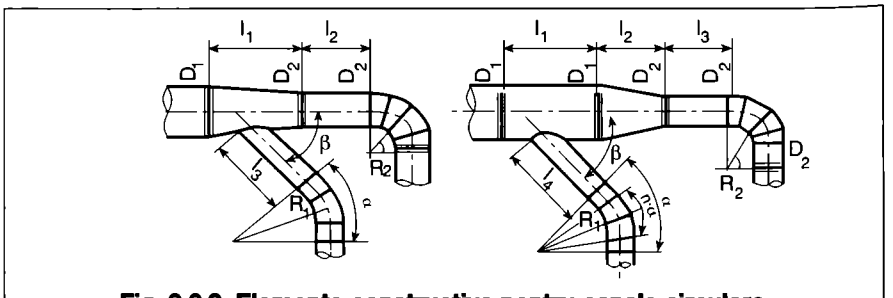


Fig. 9.6.3. Elemente constructive pentru canale circulare.

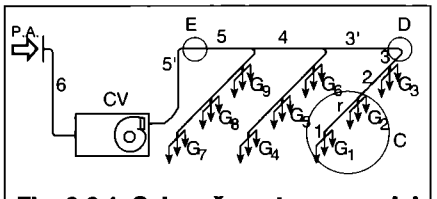


Fig. 9.6.1. Schemă pentru exemplul de calcul 1.

Tabelul 9.6.1. Viteze recomandate [m/s].

	Instalații de confort	Instalații de ventilare industrială
priză de aer	2...4	4...6
canal de aer proaspăt	4...6	6...8
canal principal	4...8	8...12
canal secundar	2...5	5...8

$$\eta = \frac{\varepsilon^p}{1+\varepsilon^p} \quad (9.5.32);$$

- indicele de calitate locală (într-un punct) reprezintă raportul dintre concentrația poluantului la evacuare C_e și concentrația în punctul considerat C_p, în regim permanent ($t = \infty$),

$$\varepsilon_c^p = \frac{C_e(\infty)}{C_p(\infty)} \quad (9.5.33);$$

- eficiența evacuării poluantului este o valoare medie ce caracterizează o zonă sau o încăpere; reprezintă raportul dintre concentrația de echilibru (în regim permanent) a poluantului la evacuare și concentrația medie din zonă sau din încăpere. Când amestecul este perfect, concentrația poluantului este uniformă și egală cu cea de la evacuare; în acest caz, eficiența este egală cu 1. Pentru ventilarea tip piston, eficiența va fi egală sau mai mare de 1, în funcție de poziția sursei. Dacă în încăpere sunt zone stagnante sau zone în care curentul de aer este scurtcircuitat, concentrația medie din încăpere crește, depășind valoarea de la evacuare, atunci eficacitatea va fi cuprinsă între 0 și 1;
- randamentul evacuării poluantului este o variantă normată a eficienței de evacuare a poluantului. Pentru un amestec perfect, randamentul va fi de 50 %; pentru o ventilare tip piston randamentul este cuprins între 50 și 100 %, iar în caz de scurtcircuit se obțin valori mai mici de 50 %.

Interesul practic al indicatorilor prezentați este acela că arată importanța analizei distribuției aerului asupra creării condițiilor de confort și de puritate a aerului interior. În plus, trebuie amintit că metodele curente de calcul al debitului de aer sunt rezultate în ipoteza unui amestec perfect, realizabilă practic la debite de ventilare mari. Pentru economisirea energiei trebuie căutate soluții cu eficiență ridicată ce corespund condițiilor de funcționare a instalației de ventilare/climatizare din încăperi. Un exemplu este ventilarea prin deplasare, obținută în încăperi mici, prin introducerea aerului cu guri de refulare în zona de lucru.

Tabelul 9.6.2. Valorile factorului de corecție *c*.

Raportul laturilor	Canal rotund	1/1	3/1	4/1	5/1	6/1	7/1	8/1	9/1	10/1
c	0,83	0,92	1,1	1,18	1,26	1,35	1,43	1,5	1,58	1,65

Tabelul 9.6.3. Coeficientul superficial de schimb de căldură *h*, la pereți plani către aerul în repaus [W/m²·K]

Temperatura mediului ambiant [°C]	Umiditatea relativă a aerului ambiant [%]							
	60	65	70	75	80	85	90	95
-20	5,9	5,85	5,8	5,76	5,72	5,68	5,65	5,62
-10	6,26	6,21	6,11	6,11	6,06	6,02	5,98	5,94
0	6,65	6,59	6,53	6,48	6,43	6,38	6,34	6,30
+ 10	7,09	7,02	6,95	6,89	6,83	6,78	6,73	6,68
+20	7,52	7,45	7,38	7,29	7,25	7,19	7,13	7,08
+30	7,98	7,90	7,83	7,76	7,69	7,63	7,57	7,51

Tabelul 9.6.4. Diferența de temperatură admisibilă ΔT_a [K]

Temperatura aerului ai căror vapori pot condensa[°C]	Umiditatea relativă [%]								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
-25	-	-	-	9,0	6,5	4,5	3,0	1,5	0,5
-15	-	17,0	13,0	9,5	7,0	5,0	3,0	1,5	0,5
-10	-	17,5	13,0	10,0	7,5	5,0	3,5	2,0	0,5
-5	26,0	18,5	14,0	10,5	8,0	5,5	3,5	2,0	0,5
0	27,0	19,0	14,5	11,0	9,0	6,0	3,5	2,0	0,5
5	28,0	20,0	15,0	11,5	9,5	6,0	4,0	2,5	0,5
10	29,0	21,0	15,5	12,0	9,5	6,5	4,5	2,5	0,6
15	30,5	22,0	16,5	12,5	9,5	6,5	4,5	2,5	0,6
20	31,5	22,5	17,0	13,0	10,0	7,0	4,5	2,5	0,7
25	32,5	23,5	18,0	13,5	10,0	7,5	5,0	2,5	0,8
30	34,0	24,5	18,5	14,0	10,5	7,5	5,0	3,0	0,8
35	35,0	25,0	19,0	14,5	11,0	8,0	5,5	3,0	0,8
40	36,5	26,5	20,0	15,0	11,5	8,0	5,5	3,0	1,0
45	37,5	27,0	20,5	15,5	12,0	8,5	5,5	3,0	1,1
50	39,0	28,0	21,0	16,0	12,0	9,0	6,0	3,0	1,1
55	40,0	29,0	22,0	17,0	13,0	9,0	6,5	3,5	1,2
60	41,5	30,0	23,0	17,5	13,5	9,5	6,5	4,0	1,3
65	43,0	31,0	23,5	18,0	14,0	10,0	7,0	4,0	1,3
70	45,0	32,0	24,5	19,0	15,5	10,5	7,0	4,0	1,4
75	45,5	33,0	25,0	19,5	15,5	10,5	7,0	4,0	1,5
80	47,0	34,0	26,0	20,0	15,5	11,0	7,5	4,5	1,6
90	50,0	36,0	27,5	21,5	17,0	12,0	8,0	5,0	1,8
100	53,0	38,5	29,5	23,0	18,0	13,0	9,0	5,0	2,0

9.6. Calculul canalelor de aer

9.6.1. Dimensionarea constructivă și trasarea

Rețeaua de canale de aer trebuie astfel concepută încât să-și poată îndeplini rolurile sale și anume:
- asigurarea debitelor de aer necesare la fiecare ramificație;
- asigurarea posibilităților de reglare la punerea în funcțiune și, ulterior, la eventualele modificări ale instalației;
- realizarea unei instalații eficiente și silențioase.

Rețele de canale rectangulare

În majoritatea instalațiilor de ventilare și climatizare se folosesc canale din tablă cu secțiune rectangulară. Principalele componente ale unei rețele de canale rectangulare sunt:
- tronsoanele drepte având secțiunea constantă (axb) cu raportul laturilor, de regulă, $a/b \leq 3$, alcătuite din module care nu depășesc 2 m (1960 mm);
- curbe (coturi) cu păstrarea constantă a secțiunii având raza medie de curbură *(1...2)·d; d* - latura după care se face curbura;
- curbe (coturi) cu secțiune variabilă cu recomandarea ca reducerea (mărirea) de secțiune să se facă după o singură latură și raportul dintre secțiunea de ieșire și intrare să nu fie mai mare de 1,5 ... 1,75;
- difuzoare și confuzoare care realizează trecerea de la secțiunea (a x b) la secțiunea (a_1 x b_1), putându-se face simetric sau asimetric, într-unul sau două planuri. La difuzoare se recomandă ca unghiul de deschidere să nu depășească 12...14° deoarece la unghiuri mai mari apare fenomenul de desprindere a curentului de aer care accentuează mărirea pierderii de sarcină locală, pe de o parte, iar difuzorul devine, pe de altă parte, o sursă de zgomot;
- ramificații normale (bifurcații, trifurcații etc.) realizate prin divizarea secțiunii inițiale în arii proporționale cu debitele vehiculate, deci cu aceeași viteză în fiecare din secțiunile inițiale.

În tehnica curentă de proiectare, dimensionarea canalelor de aer presupune cunoașterea următoarelor date:
- numărul, dimensiunile, locurile de amplasare și debitele gurilor de introducere și evacuare;

- alcătuirea centralei de ventilare și locul ei de amplasare;
- tipul, dimensiunile, poziția de montare și locul de amplasare a prizei de aer proaspăt și a gurii pentru evacuarea aerului viciat în atmosferă.

Dimensionarea propriu-zisă se poate împărți în două faze distincte:

a - dimensionarea geometrică (constructivă) care are ca rezultat stabilirea soluției finale;

b - calculul pierderilor de sarcină în rețeaua de canale.

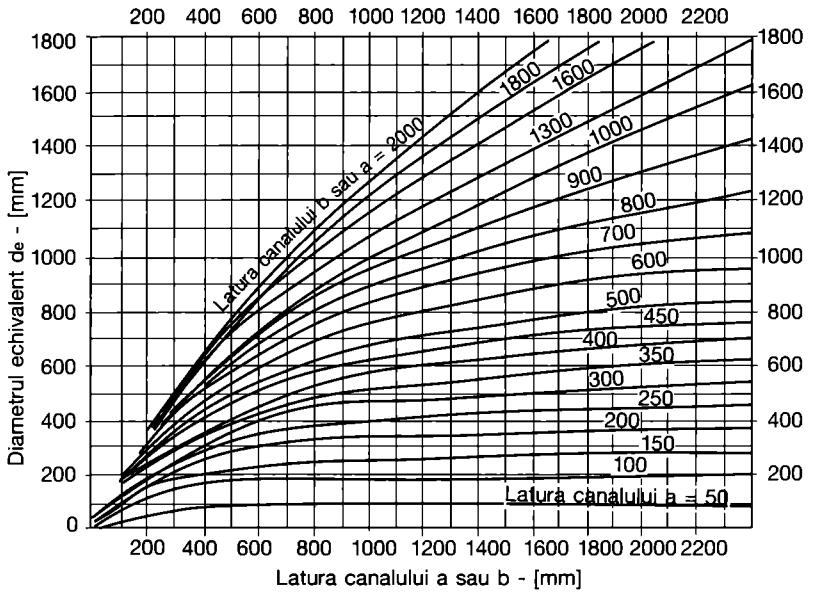


Fig. 9.6.4. Nomogramă pentru determinarea diametrului echivalent, d_e, pentru canale dreptunghiulare.

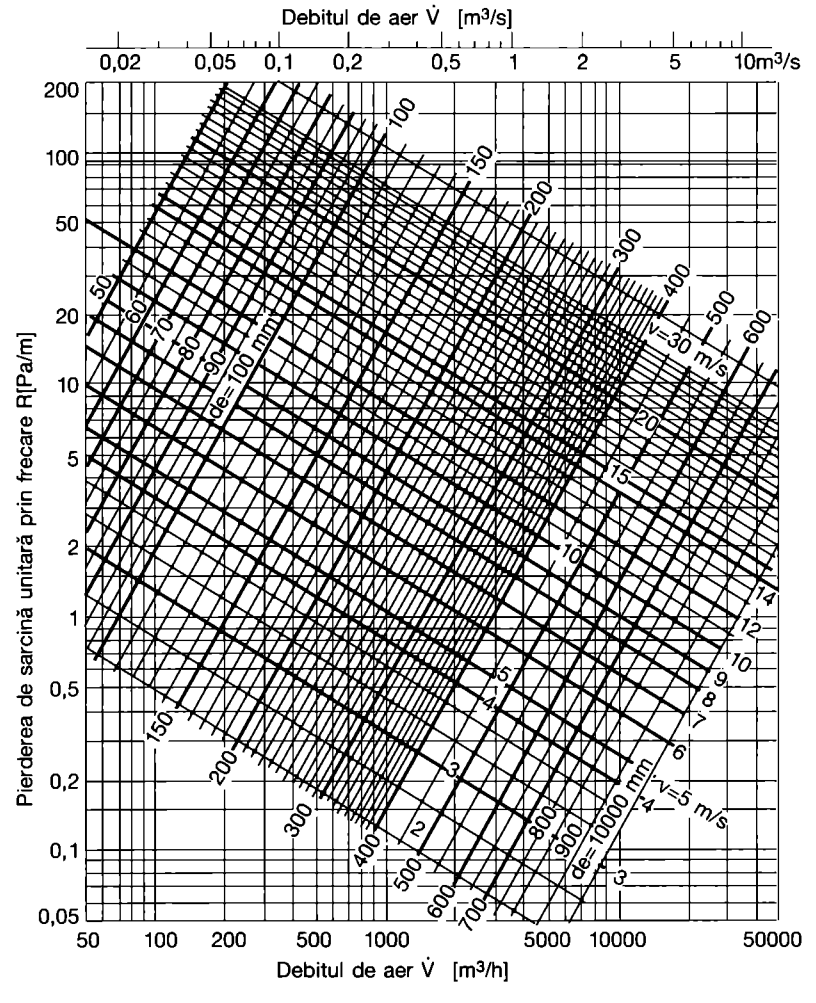


Fig. 9.6.5. Nomogramă pentru determinarea pierderii de sarcină liniare unitare *R*.

Dimensionarea geometrică (constructivă)

Aceasta presupune următoarele etape:

- stabilirea traseului canalelor, care se face ținându-se seama de locul de amplasare a centralei de ventilare, de structura de rezistență și de posibilitățile constructive și arhitecturale ale încăperilor, de posibilitățile de pozare și mascare a tubulaturii. Ca urmare, se întocmește configurația monofilară a rețelei de canale (schema izometrică);
- determinarea debitelor de aer ce se transportă pe fiecare tronson de rețea care duce la stabilirea preliminară a tronsoanelor rețelei de canale (printr-un tronson circulând un debit constant de aer cu o viteză constantă); caracterul preliminar constă în aceea că pot exista tronsoane cu același debit de aer, dar cu viteze diferite;
- stabilirea pe bază de viteze alese, a secțiunii și dimensiunilor (laturilor) pe fiecare tronson; pentru instalațiile de ventilare și climatizare de presiune joasă vitezele recomandate sunt indicate în tabelul 9.6.1.

Cunoscându-se debitul și viteza pe un tronson „i" se determină secțiunea canalului:

$$A_i = \dot{V}_i / v_i \quad [m^2] \qquad (9.6.1)$$

în care:

$\dot{V}_i$ - este debitul de aer pe tronsonul i [m³/s];

v_i - viteza aerului pe tronsonul i [m/s].

Desenarea la scară a rețelei de canale, inclusiv precizarea tuturor pieselor speciale (coturi, ramificații, schimbări de secțiune, curbe de etaj etc.), se face pentru a vedea dacă soluția se încadrează în particularitățile constructive ale încăperii și obiectivului respectiv. Aceste precizări constructive sunt necesare pentru determinarea rezistențelor locale.

Exemplu de calcul

Se dimensionează rețeaua de canale pentru o încăpere climatizată unde introducerea aerului se realizează prin guri de refulare, fiecare având debitul de *800* m³/h. Configurația monofilară a rețelei este cea din fig. 9.6.1.

- Pentru gurile de refulare, pe baza aplicării relațiilor jeturilor de aer, rezultă viteza de 1,4 m/s, apreciind că acestea au o secțiune liberă de 80 %, secțiunea brută A_G este egală cu:

$$A_G = \frac{800}{3600 \cdot 1,4 \cdot 0,8} = 0,2\,m^2.$$

Se aleg dimensiunile gurii de refulare 400x500 mm.

- Pe tronsonul 1 (fig. 9.6.1) de ali-

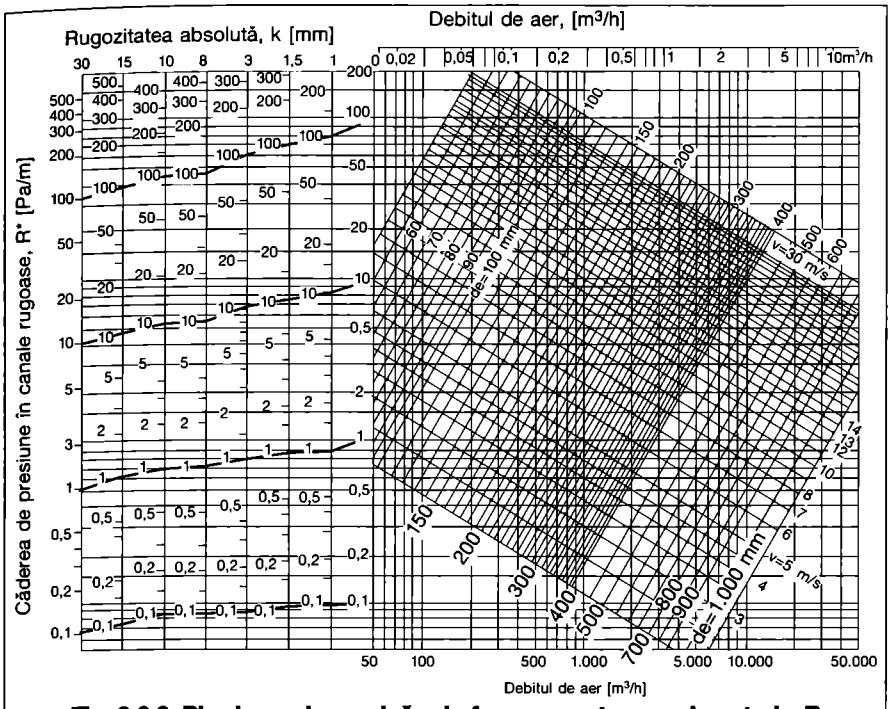


Fig. 9.6.6. Pierderea de sarcină prin frecare pentru canale netede *R* și pentru canale rugoase *R.**

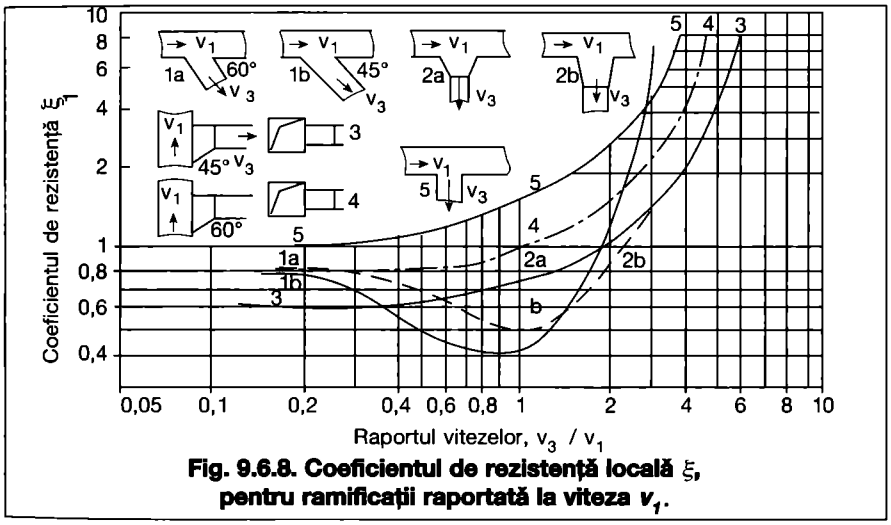


Fig. 9.6.8. Coeficientul de rezistență locală ξ, pentru ramificații raportată la viteza v_1.

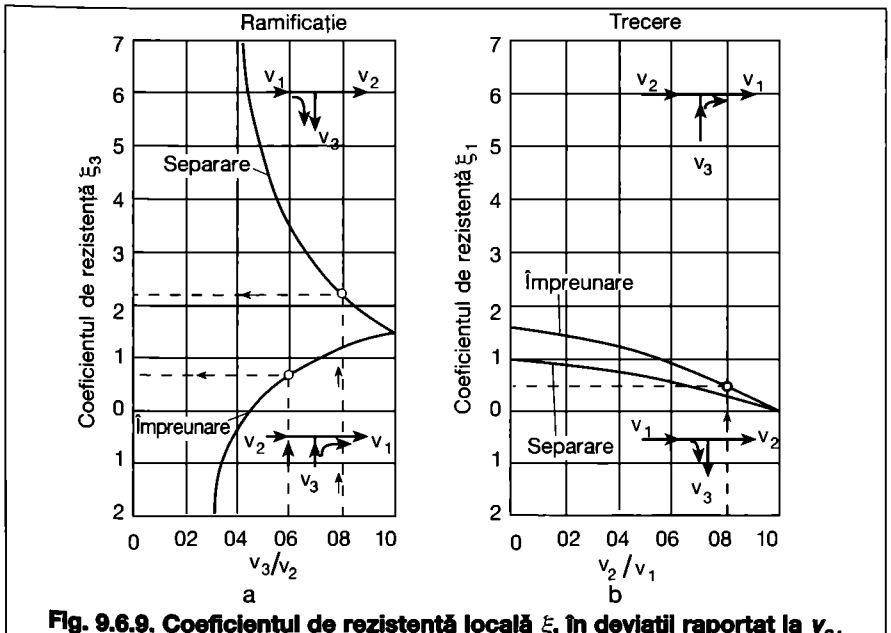


Fig. 9.6.9. Coeficientul de rezistență locală ξ, în deviații raportat la v_3.

mentare a gurii se păstrează dimensiunea acesteia sau se micșorează cu ajutorul unui difuzor, crescând viteza la 2,5 m/s (fig. 9.6.2, detaliul A).

$$A_1 = \frac{800}{3600 \cdot 2,5} =$$

$$= 0,0888 \text{ m}^2 \rightarrow 300 \cdot 300 \text{ mm}.$$

- În cot se trece la o viteză mai mare, 3,7 m/s. Menținând lățimea canalului $a = 300$ mm, constantă, în vederea racordării gurilor următoare (fig. 9.6.2, detaliul B) se obține:

$$A_1' = \frac{800}{3600 \cdot 3,7} =$$

$$= 0,06 \text{ m}^2 \rightarrow 300 \cdot 200 \text{ mm}.$$

În continuare, păstrând viteze egale în ramificații și adoptând viteza constantă, racordându-se gurile G_2 și G_3 se ajunge la o secțiune de canal A_3 de 300x600 mm (fig. 9.6.2, detaliul C).

- În cotul de ieșire din tronsonul 3 se mărește viteza la 5,5 m/s (fig. 9.6.2, detaliul D), rezultând:

$$A_3' = \frac{2400}{3600 \cdot 5,5} =$$

$$= 0,1212 \text{ m}^2 \rightarrow 200 \cdot 600 \text{ mm}.$$

Menținând mai departe înălțimea $b = 600$ mm și viteza constantă se racordează și ramurile ce alimentează gurile G_4 ... G_9 obținându-se secțiunea de 600x600 mm (tronsonul 5). Pe tronsonul 5' se mărește viteza la 8 m/s, rezultând:

$$A_5' = \frac{7200}{3600 \cdot 8} = 0,25 \text{ m}^2 \rightarrow 500 \cdot 500 \text{ mm}$$

cu o reducere simetrică în două planuri (fig. 9.6.2, detaliul E).

- Pentru canalul prizei de aer se consideră o viteză de 6 m/s rezultând secțiunea acestuia:

$$A_6 = \frac{7200}{3600 \cdot 6} = 0,33 \text{ m}^2 \rightarrow 500 \cdot 650 \text{ mm}$$

- Pentru priza de aer, considerându-se o viteză $v = 3,5$ m/s și un coeficient de secțiune liberă de 75 %, rezultă suprafața acesteia:

$$A_{PA} = \frac{7200}{3600 \cdot 3,5 \cdot 0,75} =$$

$$= 0,76 \text{ m}^2 \rightarrow 650 \cdot 1150 \text{ mm} \cdot$$

Rețele de canale circulare

Canalele circulare, avantajoase din punct de vedere economic, sunt folosite cu precădere în instalațiile de ventilare industrială, în sistemele de climatizare de presiune înaltă și în sistemele de transport pneumatic. În fig. 9.6.3 sunt prezentate câteva elemente geometrice și constructive ale canalelor circulare.

Dintre piesele speciale-difuzoare, confuzoare, ramificații, coturi - ultimele se execută mai greu deoarece se fac din segmente. Un astfel de cot este caracterizat de o rază de curbură R și

un unghi $\alpha \leq 90°$ deoarece ramificațiile se racordează la tubulatură sub unghiuri β = 15; 30; 45; 60°.

9.6.2. Calculul pierderilor de sarcină

Pentru un sistem de canale de aer de introducere sau evacuare, calculul pierderilor de sarcină se face cu relația:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\lambda \cdot l}{d_e} + \sum \xi\right)_i \frac{v_i^2}{2}$$

$$= \sum_{i=1}^{n}(Rl + Z)i \quad \text{[Pa]} \qquad (9.6.2)$$

în care:

λ - este coeficient (adimensional) de rezistență;

l - lungimea tronsonului de canal [m];

d_e - diametrul echivalent pentru canale rectangulare calculat cu relația $d_e = 2ab / (a + b)$ sau din nomograme, fig. 9.6.4 (pentru canale circulare $d_e = d$);

a, b - dimeniunile secțiunii canalului;

$\Sigma\xi$ - suma rezistențelor locale pe un anumit tronson i;

v_i - viteza medie pe tronsonul i [m/s];

ρ_i - densitatea aerului la temperatura medie, pe tronsonul i [kg/m³];

R - pierderea de sarcină liniară unitară pe tronsonul respectiv [Pa/m];

Z - pierderea de sarcină locală pe un tronson i [Pa];

i - indicele tronsonului;

n - numărul de tronsoane.

Pierderile de sarcină liniare sunt date de relația:

$$\Delta p_{lin} = \frac{\lambda}{d_e} \cdot \frac{v^2 \rho}{2} \cdot l = Rl \quad \text{[Pa]} \qquad (9.6.3)$$

Valorile R pentru canale netede sunt indicate în nomograma din fig. 9.6.5.

Pentru canale rugoase, pierderea de sarcină unitară este mai mare și se determină fie cu ajutorul unor nomograme (fig. 9.6.6), fie cu relația:

$$R^* = R\,(k \cdot v)^{0,25} \quad \text{[Pa/m]} \qquad (9.6.4)$$

unde:

R^* - pierderea de sarcină liniară unitară pentru canale rugoase;

R - pierderea de sarcină liniară unitară pentru canale netede;

v - viteza de circulație a aerului pe tronsonul respectiv;

k - rugozitatea absolută.

Pierderea de sarcină locală se calculează cu relația:

$$Z = \sum_{1}^{i} \xi_i \cdot \frac{v_i^2}{2} \cdot \rho \quad \text{[Pa]} \qquad (9.6.5).$$

Problema se reduce la calculul sau aprecierea coeficienților de rezistență locală ξ în funcție de care se determină pierderea de sarcină locală, datorată modificării vitezei (ca mărime și direcție) în piesele speciale. Valorile coeficienților de rezistență locală sunt indicate în fig. 9.6.7 (anexa 9.1), 9.6.8 și 9.6.9.

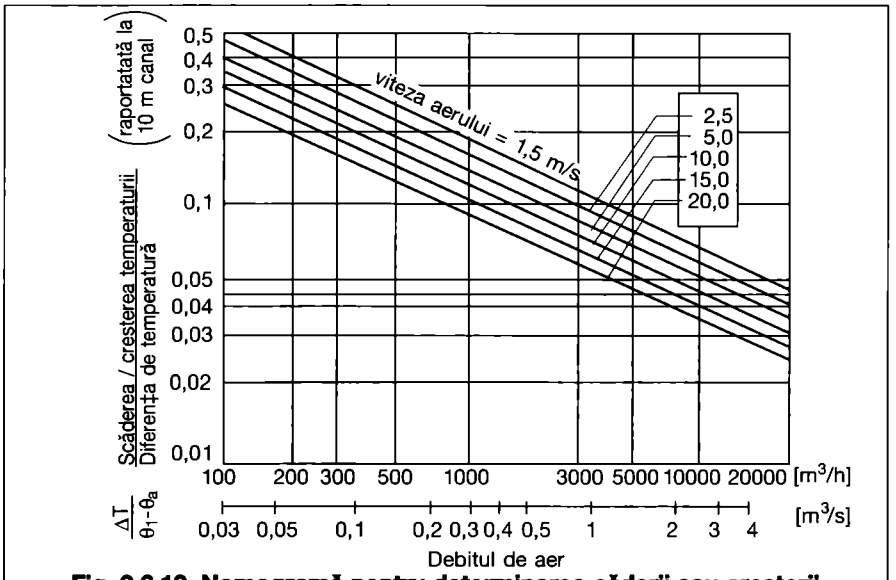


Fig. 9.6.10. Nomogramă pentru determinarea căderii sau creșterii de temperatură în canalele de aer (după CARRIER).

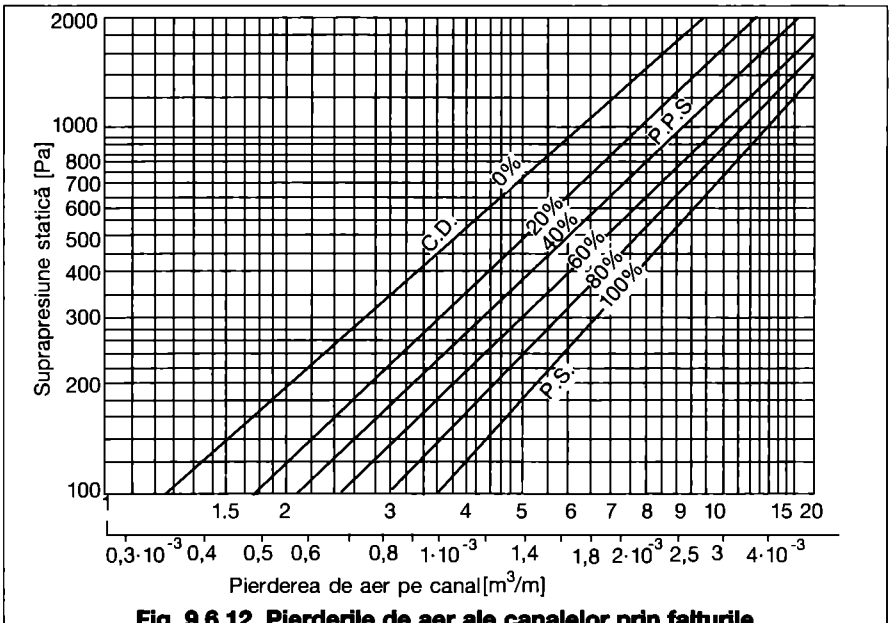


Fig. 9.6.12. Pierderile de aer ale canalelor prin falțurile și flanșele de îmbinare (după St. Ingbert) (valabilă pentru canalele cu latura sau diametrul ≤ 500 mm):
C.D. - numai canale drepte; P.S. - numai piese speciale; P.P.S. - proporția de piese speciale.

9.6.3. Calculul răcirii sau încălzirii aerului pe canale

Cantitatea de căldură absorbită sau cedată de un tronson de canal, în funcție de semnul diferenței de temperatură între aerul vehiculat și mediul prin care trece canalul, se determină cu relația:

$$\Phi = U \cdot A \cdot \theta = \dot{M} \cdot c \cdot \Delta T \quad \text{[W]} \qquad (9.6.6)$$

unde:

$\dot{M}$ - este debitul de aer [kg/s];

c - căldura specifică masică a aerului [kJ/kg·K];

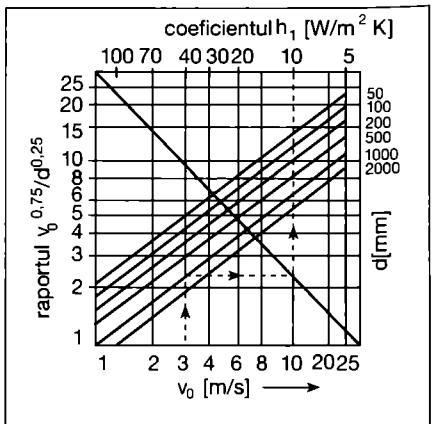


Fig. 9.6.11. Nomogramă pentru determinarea coeficientului superficial de căldură h.

U - coeficient global de transmisie [W/m²·K];
A - suprafața laterală a canalului [m²];
θ - diferența medie de temperatură între aerul din canal și aerul ambiant; această diferență se aproximează la un moment dat și se reia calculul dacă estimarea nu se adevereşte exactă [K];
ΔT - încălzirea sau răcirea aerului [K].

Din această relație se poate deduce încălzirea sau răcirea aerului:

$$\Delta T = \frac{U \cdot A \cdot \theta}{\dot{M} \cdot c} \quad [K] \qquad (9.6.7)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (9.6.8)$$

$$h_i = 4,4 \frac{v^{0,75}}{d^{0,25}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (9.6.9).$$

Calculul răcirii sau încălzirii aerului în canale se poate face și grafic cu ajutorul nomogramei din fig. 9.6.10, din care se determină (în funcție de debit) și viteza aerului în canal, raportul:
$\Delta T /(\theta_i - \theta_a)$,
în care:
ΔT - creșterea sau scăderea de temperatură pentru 10 m de canal neizolat, din tablă, cu raportul laturilor 2/1;
θ_i - temperatura inițială a aerului din canal;
θ_a - temperatura aerului din încăperea prin care trece canalul.

Temperatura finală a aerului se determină cu relația:

$$\theta_f = \theta_i \pm \frac{\Delta T \cdot l}{10} \quad [°C] \qquad (9.6.10)$$

în care:
θ_f - este temperatura finală a aerului la capătul canalului;
ΔT - căderea sau creșterea de temperatură determinată pentru 10 m de canal cu ajutorul nomogramei din fig. 9.6.10;
l - lungimea canalului [m].

Pentru canalele cu alt raport al laturilor se aplică pentru ΔT o corecție c dată în tabelul 9.6.2.

Pentru canalele vopsite se aplică o corecție c_v = 0,45, iar pentru canale izolate se aplică următoarele corecții:
- c_1 = 0,185 pentru o izolație cu U_1 = 1,52 W/m²·K;
- c_2 = 0,1 pentru o izolație cu U_2 = 0,73 W/m²·K.

Pentru debite mari de aer ($\dot{M}$ > 20000 m³/h) se împarte debitul la 100 și se înmulțește diferența de temperatură ΔT cu 0,1.

În cazul în care canalul de aer transportă aer cald prin spații reci se poate produce condensarea vaporilor de apă în interiorul canalului. Acest fenomen se poate produce și în situația în care se transportă aer rece prin spații calde, condensarea având loc la exteriorul canalului. Pentru a se evita condensarea, canalele se izolează termic grosimea necesară a izolației se determină cu relația:

$$d_{izol} = \frac{\lambda_{izol}}{h}\left(\frac{\Delta T}{\Delta T_a} - 1\right) \qquad (9.6.11)$$

în care:
d_{izol} - este grosimea necesară a izolației [m];
λ_{izol} - coeficientul de conductivitate termică a materialului izolant [W/m·K];
h - coeficient superficial de schimb de căldură la fața la care are loc condensarea [W/m²·K];
ΔT - diferența maximă de temperatură dintre aerul din interiorul canalului și spațiul în care acesta este amplasat sau invers;
ΔT_a - diferența de temperatură admisibilă între temperatura aerului și temperatura suprafeței cu care el vine în contact (tab. 9.6.4).

În cazul în care pericolul de condensare este la fața interioară a canalului, h se determină cu relația 9.6.9 sau cu ajutorul nomogramei din fig. 9.6.11.

În cazul în care pericolul de condensare este la fața exterioară a peretelui canalului, pentru h se pot folosi valorile indicate de Seifert, reproduse în tabelul 9.6.3.

Izolația canalelor de aer trebuie protejată, protecția trebuind să fie etanșă pentru a nu permite pătrunderea vaporilor de apă în masa izolației.

Pentru luarea în considerare a pierderii de aer pe rețeaua de canale, în fig. 9.6.12 sunt indicate pierderile în funcție de procentul de piese speciale (după St. Ingbert).

9.6.4. Pierderea de aer / aspirația de aer fals la canalele de aer

Canalele de aer sunt elemente importante ale instalațiilor de ventilare și climatizare și prin ele se vehiculează în instalații aerul tratat. De cele mai multe ori canalele au un grad redus de etanșeitate datorită modului de execuție a acestora a montajului sau a exploatării și din acest motiv au pierderi mari de aer sau aspirații mari de aer fals. Acestea produc o serie de efecte nedorite în instalații precum: reducerea debitului de aer ce ajunge în încăperile ventilate/climatizate; producerea de curenți necontrolați, dăunători, în încăperi, înrăutățirea calității aerului interior prin antrenarea prafului depus în spațiile unde se pierde aerul vehiculat și pierderi importante de energie. Din analiza unor instalații de ventilare și climatizare din clădiri existente cercetătorii americani au ajuns la concluzia că prin canalele de aer se pierde până la 30-40% din energia vehiculată de instalație. Această energie se pierde prin transfer de căldură între canal și mediul înconjurător și prin scăpările de aer către spațiile neclimatizate.

Pierderile de aer în canale au loc practic prin mici neetanșeități care pot fi considerate orificii mici și aceste pierderi pot fi determinate cu relația:

$$\Delta\dot{M} = c_e \, l \, (\Delta p)^n \quad [m^3/s] \qquad (9.6.12)$$

c_e - coeficient de curgere prin orificiu, [m²s⁻¹Pa⁻¹]
l - lungimea orificiului, [m]
Δp – diferența de presiune dintre aerul din canal și aerul din încăpere, [Pa]

Considerând presiunea din încăpere B = 0, relația devine:

$$\Delta\dot{M} = c_e \, l \, p^n \quad [m^3/s] \qquad (9.6.13)$$

Unde:
p - presiunea din canalul de aer, [Pa]
B - presiunea din încăpere, [Pa]

Deoarece aceste pierderi/aspirații de aer fals se produc în principal datorită presiunii din canalele de aer, au fost stabilite patru clase de canale, funcție de presiunea statică din canal și niște limite ale pierderilor de aer funcție de clasa canalului, care sunt indicate sub formă de relații de calcul, în tabelul 9.6.5.

Valorile pierderilor de aer, calculate cu relațiile din tabelul 9.6.5, sunt indicate în tabelul 9.6.6 pentru diverse valori ale presiunii interioare din canalele de aer.

Zona haşurată este zona în care nu este recomandat să se utilizeze canalele din clasa respectivă.

Pierderea de aer prezentată în tabelul 9.6.6, poate fi determinată și din fig. 9.6.13.

Pe lângă valorile limită ale pierderilor de aer normele internaționale mai impun modul de eșantionare, pentru testarea gradului de etanșeitate a canalelor de aer, astfel:
- canalele de aer clasa A nu necesită testare;
- canalele din clasa B se vor testa în limita a 10% din piesele dintr-o rețea, alese aleatoriu. Dacă aceste piese nu respectă limitele impuse în tabelul 2 se vor repeta testele cu alte 10 % din piesele rețelei;
- canalele din clasa C se vor testa 100%.

Canalele din clasa D sunt utilizate pentru aplicații speciale unde se vehiculează debite mari de aer și pierderea de aer sau aspirația de aer fals ar cauza contaminarea cu poluanți neacceptați în zona climatizată.

Proiectantul poate impune testarea canalelor de clasă B și la presiuni mai mari de 1000 Pa sau a canalelor de clasă C la presiuni mai mici de 500 Pa.

El poate impune de asemenea, funcție de importanța clădirii, o pierdere de aer mai mică, specificând un procent de pierderi din valoarea impusă clasei în care se încadrează canalele în cauză sau impunerea unei anumite clase de etanșeitate.

9.7. Ventilare locală

9.7.1. Calculul dispozitivelor de aspirare locală

Se urmărește numai alegerea sau stabilirea dimensiunilor geometrice ale dispozitivului de aspirație locală și calculul debitului de aer evacuat prin acesta; problemele dimensionării tubulaturii de evacuare și de asigurare a tirajului se rezolvă pe baza indicațiilor și exemplelor de calcul generale (§ 9.6).

9.7.1.1 Hote

Debitul de aer evacuat prin hote este:

$\dot{V}_{ev} = A \cdot v_m$ [m³/s] (9.7.1)

unde:

A - este secțiunea de aspirație a hotei sau o secțiune de control [m²];

v_m - viteza medie în secțiunea respectivă [m/s].

Viteza medie în planul hotei v_m se determină în funcție de viteza în centrul hotei v_0 sub forma:

$v_m = v_0 / \varepsilon$ (9.7.2)

redată grafic în fig. 9.7.1, în funcție de unghiul de la vârful hotei, *h*.

Viteza în centrul hotei v_0 se determină din expresia:

$$\frac{v_{xy}}{v_0} = \frac{v_y}{v_0} - \frac{0,1 \cdot \bar{x}^2}{\bar{x}_0^2 \cdot (\bar{y} + 0,27)\sqrt{\bar{H}}} \quad (9.7.3)$$

în care viteza adimensională v_y / v_0 se determină cu fig. 9.7.2 în axul hotei.

Simbolurile din relația 9.7.3 au următoarele expresii și semnificații:

$\bar{x} = x/d_e$; $\bar{x}_0 = x_0/d_e$; $\bar{y} = y/d_e$;

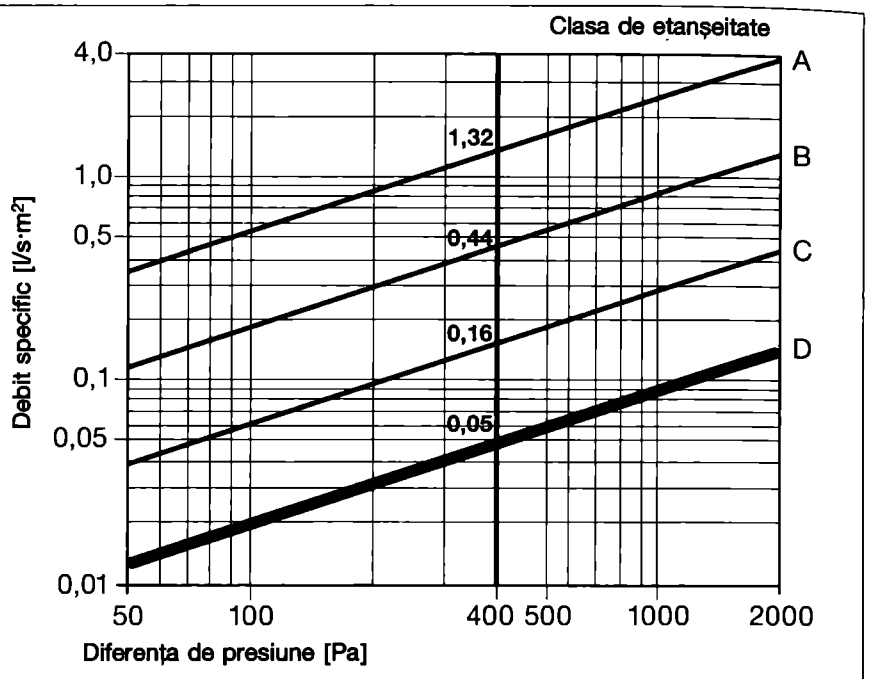


Fig. 9.6.13. Diagrama pierderilor de aer

$\bar{H} = H/d_e$ (9.7.4)

unde:

x - reprezintă abscisa particulei din poziția cea mai defavorabilă;

x_0 - semilățimea hotei;

H - înălțimea hotei (fig. 9.7.4).

Mărimile adimensionale se formează utilizând diametrul echivalent:

$d_e = 2ab / (a + b)$ (9.7.5)

unde:

a și b - sunt laturile hotei.

Pentru determinarea vitezei v_0 din expresia 9.7.3, pe lângă cunoașterea mărimilor indicate în fig. 9.7.3, este necesară și stabilirea vitezei v_{xy} care se adoptă în intervalul *0,15...0,35* m/s, în funcție de gradul de toxicitate al degajărilor respective.

9.7.1.2 Aspirații unilaterale și bilaterale pentru băi industriale

Debitul de aer aspirat se determină cu relația:

$\dot{V} = c_1 \cdot c_2 \cdot \dot{V}_a$ [m³/s] (9.7.6)

unde:

c_1 - este coeficient de corecție în funcție de poziția băii în încăpere;

c_1 = 1,0 - pentru băi amplasate cu una din laturile mari lângă un perete și

c_1 = 1,18 - pentru amplasarea liberă în încăpere;

c_2 - coeficient de corecție în funcție de viteza de mișcare a aerului interior (fig. 9.7.5).

Viteza de mișcare a aerului interior se consideră în funcție de felul mișcării:

v_i = 0,2 m/s mișcare slabă;

v_i = 0,5 m/s deplasare mecanică a pieselor în hală;

Tabelul 9.6.5. Clasele canalelor de aer și limita de pierderi de aer în canale

Clasa canalului	Limita de presiune statică [Pa]		Viteza maximă în canal [m/s]	Limita pierderilor de aer [l/sm²]
	Pozitivă	Negativă		
Clasa A Presiune joasă	500	500	10	0,027 p ^{0,65}
Clasa B Presiune medie	1000	750	20	0,009 p ^{0,65}
Clasa C Presiune înaltă	2000	750	40	0,003 p ^{0,65}
Clasa D (specială) Presiune înaltă	2000	750	40	0,001 p ^{0,65}

Tabelul 9.6.6. Pierderile de aer admise în canale

Presiunea statică [Pa]		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1500	1800	2000
Pierderea de aer [l/s m²] [m³/hm²]	Clasa A	0,54 1,94	0,84 3,04	1,11 3,96	1,32 4,78	1,53 5,52	1.73 6,22	1.91 6,87	2.08 7,49	2.25 8,09	2.41 8,66	2.56 9,75	3.13 11,3	3.53 12,7	3.77 13,6
	Clasa B	0,18 0,65	0,28 1,01	0,37 1,32	0,44 1,59	0,51 1,84									
	Clasa C	0.06 0,22	0.09 0,34	0.12 0,44	0.15 0,53	0.17 0,61									
	Clasa D	0,02 0,07	0,03 0,11	0,04 0,15	0,05 0,18	0,06 0,20									

v_i = 0,8 m/s mișcare ascendentă a aerului în imediata apropiere a băilor.

Curbele din câmpul diagramelor corespund înălțimii totale a spectrelor, măsurate de la partea inferioară a fantelor, adică:

$\Delta\bar{H}_1 = \Delta\bar{H} + 0{,}5\ \bar{e}$ (9.7.7)

unde:

$\Delta\bar{H} = H/B$, înălțimea relativă a spectrului de aspirație de deasupra băii;

$\bar{e} = e/B$, înălțimea relativă a fantei;

$\dot{V}_a$ - debitul teoretic ce trebuie aspirat [m³/s];

$\dot{V}_a = (\dot{V}_a/\dot{V}_d)\ \dot{V}_d$ (9.7.8).

Raportul dintre debitul aspirat $\dot{V}_a$ și cel degajat de la suprafața băii $\dot{V}_d$ se determină din fig. 9.7.6 a, b în funcție de înălțimea relativă a axului fantei față de nivelul lichidului din baie (H/B) și înălțimea relativă a spectrului de aspirație $\Delta\bar{H}$ pentru care se recomandă următoarele valori, în funcție de natura băii:

$\Delta\bar{H}$ = 0,5 $\bar{e}$ - foarte toxică (cianuri, crom); (0,15...0,5) $\bar{B}$ - cu miros pătrunzător; (0,2...0,5) B - decapare.

Debitul ascendent de aer și vapori, degajat de la suprafața băii q_{vd} se calculează cu relația:

$\dot{V}_d = l \cdot B \cdot u$ [m³/s] (9.7.9)

unde:

l și B - sunt lungimea și, respectiv, lățimea băii, iar

u - este viteza convențională de degajare pentru care se pot folosi valori:

a - recomandate

b - calculate:

$u = 0{,}155 \cdot \Phi_d^{2/3}$ [m/s] (9.7.10)

unde:

Φ_d - este fluxul convectiv de căldură degajat de pe 1 m lungime de baie:

$\Phi_d = h \cdot B \cdot (\theta_b - \theta_i)/1000$ [kW] (9.7.11)

unde:

h - este coeficient de transfer termic convectiv:

$h = 2{,}05\ (\theta_b - \theta_i)^{1/3}$ [W/m²·K] (9.7.12)

θ_b și θ_i - temperaturile soluției din baie și, respectiv, cea a aerului interior.

Aspirații unilaterale obișnuite și întoarse (fig. 6.2.3)

Pe baza cercetărilor experimentale

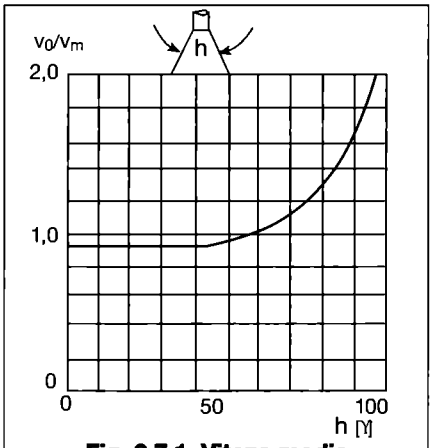


Fig. 9.7.1. Viteza medie în planul hotei v_m.

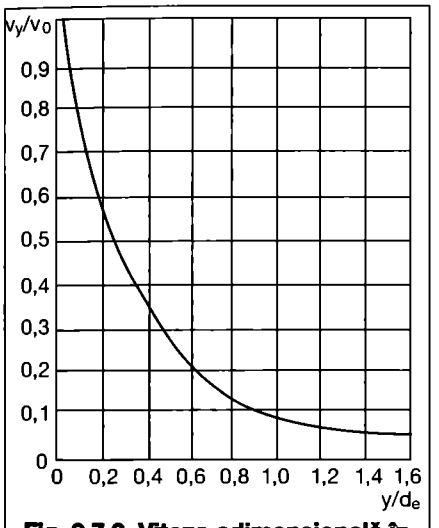


Fig. 9.7.2. Viteza adimensională în axul hotei v_y/v_0.

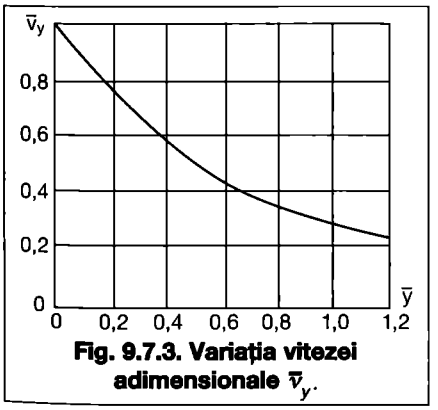


Fig. 9.7.3. Variația vitezei adimensionale $\bar{v}_y$.

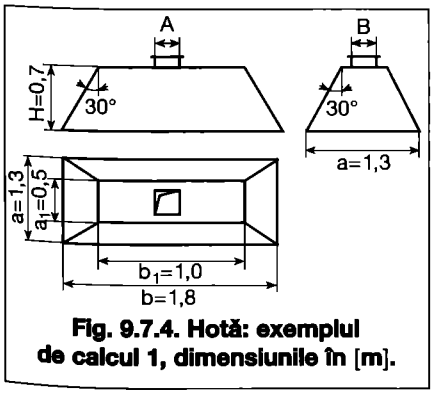


Fig. 9.7.4. Hotă: exemplul de calcul 1, dimensiunile în [m].

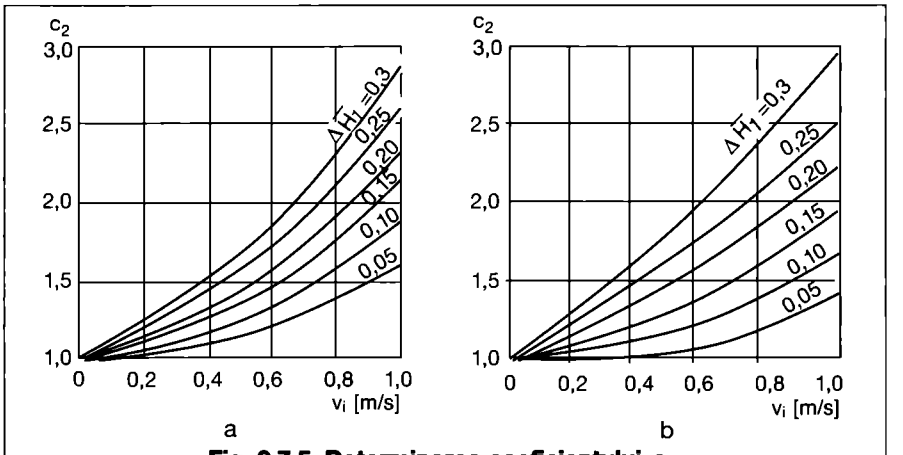


Fig. 9.7.5. Determinarea coeficientului c_2:
a - aspirare unilaterală; b - aspirație bilaterală.

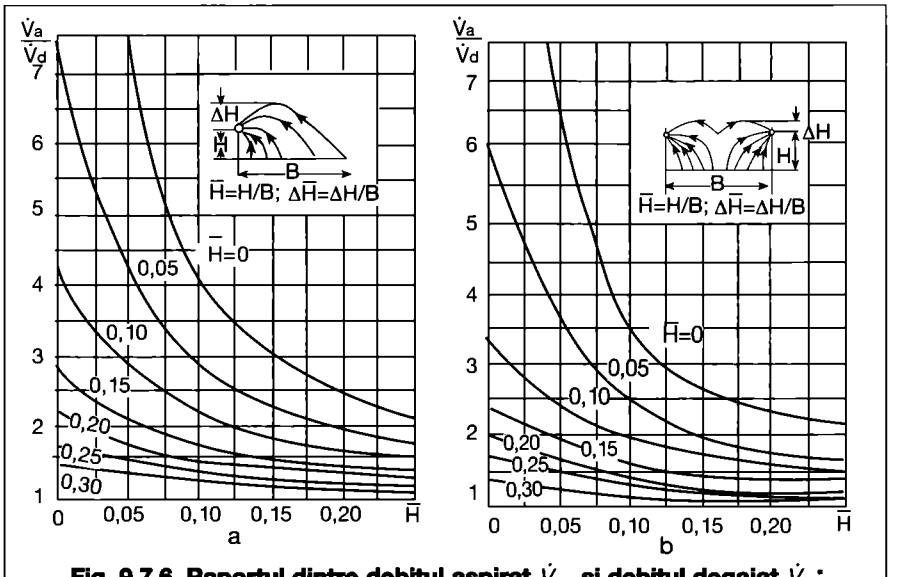


Fig. 9.7.6. Raportul dintre debitul aspirat $\dot{V}_a$, și debitul degajat $\dot{V}_d$:
a - aspirare unilaterală; b - aspirare bilaterală.

debitul de aer evacuat prin fantele obișnuite și întoarse ale băilor industriale se determină cu relația:

$\dot{V} = c_1 \cdot c_2 \cdot l \cdot \dot{V}_s \cdot (\theta_b - \theta_i)^{1/3}$ [m³/h] (9.7.13)

unde:

c_1 - este coeficient de corecție (dacă înălțimea dintre suprafața lichidului din baie și marginea inferioară a fantei H este mai mare de 80 mm), indicat în fig. 9.7.7 a, b;

c_2 - coeficient de corecție în funcție de viteza de mișcare a aerului interior, diferența de temperatură ΔT și de înălțimea spectrului de aspirație h (fig. 9.7.8).

Pentru înălțimea spectrului de aspirație h se adoptă următoarele valori:

h = 40 mm pentru băi foarte toxice cu degajări de acid azotic, anhidridă de crom etc;

h = 80 mm pentru băi cu degajări toxice obișnuite;

h = 160 mm pentru băi reci și cu degajări de noxe în cantități mici și mai puțin toxice;

l = lungimea băii [m];

$\dot{V}_s$ - debitul specific de aer aspirat raportat la diferența de temperatură ΔT, dintre temperatura soluției din baie și cea a aerului interior, conform graficelor din fig. 9.7.7ab;

θ_b și θ_i - temperaturile soluțiilor din baie și, respectiv, cea a aerului interior.

Pentru diferențele de temperatură mici sau dacă $\theta_b < \theta_i$ se recomandă să se considere ΔT = 10 K.

Aspirații bilaterale obișnuite și întoarse

Debitul de aer se determină tot cu relația 9.7.13, însă mărimile respective se determină astfel:

- debitul specific $\dot{V}_s$ [m³/h] rezultă din fig. 9.7.9 a pentru aspirații marginale echipate cu fante obișnuite și din fig. 9.7.9 b, în cazul celor echipate cu fante întoarse;

- coeficientul de corecție c_1 pentru înălțimi de amplasare a fantei față de nivelul soluției din baie H > 80 mm sunt indicate în figurile care dau debitul de aer $\dot{V}_s$;

- coeficientul de corecție c_2 în funcție de viteza de mișcare a aerului v_c, de diferența de temperatură ΔT, dintre cea a lichidului din baie θ_b și cea interioară θ_i și, respectiv, înălțimea spectrului de aspirație h se determină din fig. 9.7.10 a, b, c.

Debitul de aer aspirat se poate calcula după o altă metodă și cu relația:

$\dot{V} = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot l \cdot B \cdot [(\theta \cdot (T_b - T_i)/3 \cdot T_i) \cdot gB]^{1/2}$ [m³/s] (9.7.14)

cu:

c_1 - coeficient care ține seama de gradul de nocivitate a degajărilor pentru care se recomandă următoarele valori:

$c_1 = 1$: băi de acoperiri metalice cu electroliți pe bază de cianuri, fără încălzire (arămire, zincare, cadmiere, argintare); pentru băi de zincare, cositorire, degresare electrolitică, oxidare chimică a aluminiului etc., toate cu încălzire; pentru băi de decapare a pieselor metalice cu acid sulfuric sau clorhidric, fără încălzire;

$c_1 = 1{,}2$: băi de decapare a duraluminiului în acid azotic, fără încălzire; băi de decapare chi-

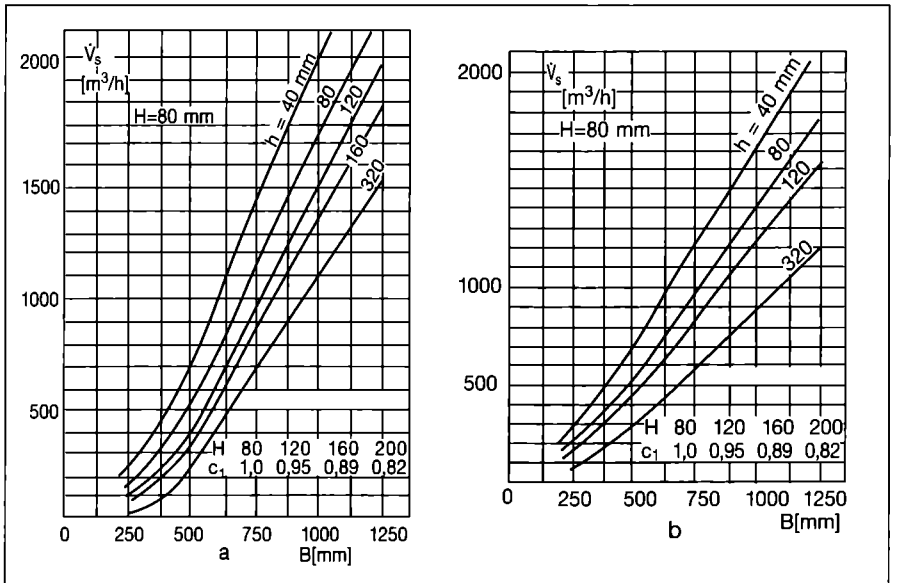


Fig. 9.7.7. Coeficientul de corecție c_1 pentru aspirații unilaterale:
a - fantă obișnuită; b - fantă întoarsă.

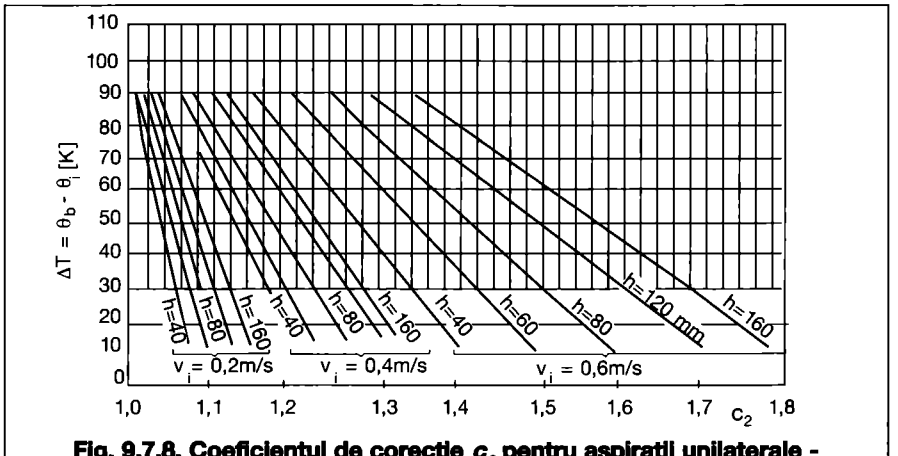


Fig. 9.7.8. Coeficientul de corecție c_2 pentru aspirații unilaterale - fantă obișnuită.

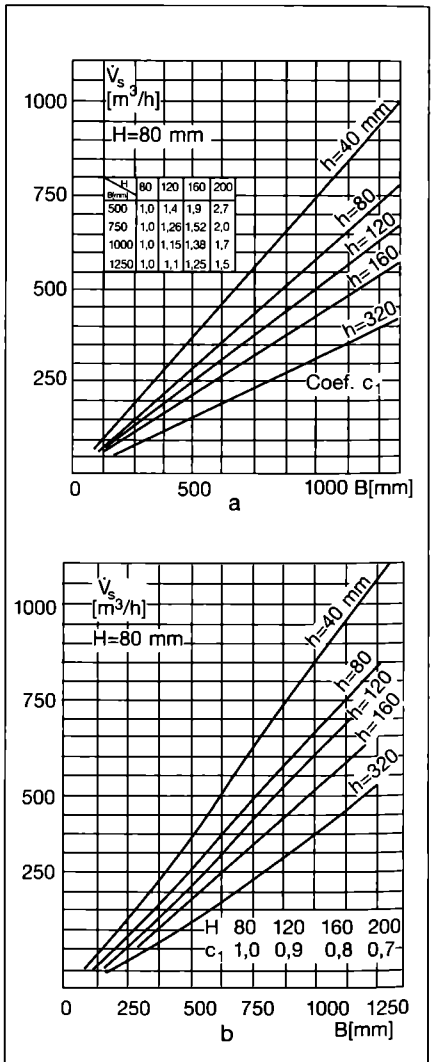


Fig. 9.7.9. Debitul specific $\dot{V}_s$, pentru aspirații marginale:
a - fante obișnuite; b - fante întoarse.

mică cu anhidridă cromică, cu încălzire; băi de decapare a pieselor metalice în amestec de acid sulfuric diluat, fără încălzire;

c_1 = 1,3: băi de decapare a pieselor metalice în acid sulfuric sau clorhidric și azotic, cu încălzire;

c_1 = 1,4: băi de oxidare chimică a electrolitului, cu încălzire;

c_1 = 1,5: băi de acoperiri metalice cu electroliți pe bază de cianură, cu încălzire (arămire, zincare, cadmiere);

c_1 = 1,7: băi de decapare a cuprului și aliajelor sale într-un amestec de acid clorhidric sau în acid azotic concentrat, fără încălzire;

c_1 = 2: băi de arămire cu încălzire;

c_2 - coeficient în funcție de raportul laturilor:

- pentru aspirații unilaterale
  $c_2 = (1 + B/4 \cdot l)^2$ (9.7.15);
- pentru aspirații bilaterale
  $c_2 = (1 + B/8 \cdot l)^2$ (9.7.16);

c_3 - constantă având valorile:

c_3 = 0,35 - pentru aspirații marginale unilaterale;

c_3 = 0,5 - pentru aspirații bilaterale;

θ - unghiul de aspirație liberă, adică unghiul la centru corespunzător arcului de cerc care se poate descrie fără obstacole din centrul fantei de aspirare [radian].

$\theta = \pi/2$ - pentru băi amplasate lângă un perete și cu aspirația la perete;

$\theta = \pi$ - pentru băi duble, din care una fără aspirare și cu fanta de evacuare la mijloc;

$\theta = 3\pi/2$ - pentru băi amplasate liber.

9.7.1.3 Calculul aspirațiilor inelare

Debitul de aer evacuat se calculează cu relația:

$\dot{V}_{ev} = (\dot{V}_a/\dot{V}_d)\dot{V}_d$ [m³/s] (9.7.17).

Raportul dintre debitul de aer aspirat $\dot{V}_a$ și debitul degajat convectiv de la suprafața soluției $\dot{V}_d$ este indicat în graficul din fig. 9.7.11 în funcție de înălțimea spectrului $\bar{h}$ și de parametrul geometric $\bar{H}$.

Înălțimea relativă a spectrului de nocivități $\bar{h} = h/D$, unde D este diametrul băii, se adoptă în funcție de natura și conținutul de noxe, ca și de viteza de mișcare a aerului interior. Pentru noxe cu o concentrație admisibilă mai mică de 1 mg/l se recomandă $h \leq 0$, iar pentru concentrații mai mari se admite $h = 0...0,15$ m.

În cazul amplasării îngropate a fantei, mărimea H_2 este bine să se ia cât mai mare.

Parametrul geometric H se formează diferit, în funcție de particularitățile băii și anume pentru:

- fante inelare amplasate la marginea superioară a băii (fig. 9.7.12 a)
  $\bar{H} = (H_1 + e/2)/D$ (9.7.18);
- fante inelare îngropate (fig. 9.7.12 b)

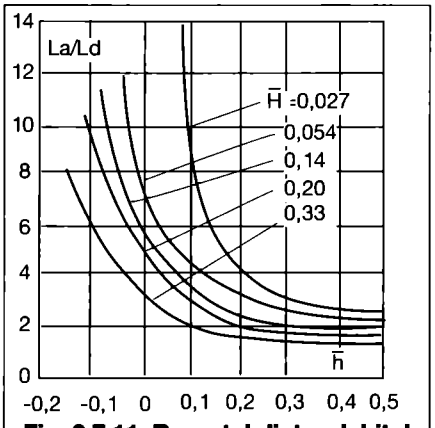


Fig. 9.7.11. Raportul dintre debitul aspirat $\dot{V}_a$, și debitul degajat $\dot{V}_d$, pentru fante inelare.

Fig. 9.7.12. Fante inelare:
a - amplasate la marginea superioară a băii; b - îngropate.

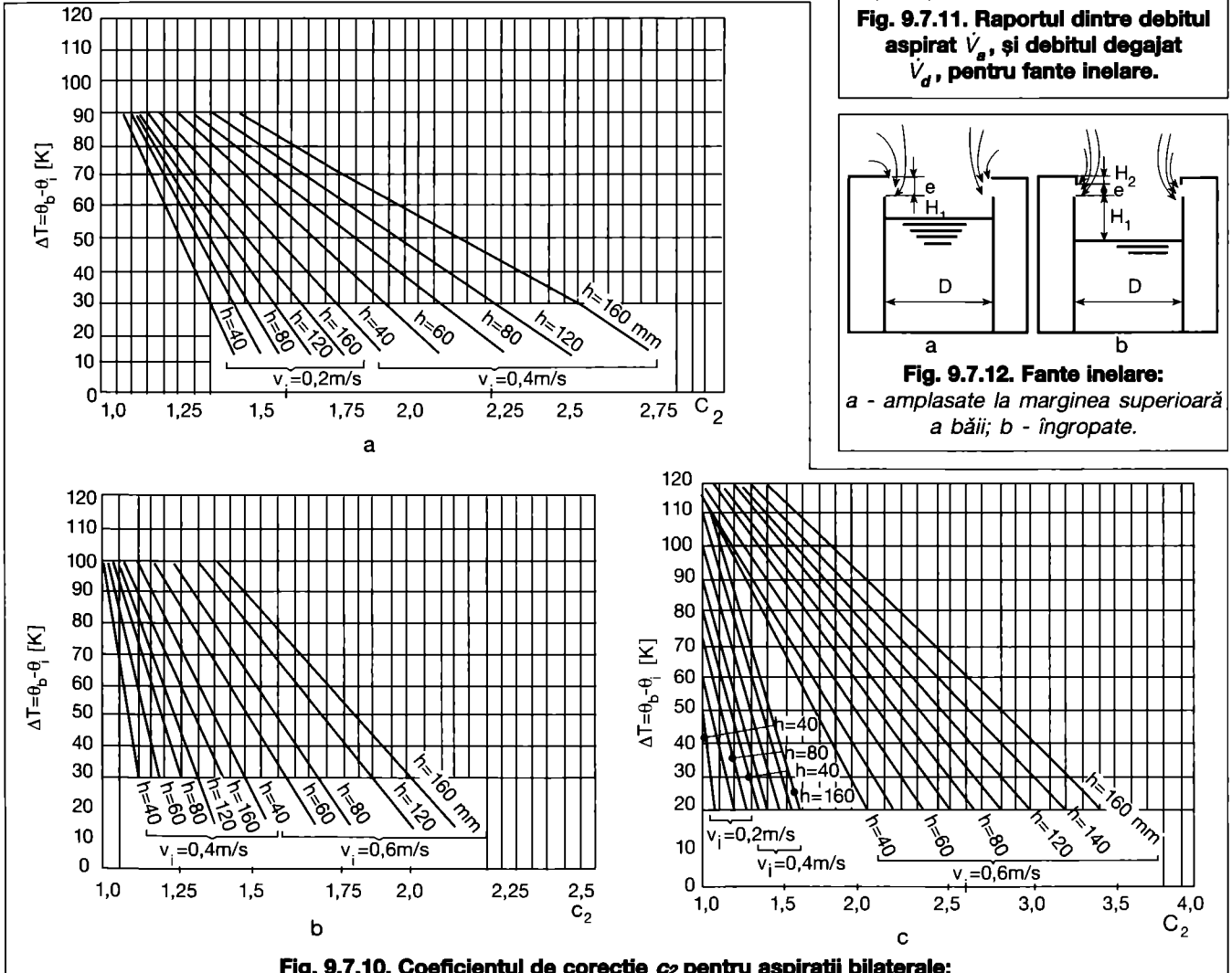


Fig. 9.7.10. Coeficientul de corecție c_2 pentru aspirații bilaterale:
a - fante obișnuite, H = 80 mm; b - fante obișnuite, H = 200 mm; c - fante întoarse.

$\bar{H} = [2H_2 + (H_1 + e)/2]/D$ (9.7.19);

Se recomandă $\bar{H}_1 = H_1/D > 0{,}054$ iar $H_1 \geq 2e$.

Înălțimea relativă a fantei $\bar{e} = e/D$ se adoptă în intervalul 0,04 - 0,16, cu observația că spre limita superioară se mărește neuniformitatea câmpului de viteze în secțiunea de evacuare, motiv pentru care se recomandă asigurarea a două racorduri, cum se indică în fig. 6.2.2.

Debitul de aer degajat convectiv la suprafața băii se determină cu relația:

$\dot{V}_d = 0{,}04 \cdot (\Phi \cdot A^2 \cdot l)^{1/3}$ [m³/s] (9.7.20)

unde:

A - este suprafața băii [m²];

Φ - fluxul de căldură convectiv degajat:

$\Phi = h \cdot A \cdot \Delta T$ [W] (9.7.21)

unde:

h - este coeficient de transfer termic convectiv:

$h = 3{,}25\ (\Delta T)^{1/4}$ [W/m²·K] (9.7.22)

$\Delta T = \theta_b - \theta_i$ [K] (9.7.23)

θ_b, θ_i - temperatura soluției din baie și, respectiv, cea a aerului interior;

l - înălțimea secțiunii considerate, deasupra nivelului lichidului, care se consideră:

$l = H_1 + e + h$ [m] (9.7.24)

pentru fanta amplasată la marginea superioară;

$l = H_1 + e + H_2 + h$ [m] (9.7.25)

pentru fanta îngropată.

9.7.2. Calculul nișelor

Problema care se pune în cazul unor astfel de dispozitive constă, pe baza schiței din fig. 9.7.13, în determinarea vitezei necesare de trecere a aerului prin secțiunea liberă a nișei, astfel încât concentrația noxelor degajate care se propagă în contracurent față de curgerea aerului, să nu depășească în dreptul operatorului concentrația admisibilă.

Această viteză se determină cu relația:

$v = A/a \cdot \ln(c_0/c_a)$ [m/s] (9.7.26)

unde:

c_0 - este concentrația noxei respective în interiorul nișei [mg/m³];

c_a - concentrația admisibilă a noxei la distanța de lucru a operatorului [mg/m³];

A - coeficient de difuzie, pentru care se folosește relația:

$A = 2{,}5 \cdot e^{1/3} \cdot d^{4/3}$ [m²·s] (9.7.27)

în care:

e - este energia cinetică specifică a încăperii respective (raportată la masa aerului din încăpere) [m²/s³]. În evaluarea acestei energii se iau în considerare instalațiile de ventilare, de refulare, curenții convectivi proveniți de la sursele și obiectele calde sau prin deplasarea oamenilor, mașinilor și utilajelor;

d - diametrul echivalent al deschiderii nișei sau carcasei [m];

a - distanța până la locul de muncă cel mai apropiat de frontul nișei [m].

Exemplul de calcul 1

Se determină debitul de aer pentru o hotă amplasată deasupra unei surse cu dimensiunile în plan $a_s \cdot b_s = 1 \cdot 1{,}5$ m la distanța de 0,5 m deasupra acesteia, având rolul de preluare a degajărilor de căldură și umiditate. Înălțimea hotei este 0,7 m (fig. 9.7.4).

- Dimensiunile în plan ale hotei sunt:

$a = a_s + 2 \cdot 0{,}3y = 1 + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}5 = 1{,}3$ m;

$b = b_s + 2 \cdot 0{,}3y = 1{,}5 + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}5 = 1{,}8$ m.

- Diametrul echivalent este:

$d_e = 2ab/(a + b) = (2 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}8)/(1{,}3 + 1{,}8) \approx$ ≈1,5 m.

- Mărimile adimensionale sunt:

$\bar{x}_{01} = (a/2)/d_e = (1{,}3/2)/1{,}5 = 0{,}43;$

$\bar{x}_{02} = (b/2)/d_e = (1{,}8/2)/1{,}5 = 0{,}6;$

$\bar{x}_1 = (a_s/2)/d_e = (1/2)/1{,}5 = 0{,}33;$

$\bar{x}_2 = (b_s/2)/d_e = (1{,}5/2)/1{,}5 = 0{,}5;$

$\bar{H} = H/d_e = 0{,}7/1{,}5 = 0{,}47;$

$\bar{y} = y/d_e = 0{,}5/1{,}5 = 0{,}33;$

Din fig. 9.7.2 pentru $\bar{y} = y/d_e =$ = 0,33 rezultă $v_y/v_0 = 0{,}42$;

- Din relația 9.7.3 se obține:

$v_{xy}/v_0 = 0{,}42 - 0{,}1 \cdot 0{,}33^2/[0{,}432 \cdot (0{,}33 + 0{,}27) \cdot 0{,}47^{1/2}] = 0{,}277;$

- Admițând $v_{xy} = 0{,}15$ m/s, rezultă $v_0 = 0{,}55$ m/s;

- Respectând unghiul de vârf al hotei de 60°, din fig. 9.7.1, rezultă:

$v_m = v_0 = 0{,}55$ m/s.

- Debitul aspirat de hotă este:

$\dot{V}_{ev} = a \cdot b \cdot v_m = 1{,}3 \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}55 \approx 1{,}29$ m³/s = $= 4635$ m³/h.

Pe baza datelor impuse ($H = 0{,}7$ m; α = 60°) și a celor stabilite pentru planul de aspirație al hotei ($a \cdot b = 1{,}3 \cdot 1{,}8$ m) rezultă celelalte dimensiuni constructive indicate în schița din fig. 9.7.4, respectiv:

$a_1 = a - 2H \cdot \text{tg}30° = 1{,}8 - 2 \cdot 0{,}7 \cdot 3^{1/2}/3 =$ $= 0{,}5$ m;

$b_1 = b - 2H \cdot \text{tg}\ 30° = 1{,}8 - 2 \cdot 0{,}7 \cdot 3^{1/2}/3 =$ $= 1{,}0$ m.

Dimensiunile ștuțului de evacuare $A \cdot B$, se stabilesc în funcție de felul tirajului:

- pentru tiraj natural se pune condiția ca pierderile de sarcină între planul de aspirație și locul de evacuare, în exterior, al aerului viciat să fie mai mici decât tirajul asigurat de diferența de densitate și înălțimea efectivă a coșului de evacuare;
- în cazul tirajului forțat se pot adopta viteze de 4 - 8 m/s, deci pentru v = 6 m/s: $A = \dot{V}/v = 1{,}29/6 = 0{,}215$ m²; alegând $B = 0{,}375$ m, rezultă $A = 0{,}575$ m.

Exemplul de calcul 2

Se determină debitul de aer de la o baie de degresare cu dimensiunile $L \cdot B = 3 \cdot 1$ m, în ipoteza că este prevăzută cu aspirații bilaterale, acestea având înălțimile e = 5 și respectiv 10 cm, axul

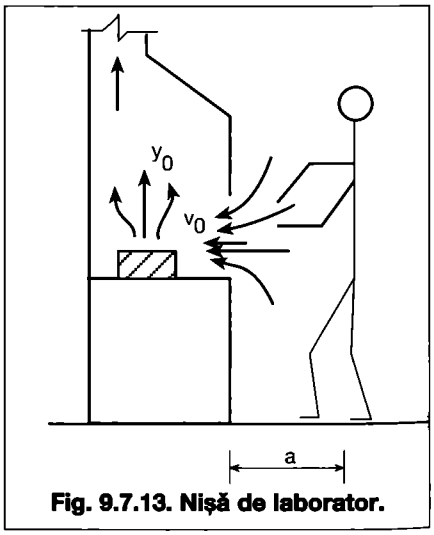


Fig. 9.7.13. Nișă de laborator.

Tabelul 9.7.2. Debitul de aer pentru perdeaua de aer.

$2B_0$ [mm]	75	100	125	150	175
R	9,3	8,2	6,8	5,9	5,3
$v_0 = R \cdot v_v$ [m/s]0	18,6	16,4	13,6	11,8	10,6
$\dot{V}_p$ [m³/s]	5,02	5,9	6,12	6,37	6,68
$\dot{V}_f$ [m³/s] modul	1,255	1,475	1,53	1,592	1,67
v_f [m/s]	17,87	15,75	13,02	11,28	10,15
Δp [Pa]	362,2	288,8	208,4	165,1	138,9

Tabelul 9.7.1. Debitul de aer pentru o baie de degresare.

I	II	III	IV	V			VI			VII
$\bar{e}$	$\bar{H}$	$\Delta\bar{H}$	$\dot{V}_a/\dot{V}_d$	u [m/s]	$\dot{V}_d$ [m³/s]	$\dot{V}_a$ [m³/s]	c_1	$\Delta\bar{H}_1$	c_2	$\dot{V}$ [m³/s]
0,05	0,1/0,3	0,2	1,35/1,29	0,12	0,36	0,486/0,464	1,18	0,225	1,56	0,895/0,854
0,1	0,1/0,3	0,2	1,35/1,29	0,12	0,36	0,486/0,464	1,18	0,2375	1,61	0,923/0,882
0,05	0,1/0,3	0,025	3,1/1,85	0,5	1,5	4,65/2,775	1,18	0,05	1,1	6,036/3,602
0,1	0,1/0,3	0,025	3,1/1,85	0,5	1,5	4,65/2,775	1,18	0,075	1,2	6,584/3,929

lor de amplasare deasupra soluției din baie fiind H = 10 și respectiv 30 cm. Temperatura soluției din baie se consideră 75 °C, iar cea interioară, θ_i = 15 °C; în aceleași ipoteze se analizează și situația când fluxul de nocivitate ar fi foarte toxic.

Rezolvare

- înălțimea relativă a fantei:

$\bar{e} = e/B$; $\bar{e}_1 = 0,05/1 = 0,05$;

$\bar{e}_2 = 0,10/1 = 0,1$;

- înălțimea relativă de amplasare deasupra soluției din baie:

$\bar{H} = H/B$; $\bar{H}_1 = 0,1/1 = 0,1$;

$\bar{H}_2 = 0,3/1 = 0,3$;

- înălțimea relativă a spectrului pentru:

• băi degresare:

$\Delta\bar{H}_a = 0,2\bar{B} \Rightarrow \Delta\bar{H}_a = 0,2$;

• băi toxice:

$\Delta\bar{H}_b = 0,5\,\bar{e} = 0,5 \cdot 0,05 \Rightarrow \Delta\bar{H}_b = 0,025$;

- conform fig. 9.7.6 b rezultă rapoartele debitelor $\dot{V}_a/\dot{V}_d$, indicate în coloana IV din tabelul 9.7.1;
- viteza convențională de degajare a fost calculată cu relația 9.7.10, iar pentru băile toxice, în conformitate cu valorile recomandate, s-a considerat u = 0,5 m/s.

Debitele de aer și vapori din curentul ascendent $\dot{V}_d$ și, respectiv, debitul teoretic aspirat $\dot{V}_a$, calculate cu relațiile 9.7.9 și, respectiv, 9.7.8 sunt indicate în coloana VII a tabelului 9.7.1;

- în calculul debitului de aer evacuat $\dot{V}$, coeficientul c_1 s-a considerat 1,18 pentru băi amplasate liber în încăpere, iar coeficientul c_2 s-a citit din fig. 9.7.5 pentru următoarele înălțimi relative totale ale spectrelor măsurate de la partea inferioară a fantelor:

• pentru băi de degresare:

$\Delta\bar{H}_{1a} = \Delta\bar{H}_a + 0,5 \cdot \bar{e}$ (9.7.28);

• pentru băi cu degajări toxice:

$\Delta\bar{H}_{1b} = \Delta\bar{H}_b + 0,5 \cdot \bar{e}$ (9.7.29).

Valorile acestor mărimi, inclusiv debitele de aer aspirate, sunt indicate în coloanele VI și VII ale tabelului 9.7.1.

Observații:

- pentru același tip de baie debitul de aer scade pe măsura creșterii înălțimii de amplasare a fantei deasupra lichidului din baie;
- dacă, în locul vitezei u calculate, s-ar adopta valoarea recomandată 0,003 ΔT, debitul de aer ar crește cu 50 % (u = 0,003·60 = 0,18 m/s față de 0,12 m/s);
- în cazul băilor toxice, necesitatea micșorării înălțimii spectrului de aspirații, care diminuează riscul de scăpări în interior, atrage după sine creșteri importante ale debitului de aer aspirat (de la 4,27 la 7,13 ori, în funcție și de înălțimea fantei față de cazul anterior). În această situație este mult mai importantă mărirea înălțimii de amplasare a fantei față de nivelul lichidului din baie, prin care se obține o diminuare a debitului, pentru cea de-a doua înălțime considerată, cu 40,4 %.

Exemplul de calcul 3

Se determină debitul de aer necesar pentru o aspirație unilaterală normală respectiv întoarsă pentru o baie cu dimensiunile $B \cdot l$ = *0,5·2,0* m la care temperatura soluției din baie este θ_b = *75* °C, cea a aerului interior θ_i = *15* °C, înălțimea fantei deasupra lichidului din baie H = *120* mm, înălțimea spectrului de aspirație h = *80* mm, iar viteza de mișcare a aerului interior v_i = *0,4* m/s.

Rezolvare

S-a considerat înălțimea fantei e = 80 mm:

- pentru fanta obișnuită:

c_1 = 0,95 conform fig. 9.7.7 a H = 120 mm;

c_2 = 1,15 conform fig. 9.7.8 pentru h = *80* mm, ΔT = *60* K și v_i = *0,4* m/s;

$\dot{V}_s$ = *520* m³/h conform fig. 9.7.7 a pentru B = *500* mm și h = *80* mm;

$\dot{V} = 0,95 \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot 520 \cdot 60^{1/3} = 4.448$ m³/h;

- pentru fanta întoarsă:

c_1 = 0,95 conform fig. 9.7.7 b pentru H = 120 mm;

c_2 = *1,15* conform fig. 9.7.8 pentru h = *80* mm, ΔT = *60* K și v_i = *0,4* m/s; $\dot{V}_s$ = *500* m³/h pentru B' = B - e = *500 - 80 = 420* mm;

$\dot{V} = 0,9 \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot 500 \cdot 60^{1/3} = 4.052$ m³/h.

Exemplul de calcul 4

Se calculează debitul de aer evacuat pentru o baie cu dimensiunile $B \cdot l$ = 1·3 m, prevăzută cu aspirații bilaterale, cunoscându-se că temperatura soluției din baie este θ_b = *75* °C, cea a aerului interior θ_i = *15* °C, înălțimea

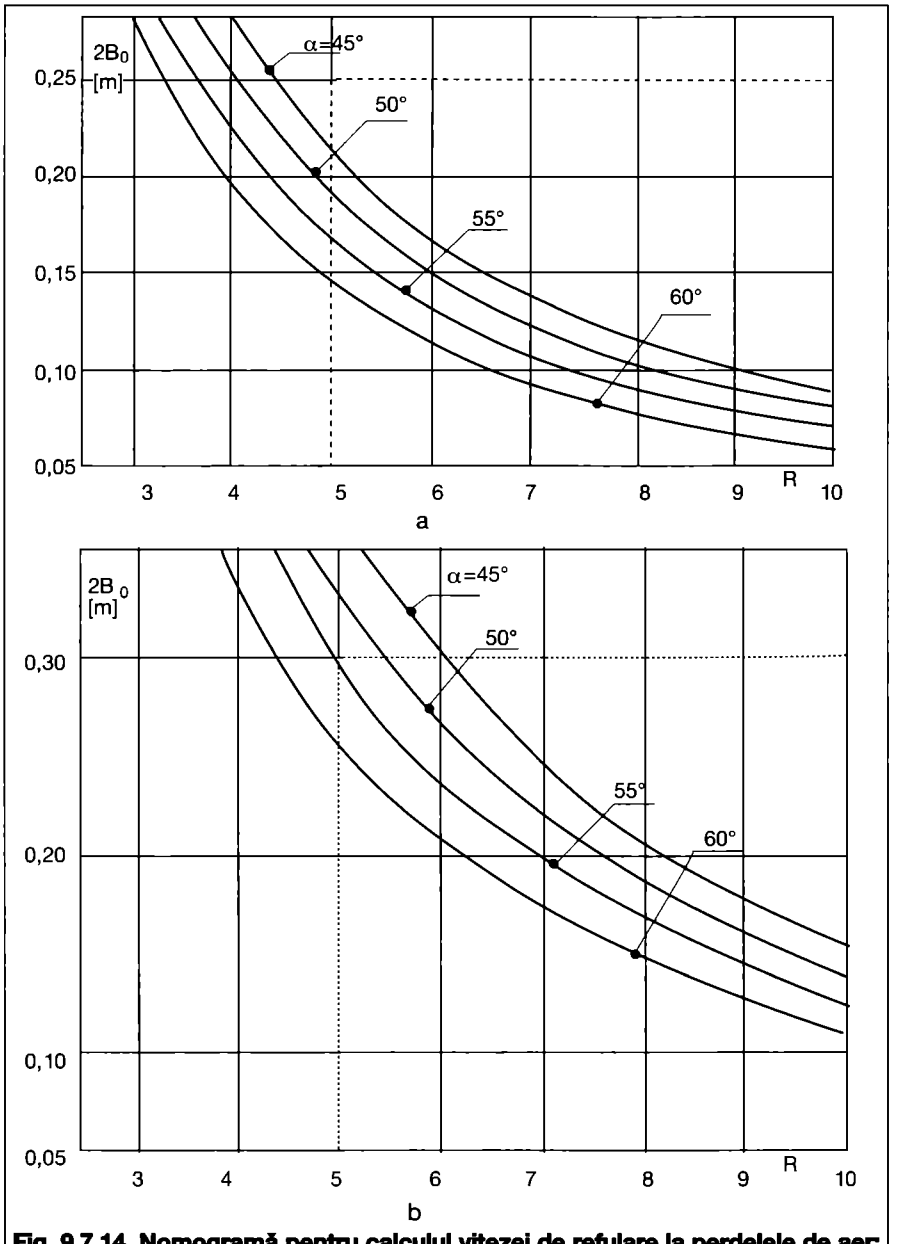


Fig. 9.7.14. Nomogramă pentru calculul vitezei de refulare la perdelele de aer:
a - uși acces auto 3,5 x 4 m; b - uși acces c.f. 6 x 5 m; domenii recomandate

fantei deasupra lichidului din baie H = *120* mm, înălțimea spectrului de aspirație h = *80* mm, viteza de mișcare a aerului interior v_i = *0,4* m/s, iar înălțimea fantelor este de *80* mm.

Pentru fante obișnuite:

$\dot{V}_s$ = 580 m³/h conform fig. 9.7.9 a pentru B = 1000 mm și h = 80 mm; c_1 = 1,15 conform fig. 9.7.9 a pentru B = 1000 mm și H = 120 mm; c_2 = 1,475 (s-a interpolat liniar pentru H = 120 mm și v_i = 0,4 m/s pe baza fig. 9.7.10 a, b).

$\dot{V} = 1,15 \cdot 1,475 \cdot 3 \cdot 580 \cdot 60^{1/3} = 11555$ m³/h.

Pentru fante întoarse:

$B' = B - 2 \cdot e = 1000 - 2 \cdot 80 = 840$ mm; $\dot{V}_s = 565$ m³/h conform fig. 9.7.9 b pentru B = 1000 mm și h = 80 mm; c_1 = 0,9 conform fig. 9.7.9 b pentru H = 120 mm; c_2 = 1,2 conform fig. 9.7.10 c pentru h = 80 mm și v_i = 0,4 m/s; $\dot{V} = 0,9 \cdot 1,20 \cdot 3 \cdot 565 \cdot 60^{1/3} = 7.167$ m³/h.

Dacă în cazul aspirațiilor unilaterale, la fantele obișnuite, debitul de aer este mai mare cu 9,8 % decât la cea întoarsă, în cazul aspirațiilor bilaterale, echipate cu fante normale, debitul necesar a fi evacuat este mai mare cu 61,2 % decât dacă s-ar utiliza cele întoarse.

Exemplul de calcul 5

Se determină debitul de aer ce urmează a fi evacuat pentru baia echipată cu aspirație unilaterală și, respectiv, bilaterală care utilizează fante normale (obișnuite) păstrându-se datele de calcul din exemplele 3 și 4.

• Date inițiale pentru aspirație unilaterală:

$B \cdot l = 0,5 \cdot 2$ m; $\theta_b = 75$ °C; $\theta_i = 15$ °C; $T_b = 348$ K; $T_i = 288$ K; $H = 120$ mm; $h = 80$ mm; $v_i = 0,4$ m/s; $c_1 = 1,4$ pentru baie cu încălzire; $c_2 = (1 + (B/4l)^2 = [1 + 0,5/(4 \cdot 2)]^2 = 1,129$; $c_3 = 0,35$ pentru aspirații unilaterale; $\theta = 3\pi/2$ - pentru baie amplasată liber în încăpere.

$$\dot{V} = 1,4 \cdot 1,129 \cdot 0,35 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{\frac{3\pi(348 - 288)}{2 \cdot 3 \cdot 288}} 9,81 \cdot 0,5 =$$

$$= 0,7 \text{ m}^3/\text{s} = 2.520 \text{ m}^3/\text{h}$$

Observații:

Singura mărime interpretabilă este coeficientul c_1, care variază între 1 și 2. Chiar dacă s-ar fi considerat pentru aceasta valoarea maximă 2, ar fi rezultat $\dot{V}$ = 1 m³/s = 3600 m³/h deci mai mic decât în cazurile anterioare.

• Date inițiale, pentru aspirație bilaterală:

$B \cdot l = 1 \cdot 3$ m; $\theta_b = 75$ °C; $\theta_i = 15$ °C, respectiv, $T_b = 348$ K; $T_i = 288$ K.

Față de cazul anterior se modifică coeficienții c_2 și c_3:

$c_2 = (1 + B/8l)^2 = [(1 + 1/(8 \cdot 3)]^2 = 1,085$;

$c_3 = 0,5$;

$$\dot{V} = 1,4 \cdot 1,085 \cdot 0,5 \cdot 3 \cdot 1 \sqrt{\frac{3\pi}{2} \cdot \frac{348 - 288}{3 \cdot 288}} 9,81 \cdot 1 =$$

$$= 4,08 \text{ m}^3/\text{s} = 14688 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Exemplul de calcul 6

Se determină debitul de aer evacuat printr-o fantă inelară realizată în variantele *a* sau *b* din fig. 9.7.12, prevăzută la o baie cu diametrul D = 1 m. Se cunosc: înălțimea fantei e = 60 mm; înălțimea de amplasare deasupra soluției din baie H_1 = *15* cm; temperatura soluției θ_b = *75* °C; temperatura interioară θ_i = *15* °C; înălțimea spectrului de nocivități h = *10* cm. Pentru fanta îngropată se consideră H_2 = 10 cm.

Rezolvare

Pentru fantă inelară amplasată la marginea superioară:

- parametrul geometric (relația

Tabelul 9.7.3. Valorile vitezei în profilul transversal.

$\bar{z}=z/B_0$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$z=\bar{z} \cdot B_0$	0	0,005	0,01	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045	0,05
$\bar{v}_z=v_z/w_x$	1	0,99	0,965	0,93	0,88	0,83	0,77	0,71	0,64	0,57	0,49
$v_z=\bar{v}_z \cdot w_x$	3,00	2,97	2,89	2,79	2,65	2,49	2,31	2,12	1,91	1,70	1,48

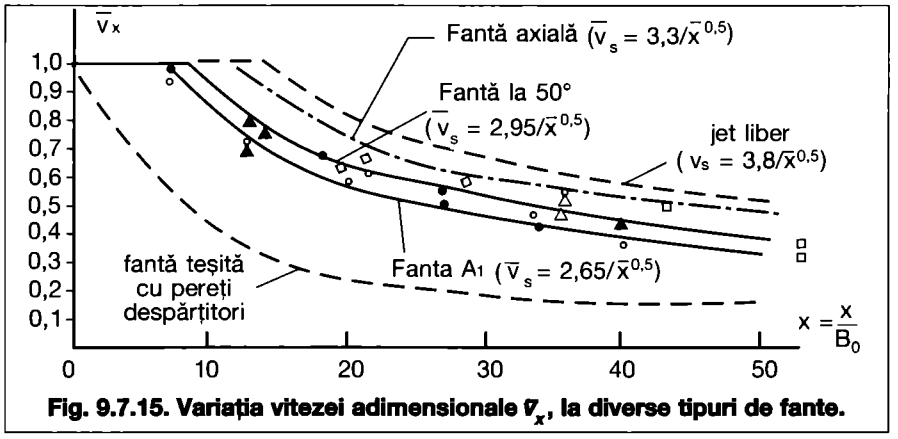


Fig. 9.7.15. Variația vitezei adimensionale $\bar{v}_x$, la diverse tipuri de fante.

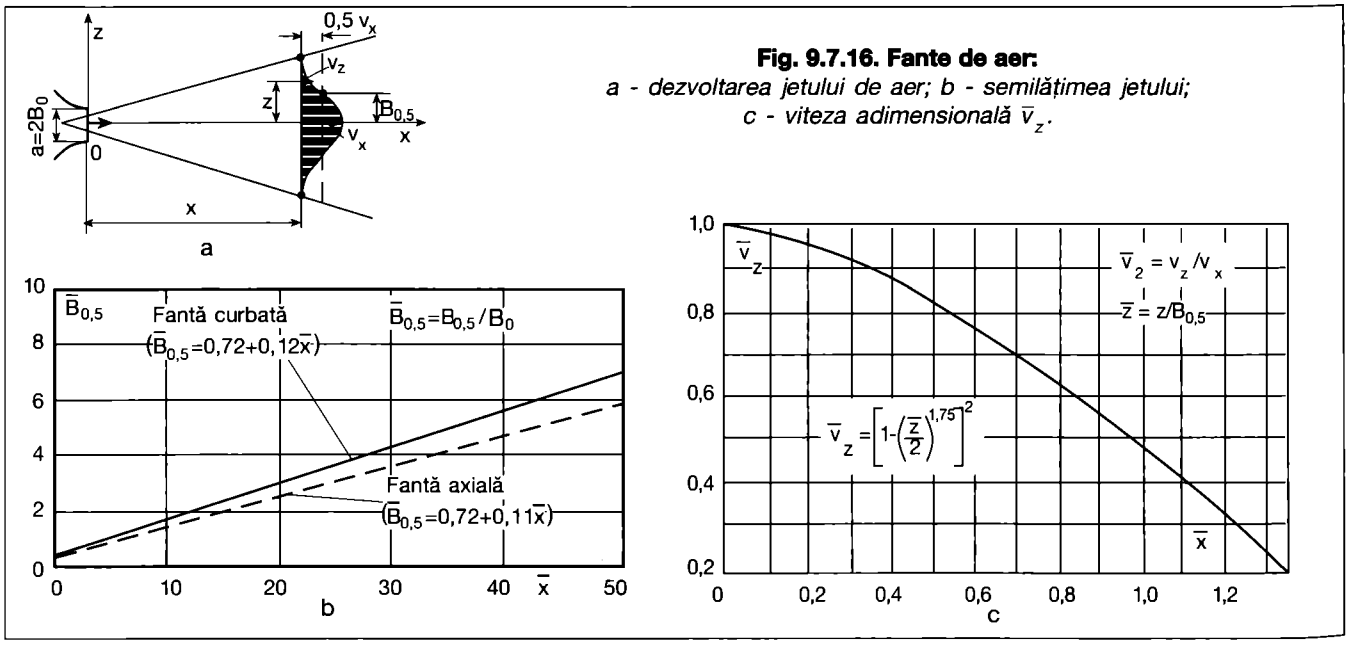


Fig. 9.7.16. Fante de aer:
a - dezvoltarea jetului de aer; b - semilățimea jetului; c - viteza adimensională $\bar{v}_z$.

9.7.18); $\bar{H} = (0,15 + 0,06/2)/1 = 0,18$;
- înălțimea relativă a spectrului de aspirație: $\bar{h} = h/D = 0,2/1 = 0,2$;
- pentru cele două mărimi $\bar{H}$ și $\bar{h}$ din fig. 9.7.11, rezultă: $\dot{V}_a/\dot{V}_d = 2,3$

Calculul fluxului convectiv:
$\Delta T = \theta_b - \theta_i = 75 - 15 = 60$ K;
$h = 3,25\,(\Delta T)^{1/4} = 3,25\,(60)^{1/4} = 9,05$ W/m²·K;
$\Phi = h \cdot A \cdot \Delta T = 9,05 \cdot \pi \cdot 1^2/4 \cdot 60 = 462,25$W;
$l = H_1 + e + h = 0,15+0,06+0,1 = 0,31$ m;
$\dot{V}_d = 0,04\,(\Phi A^2 l)^{1/3} = 0,04\,(462,25 \cdot \pi^2\ 1^2/4^2 \cdot 0,31)^{1/3} = 0,178$ m³/s

Conform relației 9.7.17:
$\dot{V}_{ev-1} = 2,3 \cdot 0,178 = 0,409$ m³/s
- pentru fantă inelară îngropată:
$\bar{H} = [2H_2 + (H_1 + e)/2]/D = [2 \cdot 0,1 + (0,15 + 0,06)/2]/1 = 0,305$
- pentru $\bar{h} = 0,2$ și $\bar{H} = 0,305$ din fig. 9.7.11 rezultă:
$\dot{V}_a/\dot{V}_d = 1,09$;
$l = H_1 + e + H_2 + h = 0,15 + 0,06 + 0,1 + 0,1 = 0,41$ m.
$\dot{V}_d = 0,04(462,2A \cdot \pi^2 \cdot l^2/4^2 \cdot 0,41)^{1/3} = 0,196$ m³/h

Deci:
$\dot{V}_{ev-2} = 1,9 \cdot 0,196 = 0,372$ m³/s.

Rezultă că fanta îngropată necesită, pentru aceleași condiții, un debit de aer cu circa 10 % mai mic, lucru pus în evidență și în cazul băilor dreptunghiulare.

Exemplul de calcul 7

Se determină debitul de aer necesar pentru o instalație cu perdea de aer pentru o ușă de acces auto, cu dimensiunile $B \cdot H$ de 3,5·4 m, pentru o temperatură interioară de 18 °C, o viteză a vântului de 4 m/s și un unghi de refulare față de planul ușii de 45 °. Deoarece nu sunt alte indicații se consideră grosimea fantei $2B_0 = 100$ mm și coeficientul structurii turbulente $a = 0,2$.

1) Metoda 1

- Debitul de aer necesar pentru o latură este:

$$\dot{V}_p = v_0 \cdot A_0 \quad [m^3/s] \quad (9.7.30)$$

unde:
v_0 - viteza în secțiunea de refulare [m/s];
A_0 - secțiunea de refulare pentru o latură [m²];

$$v_0 = v_v[a_x/(0,75 \cdot 2B_0 \sin^2\alpha \cdot \cos\alpha)]^{1/2} \quad [m/s] \quad (9.7.31)$$

$$A_0 = 2 \cdot B_0 \cdot H \quad [m^2] \quad (9.7.32).$$

Rezolvare

$A_0 = 0,1 \cdot 4 = 0,4$ m²; $x = B/2$ pentru perdea bilaterală
$v_0 = 4\,[0,2 \cdot 1,75/(0,75 \cdot 0,1 \sin^2 45 \cos 45)]^{1/2} = 14,53$ m/s
$\dot{V}_p = 0,4 \cdot 14,35 = 5,81$ m³/s = 20925 m³/h și latură.

2) Metoda 2

Expresia debitului de aer în cazul perdelelor bilaterale:

$$\dot{V}_p = \frac{0,5(\dot{V}_0 - \dot{V})}{1 + \varphi\left(\frac{B}{4B_0}\right)^{1/2}} \quad [m^3/s] \quad (9.7.31)$$

unde:
$\dot{V}_0$ - este debitul de aer pătruns din exterior când perdeaua nu funcționează;
$\dot{V}$ - debitul de aer pătruns din exterior când perdeaua funcționează.

Considerându-se cazul ideal când perdeaua acoperă complet planul ușii, ceea ce înseamnă $\dot{V} = 0$; $\varphi = 0,45$ - coeficientul indicat grafic pentru $a = 0,2$; $\alpha = 45°$ și perdea laterală;

$$\dot{V}_0 = v_v \cdot B \cdot H \quad [m^3/s] \quad (9.7.32)$$

$\dot{V}_0 = 4 \cdot 3,5 \cdot 4 = 56$ m³/s = 201.600 m³/h
$\dot{V}_p = 56/2\,[1 + 0,45(1,75/0,1)^{1/2}] = 9,714$ m³/s = 34.970 m³/h.

3) Metoda 3 - U.T.C.B (Universitatea Tehnică de Construcții - București).

Alte metodologii și relații de calcul cunoscute din literatura de specialitate conduc la rezultate care, pe ansamblu, se află în raportul 1:3 și care nu dau indicații sau corelații între grosimea fantei, unghiul de refulare sau raportul dintre viteza de refulare prin fantă și viteza vântului, aspecte care se regăsesc în această metodă (care are la bază cercetări proprii teoretice și experimentale) și care presupune utilizarea fantelor de contracție.

Debitul de aer necesar pentru o latură este:

$$\dot{V}_p = c \cdot 2B_0 \cdot H \cdot v_0 \quad [m^3/s] \quad (9.7.33)$$

unde:
$c = c_1 \cdot c_2$ - coeficient de corecție în funcție de tipul perdelei și diferența de presiune interior - exterior;
$c_1 = 1$ - pentru perdele de aer rece;
$c_1 = 0,9$ - pentru perdele de aer recirculat;
$c_1 = 1$ - pentru hale cu instalație de ventilare echilibrată;
$c_2 = 0,85...0,95$ - pentru hale cu instalație de ventilare în suprapresiune;
$c_2 = 1,05...1,25$ - pentru hale care funcționează în depresiune, cu observația că pentru depresiuni mai mari de 20 Pa nu se mai recomandă astfel de instalații;
$2B_0$ - grosimea fantei [m], care rezultă corelat cu raportul vitezelor R și unghiul de refulare adoptat, conform fig. 9.7.14 a pentru uși de acces auto și 9.7.14 b pentru uși de acces CF;
H - înălțimea ușii [m];
v_0 - viteza de refulare prin fantă, care rezultă pe baza nomogramelor din fig. 9.7.14, cunoscându-se viteza de calcul a vântului v_v, adică:

$$v_0 = R \cdot v_v \quad [m/s] \quad (9.7.34)$$

Rapoartele R se limitează la valori mai mari sau egale cu 5.

Exemplul de calcul 8

Se determină debitul de aer necesar pentru o perdea de aer la o ușă de acces auto în următoarele ipoteze: dimensiunile ușii $B \cdot H = 3,5 \cdot 4$ m; viteza vântului - 2 m/s; tipul perdelei de aer - rece; instalația de ventilare funcționează în suprapresiune; unghiul de refulare a jetului față de planul ușii este de 50°.

Rezolvare

Folosind domeniul recomandat din fig. 9.7.14 a, rezultă pentru diverse grosimi de fantă $2B_0$, la intersecția cu curba corespunzătoare pentru $\alpha = 50°$ valorile rapoartelor R, apoi vitezele de refulare v_0, și debitele corespunzătoare $\dot{V}_p$ indicate în tabelul 9.7.2: (conform relațiilor 9.7.34 și 9.7.33).

În calculul debitului de aer s-a considerat:
$c_1 = 1$ pentru perdea de aer rece;
$c_2 = 0,9$ pentru funcționare în suprapresiune

Se determină debitul de aer pentru un modul al perdelei de aer (alcătuită din 4 module) cu înălțimea de 1 m,

$$\dot{V}_f = \dot{V}/H \quad [m^3/s, \text{ modul}] \quad (9.7.35)$$

Se calculează viteza reală de refulare prin fantă:

$$v_f = \dot{V}_f/a \cdot d \quad [m/s] \quad (9.7.36).$$

Se calculează pierderea de sarcină pentru întreg modulul de refulare, alcătuit din priză de aer, ventilatorul axial, corp fantă și fantă propriu-zisă (fig. 6.2.9) cu relația:

$$\Delta p = \xi_1 \cdot v_1^2 \cdot \rho_e/2 + (1+\xi_f) \cdot v_f^2 \cdot \rho_e/2 \quad [Pa] \quad (9.7.37)$$

unde:
ξ_1 - este coeficientul de rezistență locală în funcție de tipul prizei și secțiunea liberă a dispozitivului de protecție (în tabelul de mai sus s-a considerat $\xi_1 = 1,4$ pentru plasă de sârmă cu secțiunea liberă 60%);
ξ_f - idem, pentru fantă, inclusiv corpul sau difuzorul ei și anume: $\xi_{f1} = 0,5$ pentru fantă cu refulare la 50°;
$\xi_{f2} = 0,3$ pentru fantă axială.

În rezultatele din tabelul 9.7.3 viteza în priza de aer s-a considerat 6 m/s, posibilă de obținut prin evazarea locală indicată în fig. 6.2.9.

Dacă se alege, de exemplu, soluția pentru grosimea fantei $2 \cdot B_0 = a = 150$ mm se poate alege un ventilator axial VAN 500 cu $\dot{V} = 5750$ m³/h; $\Delta p = 175$ Pa, antrenat de un electromotor având $P = 0,55$ kW; $n = 1.450$ rot/min.

9.7.3. Alte instalații de ventilare locală prin refulare

În cele mai generale situații, pentru instalațiile de ventilare locală prin refulare sau refulare și aspirație, este necesară cunoașterea următoarelor mărimi:

- Viteza în axa jetului la o anumită distanță de orificiu, când se cunoaște viteza de refulare sau invers.

Exemplu: Se determină viteza de refulare v_0, pentru o fantă de contracție, dacă la distanța $x = 2$ m se cere realizarea unei viteze în axa jetului $v_x = 3$ m/s.

Se utilizează notațiile, nomogramele și expresiile indicate în fig. 9.7.15.

Utilizând nomograma din fig. 9.7.15 sau din relația indicată pentru fanta axială, pentru:

$\bar{x} = x/B_0 = 2 / 0,05 = 40$, rezultă:

$\bar{v}_x = v_x/v_0 = 3,3\cdot\bar{x}^{1/2} = 3,3\cdot 40^{1/2} = 0,52$

și deci $v_0 = v_x/\bar{v}_x = 3/0,52 = 5,77$ m/s.

- Semigrosimea jetului la o anumită distanță.

Exemplu: Se determină această semigrosime la distanța $x = 2$ m, menținându-se datele din enunțul anterior.

Utilizând dreptele sau relația indicată în fig. 9.7.16 b rezultă:

$\bar{B}_{0,5} = B_{0,5}/B = 0,72 + 0,11\cdot\bar{x} = 0,72 + 0,11\cdot 40 = 5,12$ și deci:

$B_{0,5} = B_0\cdot\bar{B}_{0,5} = 0,05\cdot 5,12 = 0,256$ m

sau $2\ B_{0,5} = 2\cdot 0,256 = 0,512$ m.

$B_{0,5}$ - reprezintă distanța în secțiunea transversală până la care viteza este mai mare sau egală cu jumătate din viteza axială din secțiunea considerată. La distanța de 2 m viteza este mai mare sau egală cu 1,5 m/s.

- Dacă sunt necesare și alte valori ale vitezei, în profilul transversal, acestea se pot determina utilizând relația din fig. 9.7.16 c. Ca exemplu, pentru secțiunea și datele folosite mai sus rezultă datele din tabelul 9.7.3.

Tabel 9.8.1. Coeficientul λ^*, pentru calculul pierderilor de sarcină în conducte de transport pneumatic.

Material	v_a [m/s]	$\lambda_z^* 10^3$
Grâu	15...30	2,4
Cenușă, 0,14-0,82 mm	16...22	6
Cărbune 0,1 mm	16...20	3,4

Tabelul 9.8.3. Valorile constantelor C și C' pentru stabilirea limitei de înfundare.

Material	$C\cdot 10^5$	$C'\cdot 10^5$
Grâu	3,1	-
Cenușă	2,0	-
Cărbune, 0,5 mm	-	3,15
PVC, 0,05 - 0,3 mm	-	13
Polietilenă, 0,05 - 0,2 mm	-	7,7
Cretă farmaceutică	0,04	0,02
Ciment	-	13
Calcar, 0,05 - 0,3 mm	6,0	3,6
Talc, 0,05 - 0,18 mm	-	5,2

9.8. Instalații de transport pneumatic

9.8.1. Viteza materialului în conductele de transport pneumatic

Materialul transportat se comportă diferit față de aerul de antrenare, datorită, în special, masei superioare pe care o are. Forțele care se exercită asupra particulelor (de frecare cu conducta, de impact dintre particule, centrifugă, de greutate, rezistență la înaintare etc.) produc accelerarea sau frânarea materialului astfel încât pentru a se menține viteza necesară de transport sunt necesare consumuri suplimentare de energie.

Viteza de regim a materialului

Reprezintă viteza limită constantă pe care o ating particulele de material aflate în echilibru dinamic (accelerație nulă). Relațiile de calcul sunt recomandate pentru regimul de mișcare a particulelor din conductă în flux rarefiat (transport volant). Pentru particule granulare și pentru viteze relative ($v_r = v_a - v_m$) care conduc la valori $Re > 2\cdot 10^5$ se pot utiliza relațiile:

$$(v_r/v_p)^2 - (v_m^2/2gD)\ \lambda^* - b = 0 \qquad (9.8.1)$$

sau:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1 - \left[\frac{\lambda^*\cdot Fr^*}{2}\left(1 - \frac{\beta\cdot Fr^*}{Fr}\right) + \frac{\beta\cdot Fr^*}{Fr}\right]^{0,5}}{1 - \frac{\lambda^*\cdot Fr^*}{2}} \qquad (9.8.2).$$

Relația 9.8.1 se rezolvă prin încercări.

Pentru viteze mari de transport când se poate considera $\beta = 0$, relația 9.8.2 devine:

$$\frac{v_m}{v_a} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\lambda^*\cdot Fr^*}{2}\right)^{0,5}} \qquad (9.8.3).$$

S-au notat:

v_a, v_m - este viteza aerului și, respectiv, materialului în conductă [m/s];

v_p - viteza de plutire a materialului [m/s] (§ 6.4);

D - diametrul conductei [m];

λ^* - coeficient care depinde de natura materialului transportat și care permite exprimarea forței ce acționează la ciocnirea cu peretele conductei (tab. 9.8.1);

β - coeficientul de frecare, dintre particulele de material în mișcare de târâre și conductă; pentru conductele verticale $\beta = 1$; pentru conducte orizontale se consideră $\beta = v_p/v_a$;

$Fr = v_a^2/g\cdot D$ și $Fr^* = v_p^2/g\cdot D$ - criteriul Froude, calculat cu viteza aerului, respectiv, cu viteza de plutire.

Pentru toate tipurile de particule, inclusiv pentru praf, se recomandă relația implicită:

$$\frac{\Psi'}{\Psi}\cdot\left(\frac{v_r}{v_p}\right)^2 - \frac{v_m^2}{2g\cdot D}\cdot\lambda^*\text{-}\beta = 0 \qquad (9.8.4)$$

unde:

Ψ' și Ψ - coeficienți de rezistență aerodinamică, stabiliți corespunzător vitezei de plutire, respectiv, vitezei relative a materialului (tab. 9.8.2).

Pentru alte situații de calcul vezi 6.4.1.3.

Se face precizarea că, la aplicarea relației 9.8.4 pentru particule foarte fine,

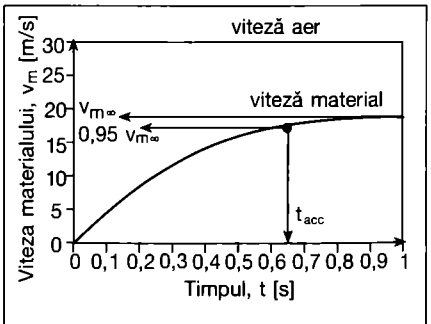


Fig. 9.8.1. Viteza de regim a materialului.

Tabelul 9.8.2. Coeficientul de rezistență aerodinamică pentru sferă.

Re	ψ	Re	ψ	Re	ψ	Re	ψ
0,1	240	1	26,5	10	4,1	100	1,07
0,2	120	2	14,4	20	2,55	200	0,77
0,3	80	3	10,4	30	2,0	300	0,65
0,5	49,5	5	6,9	50	1,5	500	0,55
0,7	36,5	7	5,4	70	1,27	700	0,5
-	-	-	-	-	-	1000	0,46

Tabelul 9.8.4. Diametrul conductelor de transport pneumatic (orientativ).

μ [kg/kg]	Debitul de material $\dot{M}_m$ [kg/h] pentru D [mm]:						
	60	100	150	200	250	300	400
0,1 - 1	-	500	1500	2500	5000	8000	10000
1 - 5	500	3000	7000	15000	30000	-	-
5 - 15	2000	8000	15000	30000	-	-	-
15 - 30	3000	20000	30000	60000	-	-	-

trebuie să se considere viteza de plutire pentru un nor de material (§ 6.4).

Viteza materialului în perioada de accelerare; diferența de presiune necesară

După introducerea materialului în conducte și în aval de curbe, particulele sunt accelerate până ating viteza de regim, viteză care rămâne întotdeauna mai mică decât viteza aerului de antrenare (fig. 9.8.1).

Fenomenul de accelerare este important pentru practică din două considerente:

- este necesară o configurație a sistemului cu porțiuni drepte care să permită aducerea materialului în mișcare de regim, după curbe și după punctul de alimentare, pentru că în caz contrar apar înfundări;
- pentru variația energiei cinetice a

Tabelul 9.8.5. Vitezele optime v_{opt} [m/s] de transport pneumatic și concentrația maximă μ_{max}.

Material		ρ[kg/m³]	v_{opt} în conducte verticale	v_{opt} în conducte orizontale	μ_{max}	K
Lână	- aspră uleioasă	-	18	19	-	-
	- aspră neuleioasă	-	19	20	-	-
	- sintetică	-	17	18	-	-
	- merinos	-	14	15	0,1...0,2	1,5...2,5
	- deșeuri și zdrențe de lână	-	16	18	-	-
	- destrămături și câlți mari	-	17	18	-	-
In	**Bumbac brut, destrămături, câlți de bumbac**	-	17	18	0,5	1,5...2,5
	- puzderii de la mașina de melițat	-	14	16	-	-
	- idem de la mașina de scuturat	-	13	14	-	-
	- fibre scurte	-	16	18	-	-
Cânepă	- puzderii de la mașina de melițat	-	15	16	-	-
	- idem de la mașina de scuturat		14	15	-	-
Praf de pământ și nisip, amestec de formare		2600	13	15	0,8	0,7
Pământ și nisip umed		2800	15	18	-	-
Argilă mărunțită		2400	14	17	0,8	0,6
Șamotă		2200	14	17	0,8	0,6
Praf mineral mărunt		-	12	14	-	1
Praf de la lustruirea cu disc		-	10	12	-	-
Praf de șmirghel mineral		4000	15,5	19	-	-
Ipsos, var fin măcinat		1250	10	11	-	-
Praf de cărbune		900...1000	14	15	1	1
Zgură de cărbune cu particule de 10-15 mm		1600	20	22	0,5	0,5
Pilitură din fontă		7300	19	23	0,8	0,85
Pilitură din oțel		7800	19	23	0,8	-
Tocătură de la prelucrarea lemnului	- uscată	-	22	22	0,2	1,4
	- umedă	-	23	23	0,2	1,4
Praf alb (de la șlefuit lemn)		-	19	19	0,25...0,3	-
Praf poliesteri (de la șlefuit mobilă)		-	20	20	-	-
Rumeguș	- uscat de la mobilă	-	19,5	19,5	0,25	1,4
	- umed de la cherestea	-	21-22	21-22	0,2...0,25	1,4
Așchii	- uscate	-	21	21	0,25	1,4
	- umede	-	22	22	0,2...0,25	1,4
Grâu		-	26...30	26...30	7,1...12,6	0,19
Cenușe	d = 0,14 mm	-	16...22	16...22	-	0,2
	d = 0,8 mm	-	16...22	16...22	-	1,15
	d = 1 mm	-	20	20	-	1,2
	d = 2 mm	-	20	20	-	1,4
Rocă d = 0,8 mm		-	35	35	-	0,15
Nisip d = 0,5 - 0,75 mm		-	35	35	-	1,6

Tabelul 9.8.6. Calculul pierderilor de sarcină: exemplul de calcul 1.

Tronson drept sau curbă	Presiunea la intrare [Pa]	Viteza aerului la intrare [m/s]	Viteza material la intrare [m/s]	Viteza material la ieșire [m/s]	Δp [Pa]	Δp_{aer} [Pa]	Δp_{total} [Pa]
1-2 (drept)	$p_1=1,1\cdot10^5$	22	0	20,2	1750	189	335
2-3 (curbă)	$p_2=1,079\cdot10^5$	22,42	20,6	3,25	1365	91	194
3-4 (drept)	$p_3=1,064\cdot10^5$	22,75	3,25	21,05	205	157	279
4-5 (curbă)	$p_4=1,059\cdot10^5$	22,85	21,05	4,26	1321	94	196
5-6 (drept)	$p_5=1,044\cdot10^5$	-	-	-	-	1019	1817

particulelor trebuie asigurată o presiune suplimentară la ventilator (suflantă sau compresor).

Lungimile tronsoanelor drepte pentru accelerare se determină în funcție de timpul necesar pentru ca viteza materialului să ajungă la 95 % din valoarea vitezei de regim (la $t = \infty$, $v_m = v_{m\infty}$).

- *Pentru conducte orizontale:*

- timpul de accelerare:

$$t=\frac{-1}{c}\cdot ln\left[\frac{1}{1+38\cdot S}\right] \qquad (9.8.5).$$

- lungimea de accelerare:

$$l = v_a\left(1-S\right)\cdot \left[t-\frac{2S}{c\left(1-2S\right)}ln\frac{1-\left(1-2S\right)e^{-ct}}{2S}\right] \qquad (9.8.6)$$

unde:

S - factorul de alunecare pentru conducte orizontale exprimat prin relația:

$$S=\frac{v_r}{v_a}=\frac{v_a-v_m}{v_a} \qquad (9.8.7)$$

$$c=v_a\cdot\left(\frac{\xi\cdot\rho_a\cdot f\cdot\psi}{m}\right)^{0,5} \qquad (9.8.8)$$

$$\xi=\frac{\lambda^*}{D}+\frac{2g\cdot\beta}{v_m^2}$$

f, m - secțiunea transversală și masa particulei de material; la materiale pulverulente ψ din relația 9.8.8. se înlocuiește cu ψ'.

- *Pentru conducte verticale*, lungimea de accelerare este mai mică astfel încât calculul pentru conducte orizontale este acoperitor. În relația 9.8.7 se înlocuiește v_m cu viteza de plutire v_p (§ 6.4).

Celelalte notații au semnificațiile anterioare.

Diferența de presiune necesară accelerării materialului se determină cu relația:

$$\Delta p_a=\frac{\dot{M}_m\left(v_{m2}-v_{m1}\right)}{0,785\cdot D^2} \text{ [Pa]} \qquad (9.8.9)$$

în care:

$\dot{M}_m$ - este debitul de material [kg/s];

v_{m1}, v_{m2} - vitezele inițială, respectiv, finală (după accelerare) ale materialului [m/s];

D - diametrul conductei de tansport [m].

Viteza materialului în curbe

La curgerea materialului în curbe are loc o scădere a vitezei ca urmare a acțiunii forțelor centrifuge (forță normală) care produce frecare. Fenomenul este complicat de distribuția neuniformă a fazei dispersate în secțiunea conductei.

Relațiile de calcul dau viteza materialului la ieșirea din conductă, v_{m2}, față de viteza la intrare, v_{m1}, în funcție de poziția curbei:

- *curbă în plan orizontal:*

$$v_{m2}=v_{m1}\cdot e^{-\alpha\cdot\eta} \qquad (9.8.10);$$

- *curbă în plan vertical, cu intrare orizontală și ieșire verticală în sus:*

$$v_{m2}=e^{-\alpha\cdot\eta}\cdot\left[v_{m1}^2+\frac{2Rg\left(a-be^{2\alpha\cdot\eta}\right)}{4\eta^2+1}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (9.8.11);$$

- *curbă în plan vertical, cu intrare orizontală și ieșire verticală în jos:*

$$v_{m2}=e^{-\alpha\cdot\eta}\cdot\left[v_{m1}^2-\frac{2Rg\left(a+be^{2\alpha\cdot\eta}\right)}{4\eta^2+1}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (9.8.12);$$

- *curbă în plan vertical, cu intrare verticală pe sus și ieșirea orizontală în jos:*

$$v_{m2}=e^{-\alpha\cdot\eta}\cdot\left[v_{m1}^2+\frac{2Rg\left(3\eta-b'\cdot e^{2\alpha\cdot\eta}\right)}{4\eta^2+1}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (9.8.13);$$

- *curbă în plan vertical, cu intrare pe jos și ieșire orizontală la partea superioară:*

$$v_{m2}=e^{-\alpha\cdot\eta}\cdot\left[v_{m1}^2-\frac{2Rg\left(3\eta-b'\cdot e^{2\alpha\cdot\eta}\right)}{4\eta^2+1}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (9.8.14)$$

unde:

α - unghiul curbei [rad];

η - coeficient de frecare determinat experimental, care arată unghiul planului înclinat [radiani] la care particulele alunecă pe o suprafață din tablă. Se recomandă:

η = 0,36 pentru grâu;

η = 1,05 pentru granule de cărbune și granule din PVC de 0,3 - 0,5 mm;

R - raza de curbură [m];

$a = 2\eta^2 - 1$; $b = (2\eta^2 - 1)\cdot\cos\alpha + 3\sin\alpha$;

$b' = (2\eta^2 - 1)\cdot\sin\alpha - 3\eta\cdot\cos\alpha$;

pentru:

$\alpha = \pi/2$, $b = 3\eta$ și $b' = 2\eta^2 - 1 = a$.

9.8.2. Concentrația amestecului în regim și la limita de înfundare

Datorită faptului că viteza materialului este mai mică decât viteza aerului, concentrația amestecului în regim μ^* este diferită de concentrația inițială (relația 6.7.1) și se poate calcula în funcție de factorul de alunecare S (relația 9.8.7):

$$\mu^*=\frac{\mu}{1-S}=\mu\frac{v_a}{v_m} \qquad (9.8.15).$$

Pentru o concentrație μ, la limita de înfundare a conductelor, există relația:

$$\frac{\mu}{Fr^2}=C \qquad (9.8.16).$$

Pentru Fr vezi § 9.8.1.1.

În tabelul 9.8.3 sunt date valori ale constantei C corespunzătoare situațiilor de înfundare și ale constantei C' pentru care, în exploatare, nu au apărut înfundări.

Viteza necesară de transport v_a, pentru un debit de material dat $\dot{M}_m$, [kg/s] este:

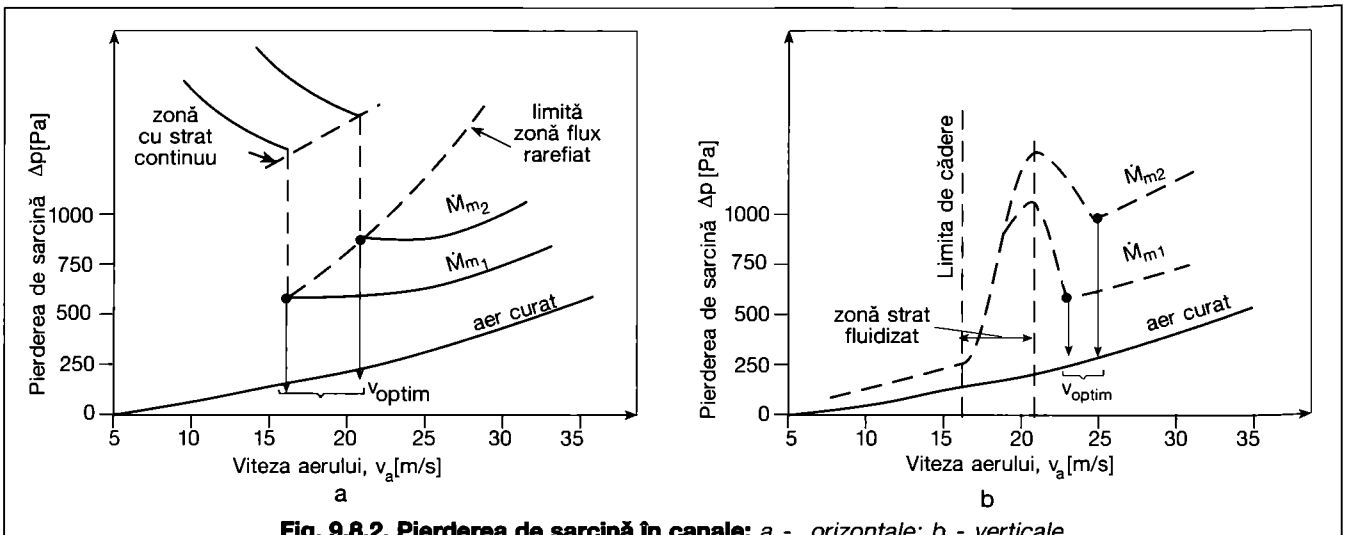


Fig. 9.8.2. Pierderea de sarcină în canale: *a - orizontale; b - verticale.*

$$v_a = \left(\frac{4\dot{M}_m \cdot g^2}{\pi \cdot c \cdot \rho_a} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (9.8.17)$$

unde:

ρ_a - reprezintă densitatea aerului [kg/m³].

Pentru o concentrație dată, rezultă diametrul D necesar al conductei de transport pneumatic:

$$D = \left(\frac{4\dot{M}_m}{\pi \cdot \mu \cdot \rho_a \cdot v_a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9.8.18).$$

Relația se poate aplica și în cazul în care se alege un diametru D și atunci rezultă concentrația inițială a materialului:

$$\mu = \frac{4\dot{M}_m}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho_a \cdot v_a} \quad (9.8.19).$$

Orientativ, diametrul D se poate alege din tabelul 9.8.4 în funcție de debitul de material $\dot{M}_m$ și concentrația μ.

9.8.3. Viteza aerului; pierderile de sarcină reale ale aerului

În cazul conductelor scurte, problemele nu sunt diferite de cele ale vehiculării aerului curat. În cazul conductelor lungi, apar pierderi de sarcină importante. Scăderea presiunii în lungul curgerii are ca efect creșterea vitezei aerului și scăderea densității. Dacă în secțiunea de referință 1, presiunea este p_1 și viteza aerului v_1, în secțiunea 2, presiunea p_2 și viteza v_2, rezultă din relația:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad (9.8.20)$$

iar densitatea aerului ρ_2:

$$\rho_2 = \frac{v_1}{v_2 \cdot \rho_1} \quad (9.8.21).$$

În aceste condiții, pierderea de sarcină reală Δp_r, între secțiunile 1-2, este:

$$\Delta p_r = p_1 - \left(p_1^2 - 2p_1 \cdot \Delta p \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9.8.22)$$

în care:

Δp - pierderea de sarcină calculată fără să se ia în considerare fenomenul de destindere (§ 6.4).

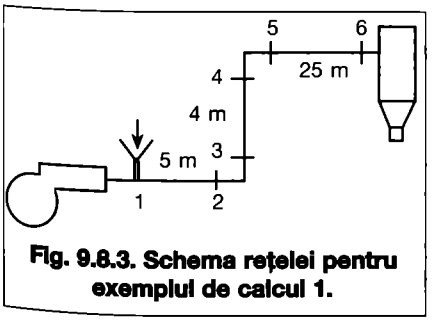


Fig. 9.8.3. Schema rețelei pentru exemplul de calcul 1.

9.8.4. Pierderile de sarcină în conductele de transport pneumatic

Pentru a lua în considerare efectul transportului de material, pierderile de sarcină se majorează în funcție de concentrația amestecului:

$$\Delta p_t = \Delta p (1 + K \cdot \mu) \quad [\text{Pa}] \quad (9.8.23)$$

unde:

Δp - este pierderea de sarcină liniară pentru aer curat; în cazul conductelor lungi se va lua valoarea Δp_r (relația 9.8.22);

μ - concentrația inițială a amestecului;

K - coeficient experimental pentru care sunt necesare o serie de precizări (§ 6.4)

În domeniul de mișcare în flux rarefiat (cu particule în zbor) coeficientul K nu depinde de viteza aerului și de concentrația amestecului. În domeniile de mișcare cu flux compact și cu strat continuu, valoarea K se mărește la scăderea vitezei. În relația 9.8.23 se poate lua și în aceste cazuri valoarea corespunzătoare mișcării în flux rarefiat, dacă în loc de concentrația inițială μ se introduce concentrația de regim μ^* (relația 9.8.15).

Pentru o serie de materiale, K este indicat în tabelul 9.8.5 corespunzător unor valori optime ale vitezei aerului. Pentru alte situații, dacă se cunoaște coeficientul λ^* (tab. 9.8.1) se calculează:

$$K = 1,3^{\frac{\lambda_s}{\lambda}} \quad (9.8.24)$$

unde:

λ - este coeficient de pierdere liniară de sarcină;

λ_s - coeficient de pierdere liniară suplimentară de sarcină, conform relației:

$$\lambda_s = \frac{v_m}{v_a} \lambda^* + \frac{2\beta \cdot v_a}{v_m \cdot Fr} \quad (9.8.25)$$

Notațiile sunt cele din § 9.8.1.

Relația 9.8.23 se aplică și pentru majorarea pierderii de sarcină în curbe. În acest caz, în relația 9.8.25, viteza materialului se consideră egală cu viteza medie din curbă; Δp reprezintă pierderea locală de sarcină în curbă, ce se calculează în funcție de coeficientul de rezistență locală ξ (tab. 6.4.14) și de lungimea desfășurată a curbei (tab. 6.4.15).

În cazul conductelor verticale se ia în considerare și pierderea de sarcină datorită deplasării materialului pe verticală Δp_v:

$$\Delta p_v = \rho_a \cdot g \cdot l_v \left[1 + \mu^* \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \right) \right] \quad [\text{Pa}] \quad (9.8.26)$$

în care:

μ^* - este concentrația de regim în porțiunea respectivă de conductă, calculată conform relației 9.8.15, unde viteza materialului se consideră $v_m = v_a - v_p$;

v_p - viteza de plutire;

v_a - viteza aerului [m/s];

l_v - lungimea conductei verticale [m];

ρ_a, ρ_m - densitatea aerului, respectiv a materialului [kg/m³].

Pierderea de sarcină la alimentarea cu material a sistemului se calculează ca o pierdere locală, corespunzătoare presiunii dinamice a aerului:

$$\Delta p_{aa} = \xi_a \frac{\rho_a \cdot v_a^2}{2}$$

unde:

ξ_a - este coeficientul de rezistență locală a dispozitivului de alimentare.

9.8.5. Viteza optimă de transport pneumatic

În regim de mișcare cu particule volante de material, pentru un debit de material $\dot{M}_m$ dat, cu cât crește viteza aerului, cu atât cresc și pierderile de sarcină și deci consumul de energie pentru transport. Rezultă că este economic transportul materialului de debit dat, cu cea mai mică viteză posibilă, la limita la care se realizează antrenarea particulelor. Această viteză reprezintă viteza optimă de transport ce corespunde unui debit de material dat. În tabelul 9.8.5 sunt indicate vitezele optime de transport pneumatic corespunzătoare unor concentrații de material. La micșorarea vitezei aerului sub viteza limită, fenomenele ce apar în conducte sunt diferite în conductele orizontale față de cele verticale.

În cazul conductelor orizontale se realizează, mai întâi, un regim de mișcare în flux compact după care, la scăderea în continuare a vitezei aerului, apare regimul de strat continuu. În această zonă a mișcării, aparent, pierderile de sarcină cresc odată cu micșorarea vitezei (fig. 9.8.2 a). Explicația constă în faptul că, prin scăderea vitezei aerului (viteza calculată ca raport între debitul de aer și secțiunea conductei), crește grosimea stratului de material depus; astfel, secțiunea reală de trecere a aerului scade și deci viteza reală a acestuia crește, ceea ce justifică creșterea pierderilor de sarcină.

În conductele verticale, dacă viteza aerului scade sub viteza limită a transportului volant, după o zonă critică de instabilitate, se realizează transportul în strat fluidizat (faza densă). Pierderea de sarcină este mult mai mare decât în regimul cu particule volante (fig. 9.8.2 b). Dacă viteza aerului scade, în continuare, sub o anumită valoare care reprezintă limita de cădere, particulele de material nu mai pot fi antrenate și transportul se întrerupe.

Faptul, constatat experimental, că asupra fenomenului influențează și diametrul conductei, datorită modificării vitezei de plutire, inclusiv ca urmare a creșterii concentrației de material, a condus la stabilirea unei valori constante a raportului μ / Fr^2 pentru fiecare material (§ 9.8.2).

Exemplu de calcul

Se stabilește diametrul conductei, debitul de aer și pierderea de sarcină în rețea, pentru transportul unui debit de material $\dot{M}_m = 5 \cdot t/h = 1,39$ kg/s constituit din cărbune granular cu diametrul echivalent $d = 0,5$ mm și densitatea $\rho_m = 1400$ kg/m^3. Rețeaua are configurația din fig. 9.8.3. Alimentarea cu material se face printr-o conductă perpendiculară pe rețeaua de transport pentru care $\xi_a = 0,55$.

Rezolvare

- Pentru transport fără înfundare, conform tabelului 9.8.3, rezultă:

$C' = 3,15 \cdot 10^{-5}$;

$\mu_a = 17,75 \cdot 10^{-6}$ Pa·s (la $\theta = 20$ °C);

$\rho_a = 1,2$ kg/m^3;

- Se consideră inițial o pierdere totală de sarcină $\Delta p_{total} = 10^4$ Pa. Se neglijează variația densității aerului cu presiunea.

a - Viteza necesară de transport (pentru aer, relația 9.8.17)

$$v_a = \left(\frac{4 \cdot 1,39 \cdot 9,8^2}{3,14 \cdot 3,15 \cdot 10^{-5} \cdot 1,2} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$= 21,4$ m/s;

Se alege $v_a = 22$ m/s.

b - Diametrul conductei de transport (tab. 9.8.4), alegând o concentrație $\mu = 1\text{-}5$, rezultă $D = 150$ mm.

c - Concentrația inițială, conform relației 9.8.19, rezultă:

$$\mu = \frac{4 \cdot 1,39}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 1,2 \cdot 22} = 3.$$

d - Debitul de aer necesar pentru transport:

$\dot{M}_a = \dot{M}_m / \mu = 0,46$ kg/s $= 1670$ kg/h.

- Viteza de plutire - conform exemplului de calcul § 6.4.2:

$v_p = 2,51$ m/s și $\psi = 1,2$.

- Viteza de regim - se calculează prin încercări, (relația 9.8.1);

se alege valoarea $v_m = 20,2$ m/s;

$\lambda^* = 3,4 \cdot 10^{-3}$ (tab. 9.8.1);

$\beta = v_p / v_a = 2,51/22 = 0,114$;

$v_r = v_a - v_m = 22 - 20,2 = 1,8$ m/s;

$Re = (1,8 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3})/(14,79 \cdot 10^{-6}) = 61$;

$\psi' = 24/61 + 4/(61)^{1/3} = 1,4$ (relația 6.4.8);

Se verifică cu relația 9.8.4:

$0,4/1,2 \cdot [(22 - 20,2)/2,51)]^2 - 0,0034/2 \cdot 20,2^2/(9,8 \cdot 0,15) - 0,114 \approx 0.$

Deoarece relația a fost verificată, viteza de regim a materialului este cea aleasă inițial, deci $v_m = 20,2$ m/s.

- Timpul de accelerare:

Se calculează:

$\xi = 3,4 \cdot 10^{-3}/0,15 + 2 \cdot 9,8 \cdot 0,114/20,2^2 = 0,028$ (conform relației 9.8.8);

$f = 0,2 \cdot 10^{-6}$ m^2;

$m = 0,065 \cdot 1400 \cdot 10^{-9} = 0,091 \cdot 10^{-6}$ kg;

$c = 22 \cdot [(0,028 \cdot 1,2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4)/(0,091 \cdot 10^{-6})]^{1/2} = 7,07$ s^{-1};

$S = 1,8/22 = 0,08$ (factorul de alunecare);

$t = ln[-1/(1 + 38 \cdot 0,08)]/7,07 = 0,19$ s (relația 9.8.5).

- Lungimea porțiunii de accelerare (relația 9.8.6):

$$l = 22\left(1 - 0,08\right) \cdot \left[0,19 - \frac{0,16}{7,07\left(1 - 0,16\right)} \cdot ln \frac{1 - \left(1 - 0,16\right) e^{-7,07 \cdot 0,19}}{0,16} \right] = 2,98 \text{ m}.$$

Se constată că porțiunea de accelerare de 5 m, prevăzută după dispozitivul de captare, este suficientă pentru ca materialul să atingă viteza de regim.

e - Calculul pierderii de sarcină la alimentarea cu material și pentru accelerarea pe tronsonul 1-2 (relațiile 9.8.22 și 9.8.9):

$$\Delta p_a = \frac{\xi \cdot \rho_a \cdot v_a^2}{2} + \dot{M}_m \cdot \frac{v_{m2} - v_{m1}}{0,785 \cdot D^2} = \frac{0,55 \cdot 1,2 \cdot 22^2}{2} + \frac{1,39 \cdot 20,2}{0,785 \cdot 0,15^2} =$$

$= 1750$ Pa.

f - Calculul pierderii de sarcină reală pe tronsonul 1-2.

Dacă se consideră căderea de presiune în conductă $\Delta p_{total} = 10000$ Pa, presiunea inițială va fi: $p_1 = 110000$ Pa.

- Pierderea de sacină pentru aer curat, fără să se ia în considerare destinderea:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{D} \rho_a \cdot v_a^2 \frac{l_{1-2}}{2} = \frac{0,13 \cdot 1,2 \cdot 22^2 \cdot 5}{2} =$$

$= 189$ Pa

$\lambda / D = 0,13$ m^{-1}

$\lambda = 0,0195$.

- Pierderea de sarcină reală conform relației 9.8.22:

$\Delta p_r = 110.000 - (110.000^2 - 2 \cdot 110.000 \cdot 189)^{1/2} = 189$ Pa.

Datorită lungimii mici a conductei, nu apare influența destinderii.

$$\lambda_s = \frac{v_m}{v_a} + \frac{2 \cdot \beta \cdot v_a}{v_m \cdot Fr} = \frac{20,2 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}}{22} + \frac{2 \cdot 0,114 \cdot 22}{20,2 \cdot 329} =$$

$= 3,87 \cdot 10^{-3}$

unde:

$$Fr = \frac{v_a^2}{g \cdot D} = \frac{222}{9,8 \cdot 0,15} = 329;$$

$$K = \frac{1,3 \cdot 3,87 \cdot 10^{-3}}{19,5 \cdot 10^{-3}} = 0,258.$$

- Pierderea de sarcină luând în considerare influența materialului (relația 9.8.23):

$\Delta p_{t,1-2} = 189 \ (1 + 0,258 \cdot 3) = 335$ Pa.

g - Viteza materialului în curba 1-2 și pierderea locală de sarcină.

- Presiunea aerului la intrarea în curbă:

$p_2 = p_1 - \Delta p_{aa} - \Delta p_{t,1-2} = 110.000 - 1750 - 335 = 107.915$ Pa.

- Viteza aerului la intrarea în curbă:

$v_{a2} = v_{a1} p_1 / p_2 = 22 \cdot 110000/107915 = 22,42$ m/s.

- Viteza materialului la intrarea în curbă se calculează prin încercări (relația 9.8.4):

$\beta = 2,51/22,4 = 0,112$;

$v_r = 22,4 - 20,6 = 1,8$ m/s

$Re = 1,8 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}/(14,79 \cdot 10^{-6}) = 61$;

$\psi' = 24/61 + 4/61^{1/3} = 1,4$

$1,4/1,2 \ [(22,4 - 20,6)/2,51)]^2 - 0,0034 \cdot 20,6^2/(2 \cdot 9,8 \cdot 0,15) - 0,112 = 0.$

Rezultă $v_{m2} = 20,6$ m/s.

- Viteza materialului, v_{m3} la ieșire din curbă (relația 9.8.11):

Pentru $\alpha = \pi/2$ și $\eta = 1,05$; $b = 3,15$; $a = 1,205$

$\eta \cdot \alpha = 1,65$; $R = 3$; $D = 0,45$ m;

$v_{m3} = e^{-1,65} [20,6^2 + 2 \cdot 0,45 \cdot 9,8 \cdot (1,205 - 3,15 \cdot 1^{2 \cdot 1,65})/(4 \cdot 1,05^2 + 1)]^{1/2} = 3,25$ m/s.

- Pierderea de sarcină în curbă pentru aer curat:

$\Delta p_{2-3} = \xi_c \cdot \rho_a \cdot v_a^2/2 + \lambda / D \cdot \rho_a \cdot v_a^2/2 l' = 0,21 + 13 \cdot 0,705 \cdot 1,2 \cdot 22,42^2/2 = 91$ Pa

$\xi_c = 0,21$ (tab. 6.4.14, poziția 16);

$l' = 0,47 \cdot 3,2 = 0,705$ m, lungime corectată pentru $R/D = 3$ (tab. 6.4.15).

- Pierderea de sarcină corectată pentru transportul materialului rezultă calculând succesiv:

- Viteza medie a materialului în curbă:

$v_m = (20,6 + 3,25)/2 = 11,9$ m/s.

- La această viteză se calculează, (relațiile 9.8.24 și 9.8.25).

$\lambda_s = 11,9 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}/22,4 + 2 \cdot 0,114 \cdot 22,4/(11,9 \cdot 341) = 3,6 \cdot 10^{-3}$

$Fr = 22,4^2/(9,8 \cdot 0,15) = 341$, respectiv,

$K = 1,3 \cdot 3,06 \cdot 10^{-3}/(19,5 \cdot 10^{-3}) = 0,2$;

- concentrația materialului în curbă:

$\mu = 3 \ v_a / v_m = 5,65$ (relația 9.8.15);

- pierderea de sarcină în curbă, corectată datorită transportului de materiale:

$\Delta p_{t2-3} = \Delta p_{2-3} \cdot (1 + K \cdot \mu) = 91 \cdot (1 + 0,2 \cdot 5,65) = 194$ Pa.

Porțiunea dreaptă de 4 m ce urmează curbei 2-3 este suficientă pentru accelerarea materialului de la 3,25 m/s la viteza de regim, deoarece, pentru accelerarea de la viteză nulă la viteza de regim, a fost necesară o lungime de 3 m.

h - Pierderea de sarcină pentru accelerarea materialului după curba 2-3:

$\Delta p_{a2-3} = 1,39(20,6 - 3,25)/(0,785 \cdot 0,15^2) = 1365$ Pa.

i - Pierderea de sarcină pe tronsonul 3-4:

Δp - pentru aer, fără a se considera destinderea:

$\Delta p = 1,3 \cdot 1,2 \cdot 22,42^2/2 \cdot 4 = 157$ Pa.

Pentru a calcula influența destinderii, se determină, mai întâi, p_3 - presiunea aerului la intrarea în tronsonul 3-4:

$p_3 = p_2 - \Delta p_{t2-3} - \Delta p_{a2-3} = 107.915 - 158 - 1365 = 106.356$ Pa

$\Delta p_2 = 106.356 - (106.356^2 - 2 \cdot 157 \cdot 106.356)^{1/2} = 157$ Pa.

Ca și pe tronsonul 1-2 nu s-a manifestat influența destinderii aerului.

Luând în considerare influența materialului ($K = 0,258$ și $\mu = 3$ stabilite pentru tronsonul 1-2), se obține:

- Viteza aerului la intrarea în conductă verticală:

$v_{a3} = v_{a1} \cdot p_1/p_3 = 22 \cdot 110.000/106.356 = 22,75$ m/s.

- Pierderea de sarcină pentru ridicarea materialului pe verticală (relația 9.8.26):

$\Delta p_v = 1,2 \cdot 9,8 \cdot 4[1 + 3,37(1-1,2/1400] = 205$ Pa

pentru care s-a determinat în prealabil:

$\mu^* = 3 \cdot v_{a3}/(v_{a3} - v_p) = 3 \cdot 22,75/(22,75 - 2,51) = 3,37.$

j - Viteza materialului în curba 4-5 și pierderea locală de sarcină.

- Presiunea aerului la intrarea în curbă:

$p_4 = p_3 - \Delta p_{t3-4} - \Delta p_v = 106.356 - (279 + 205) = 105.870$ Pa;

- Viteza aerului la intrarea în curbă:

$v_{a4} = v_{a1} p_1/p_4 = 22 \cdot 110.000/105.870 = 22,85$ m/s;

- Viteza materialului la intrarea în curbă: se consideră viteza $v_m = 21,05$ m/s și se verifică îndeplinirea relației 9.8.4:

$v_r = 22,85 - 21,05 = 1,8$ m/s.

Pentru această viteză relativă,

Re = 61; $\psi' = 1,4$; $\beta = 2,51/22,85 = 0,11$

$1,4/1,2\ [(22,85 - 21,05)/2,51]^2 - 0,0034 \cdot 21,05^2/(2 \cdot 9,8 \cdot 0,15) - 0,11 = 0.$

Rezultă $v_{m4} = 21,05$ m/s;

- Viteza v_{m5} la ieșirea din curbă (relația 9.8.14); $\eta\alpha = 1,65$;

$R = 0,45$ m; $b' = a = 1,205$

$v_{m5} = e^{-1,65}\ [21,05^2 - 2 \cdot 0,45 \cdot 9,8 \cdot (3 \cdot 1,05 - 1,205e^{2 \cdot 1,65})/(4 \cdot 1,05^2 + 1)]^{1/2} = 4,26$ m/s;

- Pierderea de sarcină în curbă:

$\xi_c = 0,21$; $\lambda \cdot l'/D = 0,13 \cdot 0,705 = 0,09$ m (pentru curba 2-3 s-au stabilit valori egale);

$\Delta p_{4-3} = (0,21 + 0,09) \cdot 1,2 \cdot 22,85^2/2 = 94$ Pa;

- Pierderea de sarcină corectată pentru transportul materialului:

$v_m = (21,05 + 4,26)/2 = 12,66$ m/s

$\lambda_s = 12,66 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}/22,85 + 2 \cdot 0,11 \cdot 22,85/(12,66 \cdot 355) = 3 \cdot 10^{-3}$

$Fr = 22,85^2/(9,8 \cdot 0,15) = 355$ respectiv:

$K = 1,3 \cdot 3 \cdot 10^{-3}/(19,5 \cdot 10^{-3}) = 0,2;$

- concentrația materialului în curbă:

$\mu = 3 \cdot 22,85/12,66 = 5,41$

- pierderea de sarcină în curbă, la transportul materialului:

$\Delta p_{t4-5} = \Delta p_{4-5}(1 + K \cdot \mu) = 94(1 + 0,2 \cdot 5,41) = 196$ Pa.

k - Pierderea de sarcină pentru accelerarea materialului după curba 4-5:

$\Delta p_{a4-5} = 1,39(21,05 - 4,26)/(0,785 \cdot 0,15^2) = 1321$ Pa.

l - Pierderea de sarcină pe tronsonul 5-6:

$\Delta p = 0,13 \cdot 1,2 \cdot 22,85^2/2 \cdot 25 = 1019$ Pa.

- Presiunea aerului la începutul tronsonului:

$p_5 = p_4 - \Delta p_{t4-5} - \Delta p_{a4-5} = 105.870 - 196 - 1321 = 104.353$ Pa.

$\Delta p_r = 104.353 - (104.353^2 - 2 \cdot 1019 \cdot 104.353)^{1/2} = 1024$ Pa

Pentru $K = 0,258$ și $\mu = 3$

$\Delta p_{t5-6} = 1024(1 + 0,258 \cdot 3) = 1817$ Pa

Presiunea aerului la intrarea în separatorul de praf va fi:

$p_6 = p_5 - \Delta p_{t5-6} = 104.353 - 1817 = 102.536$ Pa.

Există deci un disponibil de presiune de 2536 Pa la intrarea aerului în separator.

Rezultatele calculelor sunt trecute în tabelul 9.8.6.

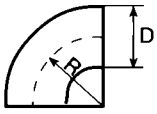
$p_6 = p_1 - (4641 - 2821) = 102540$ Pa (presiunea absolută).

Presiunea disponibilă la intrarea în separator:

$p_1 = 2540$ Pa.

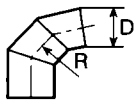
Anexa 9.1 **Fig. 9.6.7 - Valorile coeficienților de rezistență locală ξ (după Recknagel - Sprenger - Schramek).**

Curbe 1



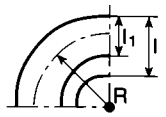
O R/D	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4
ξ=	0,9	0,43	0,33	0,24	0,19	0,17	0,15

2



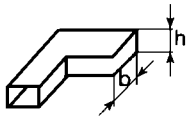
O R/D	0,5	0,75	1	1,5	2
3 segm. ξ=	1,3	0,8	0,5	0,3	0,25
5 segm. ξ=	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2

Tablă de ghidare 3



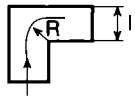
□	R/l=0,5	0,75	1	2
l_1/l=0,25	ξ=0,4	0,25	0,2	0,1
l_1/l=0,5	ξ=0,5	0,3	0,2	0,1

4



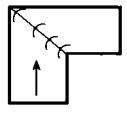
h/b=	0,25	0,5	1,0	2,0
ξ=	2,4	1,7	1,2	0,6

5



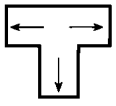
R/l	0	0,2	0,4	0,6	0,5
$ξ_□$ =	1,4	0,9	0,8	0,6	0,5

Aripioare 6



□ξ=0,35

7

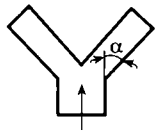


○□ ξ=1,4

8

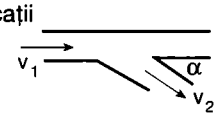
R/l	0,5	0,75	1	1,5	2
○ ξ	1,1	0,6	0,4	0,25	0,2
□ ξ	1	0,5	0,25	0,15	0,1

9



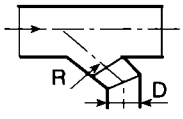
α°	10	30	45	60	90
○ □ ξ	0,1	0,3	0,7	1,0	1,4

Ramificații 10



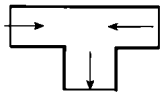
v_2/v_1		0,4	0,6	0,8	1	2	3
α°	60	5	2,2	1,3	0,8	0,5	0,6
	45	3,5	1,3	0,7	0,4	0,4	0,5

11



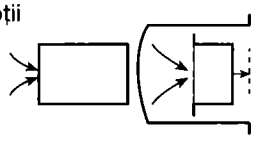
R/D	0,5	0,75	1	1,5	2
ξ	1,3	0,9	0,8	0,6	0,5

12



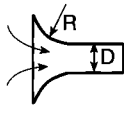
ξ=1,4

Absorbții 13



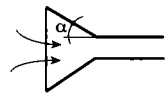
○ ξ	0,9	0,6
□ ξ	1,25	0,7

14



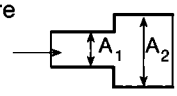
R/D	0,25	0,5	0,75	1
ξ	0,2	0,1	0,05	0,05

15



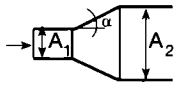
α°	15	30	45	60	90
○ □ ξ	0,5	0,3	0,3	0,4	0,7

Difuzoare 16



A_1/A_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$ξ_1$	1	0,7	0,4	0,2	0,1	0

17

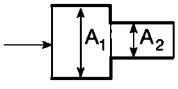


α°	5	7,5	10	15	22,5	30	45	90
$ξ_1$	0,15	0,2	0,25	0,4	0,6	0,8	0,9	1

18

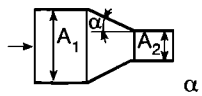
ξ=1,0

Confuzoare 19



A_2/A_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$ξ_2$	0,6	0,45	0,3	0,2	0,1	0

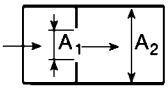
20



α =10...45

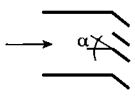
A_2/A_1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$ξ_2$	0,08	0,08	0,06	0,02	0

Diafragmă 21



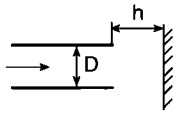
A_1/A_2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
ξ	0,06	0,28	0,78	1,82	3,8	8,1

22



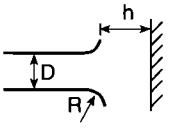
α°	0	30	45	60
ξ	1	1,5	3,5	8

23



h/D	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ξ	-	1,6	1,2	1,05	1

24



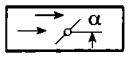
R/D=0,5

h/D	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ξ	0,7	0,4	0,7	0,8	0,8	0,8

Anexa 9.1 **Fig. 9.6.7 (continuare).**

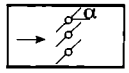
Grătare ștanțate secțiunea liberă %		10	20	30	40	50	60	70	80	
	ξ la v=0,5 m/s	110	30	12	6	3,6	2,3	1,8	1,4	
	1,0	120	33	13	6,8	4,1	2,7	2,1	1,6	
	1,5	128	36	14,5	7,4	4,6	3	2,3	1,8	la grilele
	2,0	1,4	39	15,5	7,8	4,9	3,2	2,5	1,9	din sîrmă
v raportată la	2,5	140	40	16,5	8,3	5,2	3,4	2,6	2,0	ξ= jumătate
întreaga secțiune	3	146	41	17,5	8,6	5,5	3,7	2,8	2,1	

1



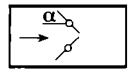
α°	0	15	30	45	60	75
ξ	0,4	0,6	3,5	17	95	600

2



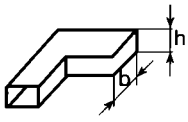
α°	0	15	30	45	60	75
ξ	0,25	0,7	2,2	6,5	20	60

3



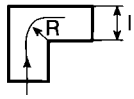
α°	0	15	30	45	60	75
ξ	0,35	1,1	3,3	10	30	90

4



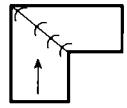
l/d	1	2	3	4
ξ	3,5	1,7	1,6	1,7

5



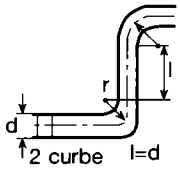
l/d	0	0,5	1	2
ξ	0	1,6	1,9	2,1

6



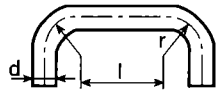
l/d	2	4	6	8
ξ	0,6	0,4	0,2	0,1

7



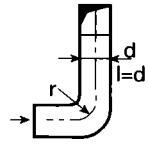
r/d=1,5
ξ=0,4

8



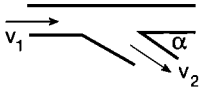
l=0, ξ=0,3
l=d, ξ=0,2
r/d=1,5

9



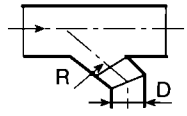
r/d=1,5
ξ=0,3

10



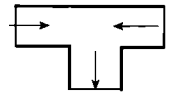
v_2/v_1	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
ξ_2 totală	7,0	3,4	2,0	1,5	0,9
ξ_1 din	1,5				

11



v_2/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,5
ξ_2 totală	5,0	2,2	1,2	0,9	0,3
ξ_1 din	0	0,3	0,7	0,9	1,0

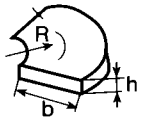
12

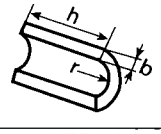


v_2/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,5
ξ_2 totală	4,7	1,9	0,9	0,6	0,4
ξ_1 din	0	0	0,3	0,6	0,9

13

Curbe

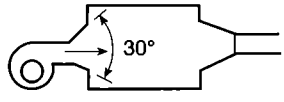




h/b	0,25				0,50				0,75...3,0			
R/b	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	1,5	2,0	0,75	1,0	1,5	2,0...3,0
ξ	0,55	0,45	0,3	0,2	0,45	0,3	0,2	0,15	0,4	0,2	0,15	0,10

14

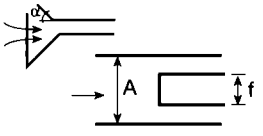
Cameră de presiune

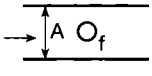


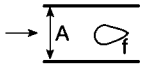
ξ=0,7+0,6=1,3

ξ=0,4+0,2=0,6

15







f/A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ξ	0,7	1	1,8	2,9	4

f/A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ξ	0,2	0,4	0,75	1,3	2

f/A	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
ξ	0,07	0,15	0,35	0,6	0,9

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 10

Atenuarea zgomotelor și vibrațiilor produse de instalațiile de ventilare și climatizare

Poluarea acustică (sonoră) a devenit un atribut al lumii tehnice moderne. Creșterea nivelului de zgomot are cauze multiple. Dorința de a construi mai repede folosind materiale noi și cu grosimi mici a redus barierele zgomotelor, acestea auzindu-se în aceleași condiții mult mai departe de locul producerii. Folosirea unor limite de viteze, superioare celor tradiționale, a dus, de asemenea, la mărirea nivelului de zgomot. Introducerea pretutindeni a aparatelor, mașinilor și agregatelor a însemnat și creșterea nivelului de zgomot. Urbanizarea și creșterea traficului rutier, extinderea aviației cu reacție ș.a. au însemnat tot atâtea cauze de creștere a nivelului general de zgomot.

În clădiri funcționarea pompelor și ventilatoarelor reprezintă sursele principale de zgomot. Acesta se transmite în cea mai mare parte prin canale în încăperi, o mică parte se transmite încăperilor alăturate și o alta prin corpurile solide, solului. Regula de bază rămâne menținerea nivelului de zgomot în limite cât mai reduse la locul de producere. Pentru aceasta trebuie alese pompe, ventilatoare și motoare silențioase, concomitent cu luarea unor măsuri pentru împiedicarea răspândirii zgomotelor și vibrațiilor, atât prin aer cât și prin elementele de construcții.

10.1. Noțiuni referitoare la zgomot

Nivelul presiunii acustice (sonore):

$$L_p = 10 \cdot lg\left(\frac{p}{p_0}\right)^2 = 20 \cdot lg\frac{p}{p_0} \quad [dB];$$

în care:

p_0 - este presiunea de referință;

$p_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ μbar $= 2 \cdot 10^{-5}$ Pa;

p - este presiunea acustică.

Scala nivelului exprimat [dB] (numită după Graham Bell, 1847 - 1922) se întinde de la $L_p = 0$ (pragul de audibilitate) până la limita durerii,

$$L_p = 20\,lg\frac{2 \cdot 10^{2}}{2 \cdot 10^{-4}} = 120\ dB \qquad (10.1.1).$$

Nivelul intensității acustice:

$L_i = 10 \cdot lgI/I_0$ [dB], cu valorile de referință $I_0 = 10^{-12}$ W/m^2, respectiv

$$P_0 = A_0 \cdot \frac{p_0^2}{\rho \cdot c} = 10^{-12}\ W$$

În condiții normale de temperatură ($\theta = 20$ °C, $p_a = 1$ bar) diferența dintre valoarea nivelului presiunii acustice și cea a nivelului intensității acustice este de circa 0,2 dB, în practică putându-se lucra cu oricare dintre cele două mărimi.

Nivelul puterii acustice

$L_w = 10\ lg\ P/P_0$ [dB], cu

$P_0 = A_0 \cdot p_0^2/\rho \cdot c = 10^{-12}$ W

(În SUA se folosește uzual 10^{-13} W).

$A_0 = 1$ m^2. Nivelul puterii acustice se poate exprima și prin relația:

$$L_{wp} = 10\ lg\frac{p^2}{p_0^2} \cdot \frac{A}{A_0} =$$

$$= 10\ lg\left(\frac{p}{p_0}\right)^2 + 10\ lg\frac{A}{A_0} =$$

$$= L_p + 10\ lg\frac{A}{A_0} \qquad (10.1.2)$$

A - suprafața sferică din jurul sursei sonore [m^2],

pentru $A = A_0$, $L_p = L_{wp}$.

La însumarea surselor sonore se are în vedere faptul că nu se adună presiunile acustice cu intensitățile:

L_{i1} , L_{i2} ,... sau pătratele presiunilor acustice:

p_1^2, p_2^2,...

Nivelul total al intensității acustice

Nivelul total al intensității acustice pentru n surse identice, având nivelul L_{p1} se poate determina cu relația:

$L_{pt} = 10lg\ nL_{i1}/L_{i0} =$

$= 10lg\ L_{i1}/L_{i0} + 10lg\ n =$

$= L_{p1} + 10lg\ n = L_{p1} + \Delta L_p$ [dB] (10.1.3).

Cu ajutorul graficului din fig. 10.1.1 se poate determina creșterea nivelului de zgomot ΔL_p față de nivelul unei surse L_{p1}.

Exemplul de calcul 1: într-o încăpere sunt 2 surse de zgomot având intensitatea de 68 dB fiecare. Nivelul total al presiunii acustice va fi:

$L_{pt} = 68+10lg2 = 68+3,01 = 71,01$ dB.

Cu ajutorul graficului din fig. 10.1.1 găsim $\Delta L_p = 3,01$.

3 surse identice: $L_{wt} = 68 + 5 = 73$ dB;

10 surse identice: $L_{wt} = 68+10 = 78$ dB.

Determinarea nivelului total al intensității acustice în cazul surselor cu intensități diferite L_{i1} , L_{i2} ,.... se poate face cu relația:

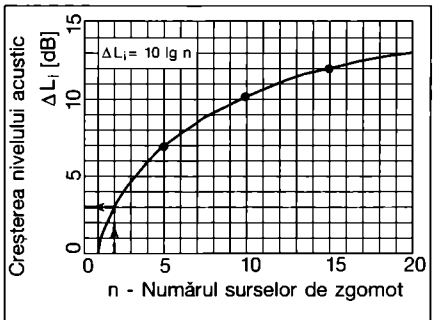


Fig. 10.1.1. Creșterea nivelului acustic în funcție de numărul surselor identice.

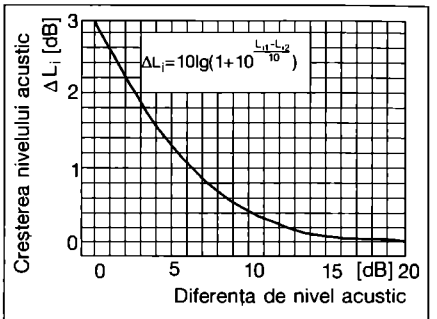


Fig. 10.1.2. Creșterea nivelului acustic pentru surse cu intensități diferite.

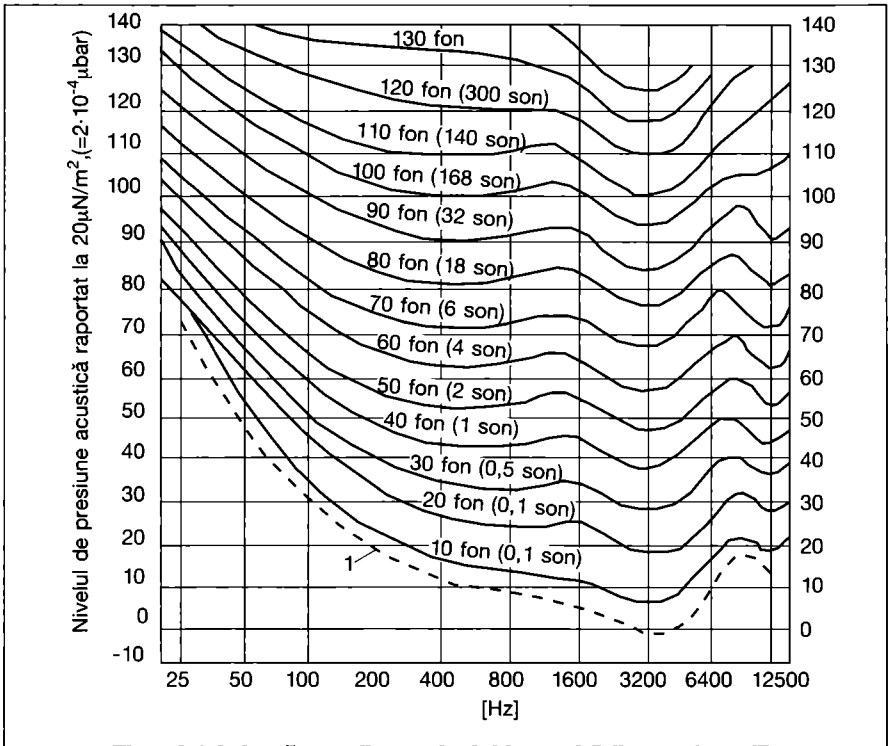


Fig. 10.1.3. Legătura dintre nivelul intensității acustice [dB] și nivelul intensității auditive [fon]:

1 - pragul limită al audibilității.

$$L_{pt} = \frac{10}{lg\left(10^{\frac{L_{p1}}{10}} + 10^{\frac{L_{p2}}{10}} + ...\right)} \quad [dB] \qquad (10.1.3.)$$

sau, în mod aproximativ cu ajutorul graficului din figura 10.1.2 considerând diferența a două surse. Pe baza diferenței se determină (fig. 10.1.2) creșterea nivelului acustic ΔN care se adaugă la sunetul cu nivelul mai mare dintre cele două considerate. Noul nivel acustic, care reprezintă sursa rezultantă, (care înlocuiește pe cele 2) împreună cu o a treia sursă conduc la o nouă diferență ș.a.m.d.

Exemplul de calcul 2: se caută nivelul acustic total a 5 surse sonore, având:

$L_{i1} = 72$, $L_{i2} = 76$, $L_{i3} = 70$, $L_{i4} = 80$, $l_5 = 85$ dB. Pe baza surselor 1 și 2 (*72 și 76* dB) cu diferența $\Delta L_{i1} = 4$ dB rezultă din fig. 10.1.2 creșterea $\Delta L_{i1} = 1,46$ și sursa rezultantă, $L_{iR_1} = 76 + 1,46 = 77,46$ dB. Pe baza diferenței surselor L_{iR_1} și L_{i3} (*77,46 și 70*) $\Delta L_{i2} = 7,46$ dB obținem creșterea $\Delta L_{w2} = 0,75$ dB iar sursa rezultantă $L_{iR_2} = 77,46 + 0,75 = 78,21$ dB. Mai departe, pentru *78,21 și 80* avem $\Delta L_{i3} = 1,79$ dB, respectiv $\Delta L_{i3} = 2,12$ dB, $L_{iR_3} = 80 + 2,12$ dB.

În sfârșit, pentru *82,12 și 85* dB, $\Delta L_{i4} = 2,88$ dB, $\Delta L_{w3} = 1,83$ dB, iar nivelul total $L_{wt} = 85 + 1,83 = 86,83$ dB. Aplicând relația de calcul obținem:

$L_{wt} = 10\ lg\ (10^{72/10} + 10^{76/10} + 10^{70/10} + 10^{80/10} + 10^{85/10}) = 86,829$ dB.

Atenuarea sunetului în aer

Viteza sunetului,

$c = 332,4 + 0,6 \cdot \theta$ [m/s],

în care:

θ - temperatura aerului [°C].

Atenuarea sunetului în aer este cauzată de împrăștierea sferică a acestuia și de absorbția de către mediul ambiant. Intensitatea acustică scade invers proporțional cu pătratul distanței. Dacă notăm cu L_{i1} și L_{i2} intensitățile acustice la distanțele r_1 și r_2 de o sursă sonoră nedirecțională ($r_1 < r_2$) rezultă:

$L_{i1}/L_{i2} = r_2^2/r_1^2$.

Considerând nivelul presiunii acustice (sau al intensității acustice) rezultă:

$L_{w2} = L_{w1} - 20\ lg r_2/r_1$

și apoi atenuarea:

$\Delta L_w = L_{w1} - L_{w2} = 20\ lg\ r_2^2/r_1^2$.

Nivelul presiunii acustice L_w, măsurat la distanța r de o sursă sonoră

Tabelul 10.1.1. Nivelul presiunii acustice al diferitelor zgomote.

Nivelul presiunii acustice L_w [dB]	Zgomotul
0	Începutul perceperii sunetelor, măsurabile numai în laborator
10	Sunete abia perceptibile
15....20	Zgomotul ușor al frunzelor, noaptea pe câmp
25....30	Șoaptă, săli de lectură
30....40	Zonă liniștită de locuințe
40....50	Conversație liniștită, birouri liniștite
50....60	Conversație obișnuită, mașină de scris silențioasă
55....65	Aspirator de praf
60....65	Magazin, birouri zgomotoase
65....70	Soneria telefonului la 1 m distanță, mașină de scris, lătrat
55....75	Compartiment de tren
70....90	Trafic rutier intens
75....85	Metrou, în vagon
80....85	Strigăte, țipete
80....90	Camion trecând; atelier cu mașini de găurit; tipografii
100...110	Forje, tunet puternic
110...120	Avion, la 3 m de elice
120...130	Zgomot care produce durere
130...150	Avioane cu reacție

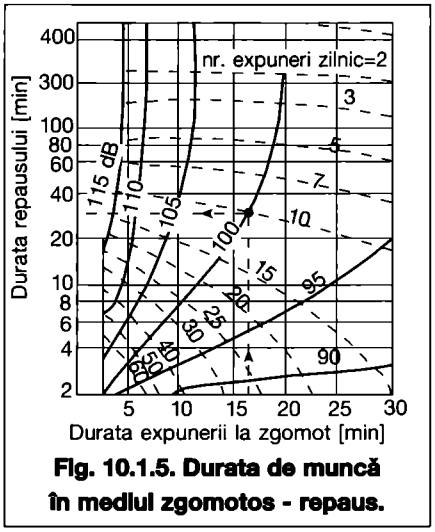


Fig. 10.1.5. Durata de muncă în mediul zgomotos - repaus.

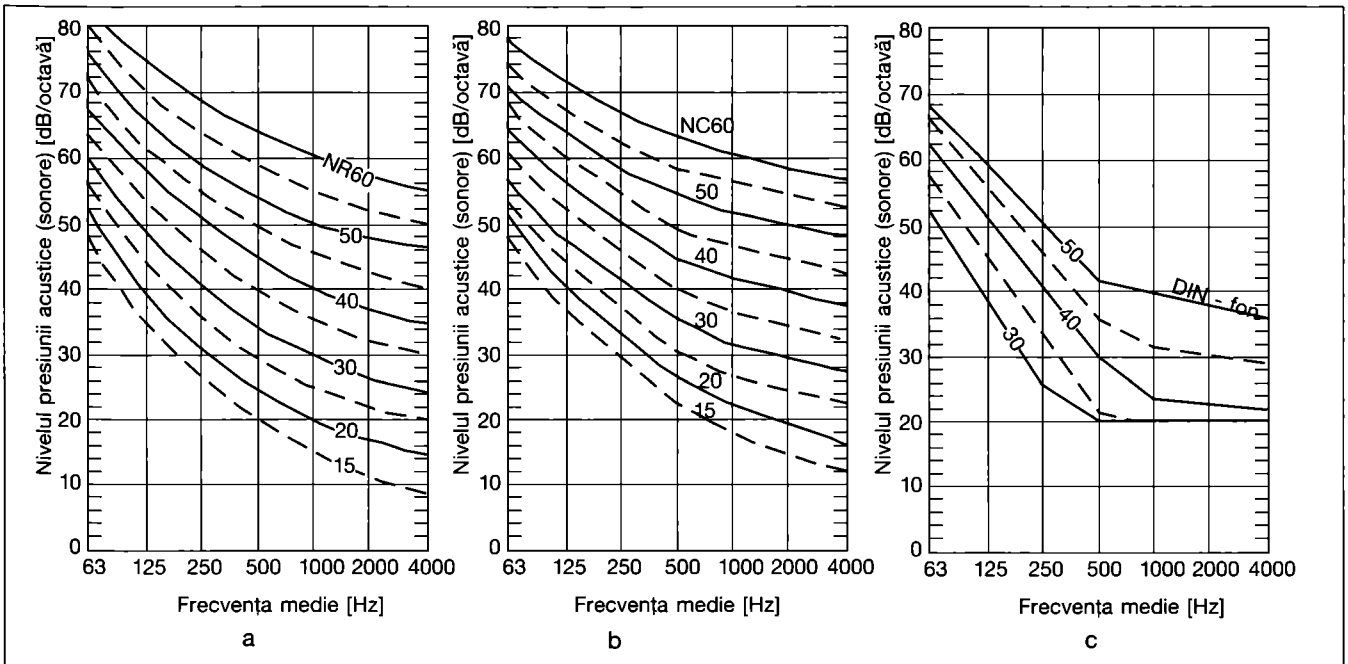


Fig. 10.1.4. Curbe de zgomot:

a - curbe de zgomot NR; b - curbe de zgomot NC; c - curbe de zgomot DIN -foni după DIN 1946.

având nivelul L_{w1}, se poate exprima prin relația:

$L_w = L_{w1} - (20 \lg r + 10{,}9)$.

Dacă sursa de zgomot se află la nivelul solului trebuie să se adauge 3 dB.

Lungimea de undă,

$\lambda = c/f$ (c,f - viteza și, respectiv, frecvența sunetului).

Intensitatea auditivă a unui sunet (sau zgomot) se determină prin compararea subiectivă a tăriei acestuia cu un sunet având frecvența de 1000 Hz și pentru care nivelul intensității acustice [son] - [dB] - a fost adoptat convențional drept unitate de intensitate auditivă [fon]. Legătura dintre nivelul intensității acustice [dB] și nivelul intensității auditive [fon] este dată de fig. 10.1.3.

Nivelul presiunii acustice al diferitelor zgomote este indicat de tabelul 10.1.1.

Norme privind nivelurile admisibile de zgomot

Zgomotul are acțiune dăunătoare asupra organismului uman. Pentru a se asigura condiții normale de lucru au fost stabilite niveluri limită ale zgomotului, în funcție de frecvență, care nu trebuie depășite și care se numesc curbe de zgomot, notate cu C_z, *NR* sau *NC*. Criteriile care au permis stabilirea normelor referitoare la nivelurile admisibile de zgomot se referă la aspecte medicale, tehnice, profesionale și economice. Normele au fost elaborate în funcție de locul de muncă, rezultând norme separate pentru: zgomotul industrial, zgomotul în locuințe și orașe, zgomotul în mijloacele de transport. Reprezentarea variației nivelului de presiune acustică în funcție de frecvență a condus la o serie de curbe de zgomot. Au fost stabilite mai multe tipuri de curbe de zgomot în fig. 10.1.4:

NR (Noise Rating) - valoarea zgomotului după ISO (fig. 10.1.4 a) notate adesea C_z, curbe de nivel egal de tărie.

NC (Noise - Criteric), utilizate în SUA (fig. 10.1.4 b);

DIN - fon, după DIN 1946, anexa 2 (fig. 10.1.4 c).

Pierderea auzului este preîntâmpinată, conform normelor ISO - care au stat la baza standardelor românești, dacă nivelul presiunii acustice a zgomotului este inferior, în oricare dintre benzile de frecvență, curbei de zgomot C_z 85 (NR 85) cu condiția ca perioadele de prezență în mediul zgomotos să alterneze cu perioade de repaus. Corelația dintre aceste durate (muncă-repaus) este dată în graficul din fig. 10.1.5.

- *Exemplu*: după o activitate de 16 min într-un mediu zgomotos de 100 dB este necesară o perioadă de repaus de 30 min iar numărul de perioade de lucru nu poate depăși 10/zi.

10.2. Nivelul presiunii acustice (zgomotului) în încăperi

Prin nivel de zgomot se înțelege, în general, nivelul presiunii acustice existente într-un spațiu sau o încăpere. Pentru odihnă, recreere sau lucru cu randament ridicat sunt prescrise valori admisibile ale nivelului de zgomot în încăperi (tab. 10.2.1) sau la locul de muncă (tab. 10.2.2). În anumite situații se cere, suplimentar, indicarea curbei limită de zgomot *NR* (C_z) (fig. 10.1.4). În toate cazurile trebuie să se acorde atenție "nivelului acustic supărător", zgomot care apare la cuplarea și decuplarea instalațiilor de ventilare sau climatizare. Însumarea se face în conformitate cu indicațiile date în §10.1.

10.3. Propagarea zgomotului

Propagarea zgomotului (produs de ventilatoare, pompe sau alte mașini) se face prin elementele de construcții (pereți, pardoseală, postamente), prin pereții canalelor de aer (prin corpuri solide) și prin aerul de ventilare vehiculat prin canalele de aer.

La rândul lor, corpurile solide (acționând ca niște membrane) transmit zgomotul aerului din încăperi. La transmiterea zgomotului sub formă sferică în aer, diferența dintre presiunile acustice L_p și L_{wp} se calculează cu relația:

$\Delta L_p = L_p - L_{wp} = 10 \lg 4 \pi r_2^2 / r_1^2$ (10.3.1).

La surse de zgomot mare (de ex., ventilatoare de acoperiș) se formează câmpul sonor total la o anumită distanță r_1 de sursa de zgomot. Scăderea nivelului de zgomot la o distanță r_2 se poate determina cu relația aproximativă:

$L_p = 20 \lg r_2 + 14$ dB (10.3.2).

Exemplu: Se determină nivelul de zgomot la o distanță de r_2 = 40 m de un ventilator de acoperiș care are nivelul puterii acustice L_{wp} = 93 dB.

$L_p = 20 \lg 40 + 14 = 46$ dB.

Nivelul presiunii acustice,

$L_{p40} = 93 - 46 = 47$ dB.

Tabelul 10.2.1. Nivelul de presiune acustică admis în încăperi (după SR EN 15.251)

Destinația clădirii	Destinația încăperii	Nivelul de presiune acustică [dB(A)]	
		Domeniu	Valoare prin lipsă
Locuințe	Cameră de zi	25-40	32
	Dormitor	20-35	26
Creșe, grădinițe	Cameră de joacă	30-45	40
Spații cu public	Auditorii	30-35	33
	Cinematografe	28-35	30
	Biblioteci, muzee	30-40	35
	Tribunale	30-40	35
Spații comerciale	Magazine mici	35-50	40
	Magazine mari, supermarketuri	40-50	45
	Săli mari de calculatoare	40-60	50
	Săli mici de calculatoare	40-50	45
Spitale	Coridoare	35-40	40
	Săli de operație	30-48	40
	Cabinete de consultații	25-35	30
	Camere de zi	20-35	30
	Saloane	25-40	30
Hoteluri	Recepție	35-45	40
	Saloane	35-45	40
	Camere (noaptea)	25-35	30
	Camere (ziua)	30-40	35
Birouri	Birouri mici	30-40	35
	Birouri tip peisaj	35-45	40
	Săli de conferințe	30-40	35
	Birouri compartimentate	35-45	40
Restaurante	Cafenea	35-50	40
	Restaurant	35-50	45
	Bucătărie	40-60	55
Școli	Săli de clasă	30-40	35
	Culoare	35-50	40
	Săli pentru profesori	30-40	35
Sport	Stadioane acoperite	35-50	45
	Piscine	40-50	45
General	Toalete, vestiare	40-50	45

10.4. Surse de zgomot

Zgomotul produs de ventilatoare

Zgomotul produs este cauzat de motor, de curelele de antrenare, de lagăre și de fenomene de rezonanță alcătuind zgomotul secundar, precum și de procesul de curgere a curentului de aer alcătuind zgomotul principal pentru că acesta este dominant. Zgomotul este produs de turbulența stratului limită al palelor și de formarea turbioanelor. Nivelul acustic al acestora este proporțional cu puterea a 5...7-a a vitezei curentului de aer, respectiv, a vitezei periferice și este determinat, în principal, de neuniformitatea câmpului de viteze care produce o acțiune pulsatorie la ieșirea din canalul paletelor. Această acțiune este cu atât mai intensă cu cât distanța dintre carcasa ventilatorului și rotor este mai mică și cu cât diferențele de viteză ale curentului pulsator sunt mai mari. Când apar oscilații de viteză pe o suprafață rigidă se produc oscilații periodice de presiune care se răspândesc ca unde de zgomot având frecvența de bază f_0 = n.z,

în care:

n - rotații/unitatea de timp și

z - numărul paletelor.

Nivelul puterii acustice al ventilatoarelor se poate determina cu suficientă precizie (dacă nu este indicat de producător) cu una din relațiile:

$L_{wp} = 40 + 20\ lg\Delta H_t + lg\dot{V}$ [dB] (10.4.1)

cu:

$\dot{V}$ - debitul [m³/s];

ΔH_t - presiunea totală [Pa].

$L_{wp} = 4{,}5 + 20lg\Delta H_t + 10lg\dot{V}$ [dB] (10.4.2)

cu: $\dot{V}$ [m³/s] și ΔH_t [Pa].

Constantele 40, respectiv, 4,5 poartă numele de *nivel specific al puterii acustice* și sunt atinse cu o aproximație de ± 4 dB dacă ventilatorul lucrează în apropierea punctului optim de funcționare. Relația 10.4.1 este reprezentată în figura 10.4.1. Corecția nivelului puterii acustice ΔL_{wp} pentru cazurile când ventilatoarele funcționează în afara punctelor de optim se determină cu ajutorul fig. 10.4.2. Spectrul relativ al benzilor de frecvență (octave) se poate determina (atunci cînd lipsesc datele producătorului) cu ajutorul graficului (după Beranek) din fig. 10.4.3.

Exemplul de calcul 1: Se determină spectrul puterii acustice pentru un ventilator radial cu paletele îndreptate înapoi (R_p) care lucrează în punctul optim, având debitul $\dot{V}$ = *2,5* m³/s și presiunea totală ΔH_t = *550* Pa. Rezolvarea este dată în tabelul 10.4.1.

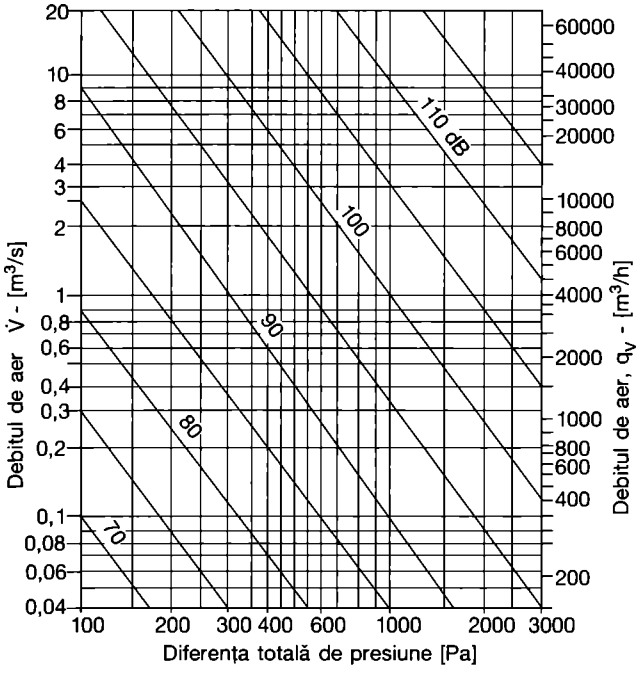


Fig. 10.4.1. Nivelul total al presiunii sonore (de zgomot) la ventilatoare.

Tabelul 10.2.2. Presiunea acustică (sonoră) admisă la locurile de muncă (după VDI 2058) [dB]•

1. Activitatea preponderent spirituală	55	
2. Activitatea simplă de birou, preponderent mecanizată	70	
3. La toate celelalte activități o depășire de max. 5 dB; la valori mai mari se folosesc mijloace de protecție a auzului	85	
4. Încăperi pentru repaus, igienă, pregătire	55	
5. Zgomotul produs în vecinătate se limitează prin următoarele valori de emisie:		
Valori de emisie "exterioare"	ziua	noaptea
- instalații industriale	70	70
- instalații preponderent industriale	65	50
- instalații industriale printre locuințe	60	45
- locuințe, preponderent	55	40
- locuințe, exclusiv	50	35
- zone de odihnă, spitale	45	35
Valori de emisie "interioare"		
- în interiorul locuințelor	35	25

Valorile de emisie nu pot fi depășite în afara unor scurte intervale, cu mai mult de 30 dB (noaptea 20 dB) în exterior și 10 dB în interior.

Tabelul 10.4.1. Spectrul puterii acustice a ventilatorului.

Denumirea	Octava medie de frecvență, f_m - [Hz]						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Ecuația 10.4.1							
40 + 20 lg 550 + 10 lg 2,5 ≅ ≅ 98,8 ≅ 98 dB	98	98	98	98	98	98	98
Fig. 10.4.3: R_p	-4	-5	-7	-12	-17	-22	-27
Spectrul căutat	94	93	91	86	81	76	71

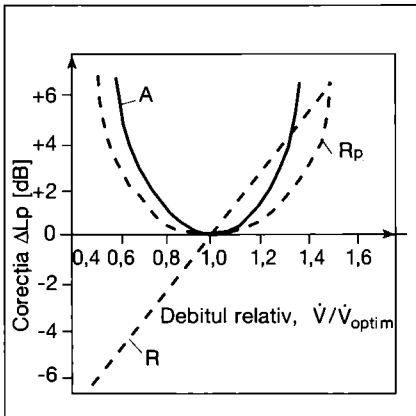


Fig. 10.4.2. Nivelul total de zgomot (al presiunii acustice) al ventilatoarelor când acestea funcționează în afara punctelor de optim.

Zgomotul produs în canale drepte

Mișcarea turbulentă a aerului în canale produce zgomot al cărui nivel L_{pv}, depinzând de viteza de circulație v [m/s] și de secțiunea canalului A [m²], se poate calcula cu relația:

$$L_{pv} = L'_{pv} + L_{prel} = 10 + 50 \lg v + 10 \lg A + L_{prel} \quad [dB] \quad (10.4.3).$$

Mărimea 50 arată că nivelul puterii acustice crește cu puterea a 5-a a vitezei. Spectrul relativ de frecvență L_{prel} se poate determina cu ajutorul graficului din fig. 10.4.3.

Exemplul de calcul 2: Se determină spectrul presiunii acustice al unui canal cu secțiunea $A = 0{,}20$ m² (500·400 mm) prin care aerul circulă cu 6, respectiv, 15 m/s. Rezolvarea este dată în tabelul 10.4.2.

Zgomotul produs în piese speciale

Zgomotul produs este mai puțin studiat. Pentru ramificații simple sau duble, având secțiunea circulară, nivelul puterii acustice poate fi determinat după Brockmeyer cu relația:

$$L_{pv} = L^{*}_{pv} + (10 \lg \Delta f + 30 \lg d_a + 50 \lg v_a) + C_T + C_R \quad [dB] \quad (10.4.4)$$

în care:

L^{*}_{pv} - nivelul puterii acustice normat;

f - lățimea benzii de frecvență (pentru valorile medii de frecvență f_m se vor lua valorile din tabelul 10.4.3;

d_a - diametrul ramificației (fig. 10.4.5) [m];

v_a - viteza aerului în ramificație (curbă) [m/s];

C_T - factor de corecție pentru turbulență inițială ridicată;

C_R - factor de corecție pentru raza de racordare.

Nivelul normat al puterii acustice L^{*}_{wv} este dependent de criteriul Strouhal, $Str = f_m \cdot d_a / v_a$ și se determină cu ajutorul graficului din fig. 10.4.5. Factorii de corecție C_R și C_T se determină cu ajutorul graficelor din fig. 10.4.6 și 10.4.7.

Zgomotul produs la o ramificație se propagă nu numai în direcția ramificației ci și înainte și înapoi pe canal. Concomitent cu producerea zgomotului are loc și o atenuare a acestuia, așa cum se va arăta ulterior.

Exemplul de calcul 3:

Se determină nivelul puterii acustice N_v într-o ramificație ca cea din fig. 10.4.5 unde v_h = 12 m/s, v_a = 6 m/s, d_a = 0,250 m, r = 0,05 m și T_u = 5 %. Rezolvarea este indicată în tabelul 10.4.4.

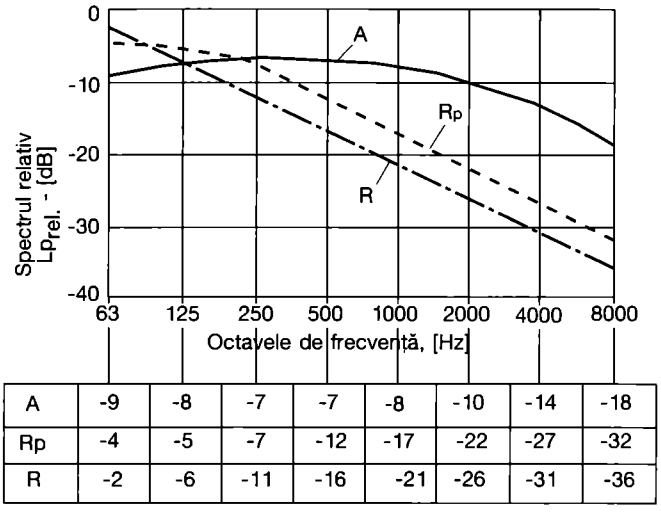
Nivelul puterii acustice în coturile rectangulare se poate determina cu relația:

$$L_{wv} = L^{*}_{wv} + (10 \lg \Delta f + 30 \lg d_e + 50 \lg v_a) \quad [dB] \quad (10.4.5)$$

în care:

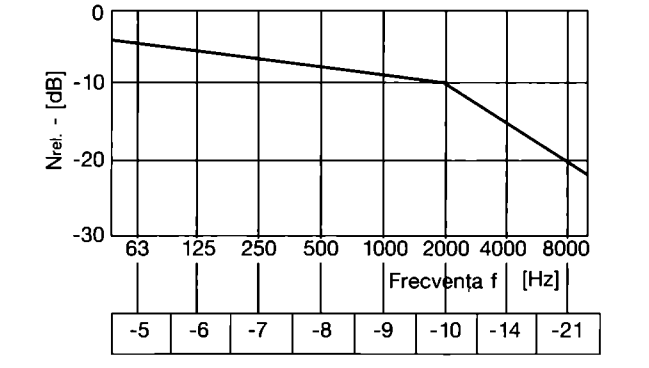
$d_e = \sqrt{4A / \pi}$.

Nivelul L^{*}_{wv} se determină pe baza criteriului Strouhal cu ajutorul fig. 10.4.8.



A	-9	-8	-7	-7	-8	-10	-14	-18
Rp	-4	-5	-7	-12	-17	-22	-27	-32
R	-2	-6	-11	-16	-21	-26	-31	-36

Fig. 10.4.3. Spectrul relativ al benzilor de frecvență.



-5	-6	-7	-8	-9	-10	-14	-21

Fig. 10.4.4. Determinarea spectrului relativ de frecvență.

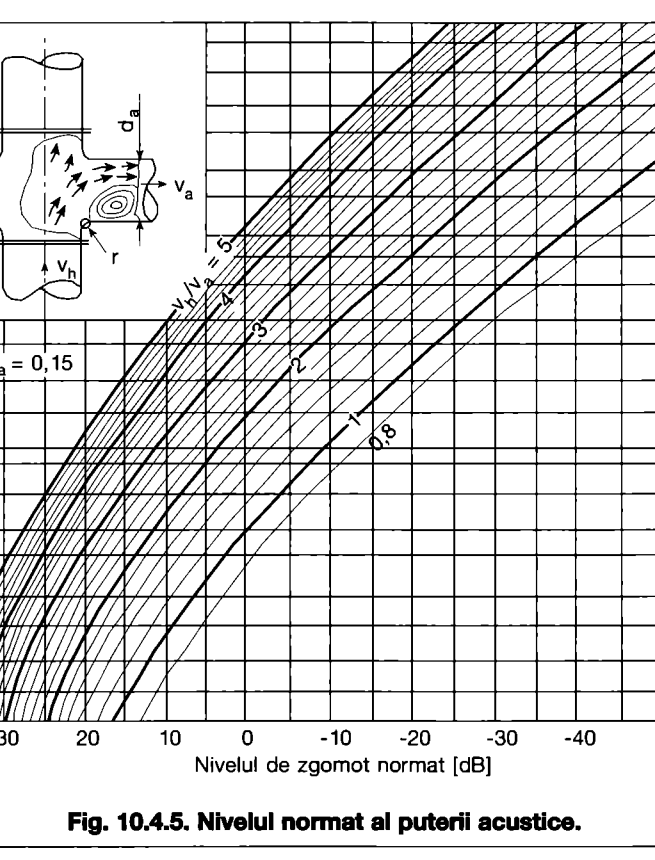


Fig. 10.4.5. Nivelul normat al puterii acustice.

Zgomotul produs de clapetele de reglare

Nivelul zgomotului produs este determinat, în principal, de gradul de închidere a clapetelor și de viteza aerului din canal. În fig. 10.4.9 este indicat nivelul presiunii acustice pentru o clapetă cu diametrul 100 mm, în poziție deschisă și sub un unghi de 50°. Pentru alte dimensiuni, cu oarecare aproximație, se poate determina nivelul presiunii acustice, cu ajutorul relației 10.4.6, pentru clapete de același fel.

Zgomotul produs de gurile de aer

Gurile de aer reprezintă elemente delimitatoare la nivelul încăperii. Zgomotul produs de ele este atenuat doar de absorbția încăperii, de aceea trebuie alese cu grijă. Dacă indicațiile producătorului lipsesc, nivelul puterii acustice se poate determina cu relația aproximativă:

$$L_{wv} = 15 + 60\ lgv + 30\ lg\xi + 10\ lgA \quad [dB] \quad (10.4.6)$$

unde:

v - este viteza aerului raportată la secțiunea brută [m/s];

ξ - coeficientul de rezistență locală;

A - secțiunea brută a gurii de aer.

Pentru guri de refulare prevăzute cu lamele opuse de obturare (de ex.: gură TROX, tipul DLR, mărimea 4) nivelul puterii acustice L_{wv} poate fi determinat cu ajutorul graficelor în fig. 10.4.10.

Pentru alte mărimi se introduce o corecție C având valorile: - 2 dB pentru mărimile 1, 2; - 1 dB pentru mărimea 3; + 2 dB pentru mărimea 5.

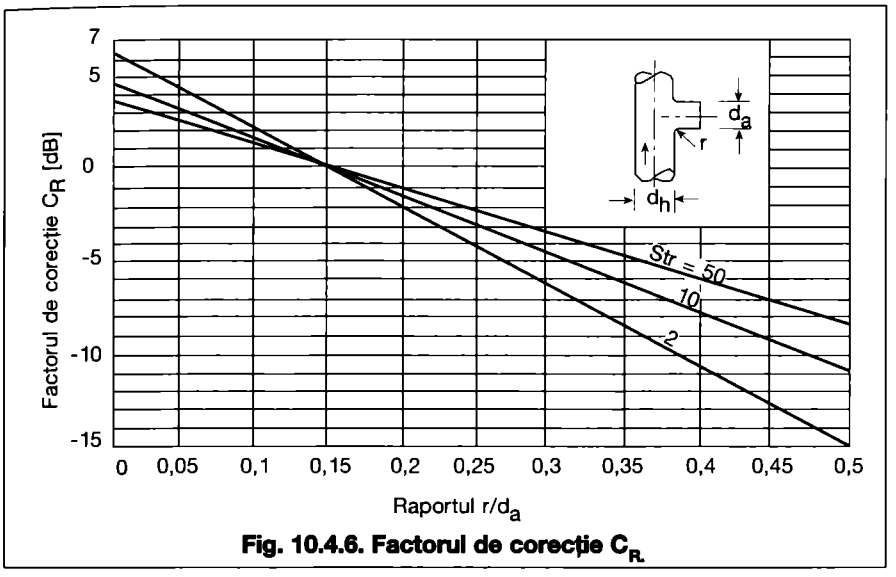


Fig. 10.4.6. Factorul de corecție C_R

Tabelul 10.4.2. Puterea acustică a mișcării aerului în canal.

Viteza	Denumirea		Octava medie de frecvență, f_m - [Hz] 63	125	250	500	1000	2000	4000
6	Ecuația 10.4.3 *10+50·lg6+10lg·0,2 = 41,92 ≅ 40*	N_v	42	42	42	42	42	42	42
	Fig. 10.4.4	N_{rel}	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-14
	Spectrul căutat		37	36	35	34	33	32	28
15	*10+50·lg15+10·lg0,2 = 61,81 ≅ 62*	N_v'	62	62	62	62	62	62	62
	Fig. 10.4.4	N_{rel}	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-14
	Spectrul căutat		57	56	55	54	53	52	48

Tabelul 10.4.3. Valori de calcul.

Frecvența medie [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Δf, [Hz]	45	88	177	354	707	1415	2830	5660
10 lg Δf	17	20	23	26	29	32	35	38

Tabelul 10.4.4. Nivelul acustic într-o ramificație.

Denumirea		Frecvența medie a octavei f_m - [Hz] 63	125	250	500	1000	2000	4000
Str = 0,25/6 f_m = 0,042 f_m	Str	2,6	5,2	10,4	20,8	41,8	83,6	167
Fig. 10.4.5: v_h/v_a = 12/6 =2	L_w	16	20	23	-4	-12,5	-21	-29
Tab. 10.4.3: 10 lg Δf + 30 lg d_a + 50 lg v_a =		17	20	23	26	29	32	35
= 30 lg 0,25 + 50 lg 6 = 21		21	21	21	21	21	21	21
Fig. 10.4.6: r/d_a = 0,05/0,25 = = 0,2	C_R	-2	-1,7	-1,4	-1,3	-1	-1	-1
Fig. 10.4.7: v_h/v_a = 2	C_T	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Spectrul puterii acustice căutat	L_{wv}	53,4	60,7	67,0	43,1	37,9	32,4	27,4

10.5. Atenuarea zgomotului transmis prin aer

Zgomotul produs de instalația de ventilare este transmis prin aerul din canale spre încăperile deservite, atenuându-se într-o oarecare măsură în lungul acestora la schimbarea direcției sau a secțiunii canalelor și în gurile de refulare, proces denumit atenuare naturală. De cele mai multe ori, atenuarea naturală nu este suficientă, în sensul că nivelul zgomotului încă îl depășește pe cel admisibil, fiind necesară o atenuare suplimentară (pe cale artificială) prin prevederea atenuatoarelor de zgomot, căptușirea canalelor și coturilor cu material fonoabsorbant etc.

Reducerea nivelului puterii acustice a ventilatoarelor

Reducerea zgomotului produs de ventilatoare se poate obține prin reducerea turației acestora. Dacă turația scade de la n_1 la n_2 nivelul puterii acustice se reduce conform relației:

$$L_w = 50\ lg\ n_1/n_2 \quad [dB] \quad (10.5.1).$$

- *Exemplu:* Se determină reducerea nivelului puterii acustice a unui ventilator, dacă turația acestuia se micșorează de la $n_1 = 1500$ rot/min. la $n_2 = 600$ rot/min.

$L_w = 50\ lg\ 1500 / 600 = 50 \cdot 0,398 = 19,90$ dB.

Atenuarea în canale drepte din tablă

Ea este, în principiu mică; este mai mare în canalele cu secțiune rectangulară și mai mică în cele cu secțiune circulară (tab. 10.5.1). Atenuarea în lungul canalelor din zidărie sau beton este, de asemenea, neînsemnată, datorită

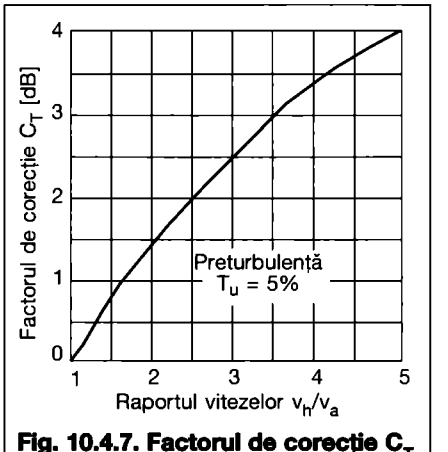


Fig. 10.4.7. Factorul de corecție C_T.

rigidității lor și se neglijează. Căptușirea canalelor din tablă cu materiale fonoizolatoare, la interior, are drept urmare o atenuare vizibilă a nivelului de zgomot, care se poate determina cu relația:

$$A \cdot L_w \cong 1{,}5 \cdot \alpha \cdot P/A \quad [dB/m] \qquad (10.5.2)$$

în care:

α - coeficientul de absorbție a zgomotului (tab. 10.5.2);

P - perimetrul interior (de absorbție) al canalului căptușit [m];

A - secțiunea liberă a canalului, după căptușire [m²].

Pentru canale căptușite cu vată minerală atenuarea L_{w1} se poate determina cu ajutorul diagramei din fig. 10.5.1.

Căptușirea canalelor se poate executa ca în fig. 10.5.2. Relația10.5.2 este valabilă dacă este respectată una din condițiile:

$\lambda > 2$ s sau $f \leq c/2$ s,

în care:

λ - lungimea de undă,

f - frecvența,

c - viteza sunetului.

Pentru amortizarea frecvențelor joase sunt necesare grosimi de izolație fonică mai mari decât pentru frecvențele înalte.

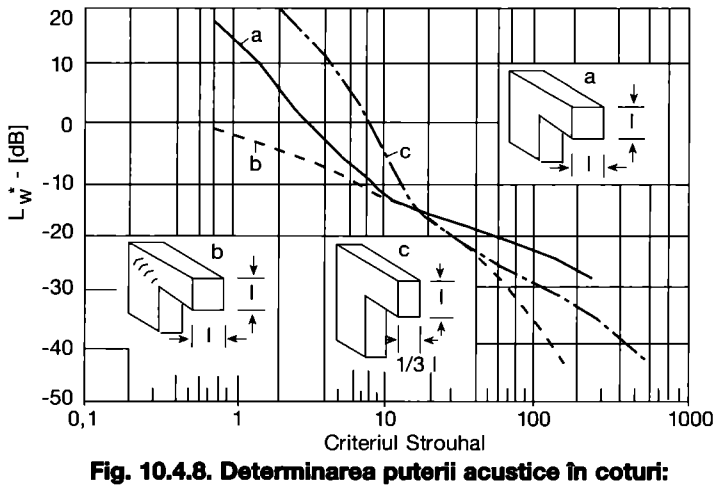


Fig. 10.4.8. Determinarea puterii acustice în coturi:
a, b, c - tipuri de coturi.

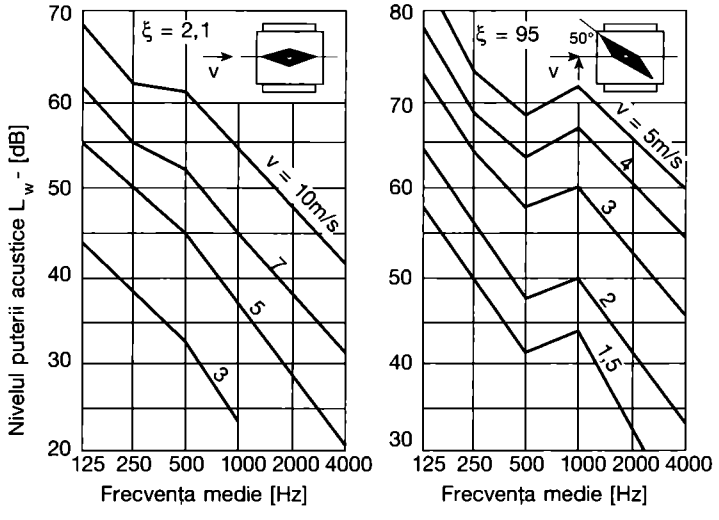


Fig. 10.4.9. Nivelul puterii acustice generată de o clapetă.
Nivelul de zgomot (puterii acustice) al unei clapete de obturare cu D 100 mm.

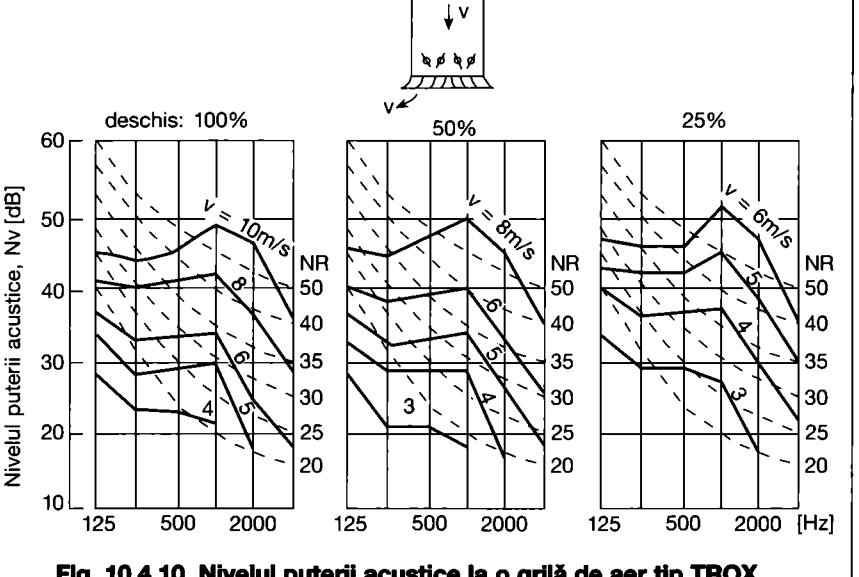


Fig. 10.4.10. Nivelul puterii acustice la o grilă de aer tip TROX.

Atenuarea zgomotului în curbe și coturi

O anumită atenuare a zgomotului se produce în curbe și coturi drepte (fig. 10.5.3). Dintre acestea, favorabile sunt cazurile în care lățimea canalului corespunde cu lungimea de undă. Atenuarea în coturi drepte (nerotunjite) rectangulare este indicată în tabelul 10.5.3, iar în curbe și coturi cu secțiune circulară în tabelul 10.5.4.

Atenuarea zgomotului în ramificații este dependentă de raportul suprafeței canalului neramificat și suprafața ramificației așa cum se poate vedea în fig. 10.5.4 în care ΣA_a reprezintă suma secțiunilor celor două ramificații.

Atenuarea zgomotului prin modificarea bruscă a secțiunii ΔL_w se produce atât la îngustarea bruscă a secțiunii cât și la lărgirea acesteia, conform relației:

$$\Delta L_w = 10 \lg \frac{\left(\frac{A_1}{A_2} + 1\right)^2}{4 \cdot \frac{A_1}{A_2}} \quad [dB] \qquad (10.5.4)$$

care este reprezentată grafic în fig.10.5.5. În cazul lărgirii bruște de secțiune, atenuarea are loc pentru frecvențe a căror lungime de undă λ este mai mare decât latura mică l_m a canalului de aer; deci pentru $\lambda > l_m$ sau pentru $\lambda = c/f$ rezultând astfel condiția $f < c/l_m$. Semnificația notațiilor a fost dată anterior. În cazul modificării duble a canalului de aer (lărgire+îngustare) (fig. 10.5.6) atenuarea se determină cu relația:

$$\Delta L_w^* = 10 \lg \left\{ 1 + \left[\frac{\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1}{2 \cdot \frac{A_2}{A_1}} \sin \frac{2\pi l}{\lambda} \, 2\pi l/\lambda \right]^2 \right\}$$

[dB] (10.5.5).

Atenuarea maximă se obține pentru sin 2 π l/λ =1, deci pentru $l = \lambda/4$; $3\lambda / 4$; $5\ \lambda/4$ etc, respectiv pentru $f = c/4l$; $3c/4l$; $5c/4l$ ș.a.m.d. Modificarea lentă a secțiunii (difuzor, confuzor) produce o atenuare ce se determină cu ajutorul fig. 10.5.5 dacă lungimea difuzorului (confuzorului) l este mai mică decît lungimea de undă ($l << \lambda$), în caz contrar, atenuarea este practic nulă.

Atenuarea zgomotului în camere de detentă și distribuție a aerului are loc ca urmare a modificării bruște de secțiune atât la intrarea în cameră cât și la ieșire. O atenuare pronunțată se obține când pereții interiori ai camerei sunt căptușiți cu materiale fonoabsorbante (fig. 10.5.7). Determinarea atenuării zgomotului se face în continuare după metodologia firmei WOODS.

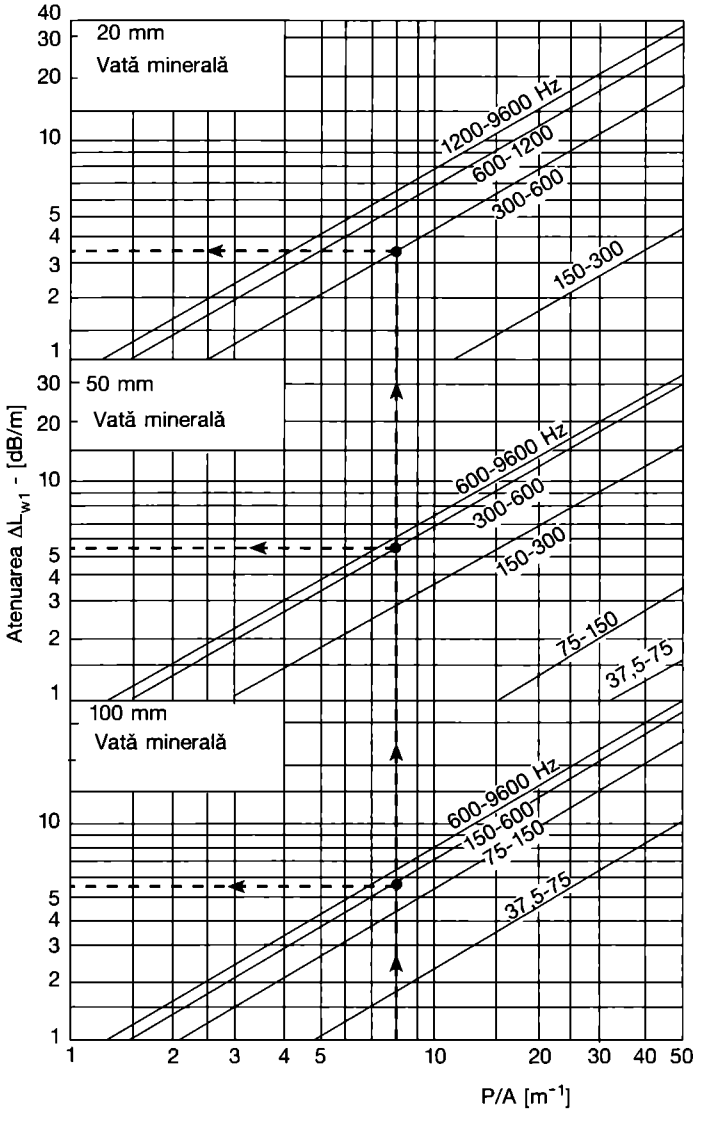


Fig. 10.5.1. Atenuarea în canale căptușite.
P - perimetrul interior al canalului în m,
A - secțiunea transversală interioară a canalului în m².

Tabelul 10.5.1. Atenuarea zgomotului în canale drepte din tablă.

Dimensiunea canalului	Atenuarea [dB/m] la frecvențele medii [Hz]				
	63	125	250	500	≥1000
Canale rectangulare din tablă din oțel					
75...200 mm	0,60	0,60	0,45	0,30	0,30
200...400 mm	0,60	0,60	0,45	0,30	0,20
400...800 mm	0,60	0,60	0,30	0,15	0,15
800...1600 mm	0,45	0,30	0,15	0,10	0,06
Canale circulare					
D75...200 mm	0,10	1,10	0,15	0,15	0,30
200...400 mm	0,06	0,10	0,10	0,15	0,20
400...800 mm	0,03	0,06	0,06	0,10	0,15
800...1600 mm	0,03	0,03	0,03	0,06	0,06

Zgomotul în ramificațiile de ieșire este rezultatul unei componente directe L_{wwd_1} și a unei componente indirecte L_{wwi_1}, ca urmare a reflexiilor din cameră. Atenuarea ΔL_{w1} produsă de cameră rezultă ca diferență între nivelul zgomotului la intrarea în cameră L_{wwi} și nivelul zgomotului la ieșirea din cameră L_{ww1}:

$\Delta L_w = L_{ww_i} - L_{ww_1}$ (10.5.6);

$L_{ww_1} = L_{wwd_1} + L_{wwi_1}$ (10.5.7).

Însumarea L_{wwd_1}, L_{wwi_1} se face logaritmic:

$L_{wwd_1} = L_{wwi} + C_1 + C_2 + C_3$ (10.5.8);

$L_{wwi_1} = L_{wwi} + C_1 + C_2 + C_4$ (10.5.9).

în care:

C_1 - atenuarea prin reflexie la intrarea în cameră, dependentă de suprafața de intrare A_i și de frecvența f (fig. 10.5.8);

C_2 - atenuarea prin transmisie directă în funcție de suprafața A_1 și de distanța r^2 dintre gurile de intrare și ieșire (pentru relația 10.5.9), respectiv, atenuarea la transmisie indirectă în funcție de suprafața A_1 raportată la suprafața totală A_T (pentru C_2 din relația 10.5.4), fig. 10.5.9;

C_3 - corecția pentru grade medii de atenuare $\alpha_m \neq 0,5$ (fig. 10.5.11);

C_4 - Atenuarea prin devierea undelor de zgomot în funcție de unghiul de deviere (fig.10.5.11).

Coeficientul mediu de absorbție α_m se determină ca valoarea medie a întregii suprafețe interioare:

$\alpha_m = (1/A_T)\ (\alpha A + A_1 + A_2 + A_3 + A_i)$ (10.5.10);

$A_T = A + A_1 + A_2 + A_3 + A_i = 2\ l\ b + 2\ (l + b)\ h$ (10.5.11).

Exemplul de calcul 1:
Se determină atenuarea ΔL_{w1} la gura de aer 1 pentru cutia de distribuție cu configurația indicată în fig. 10.5.7. Cutia este căptușită cu vată minerală de 50 mm. Se dau:
$A_1 = A_2 = A_3 = 0,20$ m² ; $A_i = 0,40$ m²; $l = 1,20$ m; $b = 1$ m; $h = 0,7$ m; $r_1 = 0,986$ m; $\theta = 30°$.
Rezultatul calculului este indicat în tabelul 10.5.5.

Atenuarea zgomotului în gurile de aer

La gurile de aer se produc reflexii ale undelor sonore către sursa de zgomot ceea ce, din punctul de vedere al gurii de aer, reprezintă o atenuare. Atenuarea poate fi determinată cu ajutorul graficului din fig. 10.5.12 în funcție de frecvența f și suprafața gurii de aer S.

Atenuarea zgomotului în elementele agregatelor de climatizare. Fără a fi considerate concludente, mai necesi-

tând cercetări experimentale, datele referitoare la atenuarea zgomotului în elementele agregatelor de climatizare pot fi utilizate, în practică, după indicațiile din tabelul 10.5.6, ca orientative.

Atenuarea în orificiile camerelor de presiune

Plafoanele perforate sunt prevăzute deasupra lor cu camere de presiune pentru asigurarea uniformității introducerii aerului. Atenuarea zgomotului la trecerea aerului din camera de presiune prin panourile perforate se poate determina cu ajutorul relației 10.5.12:

$$\Delta L_w = 20\,lg\frac{\pi f\left(d+1,6r\right)}{c\cdot p}\ [dB] \qquad (10.5.12)$$

în care:

f - este frecvența;

d - grosimea plăcii perforate;

r - raza perforațiilor;

$c = 332,4 + 0,6\cdot\theta$ - viteza sunetului;

θ - temperatura aerului;

p - gradul de perforare al plăcii.

Relația 10.5.12, în care s-a notat:

$a = (d + 1,6r)/p$ - este reprezentată grafic în fig. 10.5.13.

Deoarece atenuarea într-un plafon perforat nu poate depăși atenuarea într-un plafon echivalent neperforat, valorile

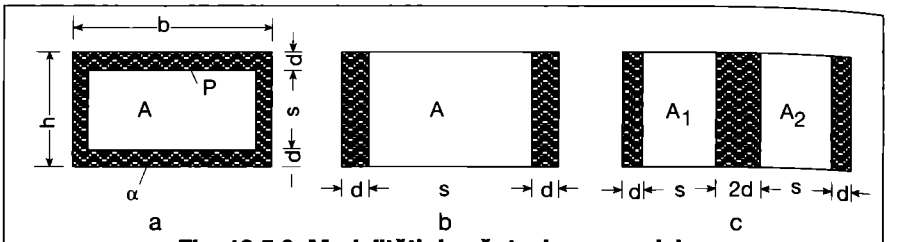


Fig. 10.5.2. Modalități de căptușire a canalelor:
a - toți pereții; b - doi pereți; c - doi pereți + 1 miez.

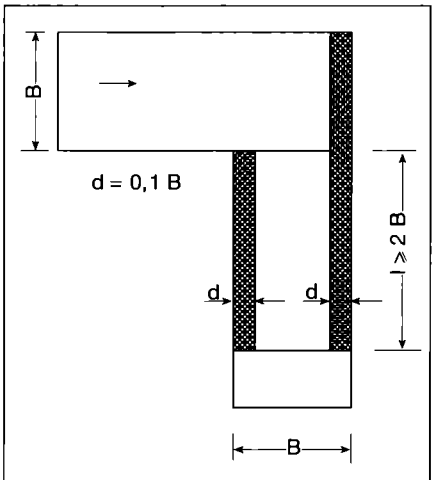


Fig.10.5.3. Căptușirea la schimbarea direcției.

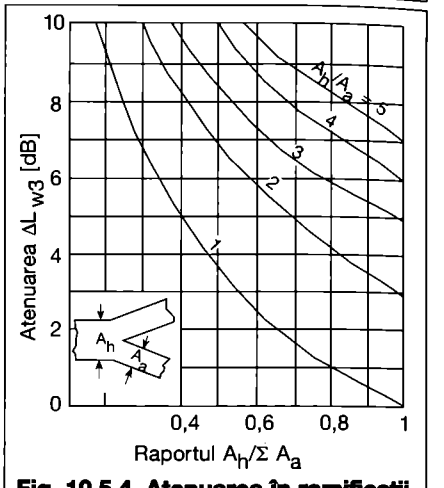


Fig. 10.5.4. Atenuarea în ramificații, în [dB].

Tabelul 10.5.2. Coeficientul de absorbție α pentru elemente de construcții.

Elementul de construcții	Frecvența [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
A. Pereți, planșee, pardoseli						
Beton, netencuit	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Marmură, cahle smălțuite	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Perete din cărămidă, tencuit și vopsit cu vopsea de ulei	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
Perete din cărămidă, tencuit cu tencuială de var și ciment	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05
Perete din cărămidă, tencuit și tapetat	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08
Bitum pe beton	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
Linoleum direct pe beton	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
Cauciuc de 5 mm pe beton	0,04	0,04	0,08	0,12	0,13	0,10
Pardoseală din lemn pe asfalt	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07
Saltea moale de 10 mm pe beton	0,09	0,08	0,21	0,26	0,27	0,37
B. Pereți căptușiți, plăci acustice ș.a.						
Saltea din vată minerală, 25 mm	0,09	0,23	0,53	0,72	0,75	0,77
Saltea din vată minerală, 50 mm	0,20	0,53	0,74	0,78	0,75	0,77
Saltea din vată minerală, 100 mm	0,68	0,84	0,82	0,78	0,75	0,77
50 mm lemn direct pe perete	0,10	0,07	0,05	0,05	0,04	0,04
16 mm lemn pe șipci de 40 mm	0,18	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07
Placaj de 8 mm pe șipci de 50 mm	0,28	0,22	0,17	0,09	0,10	0,11
Placaj de 3 mm pe șipci de 50 mm	0,20	0,28	0,26	0,09	0,12	0,11
Plăci fibrolemnoase perforate de 1"ϕ 4/13, direct pe perete	0,07	0,22	0,47	0,53	0,67	0,51
Plăci fibrolemnoase perforate de 1"ϕ4/13, pe șipci de 25mm	0,21	0,45	0,71	0,52	0,69	0,50
Placi fibrolemnoase perforate de 1/8" ϕ 5/14, pe șipci de 66 mm cu orice fel de saltea în spate	0,13	0,73	0,85	0,72	0,58	0,51
Plăci acustice de 20 mm, lipite pe perete	0,05	0,15	0,55	0,90	1,00	1,00
Plăci acustice de 20 mm, la 20 mm distanță de perete	0,10	0,20	0,85	1,00	1,00	1,00
Plăci șlițate cu saltea în spate	0,19	0,28	0,89	0,64	0,53	0,36
Pardoseli din lemn pe șipci	0,15	0,11	0,10	0,07	0,06	0,07
Covor pe pâslă din păr (grosime medie)	0,05	0,08	0,20	0,30	0,35	0,40
Fereastră cu geam	0,40	0,30	0,20	0,17	0,15	0,10
Draperii grele	0,06	0,10	0,38	0,63	0,70	0,73
Draperii ușoare, 50 % pliuri	0,07	0,31	0,49	0,81	0,66	0,54
Draperii ușoare, 25 % pliuri	0,04	0,23	0,41	0,57	0,53	0,40
Draperii ușoare, 12 % pliuri	0,03	0,12	0,15	0,27	0,37	0,42
Grătare de ventilare 50 % deschise	0,30	0,40	0,50	0,50	0,50	0,40

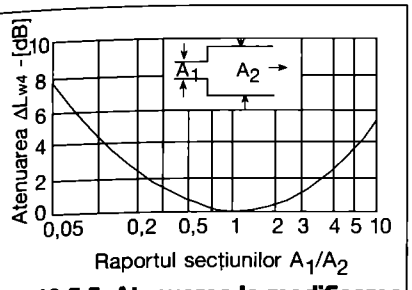


Fig. 10.5.5. Atenuarea la modificarea bruscă a secțiunii.

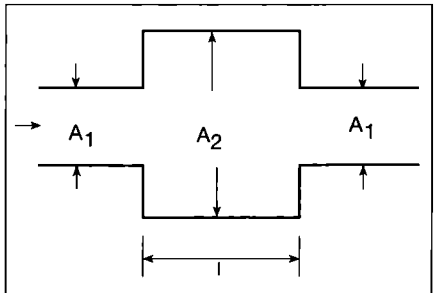


Fig. 10.5.6. Schiță de calcul.

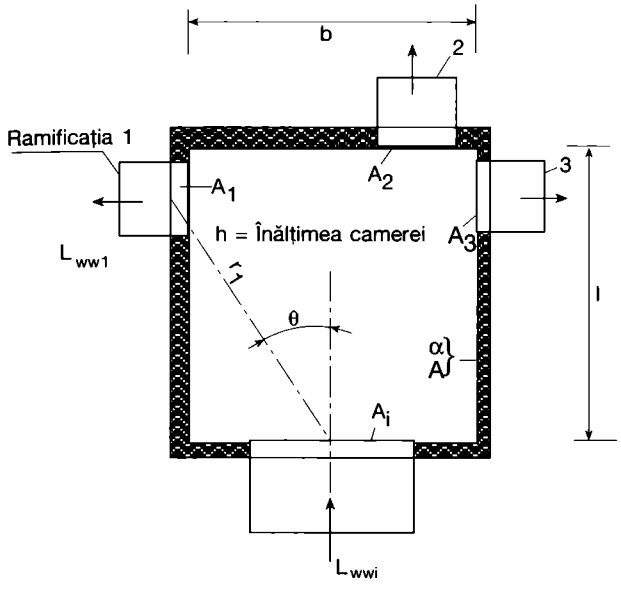


Fig. 10.5.7. Atenuarea în camere căptușite.

Tabelul 10.5.3. Atenuare în coturi fără aripioare de dirijare [dB].

Lățimea canalului B [mm]	Frecvența medie a octavelor, f_m [Hz]						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Fără căptușire							
125	0	0	0	6	8	4	3
250	0	0	6	8	4	3	3
500	0	6	8	4	3	3	3
1000	6	8	4	3	3	3	3
Cu căptușire înainte de cot							
125	0	0	0	6	8	6	8
250	0	0	6	8	6	8	11
500	0	6	8	6	8	11	11
1000	6	8	6	8	11	11	11
Cu căptușire după cot							
125	0	0	0	7	11	10	10
250	0	0	7	11	10	10	10
500	0	7	11	10	10	10	10
1000	7	11	10	10	10	10	10
Cu căptușire înainte și după cot							
125	0	0	0	7	12	14	16
250	0	0	7	12	14	16	18
500	0	7	12	14	16	18	18
1000	7	12	14	16	18	18	18

Tabelul 10.5.4. Atenuarea în coturi/curbe cu secțiune circulară [dB].

Diametrul	Atenuarea, [dB], la frecvențele medii, [Hz]						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125...250	0	0	0	1	2	3	3
280...500	0	0	1	2	3	3	3
530...1000	0	1	2	3	3	3	3
1050...2000	1	2	3	3	3	3	3

atenuării trebuie limitate la circa 35 dB.

Exemplul de calcul 2:

Se determină atenuarea zgomotului într-un plafon perforat alcătuit în mai multe variante:

- Varianta 1: plăci de ipsos de 25 mm cu perforații circulare, având r = 3 mm, așezate la distanțe de 20 mm una de alta.
- Varianta 2: idem, la distanța de 30 mm.
- Varianta 3: plăci de ipsos de 25 mm cu perforații circulare, având r = 2 mm, așezate la 30 mm.
- Varianta 4: panouri din tablă de 1 mm cu perforații circulare, având r = 3 mm, așezate la 30 mm.

Rezolvare

Varianta1:

$$a = \frac{d + 1,6 \cdot r}{p} = \frac{2,5 + 1,6 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,3^2 / 2 \cdot 2} =$$

$$= 42,16 \text{ cm}.$$

$$L_{w1} = 20 \lg \frac{\pi \cdot f}{c} \cdot a =$$

$$= 20 \lg \frac{\pi \cdot f \cdot 42,16}{340 \cdot 10^2} =$$

$$= 20 \lg 0,003895 \cdot f.$$

Varianta 2:

$$a = \frac{2,5 + 1,6 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,3^2 / 3 \cdot 3} = 94,86 \text{ cm}$$

$$L_{w2} = 20 \lg 0,008765 \cdot f$$

Varianta 3:

$$a = \frac{2,5 + 1,6 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,2^2 / 3 \cdot 3} = 202 \text{ cm}$$

$$L_{w3} = 20 \lg 0,01866 \cdot f$$

Varianta 4:

$$a = \frac{0,1 + 1,6 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,3^2 / 3 \cdot 3} = 18,5 \text{ cm}$$

$$L_{w4} = 20 \lg 0,001706 \cdot f$$

Rezultatele atenuării în funcție de frecvență sunt date în tabelul 10.5.7.

După cum se poate vedea din tabel, atenuarea este net superioară la plafoanele perforate nemetalice. Mărirea distanței dintre perforații și micșorarea diametrului acestora conduc la creșterea atenuării.

Atenuatoare de zgomot

Probleme generale

Atenuatoarele de zgomot sunt elemente ale instalațiilor de ventilare sau climatizare care folosesc la atenuarea

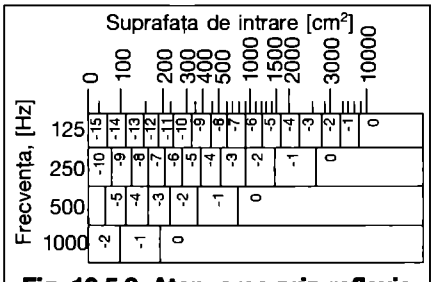


Fig. 10.5.8. Atenuarea prin reflexie la intrarea în cameră, în dB.

zgomotului pe baza unor efecte fizice de absorbție, rezonanță, interferență sau reflexie.

Tipuri constructive

- *Atenuatoare de absorbție.* Eficiența lor este dată de gradul de absorbție al culiselor, amplasate ca în fig. 10.5.14.

Atenuarea se poate calcula cu relația $\Delta L_w = 3\ \alpha\ l/s$, dB, în care α este coeficientul de absorbție pentru jumătate de culisă, d/2.

- *Atenuatoare de rezonanță.* Acțiunea de atenuare este determinată de fenomene de rezonanță cauzate de unde sonore a căror frecvență corespunde cu frecvența proprie a unor corpuri oscilante sau a unor spații de aer cuplate și are loc în apropierea frecvenței de rezonanță. Se cunosc 2 tipuri de atenuatoare de rezonanță (fig. 10.5.15): rezonator cu plăci și de tip Helmholtz.

Cea mai bună atenuare la rezonatorul plat se obține la frecvența de rezonanță,

$$f_0 = \frac{600}{\sqrt{d \cdot G}}\ \text{[Hz]},$$

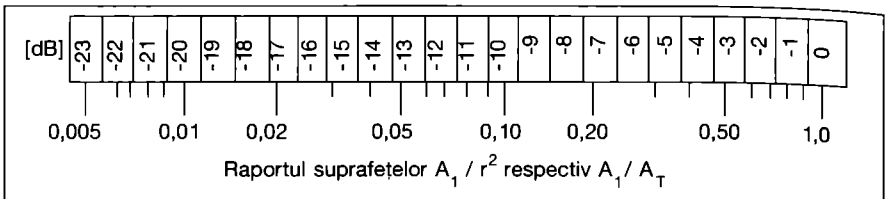


Fig. 10.5.9. Atenuarea prin transmisie directă și reflexie, în camera de amestec.

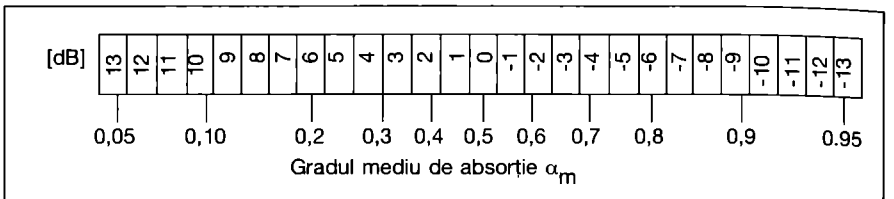


Fig. 10.5.10. Corecția de atenuare pentru grade medii de absorbție.

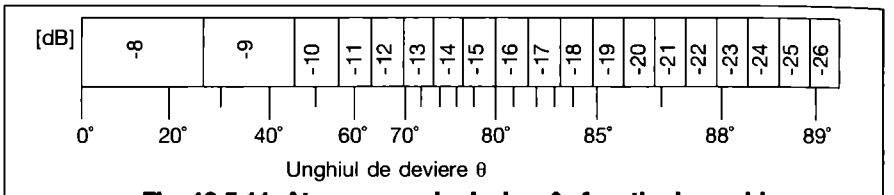


Fig. 10.5.11. Atenuarea prin deviere în funcție de unghi.

Tabelul 10.5.5. Calculul atenuării zgomotului într-o cameră de distribuție a aerului..

	Denumirea	Atenuarea zgomotului	Unitatea de măsură	Frecvența medie a octavelor [Hz] 125	250	500	1000	2000	4000
Relația 10.5.8	Coeficientul de absorbție α, după tabelul 10.5.2.			0,20	0,53	0,74	0,78	0,75	0,77
	$\alpha A = 4{,}48\alpha$			0,896	2,374	3,315	3,494	3,36	3,449
	Coeficientul mediu de absorbție $\alpha_m = 1/5{,}48 \cdot (4{,}48\alpha + 1)$			0,346	0,615	0,787	0,820	0,795	0,812
	Nivelul zgomotului la intrarea în cameră, considerat	L_{wwi}	[dB]	100	100	100	100	100	100
	Reducerea nivelului prin reflexie la intrarea în cameră, după figura 10.5.8 $A_i = 0{,}40\ m^2 = 4000\ cm^2$	C_1	[dB]	-2	0	0	0	0	0
	Reducerea nivelului pentru raportul secțiunilor, după fig. 10.5.9 pentru $A_f/A_T = 0{,}2/5{,}48 = 0{,}0365$	C_2	[dB]	-15	-15	-15	-15	-15	-15
	Pierderi prin absorbție pentru α_m, după fig. 10.5.10	C_3	[dB]	3	-2	-6	-7	-6	-6
	Nivelul puterii acustice indirecte la gura de aer	L_{wwi_1}	[dB]	86	83	79	78	79	79
Relația 10.5.9	Reducerea nivelului prin reflexie la intrarea în cameră, ca mai sus	C_1	[dB]	-2	0	0	0	0	0
	Atenuarea prin transmisie directă, figura 10.5.9 $A_1/r_1^2 = 0{,}20/0{,}986^2 = 0{,}206$	C_1	dB	-7	-7	-7	-7	-7	-7
	Atenuarea prin deviere în funcție de unghi, după fig. 10.5.11 pt. $\theta = 30°$	C_4	[dB]	-9	-9	-9	-9	-9	-9
	Nivelul puterii acustice directe la gura de aer	L_{wwd_1}	[dB]	82	84	84	84	84	84
	Nivelul total al puterii acustice la gura de aer, după relația 10.5.7, prin însumarea logaritmică (§ 10.1)	L_{ww_1}	[dB]	87,45	86,54	85,19	84,97	85,19	85,19
	Atenuarea produsă de camera de distribuție, după relația 10.5.6	ΔL_{w1}	[dB]	12,55	13,46	14,81	15,03	14,81	14,81
	Dacă se făcea căptușirea cu vată minerală de 25 mm (valori aproximative)	L_w	[dB]	13	13	13	15	15	15

în care:
G - masa membranei [kg/m^2];
d - distanța membranei față de peretele rigid [cm].

Frecvența de rezonanță la rezonatorul Helmholtz este dată de relația

$$f_0 = \frac{c}{200\pi}\sqrt{\frac{\varphi}{dl}},$$

în care:
c - viteza sunetului;
φ - raportul dintre suprafața golurilor și suprafața totală;

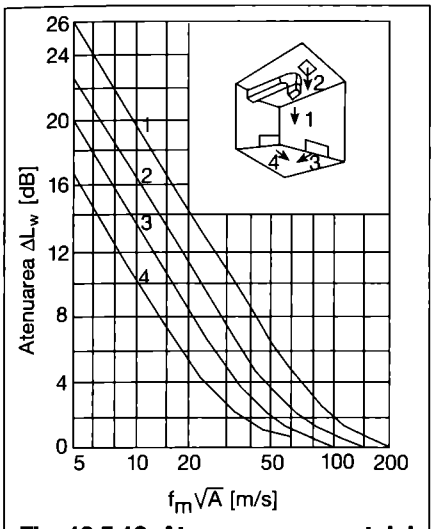


Fig. 10.5.12. Atenuarea zgomotului în gurile de aer.

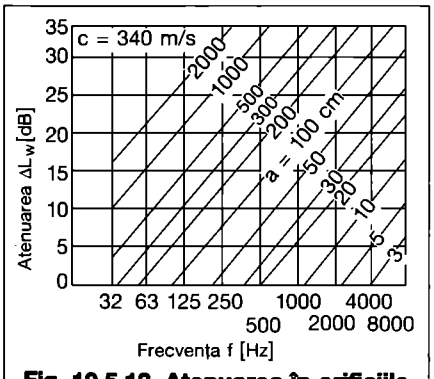


Fig. 10.5.13. Atenuarea în orificiile unui plafon perforat.

d - grosimea camerei de aer;
l - lungimea găurii (șlițului).

- *Atenuatoare de interferență.* Atenuarea este obținută prin interferența undelor care parcurg drumuri diferite (L_{i1}, respectiv, L_{i2}) și care au diferențe de fază (fig. 10.5.16). Cea mai mare atenuare se obține pentru diferența:
$L_{i2} - L_{i1} = 1/2\ \lambda,\ 3/2\ \lambda,\ 5/2\ \lambda$ ș.a.m.d. respectiv pentru frecvențele:
$f = 1/2 \cdot c/(L_{i2} - L_{i1})$, $3/2 \cdot c/(L_{i2} - L_{i1})$ și $5/2 \cdot c/(L_{i2} - L_{i1})$.

- *Atenuatoare de reflexie* care nu se folosesc în domeniul climatizării.

- *Atenuatoare cu laminare.* Materialul fonoabsorbant se așează perpendicular pe direcția curentului de aer (fig. 10.5.17), fluidul trecând prin porii materialului astfel că atenuarea undelor sonore este în funcție de viteza aerului. Atenuarea se poate calcula cu relația:

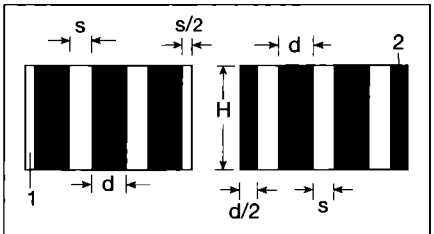


Fig. 10.5.14. Secțiune printr-un atenuator de zgomot:
1 - spații marginale;
2 - culise marginale.

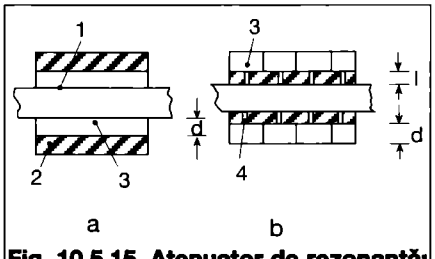


Fig. 10.5.15. Atenuator de rezonanță: *a - rezonator cu plăci; b - rezonator Helmholtz;*
1 - membrană; 2 - material absorbant;
3 - spațiu de aer; 4 - gaură (șliț).

$$\Delta L_w = \frac{38,5 \cdot l \cdot f}{c}\left[\sqrt{1+\left(\frac{v}{2\pi\rho f l}\right)^2} - 1\right]^{\frac{1}{2}} \quad [\text{dB}] \qquad (10.5.13)$$

în care:
l - lungimea atenuatorului;
f - frecvența;
ρ - densitatea aerului;
v - viteza aerului prin material.

Performanțele atenuatoarelor

Realizarea practică a elementelor componente ale atenuatoarelor de zgomot poate să îmbrace diverse forme (fig. 10.5.18).

Frecvența limită inferioară f_i, la care se realizează încă 1/3 din atenuarea maximă, ΔL_{wmax} se poate determina cu relația:

$$f_i = \frac{\rho \cdot c^2}{20\pi v d} \quad [\text{Hz}] \qquad (10.5.14)$$

d - grosimea camerei de aer (fig. 10.5.18 D).

Atenuarea realizată:

$$\Delta L_{wi} = \frac{0,08 \cdot f_i \cdot l}{\sqrt{\frac{s}{d}+\left(\frac{s}{d}\right)^2}} = \frac{\rho \cdot c^2 \cdot l}{785 \cdot v \cdot \sqrt{sd + s^2}}$$

[dB] (10.5.15),

unde:
s - este distanța dintre culise;
l - lungimea atenuatorului.

Atenuarea maximă este:

$$L_{wmax} = 0,16\frac{d}{s} f_i \cdot l = \frac{\rho \cdot c^2 \cdot l}{293 \cdot v \cdot s} \quad [\text{dB}] \qquad (10.5.16).$$

Pentru frecvențe $f > c/(2 \cdot s)$, atenuarea se reduce puternic. Deoarece prin carcasele atenuatoarelor se transmite zgomot atenuarea acestora trebuie considerată maximum 40 dB. Dacă se cere o atenuare mai pronunțată se prevăd două atenuatoare prevăzute cu o legătură elastică între ele.

Atenuatoarele se construiesc în 2 variante de bază: dreptunghiulare, cu culise și cilindrice, fără sau cu miez. În

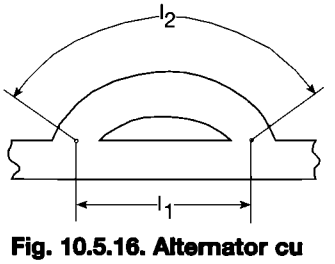


Fig. 10.5.16. Alternator cu interferență.

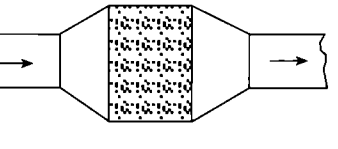


Fig. 10.5.17. Atenuator cu obturare.

Tabelul 10.5.6 Atenuarea zgomotului (puterii acustice) în elementele agregatelor de climatizare [dB].

Elementul agregatului	Frecvența medie Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Baterie de încălzire	1	1	0	0	1	2	3	1
Baterie de răcire	4	2	0	2	6	8	5	7
Separator de picături	3	1	3	5	5	7	5	3

Tabelul 10.5.7 Atenuarea zgomotului (puterii acustice) în plafoane perforate [dB].

Varianta	Frecvența medie [Hz]							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	-	-	-	5,8	11,8	17,8	23,8	29,9
2	-	0,8	6,8	12,8	18,8	24,9	30,9	36,9[x]
3	1,4	7,4	12,4	19,4	25,4	31,4	37,5[x]	43,5[x]
4	-	-	-	-	4,6	10,7	16,7	22,7

[x] atenuarea reală nu poate depăși 35 dB; a se vedea precizarea anterioară.

fig. 10.5.19 sunt indicate curbele atenuatoarelor de tip TROX.

Ecranarea zgomotului

Printr-o delimitare parțială a sursei de zgomot sau prin intercalarea unui perete căptușit pe ambele fețe cu material fonoabsorbant se poate reduce nivelul de zgomot la receptor (fig. 10.5.20).

Scăderea nivelului de zgomot în încăperi

Nivelul de zgomot al unei surse L_{wS} nu este perceput de un receptor la aceeași valoare ci mai scăzut, L_{wR}. Diferența numerică L_{wS} - L_{wR} reprezintă atenuarea produsă în încăpere. Această atenuare depinde de distanța r dintre sursă și receptor, de coeficientul unghiular CU al sursei de zgomot și de capacitatea de absorbție totală a încăperii A, care se determină cu ajutorul fig. 10.5.21, folosind zona hașurată cuprinsă între $a_m = 0,10$ și $a = 0,15$.

Suma produselor tuturor suprafețelor delimitatoare absorbante (as) și absorbția obiectelor, mobilierului și persoanelor din încăpere determină așa numita capacitate totală de absobție A.

$$A = \sum_n a_n \cdot s_n \qquad [m^2] \text{ Sabine}$$

(Sabine W.C., fizician american, 1868 - 1919).

În continuare se va folosi termenul „Absorbția totală" în loc de „Capacitate de absorbție totală a încăperii".

Determinarea coeficientului unghiular CU se face utilizând fig. 10.5.22. Pentru unghiuri $\alpha \cong 0°$ la valoarea:

$f_m\sqrt{s} \geq 100$ se adaugă valoarea 2.

Curbele A, B, C, D corespund amplasării gurilor de aer din fig. 10.5.23.

Atenuarea produsă de încăpere se determină cu ajutorul fig. 10.5.24.

Exemplul de calcul 3: Se determină atenuarea într-o încăpere având volumul $V = 500$ m³ prevăzută cu o gură de refulare de tip anemostat (curba A din fig. 10.5.23) cu $A = 0,16$ m², amplasată la distanța $r = 6$ m față de receptor și făcând un unghi $\alpha = 45°$ față de orizontală.

Rezolvarea: din fig. 10.5.21 pentru $V = 500$ m³ și $a_m = 0,125$ rezultă $A = 50$ m² Sabine. Coeficientul unghiular pentru $f_m = 250$ Hz și

$f_m\sqrt{A} = 250\sqrt{0,16} = 100$,

rezultă, din fig. 10.5.22, $CU = 1,72$.

Cu ajutorul fig. 10.5.24 se obține:

$\Delta L_w = L_{wS} - L_{wR} = 10,5$ dB.

Calculul atenuării zgomotului într-o instalație. Alegerea atenuatoarelor de zgomot

Alegerea atenuatoarelor de zgomot (în cazul încăperilor care necesită un nivel de zgomot redus) reprezintă o etapă importantă în proiectarea instalațiilor de climatizare și ventilare. În funcție de precizia cerută la determinarea nivelului acustic (de zgomot) al încă-

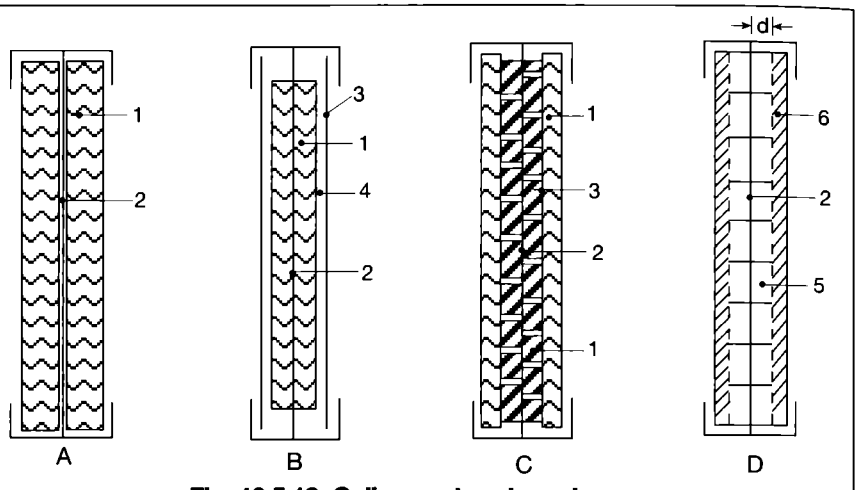
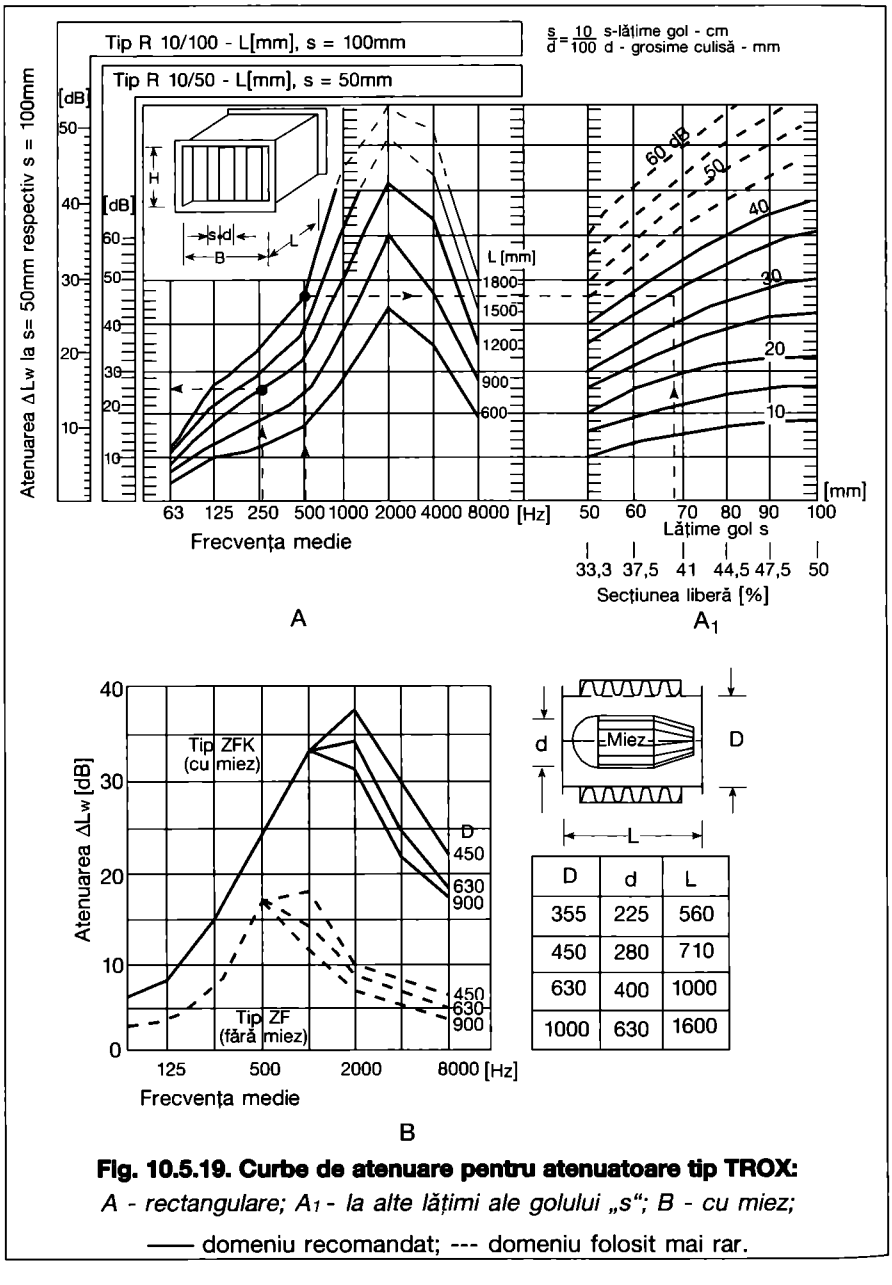


Fig. 10.5.18. Culise pentru atenuatoare:

A - atenuator de absorbție; B - atenuator cu rezonanță; C - atenuator cu rezonanță și absorbție; D - atenuator cu relaxare;

1 - material absorbant; 2 - perete median; 3 - membrană; 4 - spațiu de aer; 5 - cameră de aer; 6 - plăci poroase.



D	d	L
355	225	560
450	280	710
630	400	1000
1000	630	1600

Fig. 10.5.19. Curbe de atenuare pentru atenuatoare tip TROX:

A - rectangulare; A_1 - la alte lățimi ale golului „s"; B - cu miez;

—— domeniu recomandat; --- domeniu folosit mai rar.

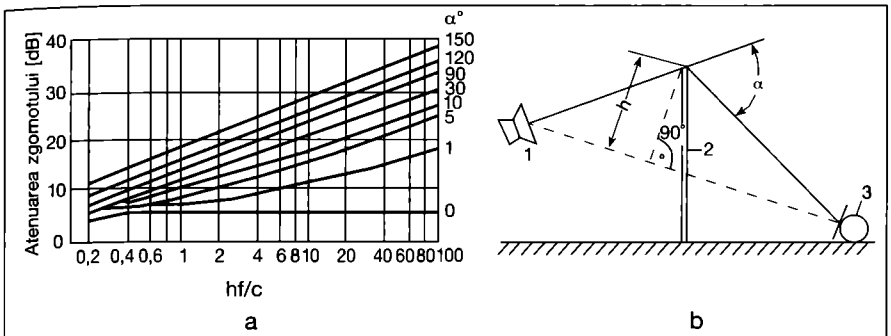


Fig. 10.5.20. Reducerea zgomotului prin ecranare:
a - nomogramă; b - schemă;
1 - sursa de zgomot; 2 - obstacol; 3 - receptor.

perii, se aplică metoda exactă sau metoda redusă. Este recomandabil să se efectueze calcule de atenuare cel puțin cu metoda redusă.

Calculul atenuării zgomotului prin metoda exactă

Această metodă ia în considerare, de regulă, domeniul octavelor de frecvență medie cuprinse între 125 și 4000 Hz, mai rar, între 63 și 8000. Se aplică pentru determinarea exactă a atenuatoarelor de zgomot, dar și în cazul în care frecvența dominantă nu se găsește în zona 250 Hz.

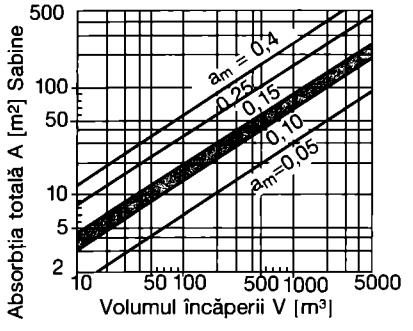


Fig. 10.5.21. Absorbția zgomotului în încăperi; zona haşurată este cea recomandată.

Determinarea atenuatorului de zgomot se face prin intermediul unui exemplu de calcul pentru o instalație ale cărei date sunt:
- volumul încăperii studiate: $V = 400$ m³;
- debitul de aer al încăperii: $\dot{V} = 1944$ m³/h;
- diferența totală de presiune: $\Delta p = 500$ Pa;
- nivelul admisibil estimat al presiunii sonore: 30 dB, curba de zgomot, NR 35 (C_z 35);
- ventilator radial cu rotor având paletele curbate înainte, $\dot{V} = 7200$ m³/h = 2 m³/s;
- distanța de gura de refulare a primului loc, $r = 3$ m (sub un unghi de 45°).

Restul datelor sunt înscrise pe fig. 10.5.25, iar rezultatele calculului sunt redate în tabelul 10.5.8.

Calculul atenuării zgomotului prin metoda redusă (după TROX)

În practică s-a constatat că ventilatoarele determină un nivel de zgomot care are partea dominantă în domeniul frecvenței de 250 Hz și, în consecință, prin metoda redusă se întocmește un bilanț pentru această frecvență. După calculul nivelului presiunii acustice produs de ventilator se determină suma alcătuită din atenuarea naturală a rețelei de canale, a încăperii și nivelul admisibil al încăperii. Această sumă se scade din nivelul presiunii sonore a ventilatorului. Dacă rămâne o diferență pozitivă aceasta indică atenuarea necesară pe care trebuie să o producă atenuatorul de zgomot. Calculul se efectuează pe un format A4 (fig. 10.5.26) în care se înscriu toate datele.

Metodologia de determinare a atenuării zgomotului prin metoda redusă (fig.10.5.26)

Pentru calcule rapide, determinarea ordinului de atenuare a zgomotului pe cale naturală (în canale drepte, curbe, ramificații și în încăpere) și artificială (în atenuatoare, în tronsoane căptușite la interior) se utilizează metoda firmei TROX sintetizată în fig. 10.5.26.

Se apreciază mai întâi nivelul de zgomot produs de ventilatorul instalației. Valoarea zgomotului se determină în funcție de tipul ventilatorului (ventilator radial cu palete îndreptate înainte/înapoi), de debitul de aer $\dot{V}$ și de presiunea totală a acestuia, Δp_T. Valoarea nivelului de zgomot (citită pe ordonata din dreapta a fig. *A*) se înscrie în

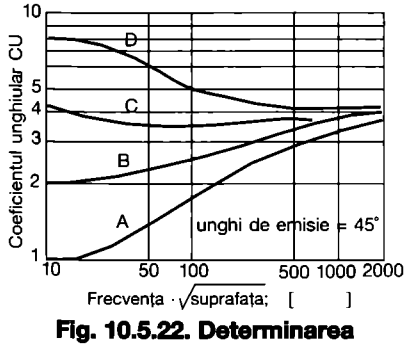


Fig. 10.5.22. Determinarea coeficientului unghiular.

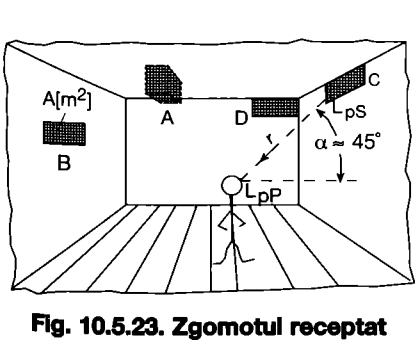


Fig. 10.5.23. Zgomotul receptat în încăpere.

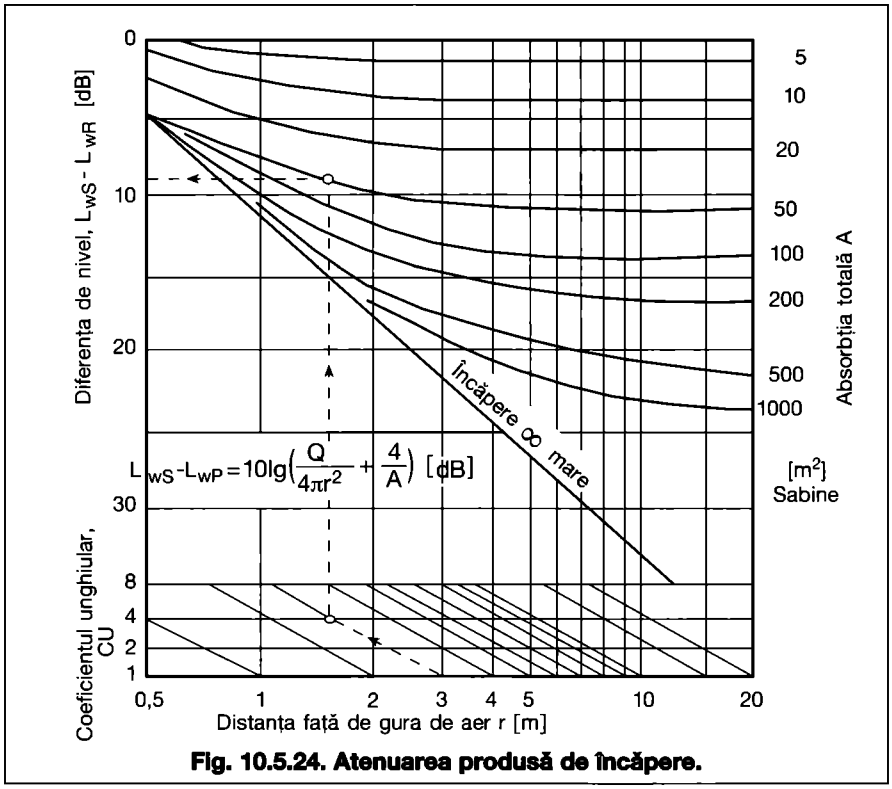


Fig. 10.5.24. Atenuarea produsă de încăpere.

căsuța 1. Nivelul de zgomot admis în încăpere (pentru frecvența de 250 Hz), ales în funcție de destinație, se înscrie în căsuța 2. Diferența dintre nivelul de zgomot produs de ventilator (în cazul exemplului considerat 85,4 dB) și nivelul de zgomot admis în încăpere (34 dB), respectiv: *85,4 - 34 = 51,4* dB, va trebui consumată pe traseu, între ventilator și încăpere, pe cale naturală și artificială.

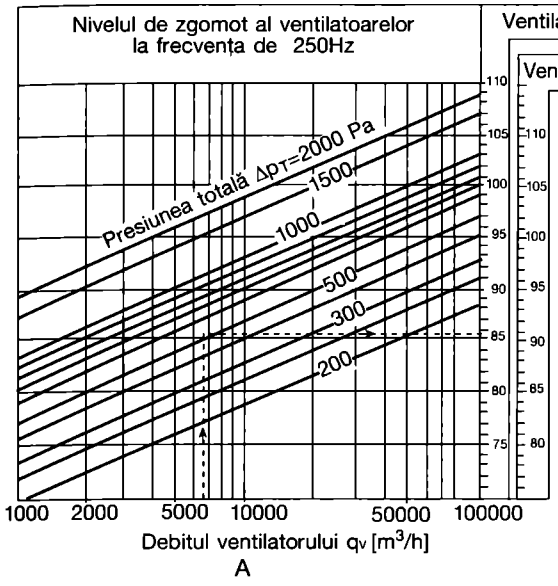
Evaluarea atenuării zgomotului pe

Tabelul 10.5.8. Calculul atenuării zgomotului (metoda exactă).

Nr crt	Denumirea		Unitatea de măsură	Frecvența medie f_m [Hz]						
				63	125	250	500	1000	2000	4000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Anemostat: $f_m \cdot \sqrt{0,09} = 0,3\ f_m$	$f_m \cdot A^{1/2}$	[m/s]	18,9	37,5	75	150	300	600	1200
2	Fig. 10.5.22, curba A (fig.10.5.23) coeficientul unghiular	Q	-	1,1	1,3	1,7	2	2,3	3	3,4
3	Absorbția totală, fig. 10.5.21	A	[m²] Sabine	40	40	40	40	40	40	40
4	Atenuarea încăperii, fig. 10.5.24 r = 3 m	$\Delta L = L_{wS} - L_{wR}$	[dB]	11	10	9,5	9	9	9	9
5	Atenuarea în anemostat, fig. 10.5.12, curba 1	ΔL_{16}	[dB]	14,8	9	3,5	1	0	0	0
6	Atenuarea în cotul 14, tab. 10.5.4, D 250 mm	ΔL_{14}	[dB]	0	0	0	0	1	2	3
7	Atenuarea în ramificația 12, fig. 10.5.4									
8	$A_h/\Sigma A_a = 0,62;\ A_h/A_a = 1,25$	ΔL_{12}	[dB]	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
9	Cotul suplimentar, tab. 10.5.3	ΔL_{12}	[dB]	0	0	0	6	8	4	3
10	Atenuarea în cotul 10, tabel 10.5.4, D 315 mm	ΔL_{10}	[dB]	0	0	0	1	2	3	3
11	Atenuarea în canalul drept 9, tab. 10.5.1									
12	D 315, 12 m lungime	ΔL_9	[dB]	0,72	1,2	1,2	1,8	2,4	2,4	2,4
13	Atenuarea în ramificația 8									
14	Fig. 10.5.4. $\frac{A_h}{\sum A_a} = \frac{600^2}{600^2 + 315^2} = 0,78;\ \frac{A_h}{A_a} = \frac{600^2}{315^2} = 3,63$	ΔL_8	[dB]	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7
15	Tab. 10.5.3 suplimentar 50 % din cot, B = 450 mm	ΔL_8	[dB]	0	0	6	8	4	3	3
16	Atenuarea în canalul drept 7									
17	Tab. 10.5.1, D 600, 15 m lungime	ΔL_7	[dB]	0,45	0,9	0,9	1,5	2,25	2,25	2,25
18	Atenuarea în coturile 6+4 tab. 10.5.4, D 600 m	ΔL_{6+4}	[dB]	0	0	2	4	6	6	6
19	Atenuarea în canalul drept 5									
20	Tab. 10.5.1, D 600, 15 m lungime	ΔL_5	[dB]	0,45	0,9	0,9	1,5	2,25	2,25	2,25
21	Atenuarea în canalul drept 3									
22	Tab. 10.5.1, D 600, 8 m lungime	ΔL_3	[dB]	0,24	0,48	0,48	0,8	1,2	1,2	1,2
23	Atenuarea în cotul 2, Tab. 10.5.3, B = 500	ΔL_2	[dB]	0	0	6	8	4	3	3
24	Atenuarea în canalul drept 1									
25	Tab. 10.5.1, canal 500 x 500	ΔL_{w1}	[dB]	1,2	1,2	0,6	0,3	0,3	0,3	0,3
26	Atenuarea naturală, $\Sigma R_4 + ... R_{25}$	ΔL_p	[dB]	38,76	33,58	40,98	52,8	52,3	48,3	48,3
27	Nivelul presiunii sonore corespunzător curbei NR 35	L_{p1}	[dB]	63	53	46	39,5	35	32	30
28	Nivelul admisibil al presiunii sonore după atenuator, $R_{26} + R_{27}$	L_{pA}	[dB]	101,8	86,6	87	92,3	87,3	80,3	78,3
29	Nivelul presiunii sonore al ventilatorului Ec.10.4.1: 40+20·lg500+10·lg2=40+57=97									
30	Spectrul relativ, fig. 10.4.3			-2	-6	-11	-16	-21	-26	-31
31	Spectrul presiunii sonore căutat	L_{pV}	[dB]	99,8	80,6	76	76,3	66,3	54,3	47,3
32	Atenuarea necesară $R_{31} - R_{28}$ + dB (pt. cel de-al doilea anemostat cu același debit)	ΔL_{pnec}	[dB]	1	-3	-8	-12	-11	-16	-31
	Nu este necesar atenuator de zgomot	ΔL_{paten}	[dB]	1	0	0	0	0	0	0

Fig. 10.5.26. Metoda redusă de calcul al atenuării zgomotului (la 250 Hz, după TROX).

Tipul încăperii	Birou	Secțiunea gurii de aer	A=0,020 m²	Debitul de aer	6500 m³/h
Nivelul de zgomot admis	34 dB(A)	Tipul ventilatorului	radial cu palete curbate înainte	Presiunea totală Δp_T	500 Pa
Volumul încăperii	50 m³				
Distanța de gura de aer	r=1,8 m				



A

85,4 ①

Nivelul de zgomot al ventilatorului la 250 Hz, după diagrama A sau după datele de catalog. Dacă nivelul de zgomot este raportat la $I_0=10^{-12}$ W se scad 10 dB.

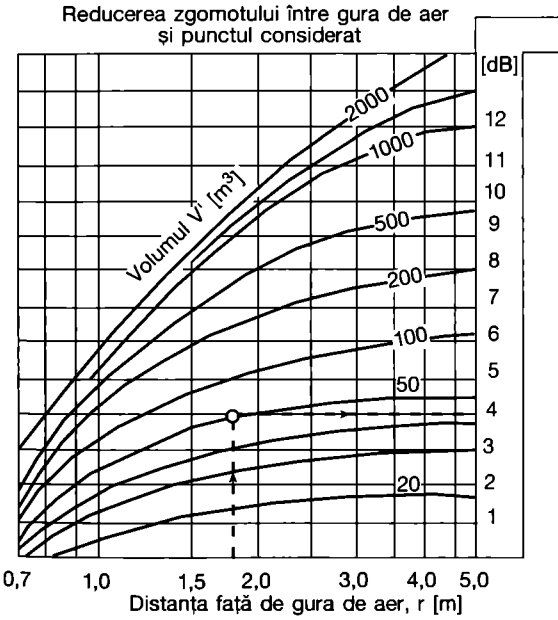
Nivelul de zgomot admis în încăpere la 250 Hz.

DIN-fon	30	-	(35)	-	40	-	45	50
NC	-	15	20	25	-	30	35	40
[dB]	26	30	34	38	40	42	46	51

34 ②

Reducerea zgomotului în încăpere, după diagrama B

4 a



Pentru V' se consideră:
- Încăperi normale V'=V (V-volumul încăperii)
- Încăperi fără atenuare V'=0,5 V
- Încăperi cu atenuare V'=2V

B

C **Atenuare prin reflexie la gura de aer, la secțiunea grătarului A liber** [m2].

[m²]	0,01	(0,02)	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,2	0,3
[dB]	10	(8)	7	6	5	4	4	3	3	2	1

8 b

D **Atenuare prin ramificații $\dot{V}/\dot{V}_1$=4000/800=5.**

$\dot{V}$=debitul ventilatorului
$\dot{V}_1$=debitul grătarului defavorabil

$\dot{V}/\dot{V}_1$	20	18	(15)	10	5
7	4	3	(2)		1
[dB]	13 12	11	10	7	6 5 3 0

7 c

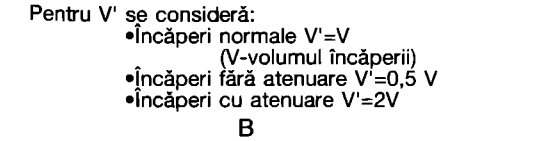
E **Atenuare prin curbe respectiv coturi.**

b sau d [m]		0,25	0,5	1,0	1,5
necăptușit		0	(4)	6	8
căptușit		1	6	11	14
F		0	1	(2)	3

4

- d

2



G **Atenuare prin canale drepte.**

Dimens [mm]	150X150	300X300	600X600	1800X1800
dB/m	0,45	0,4	(0,3)	0,15

6 e

H **Alte atenuări sau corecturi** - f

Nivelul de zgomot+ suma atenuărilor. ②+(a+b+c+d+e+f) 65 ③

Atenuare suplimentară necesară. ①-③ ΔL_W 20 [dB]

Tipul de atenuator ales, mărimea. R10/100-1800 ΔL_W= 20 [dB]

Reducerea zgomotului în atenuatoare TROX la 250 Hz Tip R.

Lungime L[mm]	R10/50	R20/100	(R10/100)	R20/200
900	19	15	11	8
1200	24	21	14	12
1500	29	24	17	14
1800	34	28	(20)	16
2100	39	33	24	19
2400	45	39	27	22

I

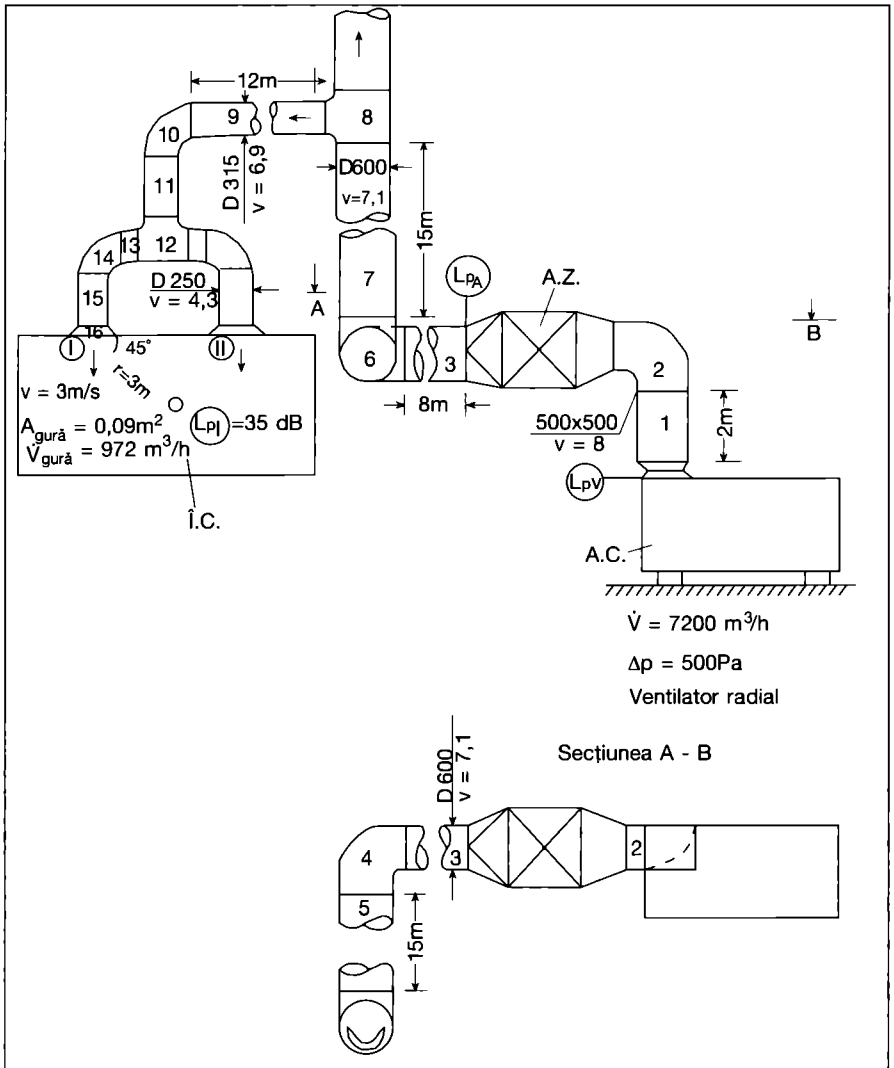


Fig. 10.5.25. Calculul atenuării zgomotului într-o instalație.
IC - încăpere climatizată; AZ - atenuator de zgomot; AC - aparat de climatizare.

cale naturală

- Atenuarea zgomotului în încăperea ventilată (pe distanța dintre gura de refulare și persoana prezentă în încăpere) se determină cu ajutorul graficului *B*. Pentru încăperea din figură, având $V' = V = 60$ m³ și o depărtare de gura de refulare r = 1,8 m, rezultă o atenuare de 4 dB, valoare ce se înscrie în căsuța *a*.

- Atenuarea zgomotului prin reflexie (în gura de refulare) se determină cu ajutorul tabelului *C* în funcție de suprafața grilei de aer, în cazul prezentat 8 dB. Rezultatul se înscrie în căsuța *b*.

- Atenuarea zgomotului în ramificații se determină cu ajutorul tabelului *D*, în funcție de raportul dintre debitul de aer $\dot{V}$ al gurii de refulare (considerată cea mai defavorabilă, respectiv cea mai apropiată de ventilator) și debitul de aer $\dot{V}_1$ al ventilatorului.

Pentru raportul:

$\dot{V}/\dot{V}_1$ = 5, rezultă o atenuare de 7 dB care se înscrie în căsuța *c*.

- Atenuarea zgomotului în coturi căptușite/necăptușite și în curbe se determină cu tabelul *E*, respectiv *F*, iar valorile se trec în căsuțele *d*.

- Atenuarea zgomotului prin canale drepte, în funcție de dimensiunile canalului se calculează cu ajutorul tabelului *G*, iar valorile se trec în căsuța *e*. Suma valorilor trecute în căsuțele a + b + c + d + e, pentru exemplul de față, este de 31 dB și reprezintă atenuarea zgomotului pe cale naturală.

Atenuarea suplimentară sau atenuarea zgomotului pe cale artificială

Se adună nivelul de zgomot admis în încăpere (valoarea 34 din căsuța 2) cu suma atenuărilor (31 dB) rezultând valoarea de 65 dB care se înscrie în căsuța 3. Atenuarea suplimentară necesară va fi dată de diferența valorilor înscrise în căsuțele 1 și 3, respectiv 85,4 - 65 = 20,4 dB sau, rotund, 20 dB. Folosind un atenuator clasic (cu culise) tip *R* având o lungime de 1800 mm, cu grosimea culisei (fonoizolației) de 10 cm și distanța liberă dintre două culise de 100 mm se obține, din tabelul *I* atenuarea dorită de 20 dB.

10.6. Zgomotul indus de canalele de aer

Un canal de aer care traversează o încăpere (fig. 10.6.1) radiază zgomot spațiului prin care trece. Nivelul puterii acustice transmise de un canal se poate determina cu relația:

$L_{wz} = L_{wC} - R - 10lgA_{ca} \cdot A/A_c$ [dB] (10.6.1).

în care:

$R = \Delta L_w + 10\ lgA/A_e$ [dB] (10.6.2).

unde:

L_{wC} - este nivelul puterii acustice în canal;

R - atenuarea zgomotului în peretele canalului de aer;

A_{ca} - secțiunea canalului de aer [m²];

A - suprafața de absorbție a încăperii [m²];

A_c - suprafața laterală a canalului de aer [m²];

ΔL - diferența nivelului acustic [dB];

A - suprafața de încercare a canalului de aer [m²];

A_e - suprafața echivalentă de absorbție a încăperii receptoare [m²].

Mărimea R poate fi determinată cu ajutorul fig. 10.6.2 și 10.6.3.

Zgomotul cauzat într-o încăpere (fig. 10.6.4) de o sursă sonoră existentă în încăperea alăturată, prin intermediul unui canal de aer care traversează ambele încăperi, se poate calcula cu relația:

$$L_{w2} = L_{w1} - 2R - 10\ lg \frac{A_c \cdot A_2}{A_{c_1} \cdot A_{c_2}} \quad [dB]$$

(10.6.3),

în care:

L_{w2} , L_{w1} sunt nivelul puterii acustice în încăperile 1, respectiv, 2;

A_c - suprafața de absorbție în canal [m²];

A_2 - suprafața de absorbție a încăperii receptoare [m²];

A_{c_1}, A_{c_2} - suprafața canalelor [m²].

10.7. Atenuarea vibrațiilor și a zgomotului transmis prin corpuri solide

Relații de bază

Un cadru, pe care se găsesc un motor și un ventilator (pompă) de masă m, amplasat pe un suport elastic poate constitui un sistem oscilant dacă este

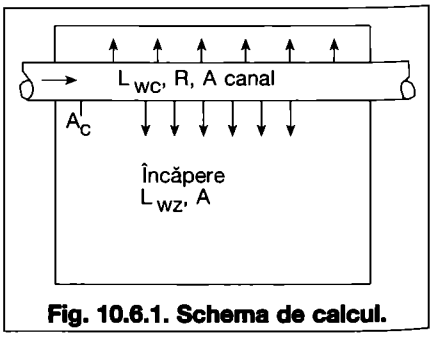


Fig. 10.6.1. Schema de calcul.

supus unor forțe ritmice, sistem care are o frecvență proprie de oscilație f_o. Frecvența proprie este dependentă de comprimarea *e* [cm] a resortului elastic (săgeata statică) sub influența masei *m* în stare liniștită, (fig. 10.7.1) conform relației:

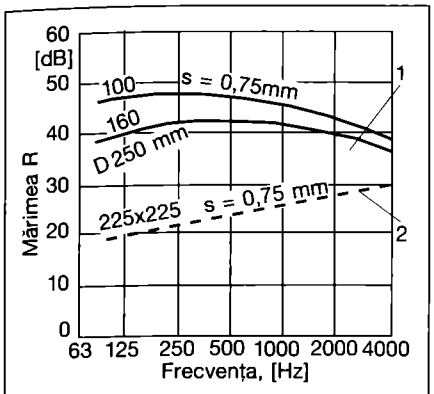


Fig. 10.6.2. Determinarea mărimii R pentru canale din tablă:
1 - canale circulare; 2 - canal rectangular;
s = grosimea tablei [mm].

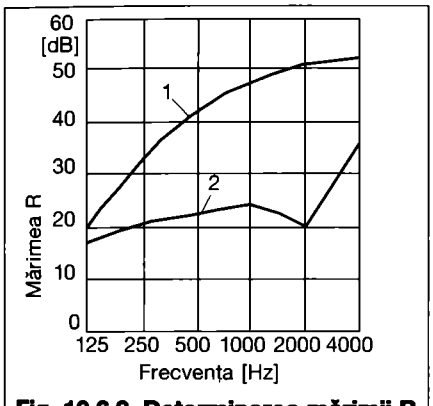


Fig. 10.6.3. Determinarea mărimii R pentru canale căptușite:
1 - canal căptușit cu vată minerală;
2 - canal căptușit cu spumă din poliuretan.

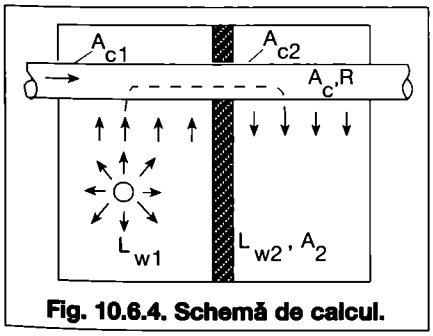


Fig. 10.6.4. Schemă de calcul.

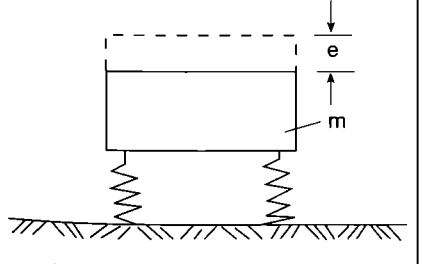


Fig.10.7.1. Sistem oscilant:
m- motor + ventilator.

Tabelul 10.7.1. Caracteristicile dinamice ale unor materiale izolante.

Materialul	E [N/cm²]	d [cm]	r_d [N/cm³]
Umplutură din nisip	780	2,6	300
Plăci ușoare din lână din lemn	520	2,5	210
Plăci din plută	1000...1500	4	250...380
Rogojini din șroturi din plută	110	0,8	150
Plăci din spumă rigidă din polistirol	60...170	1,0	60...170
Idem obținute prin vălțuire	17	1,3	13
Rogojini din fibre din cocos	25	0,7	36
Plăci din vată minerală	20	1,0	20
Pâslă (rulou) din vată minerală	23	1,2	19
Plăci din cauciuc, foarte moale	22,2	3	7,4

Tabelul 10.7.2. Factorul de pierderi prin frecare internă.

Materialul	Factorul de pierderi d_n
Oțel	0,0004
Cauciuc	0,03...0,3
Plută	0,1...0,2
Pâslă, organic-minerală	02...0,3

Tabelul 10.7.2 bis Rezultate-exemplul de calcul 1.

	UM	Plută expandată	Vată minerală
Rigiditatea dinamică $r_d = E/d$,	[kg/cm³]	208	3,83
Frecvența proprie $f_o = 160\ (r_d/m')^{1/2}$	[Hz]	118	16
Raportul frecvențelor $\eta = f/f_o$	-	0,42	3,125
Coef. de transmisibilitate C_T (fig. 10.7.2 la D = 0)	-	1,8	0,12

Tabelul 10.7.3. Amortizoare cu resorturi din oțel, tip AR. Caracteristici.

Tip amortizor	Caracteristici ventilator		Număr amorti-zoare	Coeficient de transmisibilita-te recomandat C_T	Săgeată statică orientativă [cm]
	Turație [rot/min]	Masă [kg]			
AR-1		25-200	4		
		200-300	6		
AR-2	800-1000	300-600	6	0,12-0,10	1,5
		600-800	8		
AR-3		800-1200	8		
		1200-1500	10		
AR-4		300-600	4		
		600-900	6		
	600-800	900-1200	6	0,16-0,12	2,0
AR-5		1200-1600	8		
		1600-2000	10		
AR-6		2000-2500	10		
AR-7		300-600	4		
		600-900	6	0,20-0,16	3,4
AR-8	400-600	900-1200	6		
		1200-1600	8		
AR-9		1600-2000	8		
		2000-2500	10		
AR-10		600-1200	8		
	300-400	1200-1500	10	0,25-0,20	5,0
AR-11		1500-2500	10		
		2500-3000	12		
AR-12		800-1200	8		
	200-300	1200-1500	10	0,35-0,25	8,0
AR-13		1500-2500	10		
		2500-3000	12		

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{e}} \quad [H_z],$$

dar $f_0 = n_0/60$ și deci

$$n_0 = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{e}}.$$

Înlocuind g cu 981[cm/s^2], se obține:

$$n_0 = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{981}{e}} \approx \frac{300}{\sqrt{e}} \qquad (10.7.1)$$

unde:

n_0 - este turația.

Săgeata statică e - este direct proporțională cu masa sistemului m și invers proporțională cu constanta elastică a resorturilor k [N/m] sau [N/cm] și cu numărul acestora z, astfel că se poate scrie:

$$e = mg/zk \qquad (10.7.2).$$

Introducând 10.7.2 în 10.7.1 se obține:

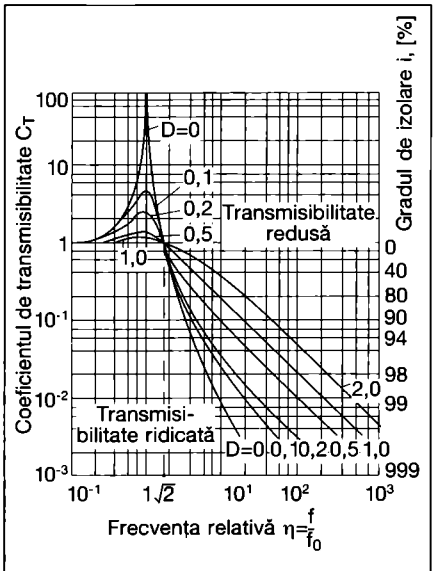


Fig. 10.7.2. Diagramă pentru determinarea coeficientului de transmisibilitate C_T.

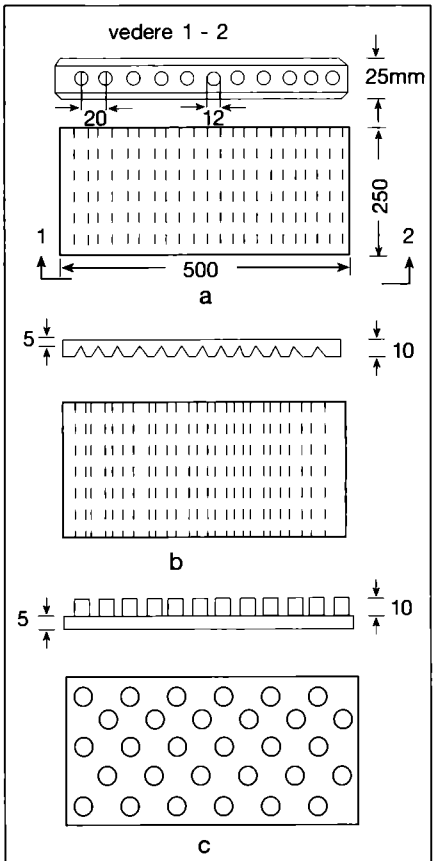


Fig. 10.7.3. Plăci izolatoare din cauciuc moale:

a - cu goluri; b - cu caneluri; c - cu picioruşe cilindrice.

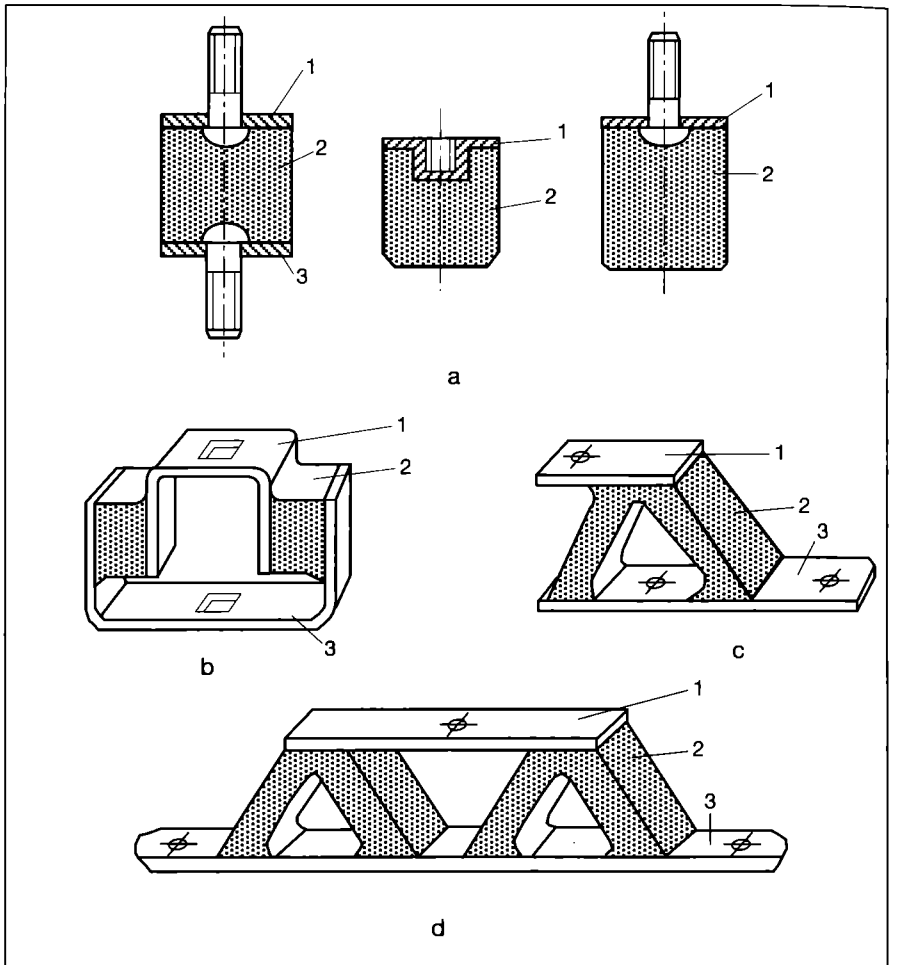


Fig. 10.7.4. Vibroizolatoare din cauciuc:

a - izolatoare rotunde; b - izolator U; c - izolator V; d - izolator W

1- placă de susținere; 2- material vibroizolator; 3 - placă de prindere.

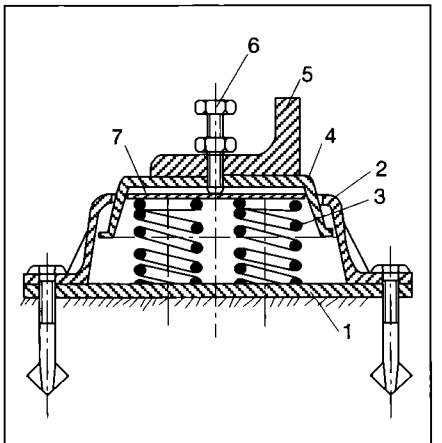


Fig. 10.7.5. Arcuri elicoidale din oțel, ansamblu:

1 - placă de bază; 2 - mantaua izolatorului; 3 - arcuri; 4 - partea superioară a izolatorului; 5 - cadrul mașinii; 6 - șurub de reglare cu contrapiuliță; 7 - placă de presare.

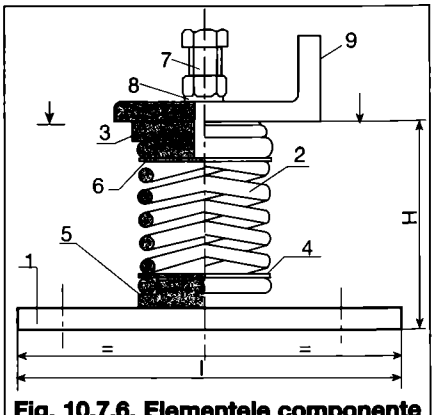


Fig. 10.7.6. Elementele componente ale arcurilor elicoidale din oțel - ansamblu:

1 - placă de bază; 2 - arc; 3 - suport superior; 4 - plăcuță inferioară; 5 - suport inferior; 6 - placuță superioară; 7 - șurub + piuliță M8; 8 - șaibă Grower; 9 - postament ventilator.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{z \cdot k}{m}} \qquad (10.7.3).$$

Dacă resortul elastic se înlocuiește cu o placă amortizoare, de grosime d, se consideră $z = 1$, iar constanta elastică se poate exprima folosind modulul de elasticitate dinamică E:

$$k = EA/d \qquad (10.7.4),$$

în care:

A - este suprafața plăcii elastice, considerată uniform încărcată. Frecvența proprie f_o se mai poate exprima și sub forma:

$$f_0 = K\sqrt{\frac{r_d}{m'}}$$

în care:

$r_d = P_0/e$ rigiditatea dinamică [N/cm³],

K - factor de proporționalitate egal cu 160 dacă r_d se exprimă [N/cm³],

m' - masa raportată la unitatea de suprafață [kg/m²], respectiv, [Ns²/m/m²];

P_o - forța periodică (excitatoare) ce acționează pe unitatea de suprafață [N/cm²].

Corespunzător rigidității dinamice se definește modulul de elasticitate dinamică:

$E = r_d \cdot d$ [N/cm²].

Caracteristicile dinamice ale unor materiale izolante (amortizoare) sunt indicate în tabelul 10.7.1.

Raportul dintre forța transmisă fundației F_F și forța excitatoare F_E se numește *coeficient de transmisibilitate* C_T și se exprimă prin relația:

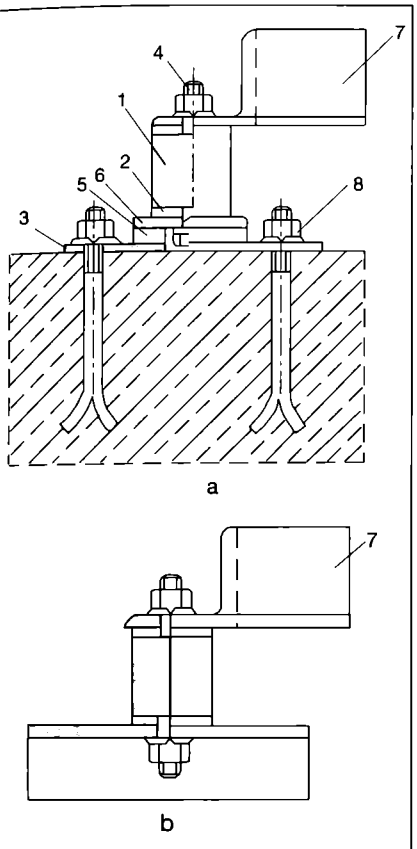


Fig. 10.7.7. Elementele componente ale amortizoarelor cu tampoane din cauciuc:

a - montare pe pardoseală;

b - montare pe consolă;

1- amortizor; 2- disc amortizor; 3 - postament amortizor; 4 - șurub fără cap; 5- suport; 6- piesă distanțier; 7 - postament ventilator; 8 - piuliță șaibă Grower.

Tabelul 10.7.5. Amortizoare cu tampoane din cauciuc, tip AC, caracteristici.

Tip amortizor	Caracteristici ventilator: Turație [rot/min]	masă [kg]	Număr amortizoare	Duritate cauciuc Grade Shore	Coeficient de transmisibilitate C_T	Săgeata statică e [cm]
AC-1		100...400	4			
AC-2	2500···3000	400...600		65	0,03···0,04	0,3···0,4
		600...900				
AC-3		900...1200	6			
AC-4		100...400	4			
AC-5	2000...2500	400...600		60	0,04···0,05	0,4···0,5
		600...900				
AC-6		900...1200	6			
AC-7		200...400	4			
		400...600				
AC-8	1500···2000	600...900	6	57	0,05···0,07	0,5···0,6
		900...1200				
AC-9		1200...1400	8			
		200...400	4			
AC-10		400...600				
	1250···1500	600...900	6	54	0,07···0,08	0,6···0,8
		900...1200				
AC-11		1200...1600	8			
		1600...2000	10			
		200...400	4			
AC-12		400...600				
	1000···1250	600...900	6	50	0,08···0,10	0,8···1,0
		900...1200				
AC-13		1200...1600	8			
		1600...2000	10			

Tabelul 10.7.4. Amortizoare cu resorturi din oțel, tip AR. dimensiuni [mm] (fig. 10.7.6).

Tip amortizor	Placa de bază: lung. l	lat l_1	gros b	Resort: H	D	H_0	d	p	Nr. spire	Plăcuță inferioară, superioară: D_1	g_1	Suport inferior, superior: D_2	D_3	g_2	g_3
AR-1				61,4	34,4	51,4	5,6	8,6	6,5	45,6	2	34,4	45,6	10,6	5,6
AR-2				77,5	33	67,5	7	9,5	7,5	47	2	33	47	12	7
AR-3				73,75	32,5	63,75	7,5	10,5	6,5	47,5	2	32,5	47,5	12,5	7,5
AR-4	140	100	70	93,75	41,5	83,75	8,5	11,83	7,5	58,5	2	41,5	58,5	13,5	8,5
AR-5				93	41	83	9	12,64	7	59	2	41	59	14	9
AR-6				111	40	100	10	13,08	8	60	2	40	60	16	10
AR-7				107,75	41,5	97,75	8,5	14,17	7,5	58,5	3	41,5	58,5	13,5	8,5
AR-8				139	50	129	10	14,25	9,5	70	3	50	70	16	10
AR-9				126,5	59	116,5	11	16,67	7,5	81	3	59	81	17	11
AR-10	180	140	110	132	61	122	9	16,69	8	79	4	61	79	14	9
AR-11				157,75	68,5	147,75	11,5	18,64	8,5	91,5	4	68,5	91,5	17,5	11,5
AR-12				210	70	200	10	17,62	12	90	4	70	90	16	10
AR-13				222	78	212	12	20,42	11	102	4	78	102	18	12

$$C_T = \sqrt{\frac{1+4\eta^2D^2}{\left(\eta^2-1\right)^2+4\eta^2D^2}} \qquad (10.7.5).$$

în care:
$\eta = f/f_o$; ($f = n/60$; $f_o = n \cdot n_p/60$);
f - frecvența excitatoare;
n - turația ventilatorului;
n_p - numărul paletelor rotorului;
D - coeficient de amortizare relativ (sau amortizarea internă a materialului) exprimat cu relația:

$$D = \frac{b}{2\sqrt{mk}} \qquad (10.7.6)$$

cu b - rezistența amortizării [Ns/m].

Rezistența amortizării b se determină din factorul de pierderi d_n al materialului:

$$d_n = \frac{b}{\sqrt{m \cdot k}} = 2D \qquad (10.7.7).$$

Factorul de pierderi prin frecare internă este indicat în tabelul 10.7.2.

Dependența dintre coeficientul de transmisibilitate C_T și raportul frecvențelor η este arătată în funcție de parametrul D în fig. 10.7.2.

Izolatoarele din resorturi elicoidale din oțel nu au amortizare internă ($D = 0$) valoarea factorului de pierderi d_n fiind extrem de redusă (tab. 10.7.2).

Exemplul de calcul 1: Un ventilator centrifugal urmează să fie izolat acustic de clădire prin intermediul unui strat amortizor având grosimea 6 cm. Se consideră: pluta expandată și vata minerală, masa unitară (încărcarea materialului elastic) m' = 380 kg/m²; turația ventilatorului n = 3000 rot/min; frecvența excitatoare, $f = n/60$ = 50 Hz. Calculul se face sub formă tabelară (tab. 10.7.2 bis).

Rezultă că pluta expandată nu poate fi folosită deoarece transmite fundației o forță aproape de 2 ori mai mare decât forța perturbatoare. Vata minerală apare ca foarte potrivită în acest caz pentru amortizarea vibrațiilor.

Pentru aparatele de climatizare de tip dulap, sunt favorabile plăcile izolatoare din cauciuc moale (fig. 10.7.3), plăci care permit o încărcare mare.

În cazul lipsei amortizării interioare ($D = 0$) se utilizează factorul de izolare i definit prin relația:

$$i = 1 - C_T \qquad (10.7.8)$$

care, utilizând raportul frecvențelor $\eta = f/f_o$, devine:

$$i = \frac{\left(f/f_o\right)^2 - 2}{\left(f/f_o\right)^2 - 1} \qquad (10.7.9)$$

sau, în cazul în care se impune gradul

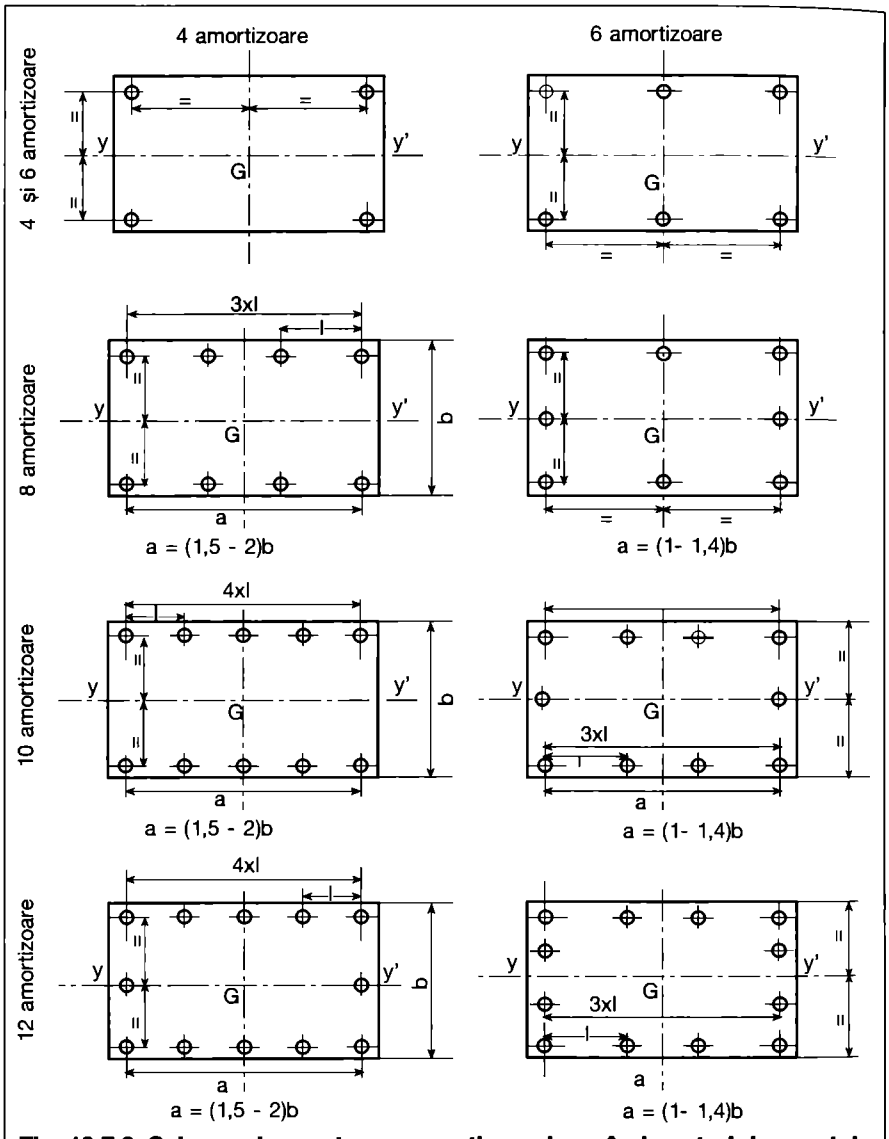
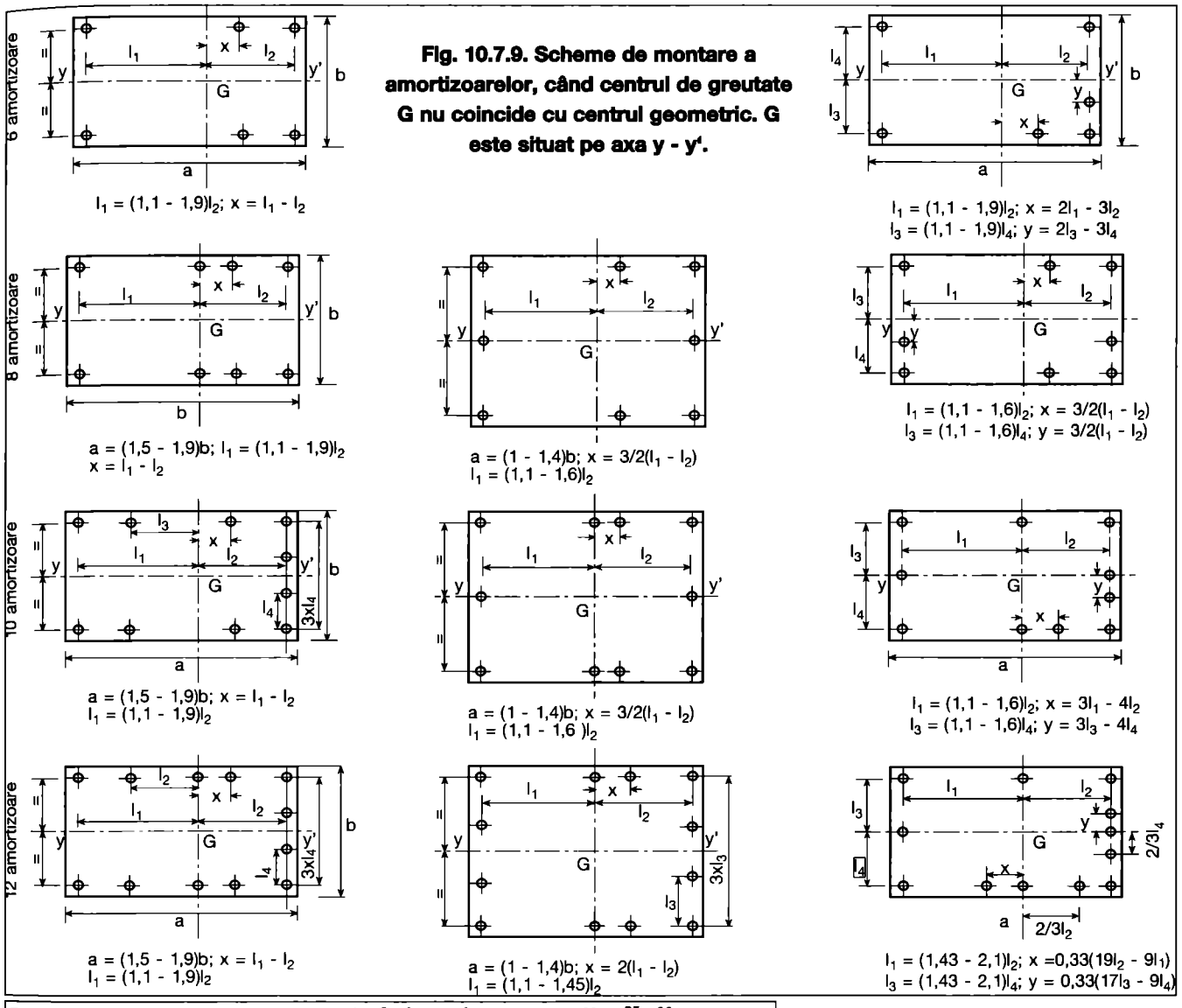


Fig. 10.7.8. Scheme de montare a amortizoarelor, când centrul de greutate G coincide cu centrul geometric.

Tabelul 10.7.6. Amortizare cu tampoane de cauciuc, tip AC, dimensiuni [mm] (fig. 10.7.7).

Tip amortizor	Amortizor				Disc amortizor		Șurub fără cap		Suport amortizor		Piesă de distanțare	
	D	H	H_1	H_2	d	D	M	l	d_1	D_1	d	D_1
AC-1	40	40	48	66	9,5	40	8	23	28	58	9,5	58
AC-2	44	44	52	70	9,5	44	8	23	28	58	9,5	58
AC-3	50	50	58	76	11,5	50	10	26	30	60	11,5	60
AC-4	42	42	50	68	9,5	42	8	23	28	58	9,5	58
AC-5	44	44	52	70	9,5	44	8	23	28	58	9,5	58
AC-6	50	50	58	76	11,5	50	10	26	30	60	11,5	60
AC-7	43	43	51	69	9,5	43	8	23	28	58	9,5	58
AC-8	44	44	52	70	9,5	44	8	23	28	58	9,5	58
AC-9	50	50	58	76	11,5	50	10	26	30	60	11,5	60
AC-10	44	44	52	70	9,5	44	8	23	28	58	9,5	58
AC-11	50	50	58	76	11,5	50	10	26	30	60	11,5	60
AC-12	45	45	53	71	9,5	45	8	23	28	58	9,5	58
AC-13	50	50	58	76	11,5	50	10	26	30	60	11,5	60

Fig. 10.7.9. Scheme de montare a amortizoarelor, când centrul de greutate G nu coincide cu centrul geometric. G este situat pe axa y - y'.



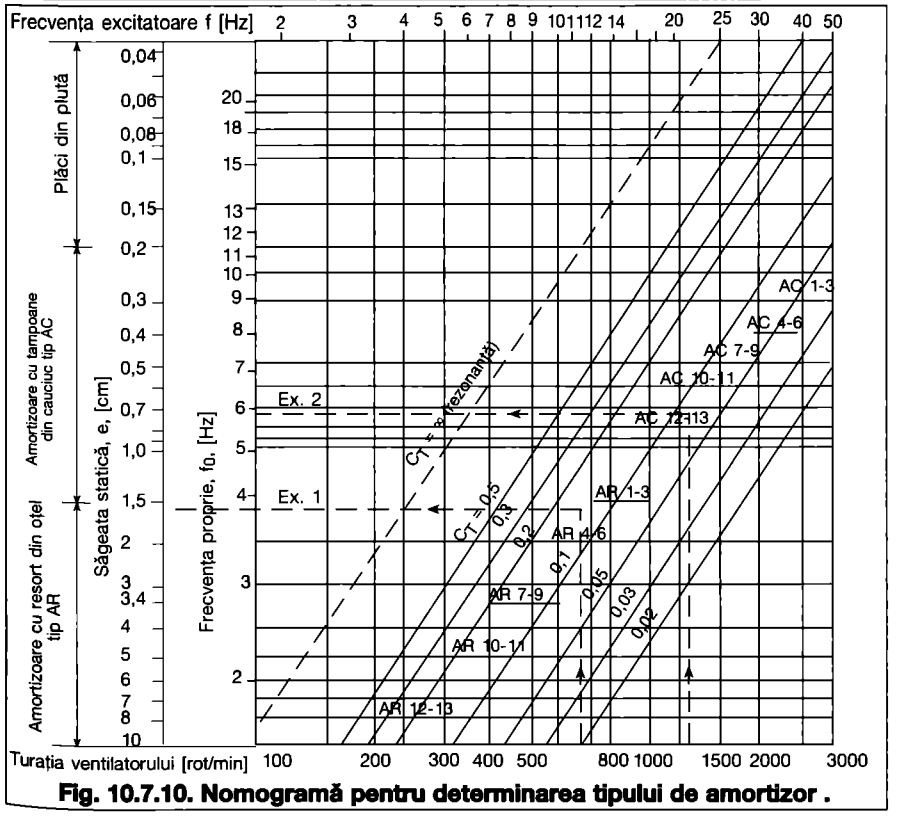


Fig. 10.7.10. Nomogramă pentru determinarea tipului de amortizor .

de izolare, se poate determina frecvența proprie necesară:

$$f_o = f\sqrt{\frac{i-1}{i-2}} \qquad (10.7.10).$$

În practică, pentru a se obține o izolare corespunzătoare împotriva vibrațiilor, se recomandă un grad de izolare i ≥ 0,8. Pentru aceasta, la amortizări mici (D = 0,25) sunt necesare raporturi ale frecvențelor $f/f_o \geq 3$, iar la amortizări mari (D > 0,25) $f/f_o > 4$. În cazul în care sunt mai multe frecvențe perturbatoare (motor, ventilator etc.), hotărâtoare este frecvența cea mai mică.

Izolarea împotriva vibrațiilor se face cu ajutorul vibroizolatoarelor din cauciuc (fig. 10.7.4) acționate la compresie (izolatoare rotunde) sau acționate la forfecare (lunecare) - izolatoare *U, V, W* și cu ajutorul resorturilor elicoidale din oțel (fig. 10.7.5).

Caracteristicile și dimensiunile amortizoarelor cu resort din oțel, tip *AR*, utilizate la noi în țară, sunt indicate în tabelele 10.7.3 și 10.7.4, iar montajul și elementele componente în fig. 10.7.6.

Similar, caracteristicile și dimensiunile

amortizoarelor cu tampoane din cauciuc sunt indicate în tabelele 10.7.5 și 10.7.6, iar montajul și elementele componente în fig. 10.7.7.

Amplasarea amortizoarelor sub placa de susținere a ansamblului format din ventilator și motor se face în conformitate cu indicațiile date în fig. 10.7.8 și 10.7.9.

Determinarea tipului și numărului de amortizoare se poate face, cu ușurință utilizând nomograma din fig. 10.7.10 și tabelele corespunzătoare (tab. 10.7.3 și 10.7.5). Modul de utilizare a nomogramei și de determinare a amortizoarelor se poate urmări în exemplele următoare.

Exemplul de calcul 2:

Se asigură împotriva vibrațiilor un sistem alcătuit din ventilator și motor, amplasate pe o placă de fundație comună.

Masa ventilatorului $m_1 = 265$ kg.

Masa motorului și acționării, $m_2 = 200$ kg.

Greutatea plăcii de fundație $m_3 = 180$ kg.

Total = 645 kg.

Turația motorului $n_1 = 1450$ rot/min - $f_1 = 24{,}17$ Hz.

Turația ventilatorului $n_2 = 660$ rot/min - $f_2 = 11$ Hz.

Se cere un factor de izolare de 85 % ($i = 0{,}85$), respectiv, un coeficient de transmisibilitate $C_T = 1 - i = 0{,}15$.

Rezolvare

a - Determinarea frecvenței proprii a sistemului.

Relația 10.7.10 aplicată celei mai mici frecvențe ($f_2 = 11$ Hz) conduce la:

$$f_0 = f_2\sqrt{\frac{i-1}{i-2}} = 11\sqrt{\frac{0{,}85-1}{0{,}85-2}} =$$

$= 3{,}97$ Hz.

b - Determinarea săgeții statice *e* (relația 10.7.1)

$$e = \frac{g}{(2\pi f_0)^2} = \frac{9{,}81}{(2\pi \cdot 3{,}97)^2} =$$

$= 0{,}016$ m $= 1{,}6$ cm.

Turația ventilatorului $n_2 = 660$ rot/min, ne indică faptul că trebuie să utilizăm amortizoare cu resorturi din oțel, tip AR. Utilizând nomograma din fig. 10.7.10, pentru turația de 660 rot/min și coeficientul de transmisibilitate $C_T = 0{,}15$, rezultă tipul de amortizor AR-4. Se verifică, în același timp, valorile f_0 (respectiv, f_2) și *e*. În mod practic (dacă nu se indică factorul de izolare), pentru determinarea tipului de amortizor se utilizează direct nomograma din fig. 10.7.10 iar pentru numărul de amortizoare, tabelul corespunzător (10.7.3 sau 10.7.5). Pentru exemplu ales rezultă 6 amortizoare tip AR-4 având dimensiunile corespunzătoare tabelului 10.7.6.

Exemplul de calcul 3:

Se determină tipul și numărul de amortizoare pentru asigurarea împotriva vibrațiilor a unui sistem alcătuit dintr-un ventilator cuplat cu un motor prin intermediul curelelor trapezoidale.

Masa ventilatorului $m_1 = 480$ kg.

Masa motorului $m_2 = 275$ kg.

Masa plăcii de fundație $m_3 = 200$ kg.

Total: = 955 kg.

Turația motorului $n_1 = 2950$ rot/min - $f_1 = 49{,}2$ Hz.

Turația ventilatorului $n_2 = 1300$ rot/min - $f_2 = 21{,}7$ Hz.

Se cere un factor de izolare de 92,5 % ($i = 0{,}925$), respectiv, $C_T = 0{,}075$.

Rezolvare:

a - Determinarea frecvenței proprii a sistemului.

Pe baza relației 10.7.10 pentru frecvența cea mai mică $f_2 = 21{,}7$ Hz,

$$f_0 = 21{,}7\sqrt{\frac{0{,}925-1}{0{,}925-2}} =$$

$= 5{,}73$ Hz.

b - Determinarea săgeții statice *e*

$$e = \frac{9{,}81}{(2\pi \cdot 5{,}37)^2} =$$

$= 0{,}0076$ m $= 0{,}76$ cm.

Cu ajutorul nomogramei din fig. 10.7.10 rezultă amortizor tip AC - 11, iar din tabelul 10.7.5 obținem 6 amortizoare din cauciuc.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 11
Recuperarea căldurii

11.1. Probleme generale

Instalațiile de ventilare și climatizare necesită importante cantități de energie termică sau frigorifică pentru tratarea aerului. O parte din această energie este eliminată odată cu aerul evacuat și, ori de câte ori este posibil, ea trebuie recuperată. Cea mai simplă și eficientă metodă de recuperare este recircularea aerului care nu este însă acceptată în toate situațiile, din cauza calității aerului ce trebuie recirculat.

În multe situații există însă și alte surse de căldură care pot fi recuperate (gaze de ardere, apa de răcire a unor utilaje etc.) și, de aceea, pentru recuperarea energiei se utilizează recuperatoare de căldură. Pentru ca un recuperator de căldură să poată fi utilizat în instalațiile de ventilare și climatizare el trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să aibă eficiență ridicată, etanșeitate sporită, sensibilitate acceptabilă la îngheț, pierderi de sarcină moderate, rezistență de coroziune și întreținere ușoară.

11.1.1. Eficiența recuperatoarelor (fig.11.1.1)

Relația generală a eficienței recuperatorului de căldură în care se recuperează atât căldura perceptibilă cât și căldura latentă este, în ipoteza că debitele de aer sunt egale (fig.11.1.2 b):

$$\Lambda = \frac{h_1'' - h_1'}{h_2' - h_1'} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (11.1.1).$$

Similar, se poate defini randamentul schimbului de căldură perceptibilă (fig.11.1.2 a):

$$\Phi_1 = \frac{\theta_1'' - \theta_1'}{\theta_2' - \theta_1'} \cdot 100; \quad \Phi_2 = \frac{\theta_2' - \theta_2''}{\theta' - \theta_1'} \qquad (11.1.2),$$

în care:

$$\frac{\Phi_1}{\Phi_2} = \frac{\dot{M}_2 \cdot c_2}{\dot{M}_1 \cdot c_1},$$

sau a schimbului de căldură latentă:

$$\Psi_1 = \frac{x_1'' - x_1'}{x_2' - x_1'} \cdot 100; \quad \Psi_2 = \frac{x_2' - x_2''}{x_2' - x_1'} \qquad (11.1.1.3),$$

unde:

h_1', h_1'', θ_1', θ_1'', x_1', x_1'' - entalpia, temperatura și conținutul de umiditate inițiale și finale ale aerului proaspăt;

h_2', h_2'', θ_2', θ_2'', x_2', x_2'' - entalpia, temperatura și conținutul de umiditate inițiale și finale ale aerului evacuat [kJ/kg]; [°C] și [g/kg].

Aceste randamente sunt determinate în ipoteza că parametrii finali ai aerului evacuat tind către cei inițiali ai aerului proaspăt și pot fi utilizate pentru determinarea randamentului anual de recuperare.

11.1.2. Randamentul anual de recuperare

Se determină uzual cu relația:

$$Q_a = f_u \cdot f_h \cdot f_z \cdot \dot{M} \cdot q_r \qquad (11.1.4),$$

în care:

Q_a - randamentul anual de recuperare [MWh/an];

f_u - factor de utilizare a instalației și reprezintă raportul dintre numărul de zile de funcționare a instalației și 365 zile;

f_h - factor de funcționare orară (tab. 11.1.1). Dacă instalația funcționează în perioade complementare cu cele prezentate se va lua factorul f_h, complementar până la 1. Astfel, pentru o perioadă de funcționare 19....8, f_h va avea valoarea 1 - 0,4 = 0,6;

f_z - factor de zonă climatică ce are valoarea:

- 0,9 - pentru localități cu un număr de grade - zile mai mic de 3800;
- 1,0 - pentru localități cu numărul de grade-zile cuprins între 3800 și 4200;
- 1,1 - pentru localități cu numărul de grade zile mai mare de 4200;

$\dot{M}$ - debitul masic de aer [kg/s];

q_r - cantitatea de căldură recuperabilă anual pentru 1 kg/s aer proaspăt, în funcție de randamentul de recuperare a căldurii perceptibile (sensibile) Φ (fig. 11.1.3 a și 3 b) sau de randamentul de recuperare a entalpiei Λ (fig. 11.1.3 c).

Curbele sunt trasate pentru o temperatură a aerului evacuat $\theta = 24$ °C și un conținut de umiditate de $x = 7$ g/kg. Debitele de aer evacuat și proaspăt sunt presupuse egale, iar q_{fin} redat în nomogramele precedente reprezintă cantitatea de energie anuală, specifică, necesară a se atinge temperatura sau entalpia limită θ_{fin}, respectiv, h_{lim}. Puterea bateriei de încălzire din instalație este determinată cu relația:

$$q_c = q_{fin} - q_r \qquad (11.1.5).$$

În timpul funcționării recuperatorului există riscul amestecării aerului proaspăt cu cel evacuat și al transmiterii mirosurilor sau a substanțelor nocive către aerul proaspăt, de aceea etanșeitatea recuperatorului devine o calitate importantă pentru acesta.

Etanșeitatea nu depinde de factori mecanici, ci de nivelul presiunilor din recuperator și poate fi îmbunătățită prin realizarea unor presiuni egale în recuperator.

Sensibilitatea la îngheț este, de asemenea, importantă deoarece aerul vehiculat poate îngheța în recuperator reducând schimbul de căldură. Pentru aceasta s-au adoptat, de către diverse firme con-

Tabelul 11.1.1. Factorul de funcționare orară.

Orarul de funcționare [h]	f_h	Orarul de funcționare [h]	f_h	Orarul de funcționare [h]	f_h
6 ... 17	0,41	7 ... 17	0,37	8 ... 19	0,40
6 ... 18	0,45	7 ... 18	0,40	14 ... 23	0,35
6 ... 19	0,49	7 ... 19	0,44	0 ... 24	1

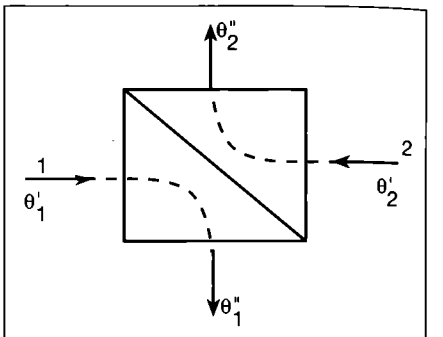


Fig. 11.1.1. Schema unui recuperator:
1 - aer exterior; 2 - aer evacuat.

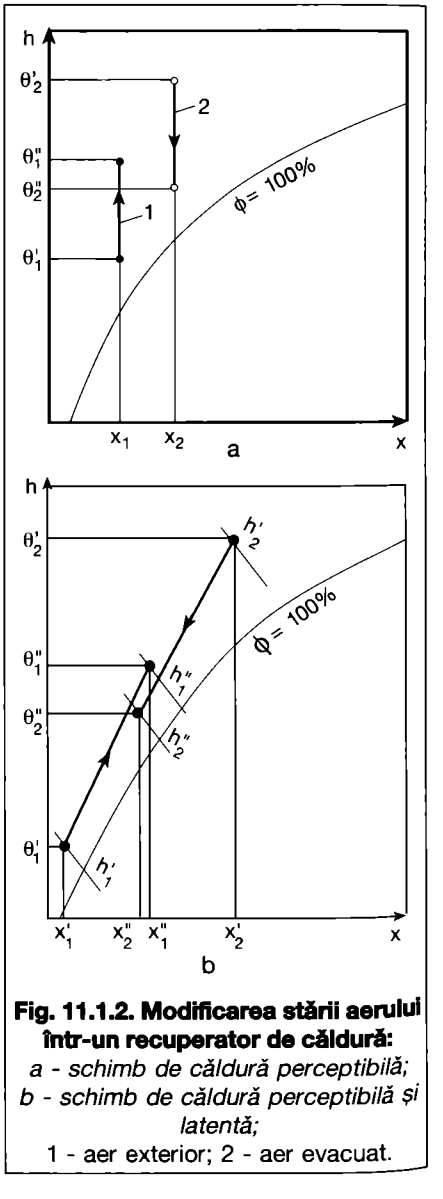


Fig. 11.1.2. Modificarea stării aerului într-un recuperator de căldură:
a - schimb de căldură perceptibilă;
b - schimb de căldură perceptibilă și latentă;
1 - aer exterior; 2 - aer evacuat.

structoare, o serie de mijloace de evitare a înghețului, mai des folosită fiind soluția unei rezistențe electrice pe partea aerului exterior, la intrarea în recuperator.

Rezistența la coroziune trebuie să fie, în unele cazuri, mare deoarece, de multe ori, se recuperează căldură de la surse industriale cu conținut mare de substanțe corozive și se urmărește, de asemenea, recuperarea căldurii latente prin condensarea vaporilor de apă, fapt ce mărește fenomenul de coroziune.

Pentru mărirea rezistenței la coroziune se adoptă măsuri constructive prin alegerea materialului, pentru realizarea recuperatorului, în funcție de condițiile în care va lucra acesta (hârtie, aluminiu, cupru, oțel inoxidabil, sticlă), adoptarea unui material fiind dictată, pe lângă rezistența la coroziune, și de criterii economice.

11.1.3. Sisteme de recuperare

Pentru recuperarea căldurii se utilizează următoarele sisteme:
- regenerative care utilizează un material acumulator de căldură ce poate stoca în masa lui căldura perceptibilă, latentă sau amândouă. Din această categorie fac parte recuperatoarele rotative cu regenerare;
- recuperative care utilizează pentru transferul de căldură o suprafață de schimb, transmițând numai căldură perceptibilă. În această categorie sunt incluse recuperatoarele cu plăci, cu tuburi termice și cu fluid intermediar;
- cu pompă de căldură care utilizează un agent frigorific pentru transmiterea căldurii de la o sursă cu potențial redus.

Toate sistemele pot realiza importante economii de energie dar necesită cheltuieli de investiții și de întreținere astfel că trebuie efectuat un calcul de optimizare înaintea adoptării unui sistem sau a altuia.

11.2. Tipuri constructive de recuperatoare de căldură

11.2.1. Recuperatoare rotative

Sunt alcătuite, în principiu, dintr-un material acumulator de căldură ce se rotește lent cu viteze de 5...10 rot/min și care este străbătut pe aceeași direcție, dar în sensuri contrare, de două curente de aer: proaspăt și evacuat (fig. 11.2.1).

Materialul acumulator este realizat dintr-o folie subțire (de obicei, din aluminiu) cu onduleuri fine, rulată sub formă de cilindru, obținându-se un fagure cu canale fine, cu diametru hidraulic echivalent de 1,5 mm. Materialul este tratat higroscopic și datorită acestui fapt poate recupera atât căldura perceptibilă cât și pe cea latentă și acest lucru se realizează prin fenomene succesive de absorbție-resorbție.

Randamentul de schimb de căldură variază cu viteza aerului și cu pierderile de sarcină și se situează între 70 și 90 %.

Aceste recuperatoare sunt construite pentru debite de 1000...150000 m³/h, pierderi de sarcină de 50...350 Pa și au diametre cuprinse între 950 și 5000 mm.

Pentru a se evita amestecul aerului evacuat cu aer proaspăt, recuperatorul are un sector de purjare unde aerul evacuat este suflat de aerul proaspăt și, de asemenea, se montează ambele ventilatoare în aval de recuperator (fig.11.2.2).

Variația parametrilor în procesul de schimb de căldură este redată în fig. 11.1.2.

Recuperatorul poate fi utilizat și pentru aer din surse industriale unde apar fenomene de coroziune deoarece el poate fi construit din materiale care să reducă acest fenomen.

Parametrii de funcționare și de alegere sunt dați de firmele producătoare, un exemplu este arătat în fig. 11.2.3.

La funcționarea în situația de iarnă există riscul apariției înghețului în recuperator și, pentru evitarea acestui fenomen, se poate utiliza o baterie de preîncălzire sau se poate reduce viteza de rotație a recuperatorului.

Acest tip de recuperator poate fi utilizat în instalații mari (fig. 11.2.4), unde aerul proaspăt este preîncălzit prin intermediul recuperatorului și reîncălzit într-o baterie de reîncălzire sau de la condensatorul unei instalații frigorifice. Instalația

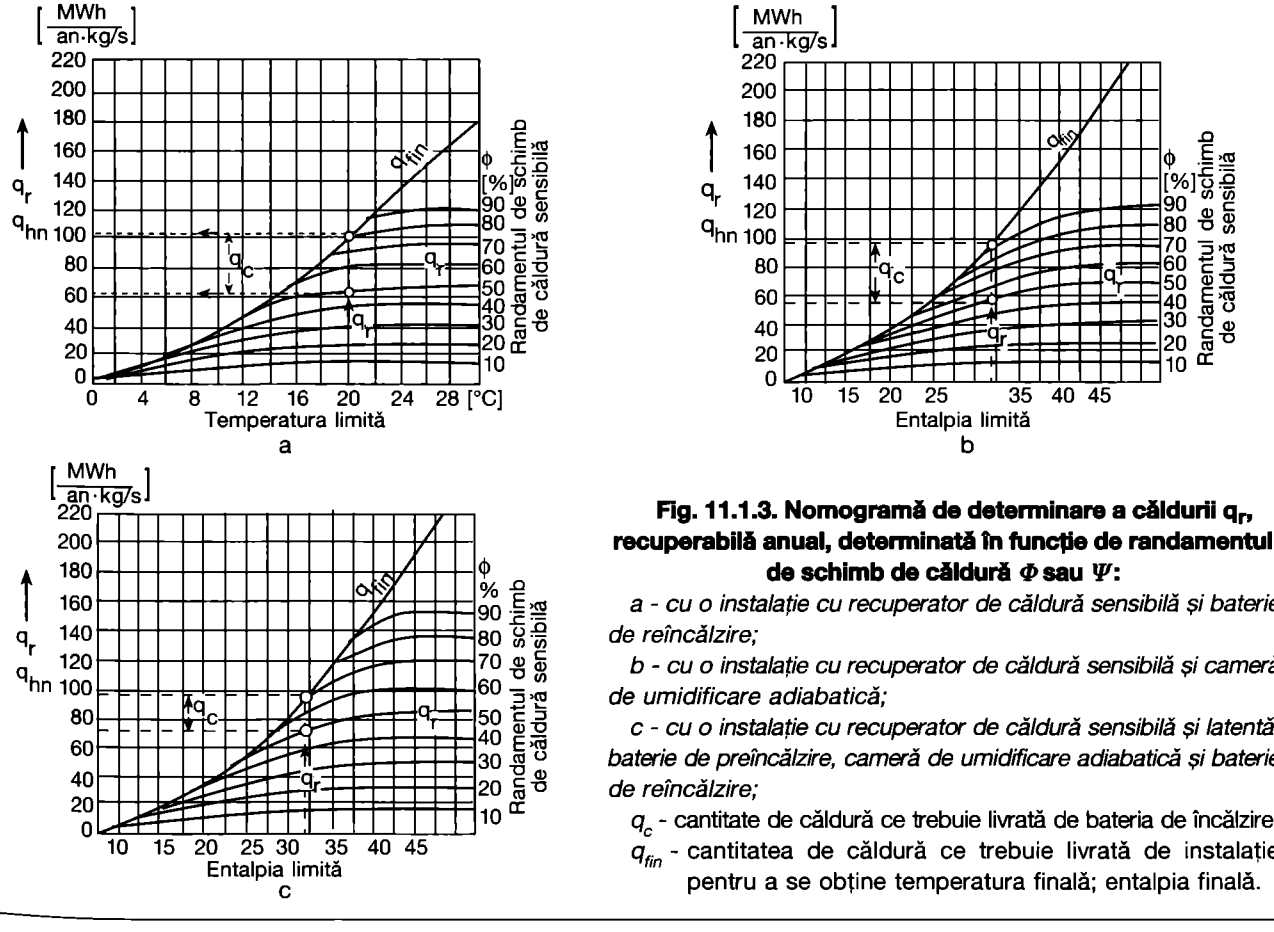


Fig. 11.1.3. Nomogramă de determinare a căldurii q_r, recuperabilă anual, determinată în funcție de randamentul de schimb de căldură Φ sau Ψ:

a - cu o instalație cu recuperator de căldură sensibilă și baterie de reîncălzire;

b - cu o instalație cu recuperator de căldură sensibilă și cameră de umidificare adiabatică;

c - cu o instalație cu recuperator de căldură sensibilă și latentă, baterie de preîncălzire, cameră de umidificare adiabatică și baterie de reîncălzire;

q_c - cantitate de căldură ce trebuie livrată de bateria de încălzire;

q_{fin} - cantitatea de căldură ce trebuie livrată de instalație pentru a se obține temperatura finală; entalpia finală.

funcționează noaptea prin recircularea aerului interior și, în situația în care recuperarea nu este necesară, recuperatorul poate fi ocolit.

Recuperatorul poate fi utilizat și în instalații mici, de acoperiș, ce pot avea cutii de amestec și baterii de preîncălzire pentru ridicarea parametrilor aerului refulat (fig. 11.2.5).

11.2.2. Recuperatoare cu plăci

Sunt acelea în care curenții de aer sunt separați prin intermediul unor plăci din oțel, aluminiu, material plastic etc. dispuse paralel la distanță redusă.

Aerul străbate plăcile în curent încrucișat sau în paralel și nu există nici un fel de contact între aerul proaspăt și cel evacuat. Recuperatorul este un schimbător de suprafață. În interior are loc, în mod obișnuit, doar un schimb de căldură perceptibilă.

Plăcile acestuia pot avea onduleurile în paralel și sunt amplasate la distanțe de 2...10 mm. Recuperatoarele pot fi amplasate în componența unor instalații complexe cu debite mari de aer (fig. 11.2.6) sau a unor instalații mici care pot fi amplasate în încăperile pe care le deservesc (fig. 11.2.7). Unele pot avea baterii de preîncălzire pentru creșterea puterii termice și reducerea riscului de îngheț. Recuperatoarele cu plăci funcționează cu randamente de până la 60...70 % și pierderi de sarcină de 100...250 Pa.

Pentru alegerea acestor tipuri de recuperatoare, fabricanții dau randamentul, de preluare a căldurii perceptibile Φ, în funcție de raportul dintre debitul de aer proaspăt și evacuat (fig. 11.2.8).

Dacă aerul evacuat are un conținut de umiditate mai mare decât al aerului proaspăt și suprafețele plăcilor recuperatorului sunt suficient de reci, pe aceste suprafețe condensează vaporii de apă din aerul evacuat, aerul proaspăt preia astfel și căldura latentă de condensare mărind randamentul de recuperare.

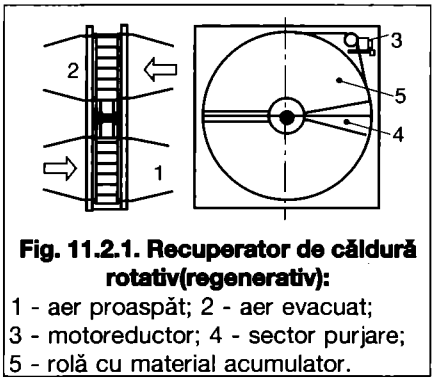


Fig. 11.2.1. Recuperator de căldură rotativ(regenerativ):
1 - aer proaspăt; 2 - aer evacuat;
3 - motoreductor; 4 - sector purjare;
5 - rolă cu material acumulator.

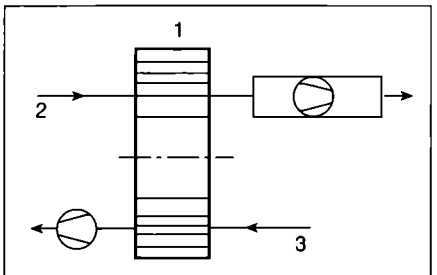


Fig.11.2.2. Amplasarea ventilatoarelor într-o instalație cu recuperator rotativ:
1 - recuperator de căldură rotativ;
2 - aer proaspăt; 3 - aer evacuat.

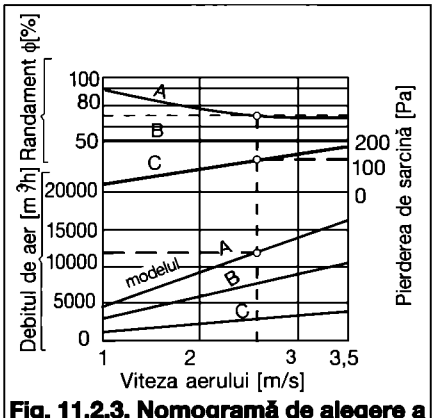


Fig. 11.2.3. Nomogramă de alegere a unui recuperator rotativ.

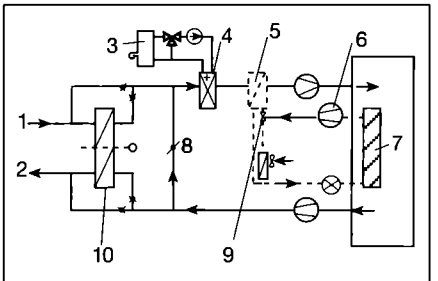


Fig. 11.2.4. Instalație de recuperare a căldurii cu recuperator rotativ și baterie de încălzire:
1 - aer proaspăt; 2 - aer evacuat;
3 - cazan de încălzire; 4 - baterie de reîncălzire; 5 - condensator; 6 - compresor; 7 - mobilier frigorific; 8 - aer recirculat; 9 - robinet de inversare; 10 - recuperator de căldură rotativ.

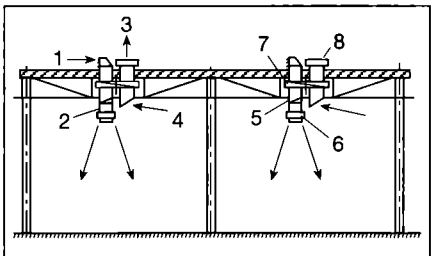


Fig. 11.2.5. Instalație locală de recuperare cu recuperator de căldură rotativ, cutie de amestec și baterie de reîncălzire:
1 - aer proaspăt; 2 - aer recirculat;
3 - aer evacuat; 4 - aer aspirat;
5 - baterie de reîncălzire; 6 - ventilator de refulare; 7 - recuperator rotativ de căldură;8 - ventilator de evacuare.

Creșterea acestuia va putea fi determinată cu ajutorul datelor furnizate de constructorul recuperatorului.

Deși situația este avantajoasă termic, există riscul înghețării vaporilor de apă în recuperator și aerul proaspăt trebuie preîncălzit sau amestecat cu aer evacuat (fig. 11.2.7).

11.2.3. Recuperatoare cu tuburi termice

Utilizează ca dispozitiv de lucru "tubul termic" care este format dintr-un cilindru închis etanș, în care se află un lichid la o presiune scăzută de $4 \cdot 10^{-5}$ mm Hg.

Transferul de căldură se face prin vaporizarea lichidului în partea caldă, de unde preia căldură, și condensarea acestuia la partea rece a recuperatorului, unde cedează căldură de condensare. Lichidul condensat se întoarce în zona caldă, prin gravitație, în cazul poziției verticale, și prin capilaritate, în cazul poziției orizontale, după care ciclul se repetă (fig. 11.2.9).

Tuburile termice pot fi realizate din oțel inoxidabil, cupru, aluminiu, nichel etc. în funcție de agresivitatea gazelor din care se recuperează căldură.

În cazul funcționării orizontale ele trebuie să aibă pe interior o structură permeabilă cu o bună capilaritate care să asigure trecerea condensatului din zona de condensare în zona de vaporizare prin fenomenul de capilaritate. Fluidul de lucru trebuie să fie inert în raport cu tubul și trebuie să aibă următoarele caracteristici:
- tensiune superficială mare, udare bună a structurii, viscozitate mică pentru a asigura o bună pompare capilară;
- căldura latentă de vaporizare mare, conductibilitate termică mare, pentru a facilita transferul de căldură.

Un recuperator este realizat din mai multe asemenea tuburi termice grupate în baterie, având lamele (aripioare) pentru mărirea suprafeței de schimb de căldură pe partea de aer.

Recuperatoarele cu tuburi termice sunt construite pentru debite de aer de 300...30000 m³/h și pot fi utilizate în

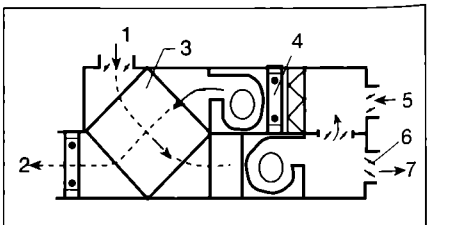


Fig. 11.2.6. Agregat de tratare cu recuperator de căldură cu plăci:
1 - aer aspirat; 2 - aer refulat; 3 - recuperator de căldură; 4 - baterie de reîncălzire; 5 - aer proaspăt; 6 - clapetă de recirculare; 7 - aer evacuat.

centrale de tratare a aerului (fig. 11.2.10 a) sau în instalații individuale (fig. 11.2.10 b).

Alegerea recuperatoarelor cu tuburi termice se efectuează după metodologii și nomograme realizate de producător. Recuperatoarele cu tuburi termice produse de firma SCHUNK se produc în două forme constructive:

I - care se pot monta pe canale verticale (fig. 11.2.11 a) și

II - care se pot monta pe canale orizontale.

Dimensiunile acestor recuperatoare sunt date în tabelul 11.2.1.

Alegerea tipului de recuperator se face prin utilizarea nomogramei de prealegere din fig. 11.2.11 b.

Din nomograma din fig. 11.2.11 c, se determină viteza frontală a aerului exterior și evacuat (cadranul A) pierderea de sarcină a aerului pe cele două circuite (cadranul B) în funcție de numărul de rânduri de țevi. Pentru viteza frontală medie rezultată pentru cele două debite de aer se determină, la numărul de rânduri de țevi ales, și raportul de debite cunoscut $\dot{V}_{ac} / \dot{V}_{ai}$, randamentul de recuperare Φ (cadranele C și D).

11.2.4. Recuperatoare cu fluid intermediar

Sunt formate din două schimbătoare de căldură de tip baterie cu aripioare, amplasate în canalele de aer evacuat și proaspăt. Între cele două baterii circulă un fluid intermediar care preia căldura de la aerul evacuat și o transferă aerului proaspăt. Circulația fluidului intermediar se face cu ajutorul unei pompe, iar în schema recuperatorului este introdus un ventil cu trei căi și o instalație de automatizare (fig.11.2.12).

Ventilul cu trei căi permite limitarea cantității de căldură recuperată, mai ales, în perioadele de tranziție. De asemenea, ajută la evitarea fenomenului de condensare sau de îngheț în bateria de pe aerul evacuat, în situația de iarnă, prin reducerea debitului de fluid intermediar care circulă prin baterii.

Sistemul funcționează bine la instalațiile de ventilare sau climatizare care utilizează numai aer proaspăt și nu necesită trasee comune pentru cele două canale de aer. Sistemul este etanș, are randamente de până la 60 % și permite diverse posibilități de amplasare: a - complet separată; b - suprapusă sau în linie cu cele două schimbătoare de căldură.

El are, totodată, posibilitatea să recupereze căldura în serie de la mai multe surse cu potențial diferit: aer evacuat, gaze de ardere etc. (fig.11.2.13). Adoptarea acestui sistem de recuperare se face pe baza unui calcul de optimizare care ia în considerare faptul că sistemul consumă energie pentru pompare. Dimensionarea se face conform metodologiei proprii schimbătoarelor de căldură folosite.

Tabelul 11.2.1. Dimensiunile recuperatoarelor cu tuburi termice de tip Schunk.

Tipodimensiunea	B lungimea [mm]	T lățimea [mm]	H înălțimea [mm]
TK 20	970	880	416
TK 40	1230	1140	546
TK 65	1570	1480	716
TK 100	1970	1820	876
TK 160	2470	2330	1126

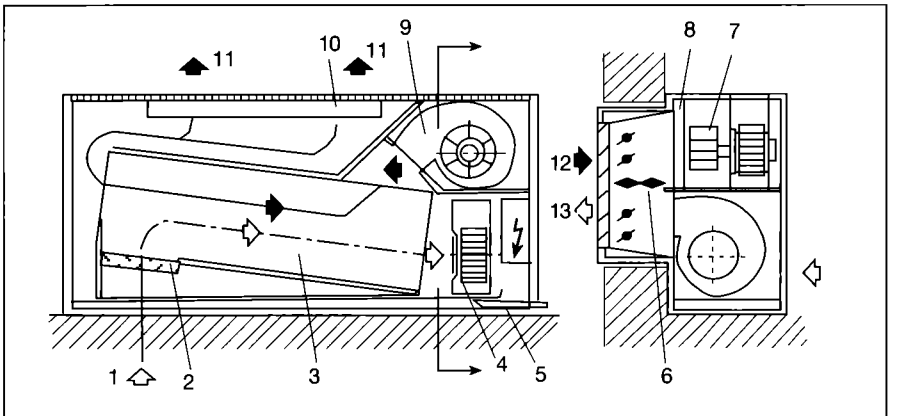


Fig. 11.2.7. Instalație locală de recuperare a căldurii utilizând recuperatoare cu plăci:
1 - aer aspirat; 2 - filtru pe aerul aspirat; 3 - recuperator; 4 - ventilator de refulare; 5 - evacuare condensat; 6 - clapetă de recirculare; 7 - motor electric; 8 - filtru pe aerul proaspăt; 9 - ventilator de refulare; 10 - baterie de reîncălzire; 11 - aerul refulat; 12 - aer proaspăt; 13 - aer evacuat.

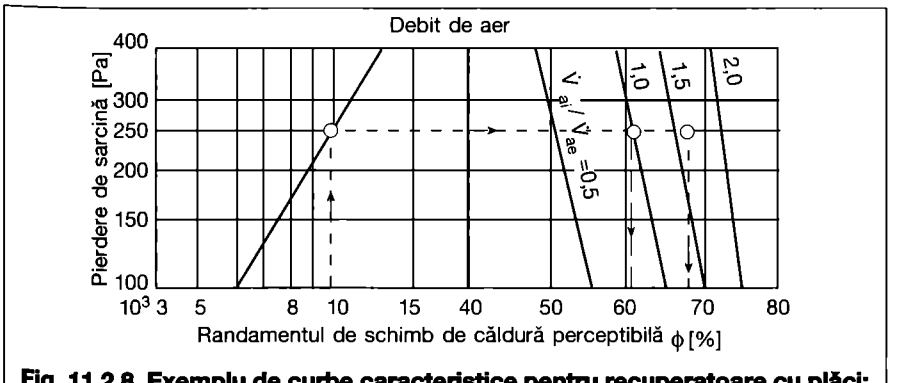


Fig. 11.2.8. Exemplu de curbe caracteristice pentru recuperatoare cu plăci:
$\dot{V}_{ai}$ - debitul de aer evacuat; $\dot{V}_{ae}$ - debitul de aer proaspăt.

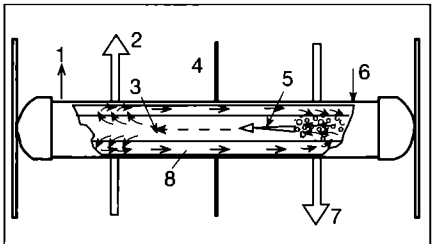


Fig. 11.2.9. Tub termic:
1 - căldură recuperată; 2 - aer proaspăt; 3 - condensare; 4 - perete despărțitor; 5 - evaporare; 6 - căldură evacuată; 7 - aer evacuat; 8 - structură capilară.

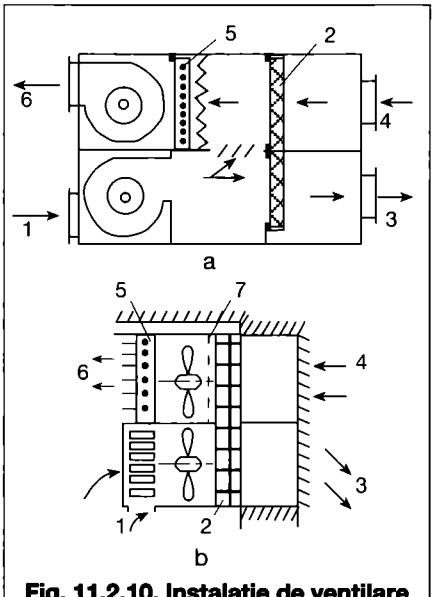


Fig. 11.2.10. Instalație de ventilare având recuperatoare cu tuburi termice:
a - instalație centrală;
b - instalație locală;
1 - aer aspirat; 2 - recuperator cu tuburi termice; 3 - aer evacuat; 4 - aer proaspăt; 5 - baterie de reîncălzire; 6 - aer refulat; 7 - filtru.

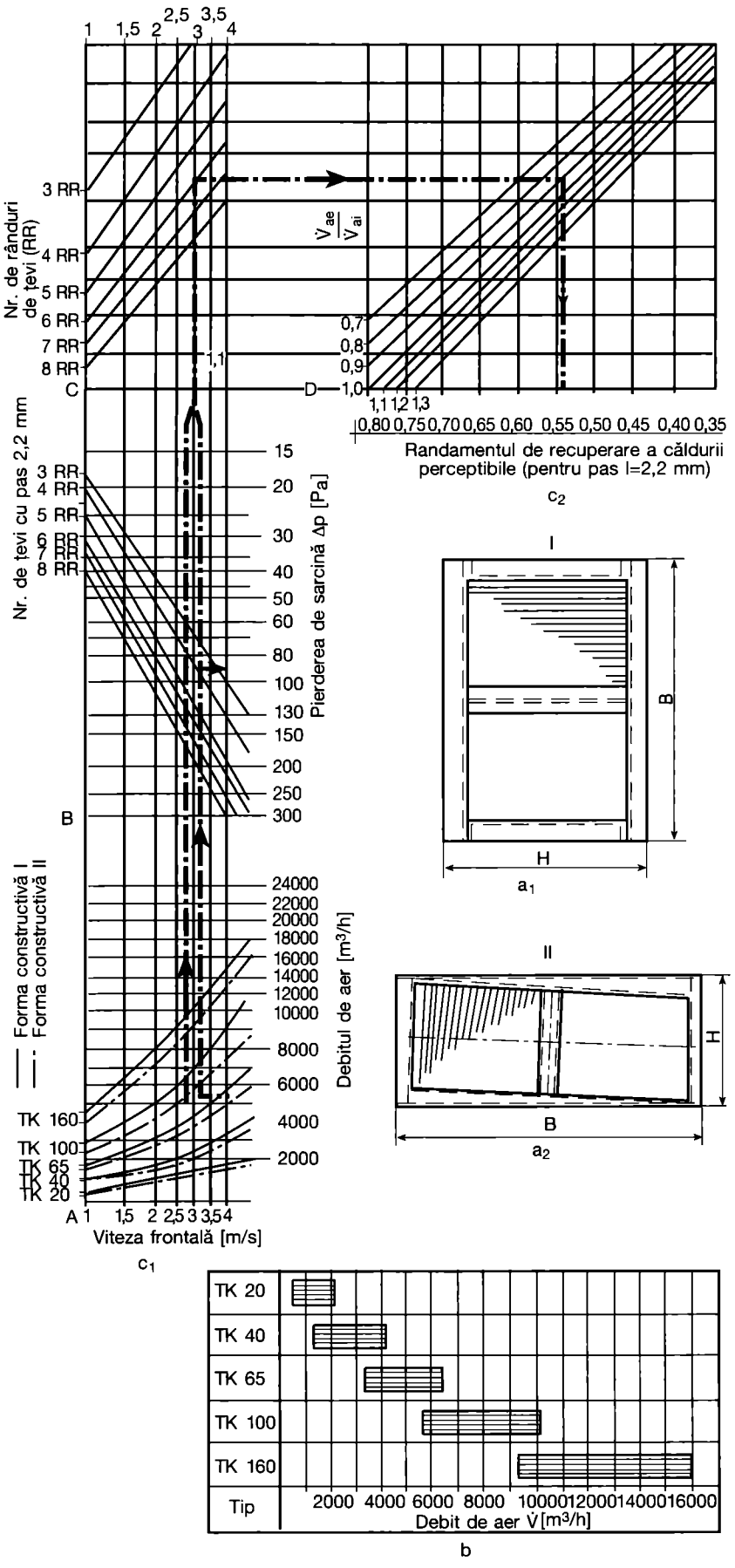


Fig. 11.2.11. Recuperator de căldură cu tuburi termice SCHUNK:
a - elemente constructive (a_1 - canal vertical; a_2 - canal orizontal);
b - nomogramă de prealegere; c_1; c_2 - nomogramă alegere;
$\dot{V}_{ae}$ - debit exterior, $\dot{V}_{ai}$ - debit de aer evacuat.

11.2.5. Pompe de căldură

Asigură transferul de energie de la o sursă de căldură cu temperatura coborâtă (sursa rece) către un mediu cu temperatura mai ridicată (sursa caldă).

Acest lucru este posibil prin intermediul unui compresor frigorific și al unui fluid frigorific care trece ciclic prin stările lichidă și gazoasă (pompă de căldură termodinamică) sau cu ajutorul efectului Peltier (pompă de căldură termoelectrică). Pompa de căldură poate fi utilizată pentru recuperarea căldurii de la aerul evacuat din instalațiile de tratare a aerului.

Pompa de căldură termodinamică poate utiliza diverși agenți în procesul de recuperare a căldurii, motiv pentru care există mai multe tipuri de pompe de căldură: aer - aer; apă - aer; apă - apă;

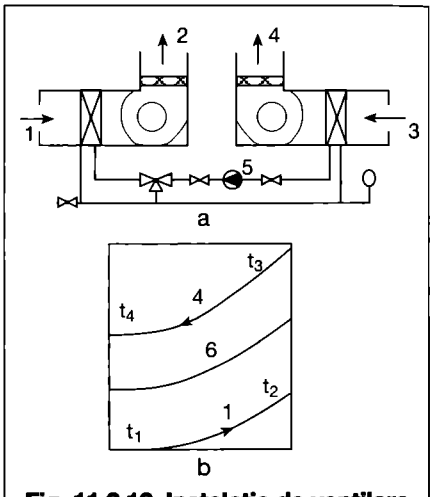


Fig. 11.2.12. Instalație de ventilare utilizând recuperatoare cu fluid intermediar:
a - schema instalației;
b - variația temperaturii în sistem;
1 - aer proaspăt; 2 - aer refulat;
3 - aer aspirat; 4 - aer evacuat;
5 - pompă; 6 - apă.

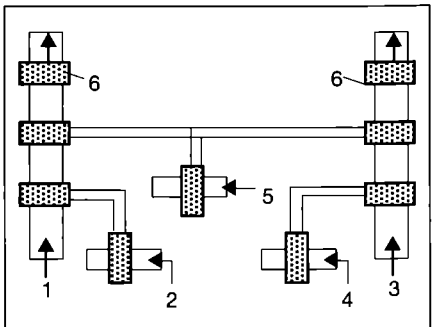


Fig. 11.2.13. Instalație de recuperare a căldurii de la mai multe surse cu potențial diferit (Ansamblul REIMS 2000 FRANȚA):
1 - aer introdus (corp A, B, C);
2 - aer evacuat (corp A, B, C);
3 - aer introdus (corp D, E);
4 - aer evacuat (corp D, E);
5 - gaze de ardere;
6 - baterii cu gaze de preîncălzire.

sol - aer (fig.11.2.14).

Pompa de căldură aer - aer este cea mai utilizată în instalațiile de climatizare, în special, la sistemele de climatizare locale (de fereastră sau split). Principiul de funcționare al pompei de căldură aer - aer este dat în fig.11.2.15. Iarna, aerul proaspăt este încălzit la trecerea prin condensatorul mașinii frigorifice, iar aerul evacuat se răcește în vaporizator, căldura latentă de vaporizare fiind cedată aerului proaspăt. În situația de vară, ciclul mașinii frigorifice se schimbă, aerul proaspăt fiind răcit în vaporizator, iar cel evacuat este încălzit în condensatorul mașinii frigorifice.

O asemenea pompă devine rentabilă când necesarul de frig și cel de căldură sunt aproximativ egale, lucru posibil iarna, în clădirile în care degajările de căldură de la sursele interioare (iluminat, mașini cu acționare electrică) sunt importante. În general însă necesarul de căldură nu este egal cu cel de frig și pentru a asigura o funcționare constantă a mașinii frigorifice se completează instalația cu o instalație de acumulare a căldurii sau frigului. În fig. 11.2.16 este redată o instalație în care condensatorul și vaporizatorul mașinii frigorifice sunt realizate în construcție dublă. Vara, surplusul de căldură este evacuat prin turnul de răcire iar, iarna, necesarul suplimentar de încălzire este preluat din pânza de apă freatică sau de la aerul evacuat, iar surplusul de apă caldă poate fi stocat în recipientul de acumulare.

Pompa de căldură poate fi utilizată la instalațiile de climatizare cu ejecto-convectoare cu 4 conducte sau cu sistemele de climatizare multizonale, fig. 11.2.17 (săgețile din figură indică sensul de circulație a agentului frigorific în perioada de încălzire).

Inversarea ciclului mașinii frigorifice se poate face cu:
- două ventile de laminare;
- un singur ventil de laminare.

Există instalații în care inversarea se face doar pe partea de aer, fără nici o modificare a circuitului agentului frigorific.

Recuperarea căldurii cu ajutorul pompei de căldură este o soluție oneroasă, trebuie adoptată doar în situația în care nu se poate aplica altă soluție de recuperare și doar în urma unui studiu de rentabilitate.

O pompă de căldură devine rentabilă dacă:
- tariful energiei electrice este interesant;
- costul altor tipuri de combustibil este comparabil;
- numărul anual de ore de funcționare a pompei este important;
- există necesități simultane de căldură și frig.

Pompa de căldură termoelectrică utilizează termoelemente realizate din două metale diferite, sudate împreună la capete (termocuplu). La trecerea unui curent continuu prin circuitul format dintr-un termocuplu, una din suduri se răcește absorbind căldură (sudură rece) iar cealaltă se încălzește, cedând căldură (sudură caldă). Fenomenul a fost sesizat de Jean - Charles Athanase Peltier în anul 1834 și îi poartă numele.

În momentul actual se utilizează pentru realizarea termoelementelor, tehnica semiconductorilor unde sudurile sunt înlocuite cu joncțiunile dintre un metal donor de electroni (n) și unul acceptor (p) (fig.11.2.18), joncțiunile pot fi calde sau reci, după sensul curentului electric care

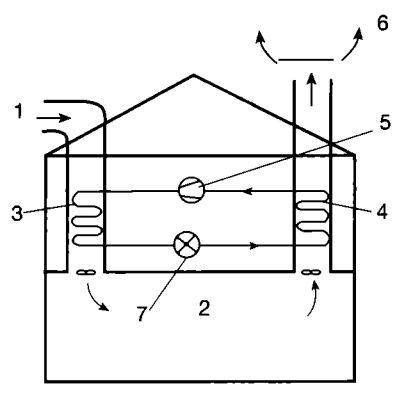


Fig. 11.2.15. Principiul de funcționare a pompei de căldură:
1 - aer proaspăt; 2 - încăpere; 3 - condensator; 4 - vaporizator; 5 - compresor; 6 - aer evacuat; 7 - ventil de laminare.

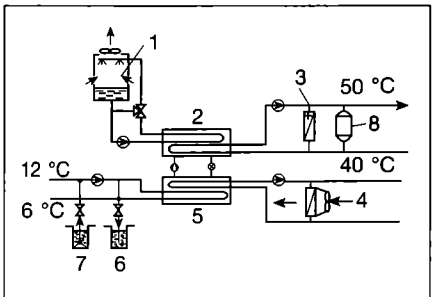


Fig. 11.2.16. Pompă de căldură cu condensator și evaporator dublu pentru o rețea de încălzire cu recuperarea complementară a căldurii de la aerul evacuat:
1 - turn de răcire; 2 - condensator; 3 - rețea de încălzire; 4 - aer evacuat; 5 - vaporizator; 6 - puț de reinjecție; 7 - foraj; 8 - acumulator.

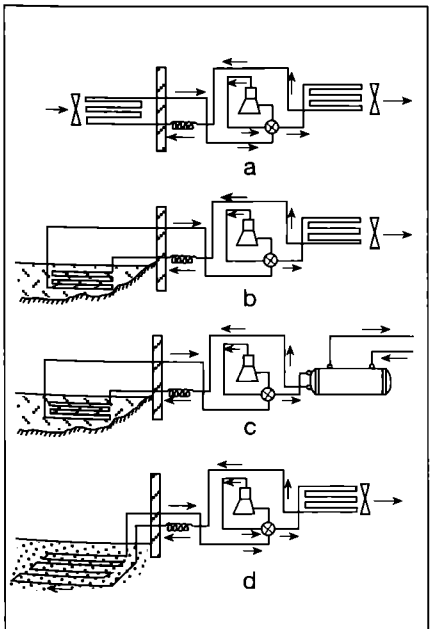


Fig. 11.2.14. Tipuri constructive cu pompe de căldură:
a - aer-aer; b - apă-aer; c - apă-apă; d - sol - aer.

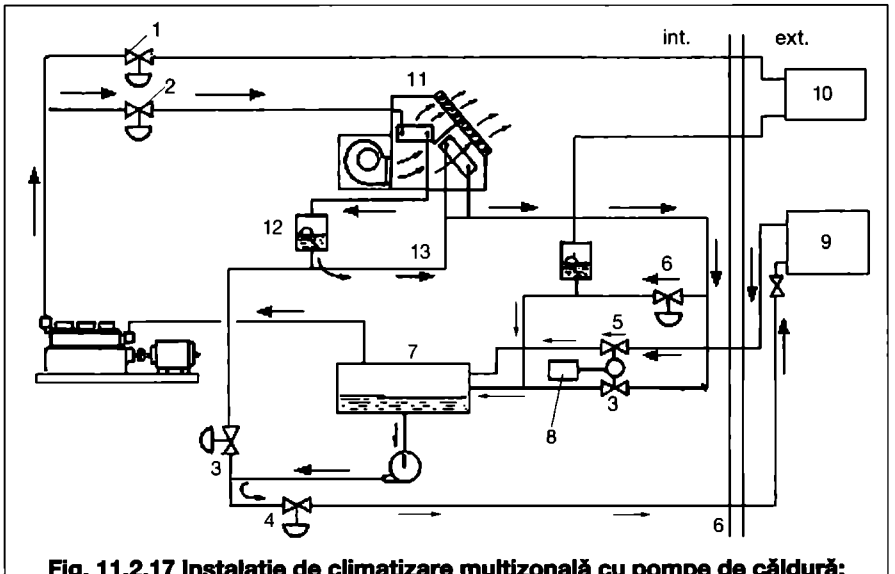


Fig. 11.2.17 Instalație de climatizare multizonală cu pompe de căldură:
1 - robinet de reglare (reglează debitul bateriei de încălzire); 2 - robinet de închidere pentru instalația de răcire; 3 - robinet închis în perioada de încălzire; 4 - robinet închis în perioada de răcire; 5 - robinet deschis în perioada de încălzire; 6 - regulator al presiunii de vaporizare la bateria de răcire în perioada de încălzire; 7 - acumulator; 8 - dispozitiv de inversare; 9 - vaporizator; 10 - condensator; 11 - centrală multizonală; 12 - robinet cu flotor; 13 - lichid.

le străbate. Un asemenea termoelement este similar unei instalații frigorifice, joncțiunea caldă având rolul de detendor - evaporator, iar cea rece, de compresor - condensator. Un ansamblu de asemenea termoelemente formează o baterie Peltier și a fost utilizată în realizarea unor aparate de climatizare de apartament (fig.11.2.19).

Bateria Peltier este amplasată într-o carcasă care are la partea superioară o grilă de refulare orientabilă, iar la partea inferioară, o grilă de aspirare cu un filtru de aer.

Panoul din spate al carcasei are, de asemenea, două guri de aer pentru aerul exterior. Circulația aerului în aparat este realizată cu ajutorul a două mici ventilatoare axiale. Carcasa este divizată la mijloc printr-un perete izolant, vertical, etanș, termoelementele fiind amplasate cu joncțiunile de același tip pe aceeași parte a acestuia. Aparatul funcționează, atât vara cât și iarna, prin inversarea sensului curentului electric ce străbate termoelementele. Vara, joncțiunea caldă se află în partea din spate a aparatului, cea rece, pe partea din față a acestuia permițând răcirea aerului interior.

Iarna, funcțiile joncțiunilor se schimbă prin inversarea sensului curentului electric, aparatul funcționând ca o pompă de căldură.

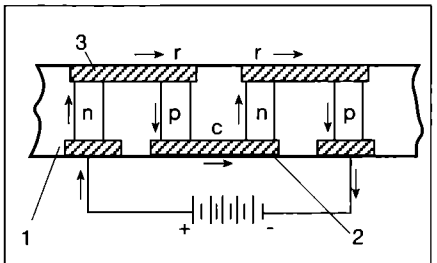


Fig. 11.2.18. Termoelement Peltier:
1 - izolație; 2 - joncțiune caldă;
3 - joncțiune rece; c - cald; r - rece.

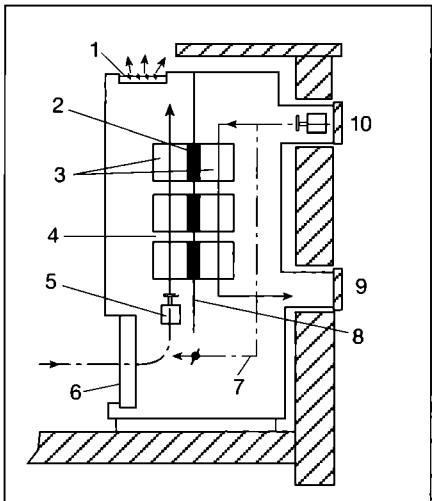


Fig. 11.2.19. Aparat de climatizare cu termobaterie Peltier:
1 - grilă de refulare; 2 - termoelement;
3 - schimbător de căldură; 4 - aer interior; 5 - ventilator interior; 6 - filtru de aer;
7 - aer proaspăt; 8 - perete despărțitor;
9 - aer evacuat; 10 - ventilator exterior.

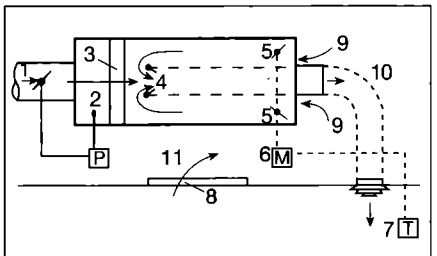


Fig. 11.2.20. Aparat terminal de inducție:
1 - aer primar; 2 - dispozitiv de control al presiunii statice; 3 - baterie de încălzire; 4 - clapetă de aer primar;
5 - clapetă de inducție; 6 - servomotor;
7 - termostat; 8 - lampă; 9 - aer indus;
10 aer refulat; 11 - aer aspirat.

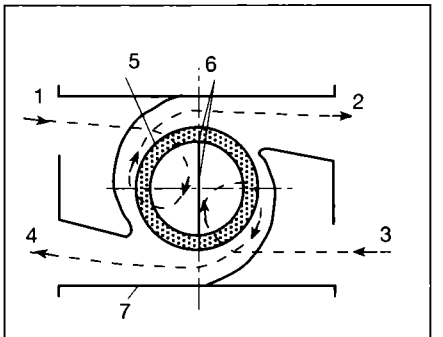


Fig. 11.2.21. Ventilator capilar:
1 - aer proaspăt; 2 - aer refulat;
3 - aer aspirat; 4 - aer evacuat;
5 - rotor; 6 - separare; 7 - carcasă.

11.2.6. Alte tipuri de recuperatoare

** Aparate terminale de inducție*

Pentru recuperarea căldurii de la surse mici (lămpi de iluminat) se poate utiliza un sistem local de recuperare cu terminale cu inducție (fig.11.2.20).

Aparatul are o clapetă - 1, care păstrează debitul de aer primar, constant, prin intermediul unui sistem de reglare - 2, a presiunii statice, o baterie de preîncălzire - 3, două clapete de aer primar - 4, și de aer indus - 5, acționate de un sistem de reglare - 6, comandat de un termostat de cameră - 7.

Aerul recirculat de sistem este preluat din plafonul fals și este aer încălzit datorită degajărilor de căldură de la iluminat.

* Ventilator capilar

Este un ventilator tangențial cu rotorul poros din poliuretan (fig.11.2.21) care permite schimbul de căldură perceptibilă și latentă cu randamentul de 40...50%. Separarea dintre aerul evacuat și cel proaspăt nu este absolută și există și transfer de aer între cele două curente. Rotorul trebuie curățat la anumite intervale de timp. Ventilatorul are debite de până la 20000 m^3/h și este, relativ, cunoscut și utilizat în această perioadă.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 12
Reglarea automată

12.1. Probleme generale

Instalațiile de reglare automată, aferente instalațiilor de ventilare sau climatizare, asigură în orice perioadă a anului parametrii aerului interior (temperatura, umiditatea relativă, concentrație de CO_2) care să nu se abată de la valorile prescrise. Automatizarea instalațiilor de ventilare sau climatizare este necesară din considerente economice, dar și pentru faptul că, manual, nu este posibilă reglarea diverselor mărimi.

Instalațiile de automatizare intervin, în cazul de față, prin reglarea debitelor de agenți termici (apă caldă, apă răcită) ce alimentează schimbătoarele de căldură (baterii de încălzire, baterii de răcire) sau a debitelor de aer (proaspăt, recirculat, evacuat) ale instalațiilor de ventilare sau climatizare.

Pe baza schemelor tehnologice de reglare, se realizează instalațiile de automatizare aferente instalațiilor de ventilare sau climatizare.

12.2. Elemente de reglare a debitelor de agent termic sau de aer

• Ventile de reglare

Ventilele de reglare a debitului de agent termic au construcții diferite (fig. 12.2.1) și pot fi întâlnite în montaje dintre cele mai diverse (fig. 12.2.2, fig. 12.2.3).

Calculul și alegerea ventilelor, caracteristicile, autoritatea și indicele de transfer al acestora sunt tratate amănunțit în volumul E.

Pentru o instalație de ventilare sau climatizare, alegerea tipului de ventil este în funcție de modul de racordare în instalație (prin flanșe, prin mufe), de presiunea din sistem (6; 10; 16 bar), de materialul din care este făcut (fontă, bronz, alamă), de temperatura maximă a agentului termic, de debitul de fluid [m^3/s] sau fluxul termic ([kW], [kcal/h]), de diferența de temperatură dintre conducta de ducere și întoarcere (de regulă, 20 K la apa caldă pentru încălzire, 5...6 K la apa rece) și de pierderea de sarcină în sistem Δp_L, în funcție de tipul montajului în instalație (fig. 12.2.4).

• Clapete de reglare

Se folosesc pentru a modifica debitul sau presiunea aerului. Pot fi constituite dintr-un singur element de reglare sau din mai multe elemente, acționate simultan sub formă de jaluzele paralele sau opuse.

Montarea în instalație este arătată în fig. 12.2.5.

- Caracteristica deschiderii clapetelor reprezintă (în funcție de unghiul clapetei) raportul dintre secțiunea liberă de trecere a aerului și secțiunea la deschiderea completă. Unghiul de reglare: $\alpha = 0°$ la clapeta închisă; $\alpha = 90°$ la clapetă deschisă (fig. 12.2.6).

- Caracteristica rezistenței clapetelor (fig. 12.2.7) exprimă dependența dintre unghiul clapetelor α și coeficientul de rezistență locală ξ.

Valoarea α pentru clapeta complet deschisă oscilează, în funcție de construcție și de numărul de lamele, între 0,20 și 0,50. Pierderea de aer la clapeta deschisă este uneori destul de mare, 5 ... 20 % din debitul maxim. Momentul de rotire al clapetei M depinde de viteza aerului și de forțele de frecare din lagăr și clapete. Se poate considera cu aproximație:

$M = (10...20) \cdot A$ [N·m]

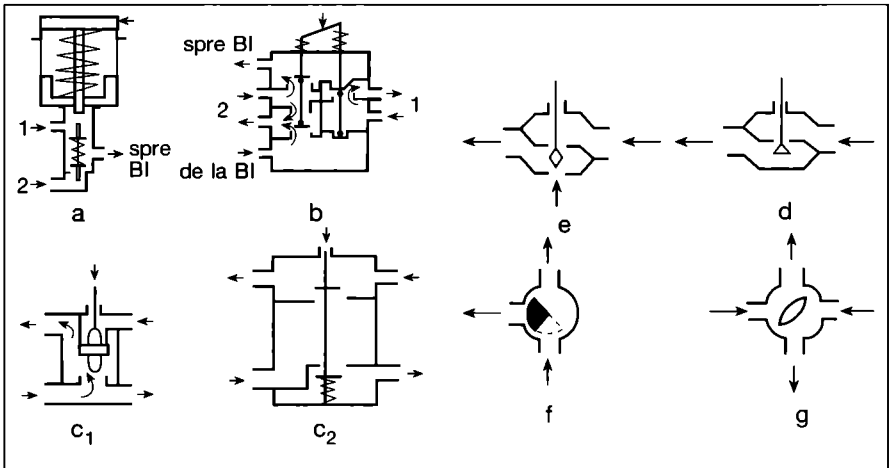


Fig. 12.2.1. Tipuri constructive de ventile de reglare:
a - secvențial; b - de trecere cu 6 racorduri; c_1, c_2 - de trecere cu 4 racorduri; d, e - cu 2 căi; f - cu 3 căi; g - cu 4 căi;
1 - apă rece; 2 - apă caldă.

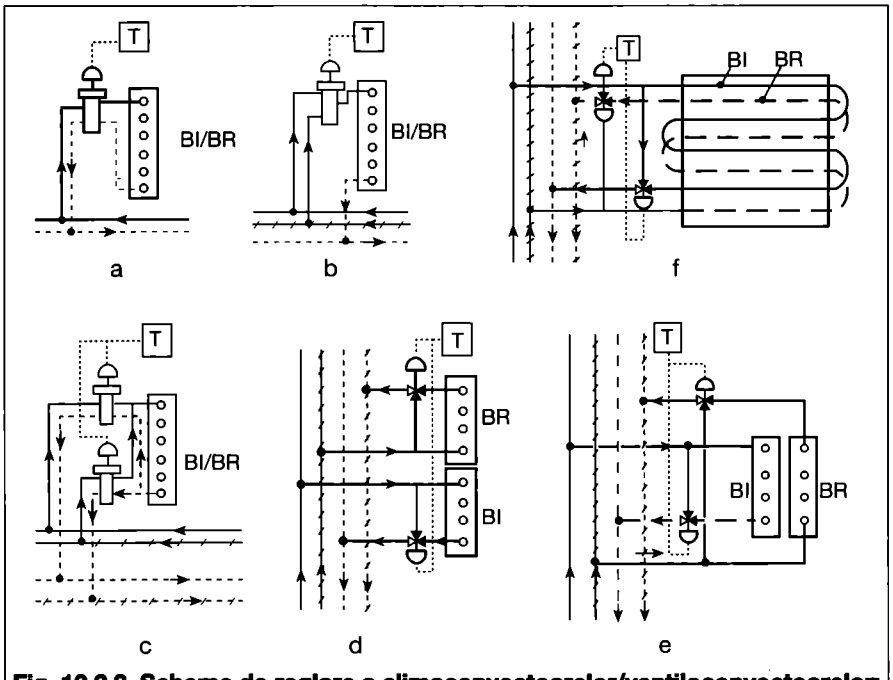


Fig. 12.2.3. Scheme de reglare a climaconvectoarelor/ventiloconvectoarelor:
a - 2 conducte; b - 3 conducte; c - 4 conducte; d, e, f - 4 conducte și 2 schimbătoare de căldură.

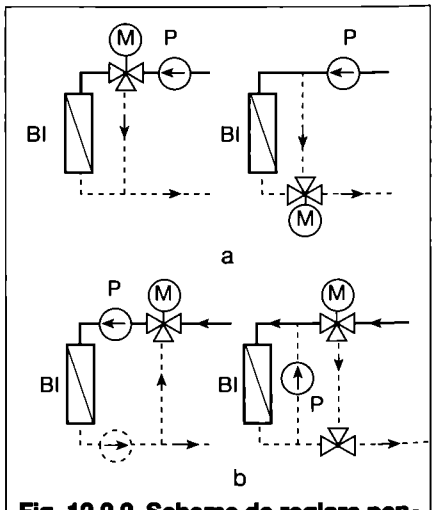


Fig. 12.2.2. Scheme de reglare pentru baterii de încălzire:
a - reglarea debitului;
b - reglarea amestecului.

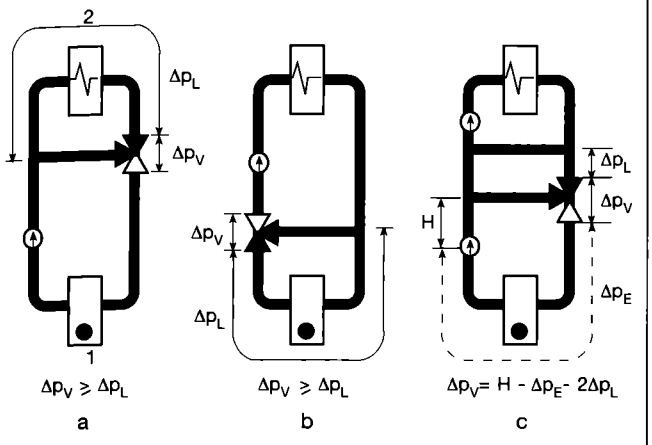


Fig. 12.2.4. Scheme de montare a ventilelor cu 3 căi:
a - debit variabil de agent termic;
b - debit constant de agent termic;
c - pompă de circulație în circuitele primar și secundar;
1 - sursă; 2 - consumator.

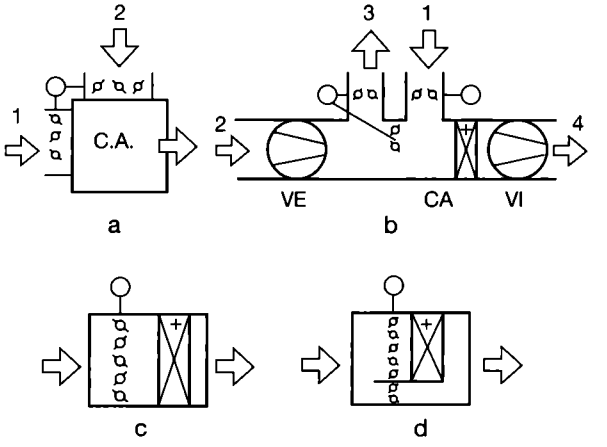


Fig. 12.2.5. Montarea clapetelor de reglare:
a - cameră de amestec simplă;
b - cameră de amestec dublă;
c - jaluzele opuse pentru bateria de încălzire;
d - jaluzele opuse pentru bateria de încălzire și pentru by-pass;
1 - aer exterior; 2 - aer recirculat; 3 - aer evacuat; 4 - aer refulat.

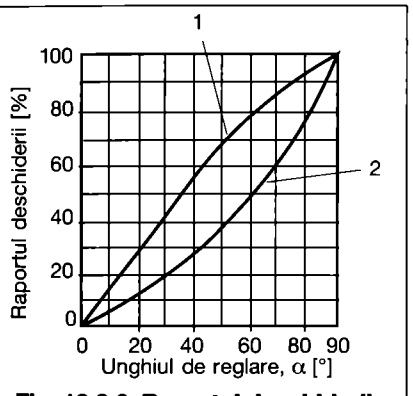


Fig. 12.2.6. Raportul deschiderii clapetelor de reglare:
1 - jaluzele paralele; 2 - jaluzele opuse.

unde:
A - suprafața frontală a clapetei [m²].
- Liniile caracteristice ale debitului. Modificarea debitului este posibilă atunci când clapeta are o anumită rezistență față de rezistența totală a rețelei de canale. În fig. 12.2.8 sunt arătate liniile caracteristice de debit în funcție de unghiul de reglare α și de:

$$\varphi = \frac{\Delta P_{cl}}{\Delta P_{inst}}$$

unde:
φ – raportul dintre rezistența clapetei și rezistența instalației.

12.3. Reglarea instalațiilor de ventilare

La schemele tehnologice de reglare automată a instalațiilor de ventilare și climatizare se folosesc notațiile:
I - aer refulat (introdus în încăpere);
E - aer exterior;
E_v - aer evacuat în exterior;
R - aer recirculat;
C - clapetă de reglare/închidere;
CA - cameră de amestec;
F - filtru de praf;
B - baterie,
BI - baterie de încălzire;
BR - baterie de răcire;
BPI - baterie de preîncălzire;
BRI - baterie de reîncălzire;
CU - cameră de umidificare;
PC - pompă de circulație;
RG - regulator;
RGT - regulator de temperatură;
RGU - regulator de umiditate;
VI - ventilator de introducere;
VE - ventilator de evacuare;
V - ventil;
VCM - ventil de comutare vară-iarnă;
T - termostat;
T_v, T_i - termostat pentru vară, respectiv, iarnă;

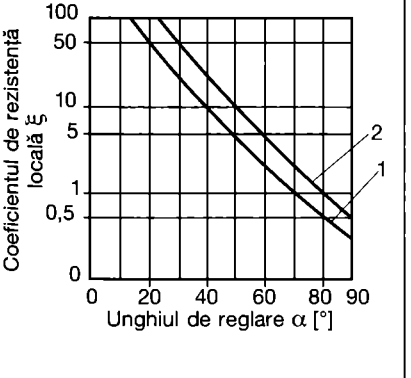


Fig. 12.2.7. Coeficientul de rezistență locală la jaluzele:
1 - jaluzele paralele; 2 - jaluzele opuse.

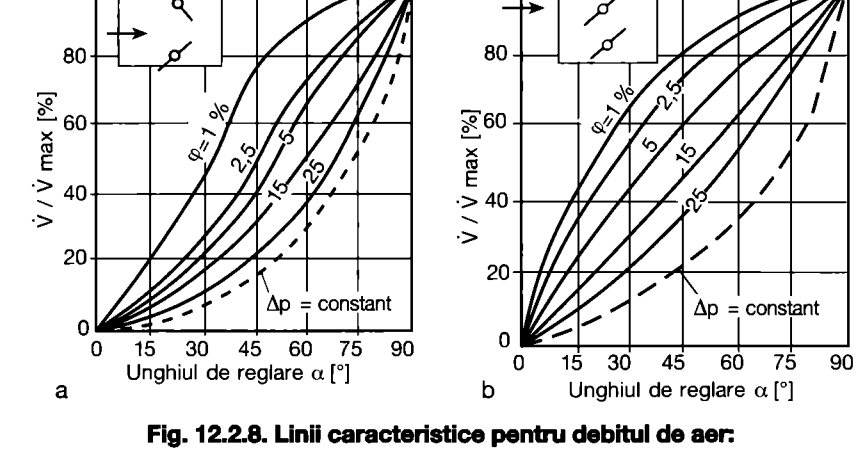


Fig. 12.2.8. Linii caracteristice pentru debitul de aer:
a - jaluzele opuse; b - jaluzele paralele.

TC - termostat de cameră;
T_m - termostat de minimum;
T_M - termostat de maximum;
TP - termostat de protecție împotriva înghețului;
TPR - termostat de punct de rouă;
H - higrostat.

• Reglarea instalațiilor de ventilare cu încălzire

Încălzirea încăperii se realizează cu corpuri statice sau printr-un alt sistem astfel că variațiile de temperatură ale aerului nu sunt nici mari, nici rapide, iar reglarea umidității relative nu este cerută. Schema de reglare este indicată în fig. 12.3.1.

Termostatul T poate fi montat pe canalul de refulare, de evacuare (ca în figură) sau în încăpere. Încălzirea aerului refulat se poate face cu o baterie sau cu două baterii legate în paralel. La pornirea ventilatorului se deschid clapeta de aer exterior, clapeta de pe canalul de evacuare și ventilul V al bateriei de încălzire. La modificarea temperaturii aerului exterior se modifică debitul de agent termic și, respectiv, sarcina de încălzire a bateriei ca urmare a comparării valorii „citite" de T cu valoarea prescrisă. Termostatul TP, de protecție împotriva înghețului, la temperaturi ale aerului ≤ + 5 °C, oprește ventilatorul, închide clapeta de aer exterior și deschide ventilul V. Pentru canale mari, cu suprafața ≥ +2 m^2 sunt necesare 2TP.

Pentru îmbunătățirea reglării se utilizează, cu mai mult succes, schema indicată în fig. 12.3.2, în care încălzirea aerului se face cu ajutorul a două baterii BI_1, BI_2. Bateria BI_1 este aleasă pentru încălzirea aerului de la θ_{emin} până la o temperatură intermediară θ_0 aleasă, de proiectant, astfel încât fiecare baterie să asigure jumătate din necesar.

Pentru $\theta_e < \theta_0$, BI_1 funcționează cu întreaga capacitate, iar BI_2 cu capacitate variabilă. La $\theta_e = \theta_0$ bateria BI_1 este deconectată, iar BI_2 funcționează la întreaga capacitate. Pentru $\theta_e > \theta_0$, BI_1 este închisă, iar BI_2 funcționează cu capacitate variabilă, la $\theta_e = \theta_i$ este decuplată și BI_2.

• Reglarea instalațiilor de ventilare cu încălzire și amestec

Termostatul T se montează pe canalul de evacuare (termostat de canal) sau în încăpere (termostat de cameră), fig. 12.3.3.

Termostatul T_m, de minimum, montat pe canalul de refulare împiedică introducerea în încăpere a aerului cu temperatură mai mică decât o anumită valoare (de ex.: +15...16 °C). Termostatul T_v, de vară, închide progresiv clapetele de aer exterior și evacuat, la creșterea temperaturii exterioare peste o anumită valoare (de ex., 29...30°C) și deschide corespunzător clapeta de aer recirculat, iar termostatul T_i, de iarnă, realizează același lucru la scăderea temperaturii exterioare sub o anumită valoare (de ex., -5...-10°C). Închiderea clapetelor nu este completă pentru a se permite preluarea debitului minim de aer proaspăt. Între 15...16 și 25...26°C instalația lucrează, de regulă, numai cu aer exterior. Pentru rest a se vedea figura anterioară.

• Reglarea instalațiilor de ventilare cu încălzire și umidificare

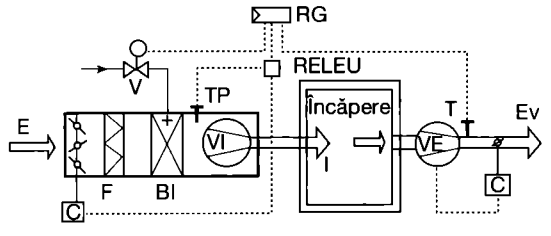


Fig. 12.3.1. Schema tehnologică de reglare automată a unei instalații de ventilare, folosind 1 baterie de încălzire.

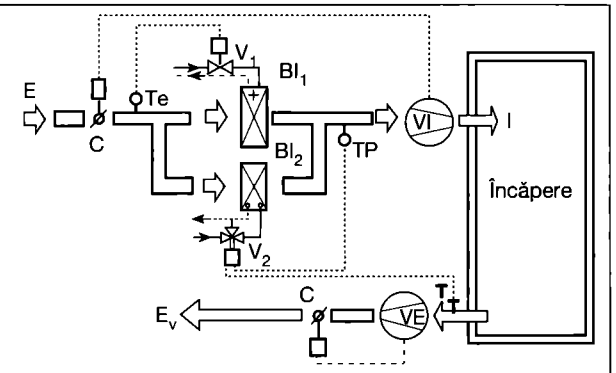


Fig. 12.3.2. Schema tehnologică de reglare automată a unei instalații de ventilare, folosind 2 baterii de încălzire.

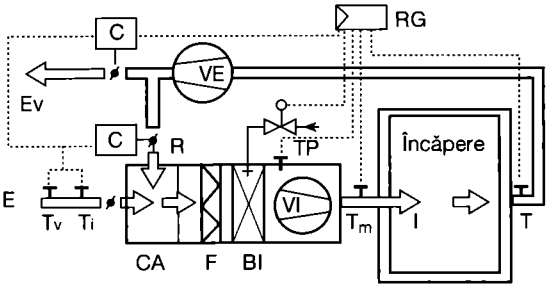


Fig. 12.3.3. Schema tehnologică de reglare automată pentru o instalație de ventilare, funcționând cu aer proaspăt și recirculat.

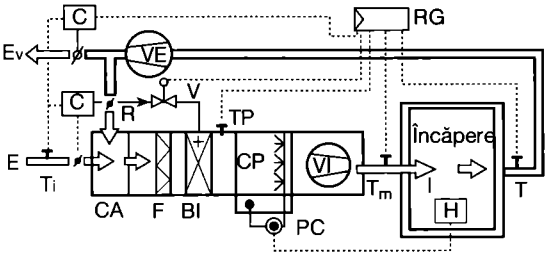


Fig. 12.3.4. Schema tehnologică de reglare a instalațiilor de ventilare cu încălzire și umidificare.

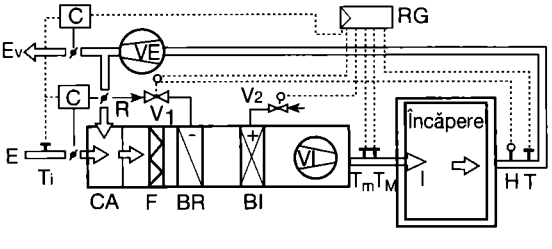


Fig. 12.3.5. Schema tehnologică de reglare a instalațiilor de ventilare cu răcire și uscare.

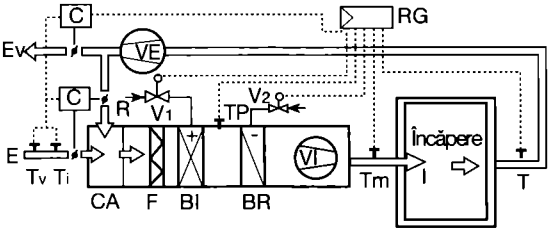


Fig. 12.4.1. Schema tehnologică de reglare a instalațiilor de climatizare parțială.

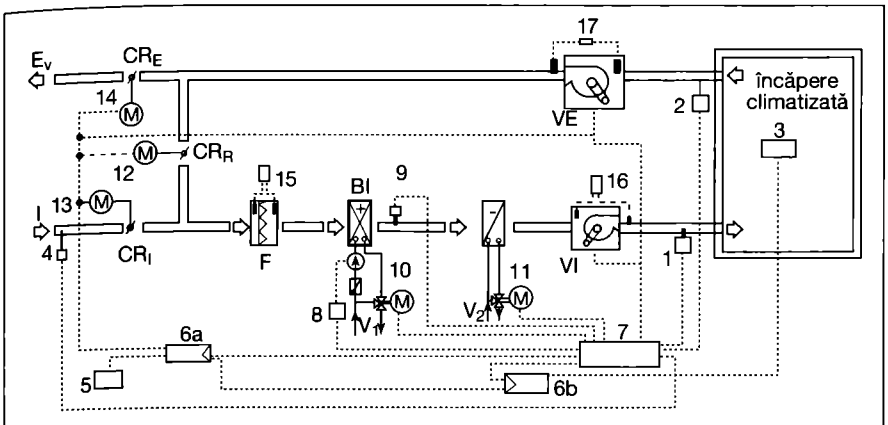


Fig. 12.4.2. Schema tehnologică de reglare a unei instalații de climatizare parțială, cu controlul temperaturii și al CO_2:
1 - senzor pentru aerul refulat; 2 - senzor pentru aerul evacuat; 3 - traductor de CO_2; 4 - senzor pentru aerul exterior; 5 - potențiometru activ; 6a, b - amplificatoare secvențiale; 7 - regulator în cascadă P + PI; 8 - unitate de cuplare a pompei; 9 - senzor de protecție împotriva înghețului; 10 - ventil cu trei căi pentru bateria de încălzire; 11 - ventil cu 3 căi pentru bateria de răcire; 12, 13, 14 - servomotoare pentru clapete de reglare; 15, 16, 17 - micromanometru diferențial (supraveghetor) al diferenței de presiune.

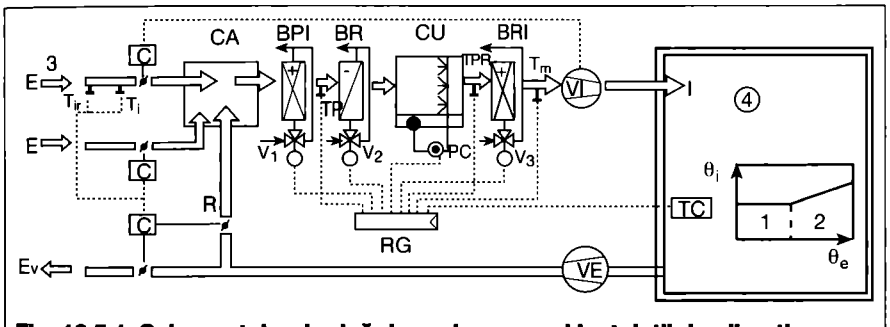


Fig. 12.5.1. Schema tehnologică de reglare a unei instalații de climatizare cu punct de rouă constant: 20 - 25 % aer proaspăt:
1 - iarna; 2 - vara; 3 - aer proaspăt 20 - 25 %; 4 - încăpere climatizată.

Umidificarea aerului se poate face adiabatic, folosind o cameră de pulverizare sau cu corpuri de umplutură cu pomparea apei în circuit închis (fig. 12.3.4), sau izotermic, folosind injectarea de abur viu în curentul de aer sau chiar în încăperea ventilată.

Higrostatul H - montat în încăpere sau pe canalul de evacuare - pornește sau oprește pompa de circulație PC după cum umiditatea relativă din încăpere scade sub o anumită valoare minimă prescrisă sau crește peste valoarea maximă prescrisă. La umidificarea izotermică H acționează asupra ventilului de pe conducta de abur, închizându-l / deschizându-l după caz.

• Reglarea instalațiilor de ventilare cu răcire și uscare

Uscarea aerului se obține cu ajutorul unei baterii care și răcește aerul în perioada de vară (fig. 12.3.5). Termostatul T montat pe canalul de evacuare sau în încăpere acționează ventilul V_2 al bateriei de încălzire BI și, secvențial, ventilul V_1 al bateriei de răcire BR (sau evaporatorului instalației de răcire). Pe canalul de refulare sunt prevăzute un termostat de minimum T_m și unul de maximum T_M. Higrostatul H acționează asupra ventilului V_1 al bateriei de răcire dacă umiditatea relativă a aerului interior este prea mare (fig. 12.3.5).

12.4. Reglarea instalațiilor de climatizare parțială

• Instalații obișnuite

Termostatul T, montat pe canalul de evacuare sau în încăpere, acționează secvențional ventilele V_1 al bateriei de încălzire și, respectiv, V_2, (fig. 12.4.1) al bateriei de răcire. La scăderea temperaturii sub valoarea prescrisă, θ_{min} - în situația de iarnă, se deschide V_1 și se închide complet V_2 , iar la creșterea temperaturii interioare (vara) peste o anumită temperatură prescrisă θ_{max}, se deschide V_2 închizându-se complet V_1.

Temperatura interioară oscilează permanent, în funcție de temperatura exterioară, între θ_{min} și θ_{max}. Restul comenzilor sunt la fel ca în schemele precedente.

• Instalații cu controlul CO_2 (fig.12.4.2)

Senzorul de pe aerul refulat (1) și de pe aerul evacuat (2) sesizează temperatura aerului refulat și, respectiv, temperatura aerului din încăpere. Regulatorul (7) împreună cu bucla de reglare a temperaturii aerului refulat formează un circuit de reglare auxiliar PI care reglează toate perturbațiile intervenite. Circuitul principal de reglare P cu temperatura aerului încăperii, ca mărime reglată, determină valoarea prescrisă căreia îi este subordonat circuitul de reglare auxiliar PI. Cu creșterea temperaturii aerului din încăpere se reglează, proporțional, temperatura aerului refulat, mai jos și invers. Temperatura aerului refulat se reglează la o valoare minimă. Semnalul de reglare a circuitului de reglare a aerului refulat acționează, în secvențe, asupra aparatului de reglare (10) al BI și asupra servomotoarelor (12), (13), (14) ale clapetelor.

La traductorul extern, pentru valorile prescrise, se reglează debitul minim de aer proaspăt. Traductorul de măsurare a CO_2 (3) măsoară concentrația de CO_2 din încăpere.

La depășirea valorii prescrise, reglată pe amplificatorul secvențial (6) clapeta de aer exterior se deschide continuu. Pompa proprie a BI, după necesități, se cuplează sau se decuplează. Termostatul de protecție împotriva înghețului (9) la subdepășirea valorii prescrise acționează corespunzător.

Potențiometrul activ (5) folosește la reglarea la distanță a valorii prescrise pentru CO_2 sau în legătură cu servomotoarele clapetelor (12), (13), (14) precum și pentru limitarea debitului de aer proaspăt la o valoare minimă.

• Funcționarea instalației

Traductoarele (1) și (2) sesizează temperaturile aerului în canalul de refulare, respectiv, de evacuare (temperatura aerului din sală). La valori ale temperaturii aerului din încăpere (sală plus scenă), care se abat de la valoarea prescrisă (iarna 20...21 °C; vara 24...26 °C), regulatorul (7) comandă secvențial (10) și, respectiv, (11).

- VARA - pe baza indicațiilor (2) regulatorul (7) comandă (11) deschizând mai mult V_2 dacă θ_i tinde să crească sau închizându-l dacă θ_i sesizat de (2) tinde să scadă;

- la punerea în funcțiune, când diferența de temperatură între (2) și (1) este mai mare (peste $\Delta T = \theta_i - \theta_c$ de calcul) se deschid complet V_2 și CR_R pentru aducerea rapidă a încăperii la parametrii prescriși;

- dacă temperatura θ_i (indicată de (1)) scade sub o valoare minimă (7) comandă (11) și se închide progresiv V_2;

- dacă temperatura exterioară (sesizată de (4)) crește peste o anumită valoare (de ex., 28...30°C) se închide parțial accesul aerului proaspăt fără însă ca CR_I să se închidă mai mult decât corespunde ratiei minime de aer proaspăt.

- IARNA - pe baza indicațiilor (2), regulatorul comandă (10) deschizând mai mult V_1 dacă θ_i (sesizat de (2)) tinde să

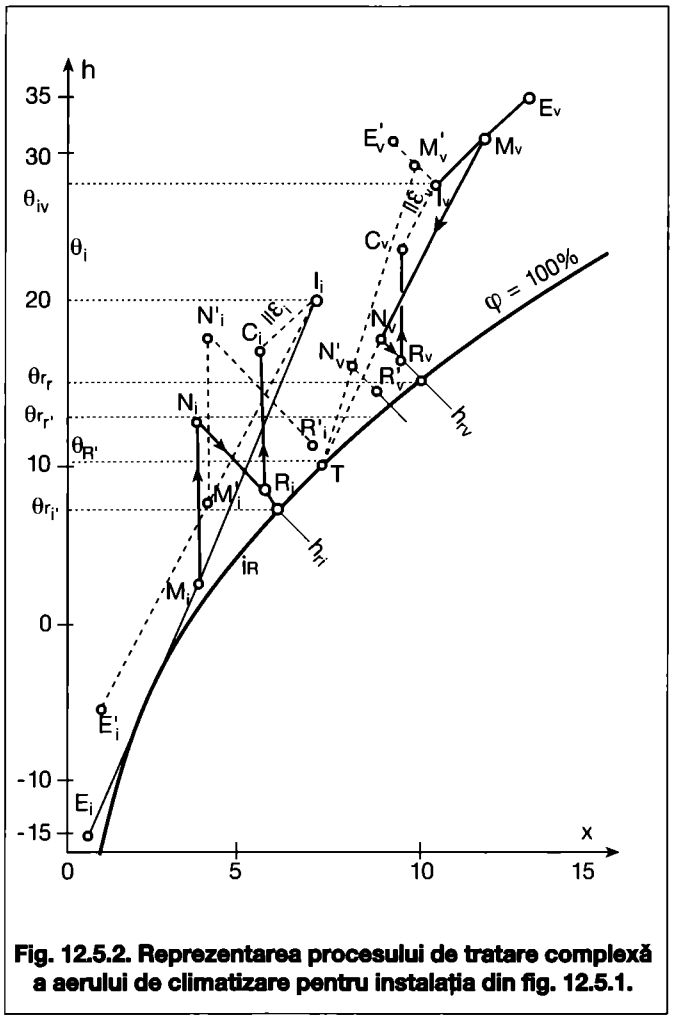


Fig. 12.5.2. Reprezentarea procesului de tratare complexă a aerului de climatizare pentru instalația din fig. 12.5.1.

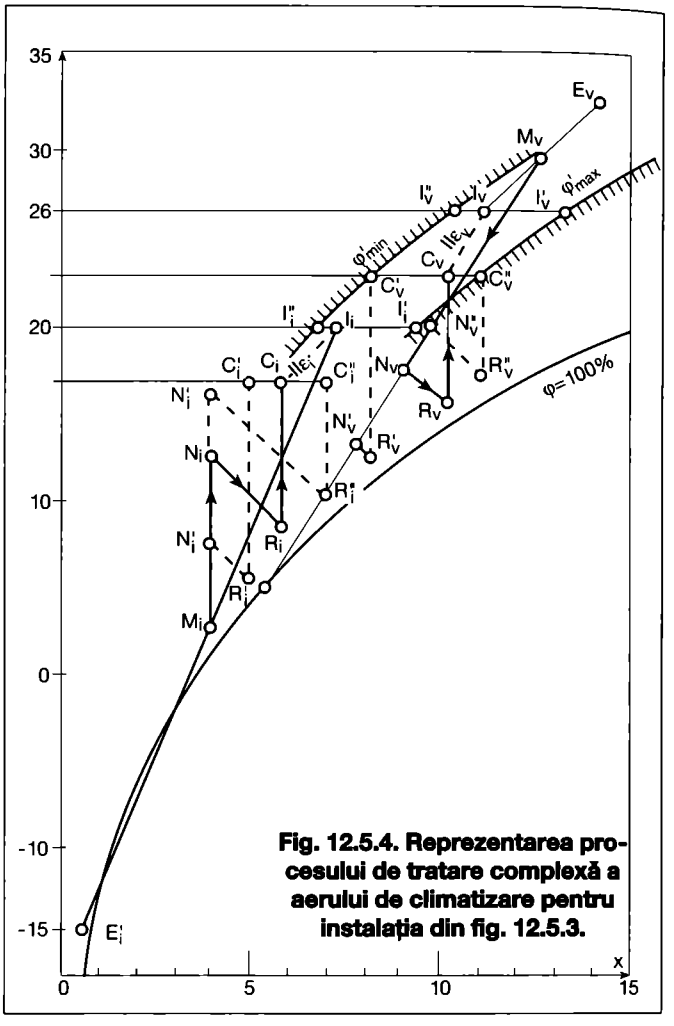


Fig. 12.5.4. Reprezentarea procesului de tratare complexă a aerului de climatizare pentru instalația din fig. 12.5.3.

scadă și invers;

- la punerea în funcțiune, la diferențe mari de temperatură $\theta_1 - \theta_2$, (7) comandă deschiderea completă a (BI) și CR_R și le menține așa până se atinge diferența de temperatură de calcul;

- dacă temperatura θ_1 (sesizată de (1)) tinde să scadă sub o anumită valoare (de ex.: 16...17 °C) (7) comandă (10) și se deschide parțial V_1;

- la temperaturi exterioare scăzute (sub -5...-10 °C) se închide parțial CR_I deschizându-se corespunzător CR_R.

La pornirea ventilatoarelor VI, VE se deschid clapetele CR_I, CR_E. Deschiderea clapetelor trebuie să preceadă pornirea ventilatoarelor. La oprirea ventilatoarelor clapetele CR_I și CR_E se închid complet, operația fiind inversă ca la pornire.

Funcționarea corectă a F, a VI și a VE este controlată de micromanometrele (15), (16) și (17), opresc VI si VE și avertizează, optic și sonor, defecțiunile apărute sau colmatarea filtrului.

12.5. Reglarea instalațiilor de climatizare

• **Instalații cu punct de rouă constant** (fig. 12.5.1)

Punerea în funcțiune a instalației se face prin pornirea ventilatoarelor VI și VE. În același timp se deschid clapetele de aer și ventilele bateriilor de preîncălzire și reîncălzire (iarna). Închiderea clapetelor (C) la oprirea instalației asigură protecția bateriilor (fig. 12.5.1) împotriva înghețului. Gradul de deschidere a clapetelor de aer corespunde temperaturii aerului exterior, sesizată de T_i, în așa fel ca temperatura amestecului să fie θ_{Mi} (fig. 12.5.2).

Aerul de stare M_i se încălzește în BPI până în N_i după care se umidifică adiabatic (în CU) din N_i în R_i. Aerul de stare R_i trece prin BRI încălzindu-se din R_i până în C_i după care se introduce în încăpere. Termostatul de punct de rouă TPR acționează secvențial ventilul V_1 al bateriei de preîncălzire BPI și ventilul V_2 al bateriei de răcire BR menținând constant punctul de rouă R_i / R_v. La creșterea temperaturii exterioare, iarna, punctul E se deplasează în E' iar M_i în M_i'. Sarcina bateriei de preîncălzire M_iN_i care ar trebui să devină $M_i'N_i'$ trebuie micșorată astfel ca N_i' să revină pe adiabata h_{ri}, lucru realizabil prin închiderea parțială a ventilului V_1. Închiderea ventilului V_1 continuă până M_i ajunge pe adiabata h_{ri}, moment în care bateria BPI este complet închisă.

Creșterea, în continuare, a temperaturii aerului exterior are ca urmare deschiderea ventilului V_2 al bateriei de răcire BR. Pentru a nu intra în funcțiune, prea devreme, bateria de răcire, se modifică proporția de aer exterior, crescând pon-

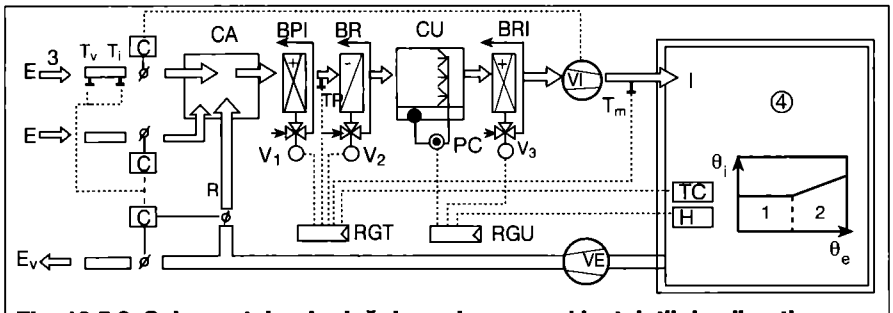


Fig. 12.5.3. Schema tehnologică de reglare a unei instalații de climatizare cu controlul direct al temperaturii și umidității relative; 20 - 25% aer proaspăt: 1 - iarna; 2 - vara; 3 - aer proaspăt 20 - 25 %; 4 - încăpere climatizată.

derea acestuia, pe măsura creșterii temperaturii aerului exterior.

Pentru a ușura această reglare, canalul de aer exterior a fost împărțit în două: un canal asigură debitul minim de aer proaspăt, iar cel de-al doilea diferența până la debitul total al instalației (situație care se realizează când temperatura aerului exterior ajunge la 10...15 °C). Pompa de circulație funcționează permanent iarna și vara. Termostatul de cameră TC acționează asupra ventilului V_3 al bateriei de reîncălzire, BRI.

• **Instalații de climatizare cu reglarea temperaturii și umidității**

Asemenea instalații se utilizează la încăperi unde este necesară modificarea umidității relative prescrise (ca urmare a modificării procesului tehnologic) sau la încăperi unde au loc modificări importante ale degajărilor de umiditate. Schema instalației este arătată în fig. 12.5.3, iar procesul de tratare complexă a aerului în fig. 12.5.4.

- Funcționarea instalației iarna: la umidități relative mari (punctul I' din fig. 12.5.4) ca urmare a acțiunii higrostatului H, ventilul bateriei de reîncălzire rămâne deschis până când umiditatea relativă a aerului interior ajunge la starea normală. Temperatura aerului refulat tinde să crească, termostatul de cameră TC sesizând această creștere, acționează (prin intermediul RGT) asupra ventilului V_1 al bateriei de preîncălzire BPI închizându-l, procesul decurgând după $M_iN_i' - N_i'R_i' - R_i'C_i'$. Introducerea de aer mai uscat (C') face ca punctul I" să se deplaseze spre stânga (spre umidități relative mai mici). Dacă aerul din încăpere este prea uscat (punctul I"), higrostatul închide complet ventilul V_3 al bateriei de reîncălzire. Termostatul TC, sesizând scăderea temperaturii aerului interior, acționează ventilul V_1 al BPI deschizându-l, procesul decurgând după $M_iN_i'' - N_i''R_i'' - N_i''C_i''$.

- Funcționarea instalației vara: la umiditate relativă ridicată (punctul I_v'), higrostatul H acționează pompa de circulație PC (oprind-o și suprimând umidificarea) și ventilul V_3 al bateriei de reîncălzire deschizându-l. Termostatul TC, sesizând creșterea temperaturii interioare, deschide mai mult ventilul V_2 al bateriei de răcire, procesul decurgând după $M_vN_v' - N_v'R_v' - R_v'C_v'$ în încăpere introducându-se un aer mai uscat (punctul C_v').

Umidificarea aerului se poate face și cu ajutorul aburului (fig. 12.5.5).

Termostatul T (montat în încăpere sau pe canalul de aer evacuat) acționează secvențial ventilul V_1 al bateriei de încălzire BI și ventilul V_2 al bateriei de răcire BR menținând constantă temperatura aerului interior. Higrostatul H, la scăderea umidității relative, deschide ventilul de abur V_4. La creșterea umidității, H închide mai întâi V_4 și apoi deschide ventilul V_2

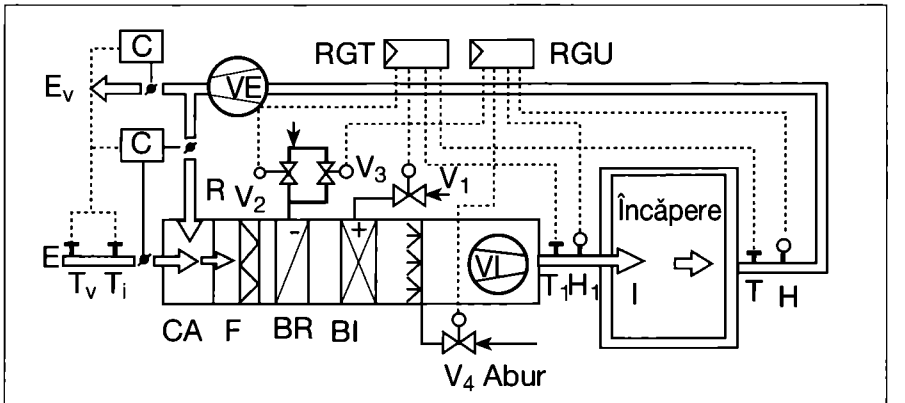


Fig. 12.5.5. Schema tehnologică de reglare a unei instalații de climatizare cu umidificare prin abur.

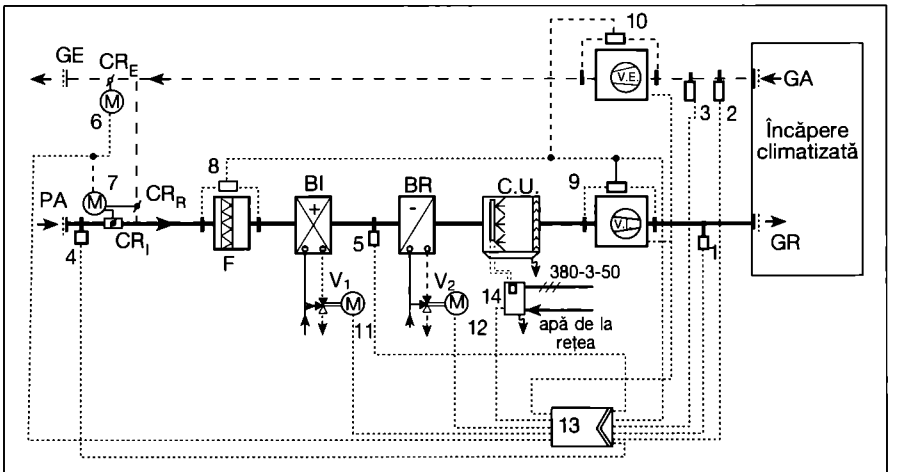
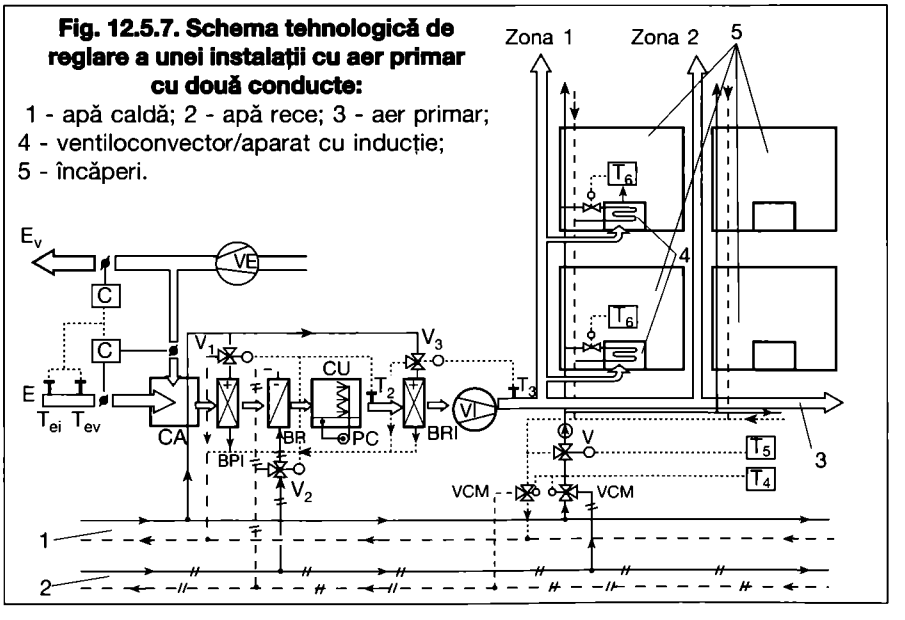


Fig. 12.5.6. Schema tehnologică de reglare a unei instalații de climatizare folosind un regulator de temperatură și umiditate:
BI - baterie de încălzire; BR - baterie de răcire; CU - cameră de umidificare; VI / VE - ventilator de introducere / evacuare; M - servomotor; V_1, V_2 - ventil cu trei căi; GE - gură de evacuare a aerului viciat; GR - gură de refulare; PA - priză de aer; CR - clapetă de reglare; F - filtru; GA - gură de aspirare;
1 - senzor de temperatură pentru aerul refulat; 2 - idem, pentru aerul evacuat; 3 - senzor de umiditate; 4 - senzor de temperatură pentru aerul exterior; 5 - termostat de punct de rouă; 6, 7 - servomotor pentru clapetele de reglare; 8, 9, 10 - micromanometre diferențiale; 11, 12 - servomotor pentru V_1 și V_2; 13 - regulator de temperatură și umiditate; 14 - generator de abur.

Fig. 12.5.7. Schema tehnologică de reglare a unei instalații cu aer primar cu două conducte:
1 - apă caldă; 2 - apă rece; 3 - aer primar; 4 - ventiloconvector/aparat cu inducție; 5 - încăperi.



al bateriei de răcire.

Reglarea similară se realizează și în cazul în care se folosește umidificarea adiabatică (fig. 12.5.6).

• **Instalații de climatizare cu aer primar**

Schema de reglare se referă la o instalație cu aer primar cu două conducte, cu comutare de pe funcționarea de iarnă pe cea de vară, echipată cu ventiloconvectoare (sau aparate cu inducție), fig. 12.5.7.

Termostatul T_{ei} reduce proporția de aer exterior iarna (la temperaturi scăzute), iar T_{ev} vara (la temperaturi ridicate).

Termostatul T_2 menține constant punctul de rouă. T_3 menține constantă temperatura aerului primar (12...15 °C) acționând asupra ventilului V_3 al bateriei de reîncălzire BRI. Termostatul exterior T_4 comută, prin intermediul ventilelor VCM, funcționarea de pe regimul de vară pe cel de iarnă sau invers. Termostatul exterior T_5 reglează temperatura apei calde iarna, în circuitul secundar de alimentare a bateriilor ventiloconvectoarelor, în funcție de variația temperaturii aerului exterior. Reglarea temperaturii încăperilor se face, local, cu ajutorul termostatelor T_6. Ventilele de reglare pot fi secvențiale (fig. 12.2.1 a) sau de trecere (fig. 12.2.1b, c_1, c_2) permițând trecerea agentului încălzitor spre schimbătorul de căldură al aparatului cu inducție sau ventiloconvectorului, respectiv, returnarea acestuia în conducta de întoarcere. Schimbătoarele de căldură ale aparatelor (cu inducție, ventiloconvectoare) se racordează la conductele de agent termic ca în fig. 12.2.3.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 13

Soluții de ventilare/climatizare în funcție de destinația încăperilor

13.1. Clădiri publice și administrative

13.1.1. Clădiri cu birouri

• **Probleme generale**

Se referă la clădiri cu mai multe etaje, cu încăperi numeroase care adesea au mărimi diferite. De multe ori, clădirile sunt realizate cu pereți cortină, fără ferestre deschizibile, la care apar sarcini de încălzire și răcire diferite de la o cameră la alta. Temperatura interioară se cere a fi reglată, în mod individual, în fiecare încăpere. Încăperile se caracterizează prin: ferestre mari, deci cu aport mare de căldură datorită insolației; utilizarea mașinilor electrice de birou și a computerelor, numărul de persoane variabil în cursul zilei; iluminatul artificial important. Aceste încăperi necesită instalații de climatizare care să asigure un microclimat optim pentru o activitate desfășurată cu randament maxim. În evoluția acestui tip de clădiri s-au realizat importante modificări cum ar fi: sisteme de climatizare optimizate din punct de vedere energetic; izolarea termică a pereților și planșeelor exterioare a suferit serioase îmbunătățiri; se utilizează ferestre cu un grad de izolare superior; se utilizează dispozitive eficiente de protecție împotriva radiației solare; se folosesc, tot mai des, instalațiile prevăzute cu recuperatoare de căldură și cu reducerea debitelor în cursul nopții; s-a introdus răcirea în cursul nopții cu ajutorul aerului exterior. Consumul de energie, în aceste condiții, se ridică la cca 200 kWh/m^{2}an, de construcție, din care 50 kWh/m^{2}an - energie electrică (25 %) și 150 kW/m^{2}an - căldură. Instalațiile de climatizare care echipează aceste clădiri trebuie: să asigure microclima cerută în fiecare anotimp și în fiecare zi; să împiedice apariția curenților supărători și pătrunderea prafului, a zgomotului și a altor noxe.

• **Sisteme de climatizare**

– *Instalații cu aer primar cu aparate cu inducție* (§ 5.3.4.5). Aerul este preparat într-un agregat central care asigură rația minimă de aer proaspăt (exterior) pentru încăperi după care este distribuit printr-o rețea de canale în întreaga clădire. Temperatura aerului primar se modifică în funcție de temperatura exterioară (§ 5.3.4.7) sau se menține constantă. Temperatura apei calde și reci se reglează în funcție de temperatura exterioară. În fiecare încăpere se montează, cel puțin, un aparat cu inducție, de obicei, sub fereastră, dar și în coridor, în plafonul fals. Aparatul cu inducție este racordat la o rețea de agent termic cu 2, 3 sau 4 conducte. Sarcinile termice de încălzire și răcire ale aparatelor se reglează local, prin termostat. Sistemul este eficace la încăperi cu adâncimi până la 5...6 m. Rețeaua de aer primar se realizează în sistemul de presiune înaltă. Instalațiile pot avea debit de aer constant (temperatură variabilă) sau variabil (temperatură constantă).

– *Instalațiile cu ventiloconvectoare* (§ 5.3.4.6) au o întrebuințare mai largă decât cele cu inducție. Aerul proaspăt este asigurat de o instalație independentă sau poate fi preluat direct în ventiloconvector printr-o priză de aer. Sunt cazuri când ventiloconvectoarele funcționează în regim de recirculare, aerul proaspăt fiind asigurat prin deschiderea ferestrelor. Pentru fiecare încăpere se prevede un ventiloconvector (la încăperi mai mari 2, 3 aparate) care poate fi montat sub fereastră, la plafon sau în coridor, în plafonul fals (în acest ultim caz trebuie prevăzut un panou demontabil pentru acces la aparat în vederea curățirii filtrului). Reglarea temperaturii se face în fiecare încăpere cu termostat montat în încăpere sau în aspirația ventiloconvectorului. Costul instalației cu ventiloconvectoare este mai mare decât al celei cu aparate de inducție.

– *Instalațiile cu două canale de aer* (§ 5.3.3.3) oferă aceleași condiții în ceea ce privește asigurarea temperaturii aerului în încăperi. Rețeaua de distribuție a aerului în clădire constă din două canale, unul cu aer cald, al doilea cu aer rece (de aceleași dimensiuni, de regulă, dar și diferite). Pentru fiecare încăpere se prevede, cel puțin, un aparat de amestec (§ 5.3.3 - 3.4) racordat la cele două canale, de aer cald și aer rece. Reglarea este individuală pe fiecare aparat de amestec.

Ambele canale (cald și rece) servesc la introducerea aerului, un al treilea canal se prevede pentru evacuare. Din cauza costurilor energetice ridicate și a spațiului mare pentru canale, acest sistem se folosește mai rar. Dacă se folosește, este recomandabilă varianta cu debit variabil.

• **Ventilarea încăperilor**

– *Sălile de ședințe* sunt prevăzute cu instalații de ventilare sau climatizare care asigură aerul proaspăt necesar ca urmare a aglomerării de persoane. Se prevede o încălzire de gardă până la 10...12°C cu corpuri statice, iar diferența, prin aerul de ventilare. Aparatul de climatizare se montează pe acoperiș, în subsol, într-o încăpere alăturată sau chiar în încăperea deservită, caz în care trebuie să i se prevadă o priză de aer exterior cu clapetă de închidere (fig. 13.1.1).

Aerul viciat (diferența între debitul total și aerul exterior) se evacuează prin suprapresiune, prin grilele de transfer, în coridor sau se prevede un ventilator de evacuare. Iarna, instalația funcționează în regim de recirculare pentru aducerea rapidă în starea de regim. Debitul de aer se determină pe baza bilanțurilor (termic și de umiditate) și conduce la 7...10 schimburi orare. În cazul încăperilor mai înalte (peste 3 m) este recomandabilă utilizarea anemostatelor pătrate (600×600 mm) cu modificarea direcției jetului de aer. În poziția „retras" anemostatul realizează lipirea jetului de aer rece (vara) de plafon, iar în poziția „coborât" dirijează jetul de aer cald (iarna) spre pardoseală. Aparatul de climatizare trebuie automatizat și prevăzut cu lampă de semnalizare (pentru indicarea funcționării) și termostat, ambele montate în încăperea deservită.

– *Birourile* nu se climatizează, de regulă, toate, ci cel mai adesea doar birourile conducerii, sala de așteptare etc. În aceste situații este recomandabilă utilizarea de aparate individuale de climatizare (care conțin un ventilator, filtru, baterie de încălzire, baterie de răcire, cameră de amestec și echipamentul de automatizare).

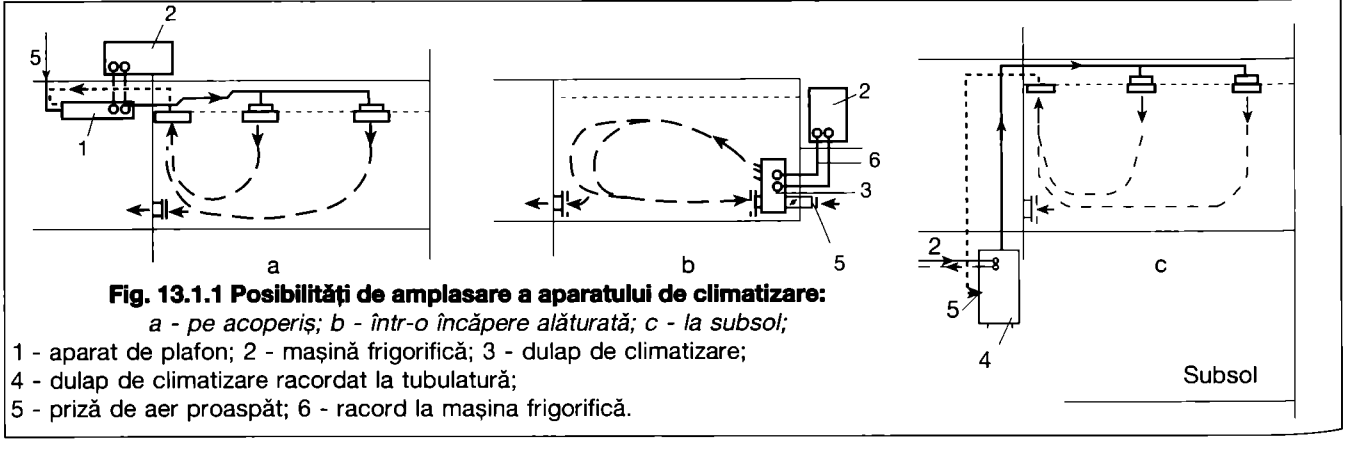


Fig. 13.1.1 Posibilități de amplasare a aparatului de climatizare:
a - pe acoperiș; b - într-o încăpere alăturată; c - la subsol;
1 - aparat de plafon; 2 - mașină frigorifică; 3 - dulap de climatizare;
4 - dulap de climatizare racordat la tubulatură;
5 - priză de aer proaspăt; 6 - racord la mașina frigorifică.

Aparatul se montează, după caz, sub fereastră, lângă un perete interior, sau într-o încăpere alăturată, la plafon (cu racordare la o tubulatură ce distribuie aerul la 1...3 anemostate). În ultimele două situații trebuie adus aerul exterior printr-un canal la aparat. La clădirile cu birouri, instalațiile de climatizare sunt oprite noaptea și la sfârșitul săptămânii. Se apreciază funcționarea instalațiilor la cca 3000 ore/an.

13.1.2. Hoteluri

Cuprind, în general, în același corp sau în corpuri separate, un restaurant cu bucătărie și o parte (un bloc) de cazare.

Bucătăria se ventilează separat așa cum se arată la § 13.2.1; restaurantul se tratează ca o încăpere aglomerată cu degajări de căldură de la ocupanți, mâncare, iluminat și cu aporturi de căldură din exterior, iar blocul de cazare face obiectul acestui capitol. În hoteluri, o parte din încăperi nu sunt folosite, gradul de folosire fiind diferit de la un sezon la altul, de la o zi a săptămânii la alta, astfel că se poate considera un grad de folosire mediu de cca 60 %. Pe acest considerent trebuie să se gândească un sistem de încălzire-răcire descentralizat. Funcționarea instalațiilor trebuie asigurată tot timpul anului (8760 ore de funcționare anual). Din același motiv se preconizează următoarele sisteme:

– *Instalații centrale de tratare a aerului* care asigură debitul minim de aer proaspăt, în fiecare cameră a hotelului, prin intermediul unei rețele de canale de distribuție. Aerul este condus la aparate de inducție sau ventiloconvectoare sau direct în camere. Aerul trece prin grilele de transfer mai întâi din cameră în vestibul și apoi, din vestibul, în grupul sanitar de unde este evacuat cu ajutorul unei instalații de ventilare mecanică, în exterior. Instalațiile în sine nu se deosebesc prin nimic de cele prezentate în § 5.3.4.5 și 5.3.4.6.

– *Aparate descentralizate montate în fiecare încăpere*

În fig. 13.1.2 este prezentat sistemul de climatizare cu *aparate de inducție*. Aparatul este montat sub fereastră și este racordat la rețeaua de aer primar de presiune înaltă precum și la rețeaua de distribuție a apei calde și/sau reci. Se utilizează fie sistemul cu două conducte (cel mai ieftin), fie cu 4 conducte. Separat, se prevede conducta de colectare a condensatului care le însoțește pe cele de agent termic. Aerul primar introdus în aparat antrenează, prin ejecție, aerul încăperii pe care-l încălzește/răcește. Un debit de aer, egal cu cel primar, trece prin grilele de transfer (montate, de regulă în uși, la partea inferioară) în baie (grupul sanitar) de unde este absorbit și evacuat în exterior. Deoarece aerul refulat, din motive de ventilare, funcționează permanent, aerul secundar (antrenat din încăpere) trece permanent prin schimbătorul de căldură. Decuplarea camerelor nefolosite nu este posibilă, de aceea acest sistem nu se poate aplica decât la hotelurile complet ocupate, tot timpul. Pentru a înlătura acest neajuns se recurge la sistemul de climatizare cu debit variabil de aer utilizând clapete de închidere atât pe aerul refulat (aerul primar) cât și pe aerul evacuat. Închiderea clapetelor de aer conduce la reducerea debitului de aer pe rețeaua de distribuție și la micșorarea pierderilor de sarcină, ceea ce are ca urmare creșterea presiunii aerului în locul unde montăm traductorul de presiune. Dacă acesta este cuplat cu un regulator de menținere constantă a presiunii aerului în canal, atunci, pe măsura decuplării camerelor, are loc o reducere a debitului ventilatorului printr-una din metodele cunoscute (§ 7.1.4). Atât pe instalația de introducere cât și pe cea de evacuare trebuie prevăzut câte un regulator de menținere constantă a presiunii (§ 5.3.3.2). Debitul de aer primar pentru o cameră este 40...80 m³/h. Reducerea debitului de aer se poate face până la 15 % din debitul total. Ținând seama de coeficientul de simultaneitate al necesarului de căldură/frig se poate dimensiona instalația de climatizare la cca 80 % față de instalațiile obișnuite.

În fig. 13.1.3 este prezentat sistemul de climatizare cu *ventiloconvectoare*. Acestea se pot monta sub fereastră, la plafon sau în plafonul fals (așa cum este indicat în fig. 13.1.3) al vestibulului. Ventiloconvectorul are 4 trepte de cuplare: 1 poziție cu ventilatorul oprit și 3 poziții cu ventilatorul mergând; ceea ce presupune 3 debite de aer, 3 sarcini de încălzire/răcire, dar și 3 niveluri de zgomot. Suplimentar, există un termostat (de cameră sau

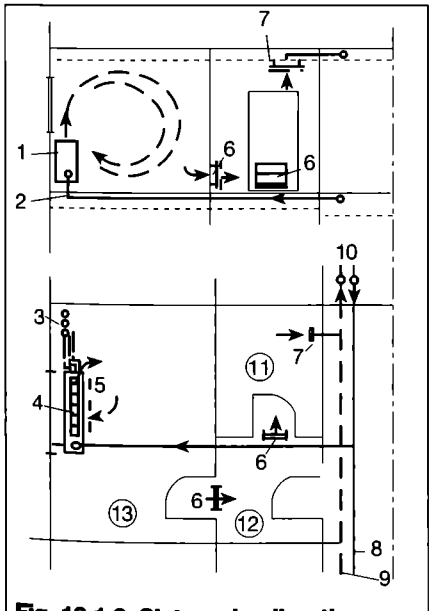


Fig. 13.1.2. Sistem de climatizare cu aparate cu inducție:
1 - aparat cu inducție; 2 - racord aer primar; 3 - conducte de apă caldă/rece + condensat; 4 - grilă refulare; 5 - grilă recirculare; 6 - grilă de transfer; 7 - grilă de evacuare; 8 - canal de refulare aer primar; 9 - canal de evacuare aer viciat; 10 - de la și la centrala de climatizare; 11 - baie; 12 - vestibul; 13 - cameră.

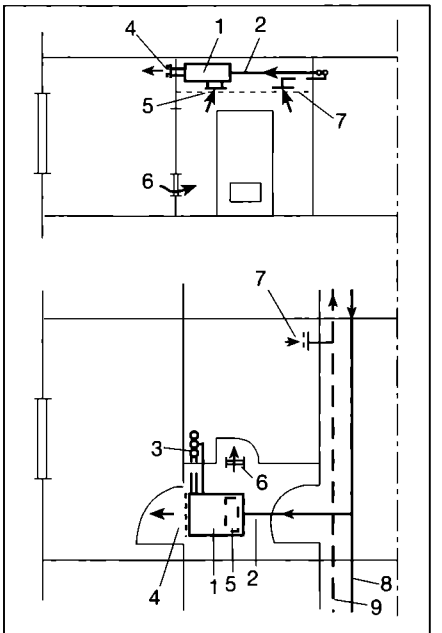


Fig. 13.1.3. Sistem de climatizare cu ventiloconvectoare:
1 - ventiloconvector; 2 - racord aer primar; 3 - conducte apă caldă/rece + condensat; 4 - grilă refulare; 5 - grilă recirculare (montată în plafonul fals); 6 - grilă de transfer; 7 - grilă de evacuare; 8 - canal de refulare aer primar; 9 - canal de evacuare aer viciat.

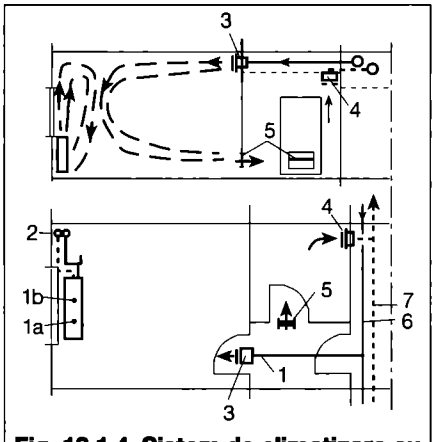


Fig. 13.1.4. Sistem de climatizare cu aparat de fereastră sau cu corpuri de încălzire și ventilare:
1a - aparat de fereastră (varianta 1);
1b - radiator (varianta a 2-a);
2 - coloană încălzire;
3 - grilă de refulare;
4 - grilă de evacuare;
5 - grilă de transfer;
6 - canal de aer tratat (cald/rece);
7 - canal de evacuare aer viciat.

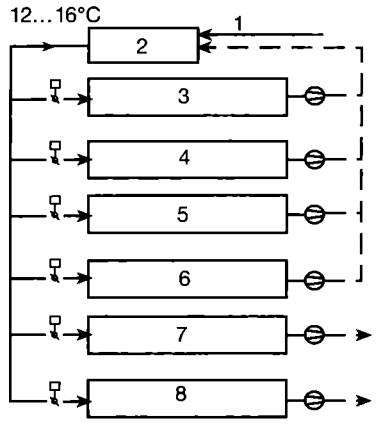


Fig. 13.1.5. Sistem de distribuție a aerului pentru zona de vânzare:
1 - aer exterior; 2 - agregat climatizare; 3 - textile, încălțăminte, podoabe etc.; 4 - mobilă, mobilier; 5 - lustre; 6 - televizoare, linii muzicale; 7 - gastronomie; 8 - produse alimentare; — aer refulat; --- aer evacuat/recirculat.

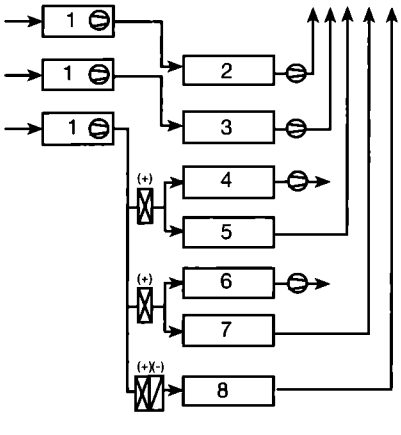


Fig. 13.1.6. Sistem de distribuție a aerului pentru încăperile anexe:
1 - aparate de climatizare; 2 - bucătărie, patiserie; 3 - cofetărie; 4 - depozite; 5 - toalete; 6 - birouri; 7 - ateliere; 8 - depozite de fructe; (+) - baterie de încălzire; (–) - baterie de răcire.

montat pe aspirația aparatului) care, la temperatura aleasă, cuplează ventilatorul și reglează debitul de căldură/frig al schimbătorului de căldură. În fig. 13.1.4 este prezentat un sistem de climatizare în două variante. O variantă presupune încălzirea încăperii cu ajutorul unui *radiator* (1b), iar ventilarea și răcirea/încălzirea, cu ajutorul instalației de climatizare. Introducerea aerului se face cu ajutorul unei grile montată deasupra ușii de intrare în cameră. Aerul este evacuat prin baie după sistemul prezentat anterior.

În țările cu climă mai blândă se renunță la rețeaua de conducte de apă caldă/rece. În încăpere se montează un *aparat de cameră* (1a) montat sub fereastră sau alături. Aparatul are o mașină frigorifică înglobată. Pentru răcirea condensatorului trebuie prevăzută o priză de aer în peretele exterior. Pentru perioadele mai reci, aparatul dispune de o baterie de încălzire electrică. La fel ca și la ventiloconvector, ventilatorul aparatului are un comutator în trepte și un termostat.

13.1.3 Magazine

Magazinele îmbracă o mare varietate după produsele vândute, numărul suprafețelor de vânzare și mărime. Ele conțin încăperi destinate vânzării, care sunt accesibile clienților, și încăperi anexe (administrație, depozite, ateliere, bucătării, preparare alimente etc.) în care nu intră clienții. Încăperile anexe ocupă o suprafață mare, mergând până la 50...100 % din suprafața încăperilor pentru vânzare. Încăperile de vânzare au, de obicei, adâncimi mari, dispun de iluminat puternic, de iluminat pentru crearea de efecte și prezintă un grad mare de ocupare ca persoane, toate acestea conducând la degajări importante de căldură, atât vara cât și iarna, și fiind necesară prevederea de instalații de climatizare. Debitul de aer necesar pentru ventilare se determină pe baza bilanțului termic, calculat pentru fiecare încăpere în parte, cu relația:

$$\dot{V} = (\Phi_{deg.} + \Phi_{ap.} + \Phi_{IR})/\rho \cdot \Delta h \quad [m^3/s] \quad (13.1.1)$$

în care:

$\dot{V}$ - *debitul de aer* [m³/s]

$\Phi_{deg.}$ - degajarea de căldură de la sursele interioare [kW];

$\Phi_{ap.}$ - aporturile de căldură din exterior [kW];

Φ_{IR} - sarcină de încălzire sau răcire a instalațiilor locale existente în încăperea considerată [kW];

Δh - diferența entalpiilor punctelor de stare ale aerului interior și refulat [kJ/kg];

ρ - densitatea aerului corespunzător punctului de stare a aerului refulat [kg/m³].

La încăperile pentru alimente, echipate cu mobilier de răcire, se iau în calcul degajările de căldură și puterile mașinilor frigorifice dacă acestea sunt înglobate în mobilierul frigorific. Calculul debitului de aer se poate face și cu ajutorul datelor indicate în tabelele 13.1.1 și 13.1.2 (anexa 13.1). Tabelul 13.1.2 conține și alte date caracteristice necesare dimensionării instalațiilor de ventilare și climatizare pentru magazine.

Echiparea magazinelor cu instalații de climatizare trebuie să țină seama de: locul de amplasare, felul aparatelor, calitatea aerului (proaspăt, recirculat), modul de reglare a instalațiilor, modul de modificare a debitului de aer, felul eventualei recuperări a căldurii. Ca soluții de climatizare se pot adopta următoarele:

- *sistemul centralizat*, grupurile de introducere și de evacuare se amplasează fie pe acoperiș, fie în subsol;
- *sistemul descentralizat*, grupurile de introducere și de evacuare se amplasează în apropierea zonelor deservite;
- *sistemul semicentralizat*, aparatele de introducere se amplasează grupat (pe acoperiș sau la subsol), iar cele de evacuare descentralizat, în zonele de deservire, așa cum se arată în fig. 13.1.5 și 13.1.6.

Instalațiile preconizate pot funcționa cu

Tabelul 13.1.1. Debitul de aer exterior pentru magazine (după VDI 2082-88).

Destinația încăperii	Gradul de ocupare	Fără vicierea aerului		Cu vicierea aerului	
	[nr. persoane/m²]	[m³/h pers.]	[m³/h m²]	[m³/h pers.]	[m³/h m²]
Încăperi pentru vânzare*	0,1...0,15**	–	6	–	9
Încăperi pentru vânzare cu ocupare redusă (ex. mobilă, mobilier)	0,05	–	2	–	–
Încăperi de servire cu public*	–	30	6	45	12
Încăperi de staționare a publicului*	–	30	–	40	–
Încăperi pentru îmbrăcare personal	–	–	–	–	18
Încăperi pentru prelucrarea și pregătirea alimentelor	–	–	–	45	12
Ateliere*	–	30	6	45	12
Depozite fără instalații de răcire	–	30	3	45	9

* La temperaturi exterioare între 0 și -15 °C și între 26 și 35...38°C debitele de aer se vor reduce treptat până la 50%, la fel și în perioadele cu vânzare slabă.

** 0,15 persoane/m² corespunde unei rate de 40 m³/h pers.

debit de aer constant și temperatură de refulare variabilă sau cu debit de aer variabil și temperatură de refulare constantă. Modificarea debitului de aer se poate face prin modificarea turației ventilatoarelor sau prin dispozitive de obturare (soluție simplă, dar neeconomică). Instalațiile pentru încăperile de vânzare trebuie reglate în trepte, ținând seama de variația gradului de ocupare cu persoane. Aparatele de climatizare se echipează cu filtre de clasa G3 și G4.

Atenție deosebită trebuie acordată protecției împotriva incendiilor. Canalele se execută din materiale incombustibile, diferitele zone se separă prin clapete antifoc. Măsurile de protecție împotriva incendiilor trebuie stabilite împreună cu organele abilitate.

Canalele de introducere se izolează termic. Pentru evacuare se folosesc canale independente neizolate. Evacuarea aerului cu miros puternic de la bucătării, grătar, cofetărie, compartimentul de pește etc. se va face peste acoperiș; ventilatorul de evacuare se plasează la capătul canalului pentru ca întreaga rețea să fie în subpresiune pentru a împiedica răspândirea mirosului. La bucătărie și grătar se prevăd filtre de grăsimi, iar falțurile canalelor se lipesc (partea inferioară). Zonele cu sarcini de răcire mari (lustre, televizoare, radio) se recomandă să fie prevăzute cu instalații separate de evacuare.

La intrările magazinelor este recomandabilă prevederea perdelelor de aer sau, cel puțin, a ușilor duble. Perdelele de aer necesită un consum important de energie (termică sau electrică).

13.1.4. Teatre, cinematografe

Teatrele, sălile de audiție, cinematografele etc. trebuie echipate, cel puțin, cu instalații cu aer cald (dacă nu sunt folosite în lunile de vară) și cel mai adesea, cu instalații de climatizare parțială sau de climatizare. Ca sursă de căldură se folosește o centrală termică sau un punct termic. Agentul termic potrivit este apa caldă cu parametrii 90 - 70 °C atunci când clădirea este prevăzută cu o instalație de încălzire centrală. O încălzire mai rapidă se obține cu ajutorul aerului. Este recomandabil ca holul de intrare, casa, grupurile sanitare și chiar foaierul să fie încălzite cu corpuri statice. Dacă sunt și birouri, este bine ca acestea să fie racordate pe un circuit separat pentru că au un alt program de funcționare.

Ca sursă de răcire se folosesc mașini frigorifice, cu răcire directă la teatrele mici, cu răcire indirectă (instalații cu apă răcită) la instalațiile mari. Răcirea condensatoarelor, cel mai adesea, se face cu aer (costuri mai mici), mai rar cu apă cu turnuri de răcire.

Sistemele de ventilare și climatizare se aleg în funcție de mărimea și importanța obiectivului. Pentru cinematografe este suficientă o singură instalație de climatizare parțială (cu introducere și evacuare în sală) constând dintr-un grup de introducere și altul de evacuare. Pentru un teatru mic se prevede, de asemenea, o singură instalație de climatizare parțială atât pentru sală cât și pentru scenă. Din foaier se poate face o evacuare mecanică. Pentru teatre mari se pot prevedea instalații separate de climatizare pentru sală, pentru scenă și chiar pentru foaier.

Scena trebuie ventilată în regim echilibrat pentru a se împiedica trecerea de aer din scenă în sală (ar conduce la mișcarea cortinei).

Sala, față de foaier, trebuie ventilată în ușoară suprapresiune pentru a împiedica pătrunderea aerului cu fum de țigară din foaier. Schema de ventilare a sălii trebuie aleasă cu grijă. Se utilizează, de regulă, trei sisteme de ventilare a sălii: *„jos-sus"* (introducerea în contratrepte sau în picioarele scaunelor, evacuarea la partea superioară); *„sus-jos"* (introducerea în plafonul sălii și al balconului și evacuarea prin contratrepte); *longitudinală*, cu mișcarea aerului spre scenă sau dinspre scenă.

În fig. 13.1.7 este prezentată varianta de ventilare „sus-jos". Drumul parcurs de aer până în zona ocupată este mai lung astfel că, vara (în procesul de răcire), diferența de temperatură dintre aerul încăperii și aerul refulat poate fi luată mai mare (6...10 K) conducând la temperaturi ale aerului refulat de 20...16 °C. Ca neajuns se poate semnala faptul că aerul ajunge, la ocupanți, parțial viciat. Debitul de aer al sălii este mai mic decât în cazul sistemului „jos-sus" și, ca urmare, suprafața (și costul) gurilor de refulare și absorbție este mai mică. Repartizarea aerului trebuie făcută cât mai uniform, nu trebuie neglijată nici o zonă (balcoane, loji, fosă orchestră etc.). Refularea aerului în zona fosei trebuie făcută cu viteze mici, eventual în afara zonei, muzicanții fiind foarte sensibili la curent.

În fig. 13.1.8 este prezentată schema inversă de distribuție „jos -sus". Refularea aerului se face prin gradenele sălii și balconului. Viteza de refulare, deoarece introducerea se face în zona de ședere, trebuie să fie cel mult egală cu viteza admisibilă (cca 0,15...0,20 m/s). Acest lucru conduce la suprafețe ale grilelor de introducere foarte mari și, în multe situații, nu există spațiul necesar la dispoziție. În aceste cazuri se recurge la introducerea aerului lateral, în lungul sălii și deasupra scenei. Distribuția aerului în scenă ridică și ea probleme din cauza decorurilor. Accesul tubulaturii este posibil numai pe părțile laterale (stânga-dreapta), pentru introducere, și pe fundul scenei (la cca 40...50 cm deasupra pardoselii), pentru evacuare.

În fig. 13.1.9 este prezentată schema de ventilare longitudinală, cu refularea aerului din spatele sălii și absorbția în zona scenei (sus și jos). Această schemă trebuie folosită cu precauție și riguros calculată pentru că jetul de aer rece (vara) poate să cadă în ceafă ocupanților. Mai potrivită este schema inversă (fig. 13.1.10), cu refularea în zona scenei spre spatele sălii. Jetul de aer este dirijat spre fața spectatorilor și senzația de curent este percepută mai greu.

Instalația funcționează, în mod normal, cu amestec de aer exterior (proaspăt) și

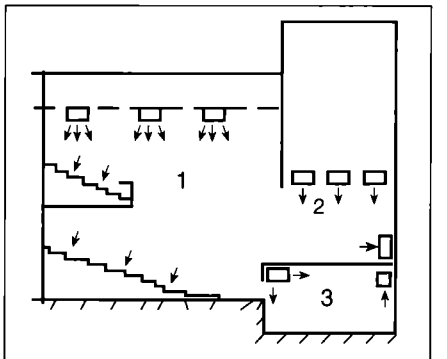


Fig. 13.1.7. Instalație de climatizare cu refulare la plafon și evacuare în contratrepte:
1- sală; 2 - scenă; 3 - fosă orchestră.

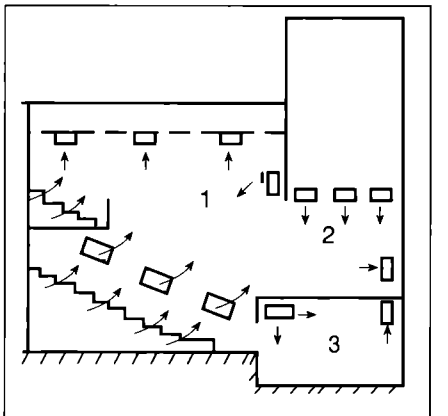


Fig. 13.1.8. Instalație de climatizare cu refulare în contratrepte și în scenă și evacuare la plafon:
1 - sală; 2 - scenă; 3 - fosă orchestră.

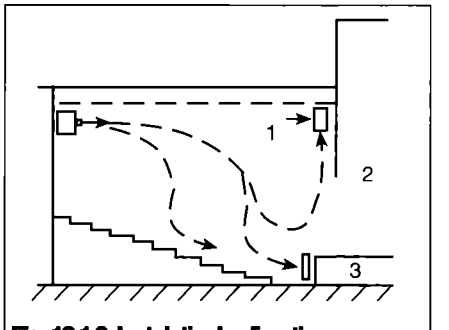


Fig. 13.1.9. Instalație de climatizare cu ventilare longitudinală. Refularea în zona intrării, evacuarea în zona scenei:
1 - sală; 2 - scenă; 3 - fosă orchestră.

interior (recirculat). În perioadele de punere în funcțiune, instalația funcționează în regim de recirculare totală pentru a aduce sala, în scurt timp, la parametrii ceruți. Instalația de climatizare este compusă

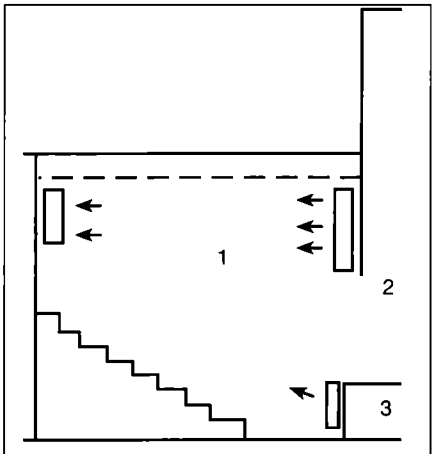


Fig. 13.1.10. Instalație de climatizare cu ventilare longitudinală. Refularea în zona scenei, evacuarea în zona intrării: 1 - sală; 2 - scenă; 3 - fosă orchestră.

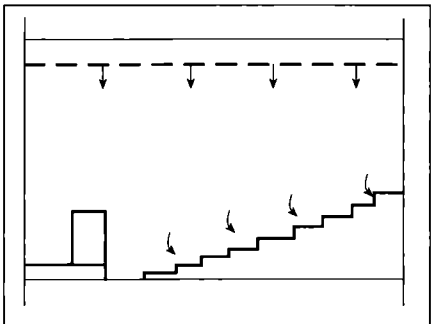


Fig. 13.1.11. Ventilarea unui amfiteatru în sistemul „sus-jos".

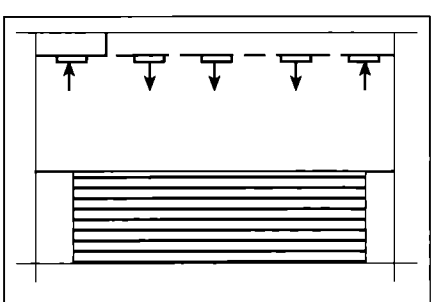


Fig. 13.1.12. Ventilarea unui amfiteatru în sistemul „sus-sus".

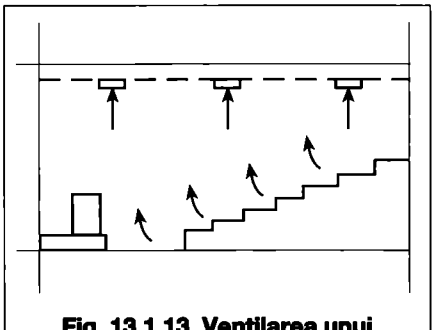


Fig. 13.1.13. Ventilarea unui amfiteatru în sistemul „jos-sus".

dintr-un grup de introducere și altul de evacuare. Amplasarea agregatului se face, la subsol, în afara sălii de spectacol sau a scenei. Instalația trebuie prevăzută cu atenuatoare de zgomot atât pe refulare cât și pe evacuare.

Bilanțurile (termic și de umiditate) sălii în cazul schemei de ventilare „jos-sus", se fac separat pentru cele două zone (un bilanț pentru zona de ședere și al doilea bilanț pentru partea de deasupra zonei de ședere). Debitul de aer L se determină pe baza bilanțurilor termic $\Delta\Phi_{z.ș}$ și de umiditate ale zonei de ședere $\Delta\Phi_{vz.ș}$:

$$\dot{M} = \frac{\Delta\Phi_{z.s}}{h_i - h_c} = \frac{\alpha \cdot \Delta\Phi_v}{h_i - h_c} \text{ [kg/s]} \quad (13.1.2)$$

în care:

α - este coeficientul de preluare a căldurii în zona de ședere, $\alpha = 0{,}4...0{,}5$;

h_i - entalpia punctului de stare a aerului interior [kJ/kg];

h_c - entalpia punctului de stare a aerului refulat [kJ/kg];

$\Delta\Phi_v$ - bilanțul termic de vară al întregii încăperi (a celor două zone) [kW]. Pentru întocmirea bilanțului termic se consultă § 9.1.1. Aerul exterior (proaspăt) se determină pe baza diluării CO_2 și conduce la rate de cca 25...30 m³/h persoană.

Instalația de climatizare este prevăzută cu o instalație de reglare, după caz, a temperaturii și umidității relative. Temperatura interioară vara se modifică în concordanță cu temperatura exterioară.

13.1.5. Amfiteatre

Reprezintă încăperi cu grad mare de ocupare și cu vicierea puternică a aerului. Lipsa ventilării sau climatizării duce la slăbirea atenției. Ventilarea prin ferestre nu este posibilă datorită zgomotului stradal și prezentării unor materiale cu retroproiectorul, timp în care, în interior, se face întuneric. Condițiile microclimatului interior sunt cele obișnuite:

- temperatura = 22...26 °C,
- umiditatea relativă = 40...55%.

Instalația de climatizare se completează cu o încălzire de gardă (pentru a realiza 10...12°C) prin corpuri de încălzire montate sub ferestre. În dimensionarea instalației de climatizare se ține seama de existența încălzirii cu corpuri statice pentru a nu conduce la supraîncălzirea amfiteatrului. Dacă amfiteatrul nu are elemente de delimitare exterioare, încălzirea cu corpuri statice nu mai este obligatorie. La începerea unei prezentări (lecții) apare o degajare "instantanee" de căldură prin intrarea în sală a auditoriului. O parte din această căldură se acumulează în elementele delimitatoare ale încăperii, alta se pierde în exterior, iar căldura în exces trebuie evacuată prin instalația de climatizare. Bilanțurile, termic și de umiditate, se întocmesc pentru întreaga încăpere, dacă ventilarea se face în sistemul „sus-jos", și pe zone, dacă ventilarea este de tip „jos-sus", (§ 13.1.4), debitul de aer determinându-se cu relația 13.1.2. Debitul de aer este în funcție de mărimea diferenței de temperatură ΔT (dintre aerul încăperii și aerul refulat) rezultând rate de aer de 35...65 m³/h persoană la $\Delta T = 4...10$ K. Din motive de economisire a energiei și pentru că temperatura de refulare adoptată nu poate fi prea mică (recomandabil 18...20 °C) se ajunge la o creștere a temperaturii aerului interior, între începutul și sfârșitul expunerii (pe timp de 2 h), de cca 2...3 K.

Debitul de aer pentru ventilare conduce la un număr orar de schimburi de 6...8 la amfiteatre cu înălțime obișnuită, (4...5 m). La temperaturi exterioare foarte coborâte sau foarte ridicate, la fel ca și la alte instalații, debitul de aer exterior se reduce la jumătate.

Introducerea aerului în amfiteatru trebuie să se facă fără a crea curenți de aer sau zgomot. Există câteva modalități de realizare a ventilării amfiteatrelor. În fig. 13.1.11 introducerea se face prin plafon, iar evacuarea prin gradene („sus-jos"). Sistemul este costisitor, numărul grilelor de absorbție fiind mare. Introducerea aerului se poate face la nivelul plafonului prin anemostate, duze sau fante de aer. Refularea se poate face și pe peretele din spatele catedrei, realizându-se o mișcare longitudinală de la catedră spre gradene. În varianta „sus-sus" (fig. 13.1.12) introducerea se face la nivelul plafonului, central, prin anemostate, fante de aer sau guri de aer, în direcția gradenelor, iar evacuarea, la plafon, lateral în lungul celor doi pereți.

În fig. 13.1.13 este indicată varianta „jos-sus" cu refularea prin gradene sau prin pupitre (fig. 13.1.14), preferabilă fiind cea de-a doua soluție pentru că refularea

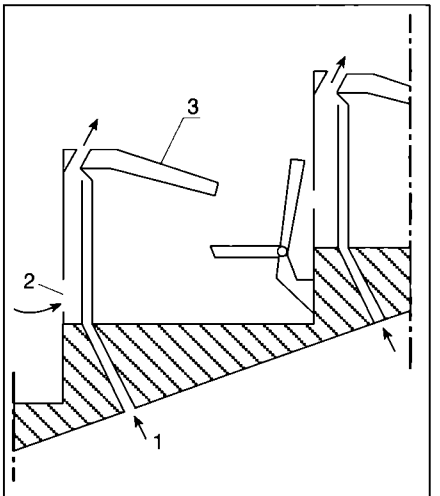


Fig. 13.1.14. Introducerea aerului prin pupitru:
1 - aer primar; 2 - aer secundar; 3 - pupitru.

se face cu viteză mai mare și grilele au suprafața mai mică. Refularea prin gradene poate să conducă la imposibilitatea amplasării tuturor grilelor de refulare, caz în care trebuie să se recurgă la amplasarea unor grile de refulare pe pereții laterali.

Alcătuirea instalației, sursa de frig și reglarea sunt cele obișnuite, semnalate și la alte destinații.

13.1.6. Piscine, bazine acoperite

Sunt încăperi caracterizate prin degajări importante de vapori datorită suprafețelor mari de apă, libere. Necesită instalații de ventilare care au rolul preluării vaporilor rezultați prin evaporarea apei și, în același timp, împiedicarea condensării unei părți din vaporii de apă pe suprafețele reci. Prin instalația de ventilare se acoperă și o parte din pierderile de căldură ale încăperii, de 60...70 %, restul, prin corpuri de încălzire sau radiație prin pardoseală. Debitul de aer se determină pe baza bilanțurilor, termic și de umiditate, dar și pe baza unui număr orar de schimburi de aer rezultat din practica realizării unor asemenea clădiri. Schimbul de aer exterior se raportează la 1 m² suprafață de bazin. Pentru aceasta este necesară cunoașterea suprafeței încăperilor anexe, care se determină tot în funcție de suprafața de 1 m² de bazin (tab. 13.1.3).

Funcționarea unei piscine: 300 zile/an; 12 h/zi.

Parametrii microclimatului și apei:
- temperatura apei $\theta_{apă}$ = *26...28* °C;
- temperatura aerului $\theta_{aer}=\theta_{apă}+(2...3)$°C;
- umiditatea relativă a aerului:
  - iarna, φ_i = *50...60* %;
  - vara, φ_i = *60...70* %.

Consumuri estimative de căldură, [kW/m²·bazin]:
- evaporare = 0,07;
- încălzire = 0,8;
- ventilare (aer proaspăt) = 0,66;
- încălzirea apei proaspete = 0,09;
- dușuri = 0,91,
- total = 2,53 kW/m²,
- cca 3,0 kW/m² dacă se iau în considerare și alte consumuri.

Calculul degajării de vapori de apă se poate face cu aproximație, depinzând de mai mulți factori: numărul de persoane, mișcarea apei care determină mărimea factorului de evaporare, suprafața de pardoseală udată etc. Debitul de apă care se evaporă g_v este:

$$g_v = \sigma (x_s - x_i) = (25 + 19v)(x_s - x_i) \text{ [kg/m²h]} \quad (13.1.3)$$

în care:
- σ - este coeficient de evaporare [kg/m²h];
- x_i, x_s - conținutul de vapori corespunzător stării aerului interior și la saturație [kg vapori/kg aer uscat];
- v - viteza aerului la suprafața apei [m/s].

Pentru coeficientul de evaporare σ se recomandă următoarele valori:
- σ = *10* - apă liniștită;
- σ = *20* - apă cu mișcare moderată;
- σ = *30* - apă agitată (valuri).

Debitul de vapori se poate determina cu ajutorul diagramei din fig. 13.1.15. Se recomandă folosirea următoarelor valori, rezultate pe bază de măsurători în funcție de mișcarea suprafeței apei:
- g_v = *0,1* kg/m²h la mișcare slabă;
- g_v = *0,2* kg/m²h la mișcare puternică.

Aceste valori conduc la pierderi de căldură prin evaporare de 65...130 W/m². În timpul nefolosirii piscinei, degajarea este mai mică, g_v = *0,08...0,1* (cca 54 W/m²), iar dacă bazinul se acoperă cu folie, consumul de căldură scade la cca 10 W/m². Debitul de aer exterior (proaspăt) raportat la 1 m² suprafață de bazin se poate determina pe baza valorilor din tabelul 13.1.4.

Pentru eliminarea mirosului, trebuie adusă, din exterior, o rată minimă de aer de 20 m³/h·persoană ceea ce corespunde la cca 10 m³/h·m².Este recomandabilă folosirea unui recuperator de căldură (iarna) care să încălzească aerul exterior pe seama celui evacuat. De asemenea, este permisă și recircularea aerului, în măsura în care nu se depășește umiditatea relativă preconizată.

Debitul de aer pentru ventilarea piscinelor se poate determina cu ajutorul fig. 13.1.16 în funcție de coeficientul global de transfer termic.

Vara instalația de ventilare poate funcționa, în mare parte, cu aer exterior (când umiditatea relativă a aerului exterior este mică), în rest, aerul trebuie răcit pentru că apare zăpușeala. Schema de ventilare a unei piscine se vede în fig. 13.1.17.

Introducerea aerului se face sub ferestre, de jos în sus, pentru a combate curenții reci din zona ferestrelor și la cca 2 m de la pardoseală, pentru preluarea vaporilor de apă. Evacuarea aerului se face la partea superioară, la nivelul plafonului. Dacă este posibil, se face o evacuare și în partea inferioară, deasupra bazinului, pentru evacuarea mirosului. Canalele și gurile de aer trebuie realizate din materiale rezistente la umiditate (tablă zincată, tablă acoperită, PVC, azbociment). Canalele de evacuare

Tabelul 13.1.4. Debitul de aer exterior pentru piscine, în [m³/m²·h].

Debitul de aer exterior	Iarna	Vara
Piscină	13	31
Piscină privată	6,3	15
Bazin cu valuri	20	46

Tabelul 13.1.3. Valori orientative pentru aerul exterior necesar.

Suprafața camerei	Hol intrare	Cameră dezbrăcare	Cameră dușuri	Încăperi anexe	Bazin
[m²/m² apă]	0,2	0,5	0,08	0,1	–
Aer exterior [m³/h m²apă]	4	10	18	2	10...20

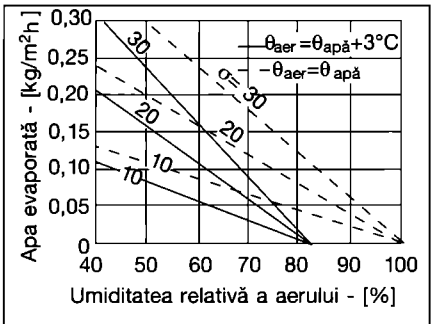


Fig. 13.1.15. Valori orientative pentru evaporarea apei în piscine. Temperatura apei 24...26 °C.

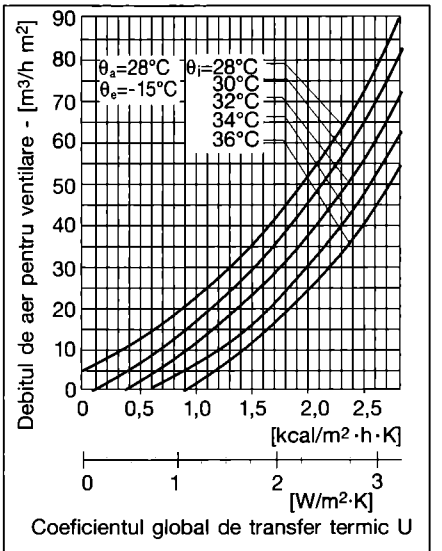


Fig. 13.1.16. Debitul de aer pentru 1 m² de apă în cazul funcționării combinate (încălzire + ventilare) în funcție de coeficientul U, pentru temperatura exterioară de -15 °C:
θ_i - *temperatura încăperii;*
θ_a - *temperatura apei din bazin;*
θ_e - *temperatura aerului exterior.*

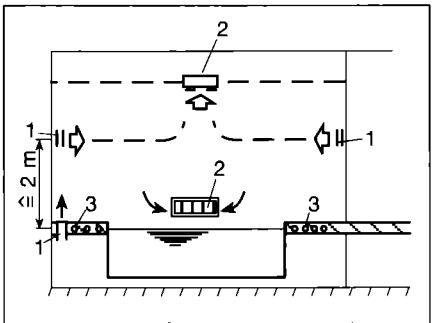


Fig. 13.1.17. Schema de ventilare a unei piscine:
1 - guri de refulare; 2 - guri de absorbție; 3 - încălzire prin pardoseală.

trebuie izolate termic pentru a se evita condensarea vaporilor de apă.

Aerul exterior se preîncălzește înainte de intrarea în camera de amestec a aparatului de climatizare pentru a se preîntâmpina apariția ceții. Temperatura aerului refulat va fi de cca 40...45 °C. Încăperea dușurilor va fi prevăzută cu o instalație de ventilare mecanică (introducere + evacuare), independentă care realizează un număr orar de schimburi = 25...30. Pe baza experienței se propune debitul de aer pentru un duș 220 m³/h, vara, și 75...100 m³/h, iarna; temperatura interioară, 25 °C, temperatura aerului refulat, 40...45 °C.

Determinarea mai precisă a debitului de aer se poate face cu ajutorul graficelor din fig. 13.1.18.

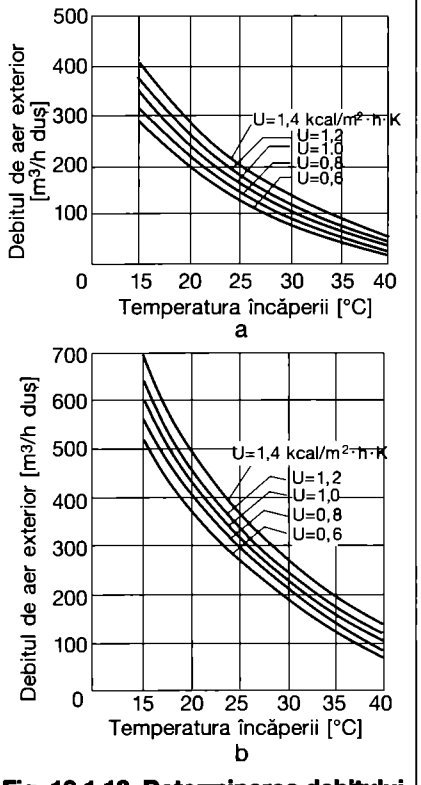


Fig. 13.1.18. Determinarea debitului de aer exterior pentru camera cu dușuri:
a - temperatura apei = 40°C;
b - temperatura apei = 48 °C.

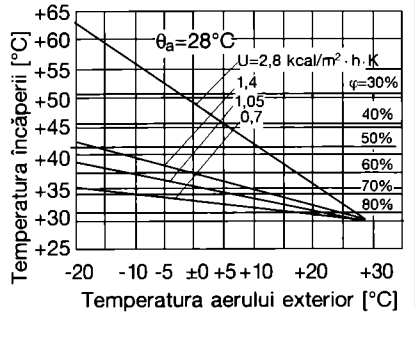


Fig. 13.1.19. Temperatura necesară în încăpere pentru împiedicarea condensării vaporilor de apă în cazul încălzirii cu corpuri statice.

Camera de dezbrăcare-îmbrăcare necesită o instalație de ventilare mecanică (introducere + evacuare) la nivelul a 8...10 schimburi orare, completată cu corpuri de încălzire. Introducerea aerului se face sub bănci, iar evacuarea, la plafon. Temperatura aerului interior, $\theta_i = 22...24$ °C. Dacă instalația de ventilare este comună cu cea a dușurilor se prevede câte un canal independent pentru cele două încăperi cu baterii de reîncălzire pe fiecare ramură.

Împiedicarea formării condensatului pe suprafețele mai reci se poate face prin adoptarea unui coeficient global de transfer de căldură în corelație cu temperatura încăperii. Producerea condensatului este influențată și de mișcarea aerului, respectiv, de coeficientul superficial de schimb convectiv la interior h_i și de umiditatea relativă a aerului interior.

La colțuri $h_i = 6$ W/m²·K și în dreptul ferestrelor $h_i = 12$ W/m²·K. În dreptul ferestrelor trebuie să se creeze perdele de aer cald. În cazul încălzirii cu corpuri statice (piscine private) corelațiile de mai sus sunt indicate în fig. 13.1.19.

Este recomandabil (când piscina este ventilată și încălzită) să se adopte pentru:
- pereți - U < 0,7 W/m²·K,
- plafoane - U < 0,45,
- ferestre - U < 3,5.

Pereții și plafoanele exterioare trebuie prevăzute cu bariere de vapori. Izolația termică la pereții exteriori se prevede spre exterior.

Pentru reducerea costurilor energetice se recomandă: acoperirea apei cu folii, caz în care nu este folosită piscina, reduce consumul de căldură cu cca 80 %; adoptarea unei umidități relative mai mari, până la 80 %, totuși crește pericolul de condensare și costul termoizolației pereților; adoptarea unei temperaturi a apei din bazin mai mici care va avea ca urmare o evaporare mai mică; folosirea recuperatoarelor de căldură sau a pompelor de căldură deși investiția inițială este mai mare.

13.1.7. Spitale, clinici

Spitalele au cunoscut o dezvoltare continuă și rapidă sub aspect tehnic, impunându-se cerințe igienice tot mai riguroase. Microclimatul în diferite zone nu se poate realiza decât prin instalații de climatizare. Acestea au și rolul de a nu contribui la împrăștierea microbilor, de a nu fi transportați dintr-o zonă în alta. În același timp trebuie să se asigure debitele de aer necesare pentru diluarea substanțelor anestezice, să elimine gazele și mirosurile. Pentru unele încăperi (bloc operator, terapie intensivă etc.) aerul introdus în încăperi trebuie să fie curățat de praf și germeni patogeni, fiind necesară filtrarea aerului în 3 trepte:
- treapta I cu prefiltre din clasa G4;
- treapta a II-a cu filtre din clasa F7;
- treapta a III-a cu filtre HEPA (EU14) (cu eficiența > 99,995%).

Treptele de filtrare (fig. 13.1.20) trebuie amplasate în felul următor:
- treapta I se va plasa în apropierea prizei de aer pentru a proteja elementele agregatului de climatizare; tot în această zonă este indicat să se amplaseze și o baterie de încălzire cu țevi netede care să ducă la scăderea umidității relative a aerului pentru a nu favoriza formarea cuiburilor de microbi în filtru;
- treapta a II-a se va plasa la începutul rețelei de canale pentru a o menține curată;
- treapta a III-a se va plasa cât mai aproape de încăperile deservite, dacă este posibil chiar în plafonul acestora.

Nivelul de zgomot trebuie menținut în limitele prescrise diverselor încăperi (anexa 13.2 tab. 13.1.5).

Tratarea bolnavilor, cu bune rezultate, în

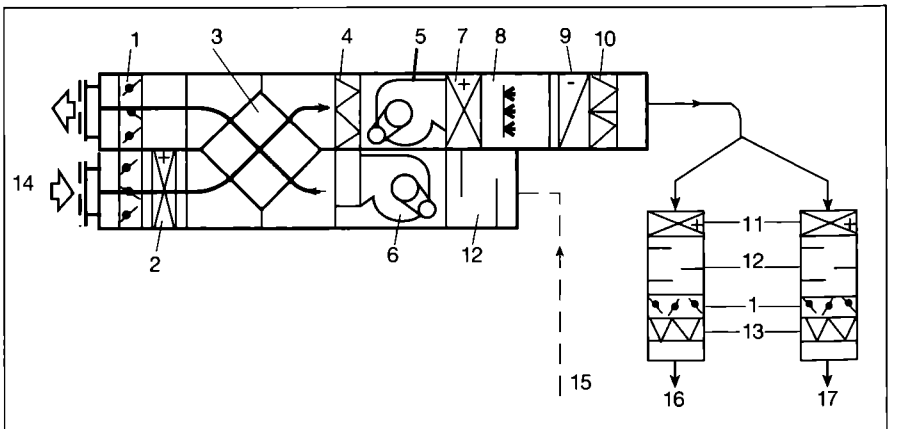


Fig. 13.1.20. Instalație de climatizare pentru blocul operator:
1 - clapete de reglare; 2 - baterie încălzire aer exterior; 3 - recuperator de căldură; 4 - prefiltru (treapta I); 5 - ventilator introducere; 6 - ventilator evacuare; 7 - baterie preîncălzire; 8 - umidificare cu abur; 9 - baterie de răcire; 10 - filtru fin (treapta a II-a); 11 - baterie de reîncălzire; 12 - atenuator de zgomot; 13 - filtru absolut (treapta a III-a); 14 - aer exterior; 15 - evacuare de la sala de operații și încăperile anexe; 16 - spre sala de operații; 17 - spre încăperile anexe sălii de operații.

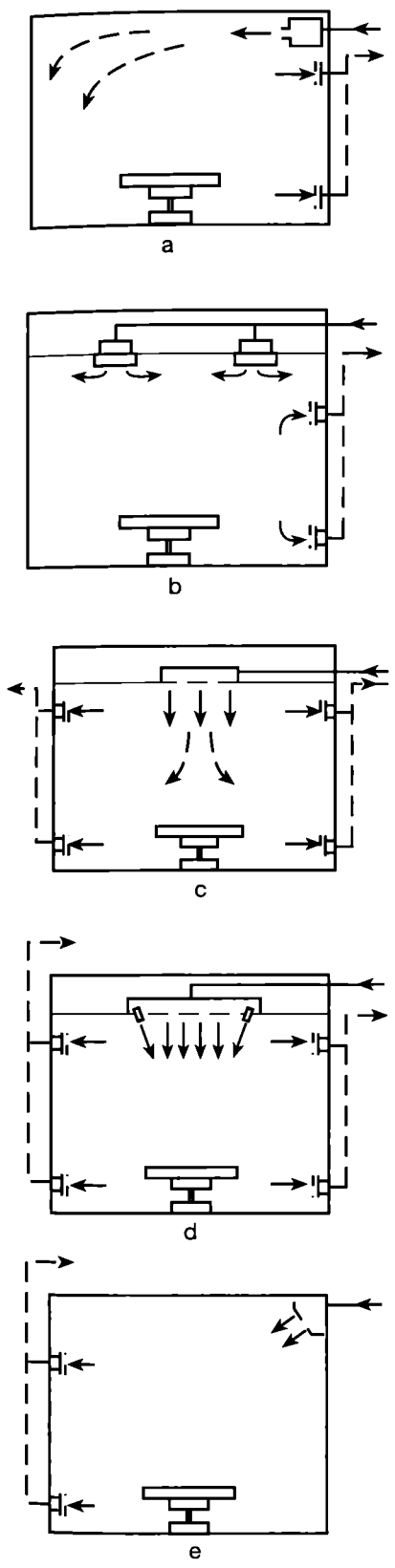


Fig. 13.1.21. Sisteme de ventilare a sălilor de operații:
a - cu fantă de aer la plafon; b - cu anemostate; c - cu plafon perforat și curgere unidirecțională; d - cu plafon perforat și jeturi marginale; e - cu fantă înclinată.

spitale, a condus la o suită de cerințe pentru instalațiile de ventilare și climatizare:
- *eficiență ridicată,*
- *puritatea aerului,*
- *lipsa curenților de aer supărători,*
- *temperaturile și umiditățile relative ale aerului la valorile cerute,*
- *lipsa zgomotului.*

Pentru a satisface aceste cerințe ridicate, instalațiilor de climatizare, uneori, li se adaugă și aparate tehnico-medicale.

Cota parte a instalațiilor de climatizare în ansamblul investițiilor pentru spitale se ridică la 8...10 %, la fel și cheltuielile de exploatare. Din această cauză se caută să se folosească recuperatoare de căldură. Datorită performanțelor remarcabile ale filtrelor absolute, este posibilă recircularea aerului de la sălile de operație (în Germania). Până la apariția legislației tehnice de specialitate, pentru spitale se folosesc datele germane indicate în anexa 13.2 (tabelul 13.1.5). Se caută să se reducă debitul de aer pentru climatizare, fără să se împieteze însă asupra calității serviciilor. La blocurile operatorii se urmărește reducerea drastică a debitului de aer în perioadele în care nu sunt folosite. Se impune curățirea regulată, periodică, dezinfecția instalațiilor și întreținerea lor.

După normele germane încăperile sunt împărțite în 2 clase I și II. Încăperile din clasa I necesită filtrarea aerului în 3 trepte, iar cele din clasa a II-a în 2 trepte.

Debitele de aer pentru ventilare se vor determina pe baza anexei 13.2 (tabelul 13.1.5). Mișcarea aerului între încăperi, pe considerente igienice, se face de la încăperile cu cerințe mai ridicate către cele cu cerințe mai coborâte, rezultând, de aici, debite diferite de refulare și de evacuare, pentru aceeași încăpere. Dacă deschiderea ușilor este frecventă, se pot prevedea ecluze ventilate. La luarea în primire a instalațiilor este necesar a se testa:
- temperaturile, umiditățile relative și vitezele aerului încăperilor;
- debitele de aer, sensul de mișcare, nivelul de zgomot;
- etanșeitatea tuturor elementelor instalațiilor de ventilare și climatizare;
- la filtrele de aer, etanșeitatea și

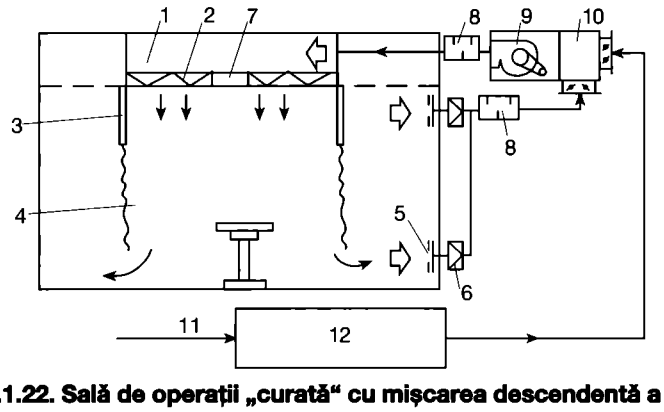


Fig. 13.1.22. Sală de operații „curată" cu mișcarea descendentă a aerului, în sistem casă în casă:
1 - cameră de presiune; 2 - filtre absolute; 3 - panou din sticlă; 4 - perdea; 5 - gură de aspirare; 6 - prefiltru; 7 - corp de iluminat; 8 - atenuator de zgomot; 9 - ventilator; 10 - cameră de amestec; 11 - aer exterior; 12 - grup de climatizare.

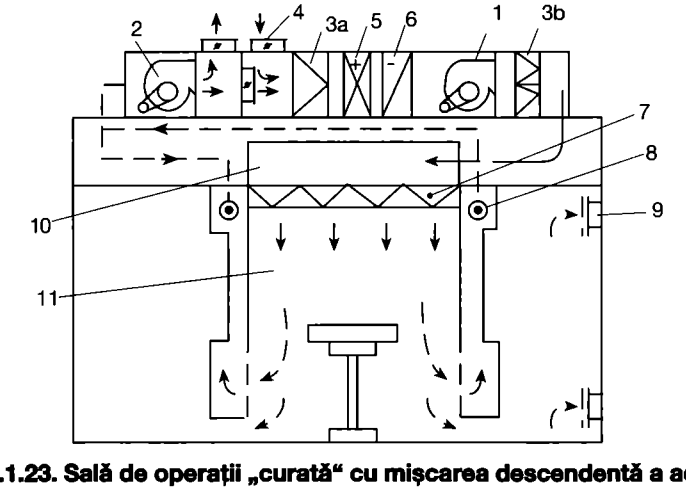


Fig. 13.1.23. Sală de operații „curată" cu mișcarea descendentă a aerului, sistem cabină:
1 - ventilator de introducere; 2 - ventilator de evacuare; 3a - prefiltru; 3b - filtru fin; 4 - aer proaspăt; 5 - baterie de încălzire; 6 - baterie de răcire; 7 - filtru absolut; 8 - iluminat; 9 - gură de evacuare; 10 - cameră de presiune; 11 - cabină.

umiditatea maximă;
- funcționarea clapetelor de reglare.

• **Saloane de bolnavi**

Climatizarea saloanelor de bolnavi nu se impune în orice situație. Ea devine necesară în cazul condițiilor exterioare nefavorabile, la clădirile înalte unde ferestrele nu se pot deschide. În unele cazuri însă se impune datorită unor bolnavi cu anumite afecțiuni:
- la bolnavi cu arsuri θ_i = *22...24* °C, φ_i = *20...30* %;
- la bolnavi de astm θ_i = *22...24* °C, φ_i = *60...80* %.

Ventilarea saloanelor se face în ușoară depresiune față de coridor pentru a împiedica ieșirea aerului cu microbi în zona de circulație. Aerul este refulat în salon, evacuarea se face prin grupul sanitar al salonului. Instalația adoptată poate fi de presiune joasă sau înaltă, în sistem centralizat (o instalație pentru toate etajele) sau descentralizat. Introducerea aerului se poate face la plafon (deasupra ușii de intrare) sau sub fereastră.

Pentru încăperile anexe (toalete, băi, săli de mese) se prevede o evacuare separată de cea a saloanelor.

Dacă se recurge la o instalație de presiune înaltă aceasta va pregăti numai aerul proaspăt.

• **Încăperi anexe (de lucru)**

Toaletele și grupurile sanitare ale saloanelor necesită o instalație de evacuare mecanică sau un coș de evacuare. Aerul absorbit se evacuează peste acoperiș. Aerul de refulare pătrunde prin grile amplasate la partea inferioară a ușilor. Ferestrele se țin închise.

Debitul de aer:
- 60 m³/h, la WC;
- 100 m³/h pentru grupurile sanitare ale saloanelor;
- 150 m³/h în încăperile cu cadă.

La sălile de mese (care primesc hrana de la bucătăria centrală) este suficientă ventilarea prin deschiderea ferestrelor. Uneori se folosește o ventilare mecanică de evacuare pentru a împiedica răspândirea mirosului de mâncare. Încăperile pentru ploști, rufe murdare etc., necesită o ventilare mecanică de evacuare. Pentru rufe murdare se poate folosi un tub cu clapetă automată. Debitul de aer evacuat corespunde la 10...20 schimburi orare de aer. Debitul de aer de compensare se preia din coridoare.

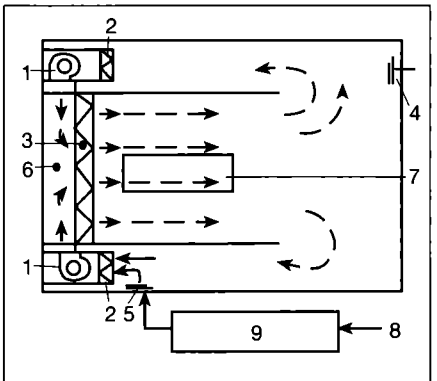


Fig. 13.1.24. Sală de operații „curată" cu mișcarea transversală a aerului:
1 - ventilator; 2 - filtru (treapta a II-a); 3 - filtru absolut; 4 - guri de evacuare (sus și jos); 5 - gură de introducere; 6 - cameră de presiune; 7 - masă de operații; 8 - aer exterior; 9 - grup de climatizare.

• **Săli de operații**

Blocurile operatorii necesită totdeauna o instalație de climatizare care să ușureze munca medicilor și a surorilor, să mențină concentrația prafului și germenilor patogeni în limite normale, să evacueze vaporii narcotici și amestecurile explozive și să asigure mișcarea controlată a aerului în sala de operații și, din aceasta, către încăperile alăturate. Reducerea germenilor patogeni în sala de operații împiedică apariția infecțiilor. Conținutul de microbi în aerul localităților depășește 1000 germeni/m³ din care, desigur, o mică parte duc la îmbolnăviri. În sălile de operații se recomandă să se reducă la cca 35...75 germeni/m³. Germenii patogeni aderă aproape totdeauna la particulele de praf sau la picăturile de apă.

Instalația de climatizare pentru un bloc operator este arătată în fig. 13.1.20. Ea poate fi concepută să deservească mai multe blocuri operatorii și din punct de vedere al alcătuirii constructive, nu diferă de o instalație obișnuită. Apar însă cerințe legate de curățire, etanșeitate și întreținere în scopuri igienice. Ventilatorul de introducere trebuie să fie montat la începutul instalației pentru ca aceasta să fie în suprapresiune (pentru a nu pătrunde microbi). Umidificarea aerului, tot pe considerente igienice, trebuie făcută cu abur. Aparatul de climatizare se amplasează în imediata apropiere a blocului operator, deasupra sau dedesubt.

Introducerea aerului în sala de operații se face cu una din schemele indicate în fig. 13.1.21, evitându-se curenții de gradul doi care duc la apariția turbioanelor și antrenarea germenilor patogeni. Soluția cea mai bună ar fi prin realizarea unei mișcări unidirecționale, realizabilă cu o cameră curată, având curent descendent (fig. 13.1.22 și 13.1.23) sau având curent transversal (fig. 13.1.24) Viteza de deplasare a aerului este 0,15...0,37 m/s, iar temperatura aerului refulat θ_c este inferioară temperaturii aerului interior θ_i, cu *0,5...1* °C. Suprafața gurilor de introducere care creează curentul unidirecțional (numit greșit și curent laminar) oscilează între 1,2 x 2,5 până la 4 x 4 m. Aerul se evacuează atât de la partea inferioară cât și de la cea superioară a încăperii.

Debitul de aer se determină pe baza valorilor din tabelul 13.1.5 (Anexa 13.2) sau pe bază de bilanț termic și de diluare a microbilor. Deoarece rezistența filtrelor se modifică sensibil, este necesară reglarea debitului de aer. Numărul orar de schimburi de aer ajunge la 15...20, în mod uzual. Pentru încăperile anexe sunt suficiente 5 schimburi/h. După DIN 1946 - partea a 4-a, este permisă folosirea unor aparate de răcire în sistem de recirculare.

Canalele de aer se execută din tablă zincată și se preferă secțiunea circulară. Trebuie să fie etanșe și să permită dezinfecția. În canalele de refulare și evacuare se prevăd clapete automate etanșe care se închid la oprirea instalației pentru a împiedica împrăștierea microbilor. Trebuie luate măsuri pentru a se împiedica producerea condensatului pe canale care reprezintă un mediu prielnic pentru dezvoltarea microorganismelor.

Debitul minim de aer proaspăt pentru o sală de operații este de 1200 m³/h, necesar diluării substanțelor narcotice, restul se poate recircula.

Instalația de climatizare realizează și diferențe de presiune între încăperi pentru a se asigură un sens de mișcare a aerului de la încăperile mai curate către cele mai puțin curate.

Camerele aseptice se ventilează în suprapresiune, cele septice în subpresiune.

Din blocul operator, în afara sălii de operații fac parte și încăperile pentru: surori, aparate, spălare, pregătire, sterilizare. Camera de sterilizare, datorită degajărilor, necesită cca 20 schimburi/h.

• **Compartimentul Röntgen și iradiere**

Toate încăperile necesită ventilare sau climatizare deoarece consultațiile se fac pe întuneric și ferestrele nu pot fi deschise. Instalația trebuie să deservească, în afara încăperilor pentru tratament, aparate și comandă, și încăperile de așteptare și dezbrăcare. O răcire a aerului este totdeauna necesară (vara). Amplasarea și traseul canalelor trebuie să nu permită transmiterea radiațiilor. Se permite și folosirea de aparate de răcire în regim de recirculare.

13.1.8. Folosirea energiei geotermice în instalațiile de climatizare.

Energia geotermică (energie conținută în sol sau în apa din sol) constituie o sursă nepoluantă de energie și poate fi utilizată pentru încălzire, climatizare, preparare apă de consum, prin intermediul pompelor de căldură. Această energie ne stă la dispoziție practic în cantități nelimitate. Pompa de căldură furnizează cca. trei sferturi din energia necesară pentru încălzire, climatizare și prepararea apei calde de consum, energie pe care o preia din mediul înconjurător (energie solară acumulată în sol), iar cel de-al patrule sfert îl constituie energia de acționare a pompei de căldură cu ajutorul curentului electric. Dintre variantele posibile, în continuare, se vor prezenta

trei cazuri de utilizare a pompelor de căldură pentru instalațiile de ventilare și climatizare:

1. Instalații cu pompă termică în circuit deschis având ca sursă de căldură apa freatică.
2. Instalație cu pompă termică în circuit închis având ca sursă de căldură solul, folosind:
   a) Schimbătoare de căldură verticale - numite sonde pentru sol.
   b) Schimbătoare de căldură orizontale - numite colectoare pentru sol.

13.1.8.1 Instalație cu pompă termică în circuit deschis, având sursa de căldură apa freatică (v. fig. 13.1.25).

Sursa de căldură în cazul acestei instalații o constituie apa din pânzele freatice care se găsesc la diferite adâncimi. Apa din pânzele freatice, aflate la o adâncime mai mare de 8...10 m, are o temperatură relativ constantă de-a lungul anului, cuprinsă de regulă în intervalul 10...12°C (v. fig. 13.1.26) dar mai recent, în unele zone, s-au măsurat temperaturi și de 15...17°C. De aceea, înainte de proiectarea instalației, este necesar să se afle care este temperatura reală a apei freatice.

Pentru instalații mici care deservesc case cu 1...2 apartamente se recomandă ca apa freatică să nu fie pompată de la adâncimi mai mari de 14...15 m deoarece costurile pentru foraj și instalația aferentă ar fi ridicate. Pentru instalații mari sau instalații industriale sau când pânza freatică nu are debit suficient se poate fora la adâncimi mai mari. De asemenea, pentru instalații mici, rezervorul 8 și pompa de circulație PC lipsesc din schemă iar vasul de expansiune este inclus în pompa de căldură 1.

Pompa submersibilă 9 (v. fig. 13.1.25) trimite apa în rezervorul 8 (în cazul instalațiilor mari) sau direct în pompa termică 1 (în cazul instalațiilor mici). În sezonul cald schimbătorul de căldură primar 3 al pompei termice 1 lucrează pe post de condensator (condensează vaporii de freon ai mașinii frigorifice) ducând la încălzirea agentului geotermic. Această încălzire se datorează căldurii extrase din aerul de ventilație, care se produce în bateria de răcire (funcționează ca vaporizator al mașinii frigorifice). Altfel spus, căldura extrasă aerului de ventilație (care se răcește) este transferată apei freatice (care se încălzește) prin puțul de restituție. S-a constatat la instalații mari, în care se vehiculează debite importante de apă, că un singur puț de restituție nu face față în toate situațiile (nu poate prelua apa extrasă prin puțul de captare, fiind necesar un al doilea puț de restituție, direcția de mișcare a pânzei freatice fiind importantă). În sezonul rece lucrurile se petrec exact în sens invers.

Exemplul descris mai sus reprezintă un

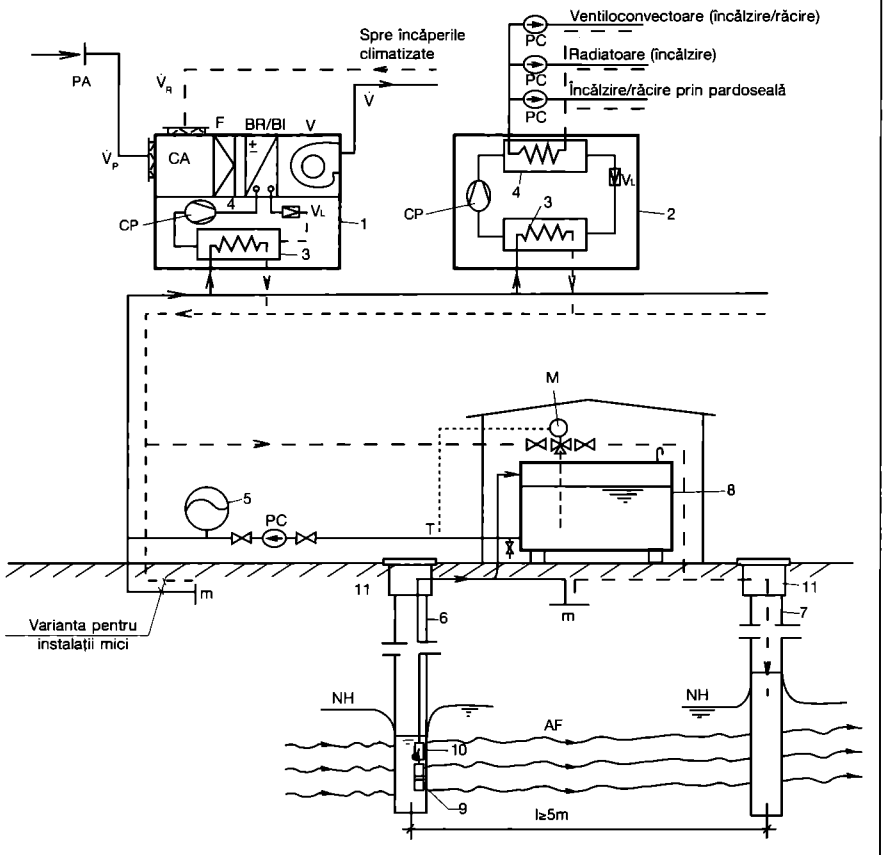


Fig. 13.1.25 Instalație cu pompe de căldură având sursa de căldură apa freatică

1 - Pompă de căldură „apă-aer", 2 - Pompă de căldură „apă-apă", 3 - Schimbător de căldură primar, 4 - Schimbător de căldură secundar, 5 - Vas de expansiune închis, 6 - Puț de captare, 7 - Puț de restituție, 8 - Rezervor de acumulare, V ≥ 10m³, 9 - Pompă submersibilă, 10 - Clapetă de reținere, 11 - Cămin

PC - Pompă de circulație, NH - Nivel hidrodinamic, AF - Apă freatică, V - Ventilator, BR/BI - Baterie de răcire/încălzire, F - Filtru de aer, CA - Cameră de amestec, PA - Priză de aer, $\dot{V}$ - Debit total de aer, $\dot{V}_P$ - Debit de aer proaspăt, $\dot{V}_R$ - Debit de aer recirculat, CP - Compresor, VL - Ventil de laminare.

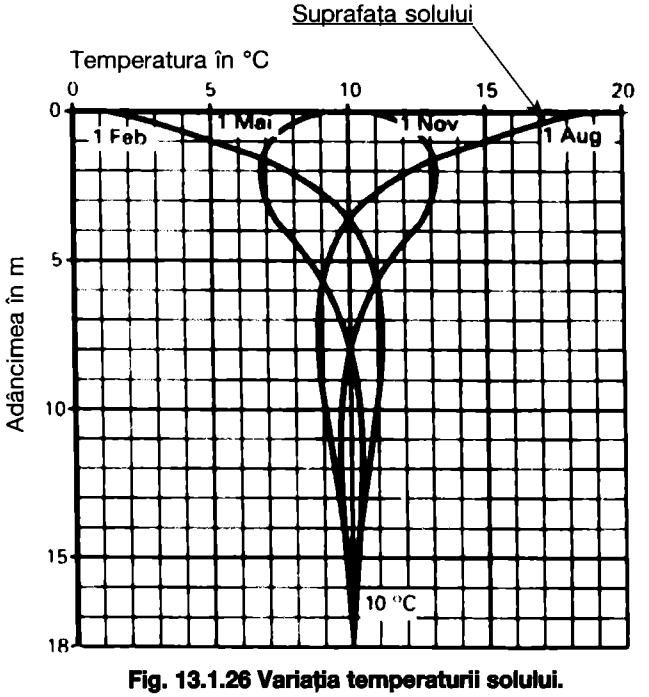
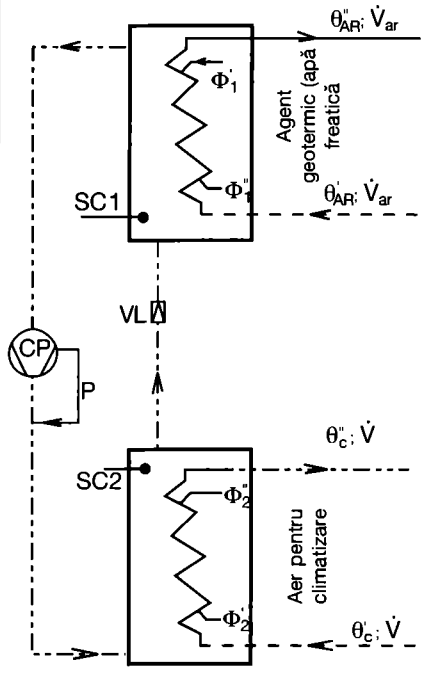


Fig. 13.1.26 Variația temperaturii solului.



Pe partea de agent primar (apa freatică)

- În procesul de încălzire al apei freatice:

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} + \frac{\Phi'_1}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} \quad [°C]$$

- În procesul de răcire a apei freatice:

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} - \frac{\Phi''_1}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} \quad [°C]$$

Pe partea de agent secundar („aerul de ventilație")

- În procesul de încălzire a aerului de ventilație:

$$\theta''_C = \theta'_C + \frac{\Phi''_2}{0,0012 \cdot \dot{V}} \quad [°C]$$

- În procesul de răcire a aerului de ventilație:

$$\theta''_C = \theta'_C - \frac{\Phi'_2}{0,0012 \cdot \dot{V}} \quad [°C]$$

$\Phi'_1 \cong \Phi'_2 + P$ [kW]
$\Phi''_1 + \Phi''_2 + P$ [kW]

Fig. 13.1.27 Pompă termică „apă-aer"

CP - Compresor; SC 1, 2 - Schimbător de căldură 1 (primar); 2 (secundar)
VL - Ventil de laminare;
Φ'_1 - *fluxul de căldură transmis agentului geotermic (apa freatică), în kW;*
Φ''_1 - *fluxul de căldură preluat de la agentul geotermic, în kW;*
Φ'_2 - *fluxul de căldură extras din aerul de ventilație (puterea totală de răcire a pompei termice), în kW;*
Φ''_2 - *fluxul de căldură furnizat aerului de ventilație (puterea totală de încălzire a pompei termice), în kW;*
$\dot{V}_{ar}$ - *debitul de agent geotermic (apă freatică), în l/s;*
$\dot{V}$ - *debitul de aer al mașinii termice, în l/s (1l/s = 3,6 m³/h)*
θ'_{ar} - *temperatura agentului geotermic la intrarea în SC1, în °C;*
θ''_{ar} - *temperatura agentului geotermic la ieșirea din SC1, în °C;*
θ'_2 - *temperatura aerului de ventilație (climatizare) la intrarea în SC2 (bateria de răcire/încălzire), în °C;*
θ''_2 - *temperatura aerului de ventilație la ieșirea din SC2, în °C;*
P - *echivalentul caloric al puterii motorului electric al compresorului, în kW;*
Φ_I - *puterea totală de încălzire a pompei termice, îm kW;*
Φ_R - *puterea totală de răcire a pompei termice, în kW.*

sistem deschis de schimb de căldură utilizând apa din pânzele freatice sau din altă sursă disponibilă cum ar fi apa lacurilor. Schema prezentată în fig. 13.1.27 care reprezintă toate elementele componente ale unei mașini frigorifice o găsim în limbaj comercial sub forma unei cutii paralelipipedice cu 2 racorduri pentru apă și 2 racorduri pentru tubulatura de ventilare în interiorul căreia se găsesc toate elementele componente descrise mai sus, inclusiv automatizarea aferentă. De asemenea, diferențiat pe tipodimensiuni, sub formă tabelară, sunt date toate mărimile caracteristice: puteri de încălzire, puteri de răcire, debite de apă, debite de aer, temperaturi de intrare și ieșire ale apei și aerului, puterile electrice absorbite.

Exemplul de calcul 1

Se calculează mărimile caracteristice pentru o instalație de climatizare de tip „numai aer" ce deservește o sală de conferințe. Instalația va fi echipată cu o pompă termică „apă-aer" a cărei sursă de căldură o constituie o pânză de apă freatică (v. fig. 3.1.27).

Date de calcul:

- Temperatura apei freatice (vara, iarna): $\theta'_{ar} = +10$ °C.
- Sarcina de răcire a instalației: $\Phi'_2 = 18.000$ W $= 18$ kW.
- Sarcina de încălzire a instalației: $\Phi''_2 = 20.000$ W $= 20$ kW
- Debitul de aer de ventilare: $\dot{V} = 5.400$ m³/h $= 1.500$ l/s
- Temperatura aerului supus răcirii (aerul amestecat) este: $\theta'_C = 27$ °C (vara); $\theta'_C = 17$ °C (iarna)

Rezolvare:

A. În procesul de răcire a aerului de ventilare.

- Temperatura aerului refulat în sezonul cald, θ''_C va fi:

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} - \frac{\Phi''_1}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} =$$

$$= 10 - \frac{26}{4,186 \cdot 4,4347} =$$

$$= 27\text{-}10 = 17\ °C$$

Pentru determinarea puterii electrice absorbite de pompa termică trebuie să apelăm la catalogul unei firme, care ne conduce în acest caz la o putere absorbită, $P \cong 6$ kW

- Agentul primar (apa freatică) trebuie să preia fluxul de căldură Φ'_1:
$\Phi'_1 = \Phi'_2 + P = 18 + 6 = 24$ kW
- Temperatura de ieșire a apei din SC1, θ''_{ar} va fi:

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} + \frac{\Phi'_2}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}}$$

Această temperatură se alege cu 3...4°C mai mare decât temperatura apei freatice. Vom adopta
$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} + 4 = 10 + 4 = 14$ °C
iar debitul de apă necesar care se va prelua din pânza freatică va fi:

$$\dot{V}_{ar} = \frac{\Phi'_1}{4,186\left(\theta''_{ar} - \theta'_{ar}\right)} =$$

$$= \frac{24}{4,186\left(14 - 10\right)} =$$

$$= \frac{24}{16,728}\ 1,4347 l/s = 5,165\ m^3/h$$

Acest debit de apă va fi comparat cu debitul de apă al pânzei freatice indicat de Regia de Apă pentru zona respectivă.

Debitele de apă ale pânzelor freatice sunt de regulă, $\dot{V}_{ar} \leq 5$ l/s.

B. În procesul de încălzire a aerului de ventilare

Temperatura aerului refulat iarna va fi:

$$\theta''_c = \theta'_c + \frac{\Phi''_2}{0,0012 \cdot \dot{V}} =$$

$$= 17 + \frac{20}{0,0012 \cdot 1500} =$$

$$= 17\text{+}11,1 = 28,10\ °C.$$

Încălzirea aerului se face pe seama răcirii agentului primar (apei freatice):

$\Phi'_1 = \Phi'_2 + P = 20 + 6 = 26$ kW

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} - \frac{\Phi''_1}{4,182 \cdot \dot{V}_{ar}} =$$

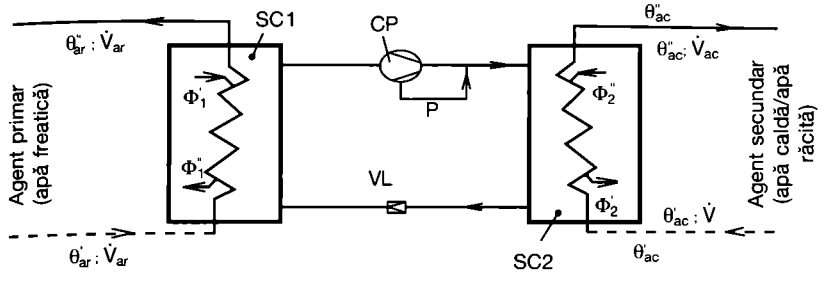
$$= 10 - \frac{26}{4,182 \cdot 4,4347} =$$

$$= 10\text{-}4,33 = 5,67\ °C.$$

Valorile calculate trebuie verificate cu cele din cataloagele furnizorilor de pompe termice.

Exemplul de calcul 2

Încăperea din exemplul de calcul 1 se climatizează folosind o instalație cu ventiloconvectoare pentru care se va folosi



La încălzire: $\Phi''_2 = \Phi''_1 + P$; $\theta''_{ac} = \theta'_{ac} + \dfrac{\Phi''_2}{4,186 \cdot \dot{V}_{ac}}$

La răcire: $\Phi'_1 = \Phi'_2 + P$; $\theta''_{arc} = \theta'_{arc} - \dfrac{\Phi'_2}{4,186 \cdot \dot{V}_{ac}}$

Fig. 13.1.28 Pompă termică „apă-apă"

CP, VL, SC1, SC2 - v. fig. 13.1.27;
Φ'_1 - *fluxul de căldură preluat de agentul primar;*
Φ''_1 - *fluxul de căldură preluat de agentul primar, în kW;*
Φ'_2 - *puterea de răcire a mașinii termice, în kW;*
Φ''_2 - *puterea de încălzire a mașinii termice, în kW;*
P - *consumul de energie electrică în ciclul de comprimare a vaporilor de freon;*
$\dot{V}_{ar}$ - *debitul de agent primar (apă freatică), în l/s;*
$\dot{V}_{ac}$ - *debitul de agent secundar (apă caldă pentru încălzire/apă răcită pentru răcire);*
θ'_{ar}, θ''_{ar} - *temperatura de intrare, respectiv ieșire a agentului primar;*
θ'_{ac}, θ'_{arc} - *temperatura de intrare a apei calde, respectiv răcite;*
θ''_{ac}, θ''_{arc},- *temperatura de ieșire a apei calde, respectiv răcite, în °C.*

o pompă termică, „apă-apă" (v. fig. 3.1.28) a cărei sursă de căldură va fi tot o pânză de apă freatică.

Date de calcul:

- Sarcina de răcire a instalației
$\Phi'_2 = 18.000\ W = 18$ kW
- Sarcina de încălzire a instalației:
$\Phi''_2 = 20.000\ W = 20$ kW
- Temperaturile preliminate ale apei calde:
$\theta''_{ac} = 50$ °C; $\theta'_{ac} = 45$ °C
- Temperatura apei freatice (vara, iarna):
$\theta_{ar} = 10$ °C
- Temperaturile preliminate ale apei răcite:
$\theta'_{arc} = 5$ °C; $\theta''_{arc} = 10$ °C

Rezolvare:

A. Pe partea de agent secundar (Apa răcită/caldă care circulă prin ventiloconvectoare).

- Debitul de apă caldă/răcită (agent secundar) pentru o diferență de temperatură de 5 K se va determina pe baza sarcinii de încălzire, Φ''_2:

$$\dot{V}_{ac} = \frac{\Phi''_2}{4,186\left(\theta''_{ac} - \theta'_{ac}\right)} = \frac{20}{4,186\left(50 - 45\right)} = \frac{20}{4,186 \cdot 5} =$$

$= 0,956$ kg/s (l/s)

Pompa din circuitul secundar se va alege pentru un debit de 1 l/s = 3,6 m³/h, diferențele de temperatură, ca și temperaturile θ'_{ac}; θ''_{ac}; θ'_{arc}; θ''_{arc}, de altfel, urmând a se extrage din cataloagele furnizorilor. Presiunea pompei de circulație din circuitul secundar va rezulta din însumarea pierderilor de sarcină în bateria ventiloconvectorului, în serpentina SC_2 și pe rețeaua de conducte.

B. Pe partea de agent primar (prin care circulă apa freatică).

1. În procesul de răcire a apei care circulă prin ventiloconvectoare vara:
$\Phi'_1 = \Phi'_2 + P = 18 + 6 = 24$ kW,
iar agentul primar (apa freatică) se va încălzi.

Deoarece sarcinile termice (de încălzire și răcire) sunt aceleași din exemplul precedent vom considera aceeași valoare, $P = 6$ kW.

Temperatura agentului primar la ieșirea din mașina termică va fi:

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} + \frac{\Phi''_1}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} = \theta_{ar} + \frac{\Phi'_2 \cdot P}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} =$$

$$= 10 + \frac{18 + 6}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}}$$

Dacă se adoptă aceeași diferență de temperatură, $\Delta T = \theta''_{ar} - \theta'_{ar} = 4$ K, similar ca în exemplul precedent, atunci debitul de apă al pompei din circuitul primar rămâne același, respectiv 1,4333 l/s. Dacă se adoptă o diferență mai mică, $\Delta T = 3$ K atunci debitul pompei va fi:

$$\dot{V}_{ar} = \frac{\Phi'_1}{4,186\left(\theta''_{ar} - \theta'_{ar}\right)} = \frac{24}{4,186\left(13 - 10\right)} =$$

$= 1,913$ l/s $= 6,89$ m³/h.

2. În procesul de încălzire a apei care circulă prin ventiloconvectoare, iarna agentul primar (apa freatică) se va răci.

$$\theta''_{ar} = \theta'_{ar} - \frac{\Phi''_1}{4,186 \cdot \dot{V}_{ar}} =$$

$$= 10 - \frac{20 + 6}{4,186 \cdot 1,911} =$$

$= 10 - 3,3 = 6,7$ °C

Pierderile de sarcină pe partea de apă, în circuitele primar și secundar, ale mașinilor termice „apă-apă" precum și pierderile de sarcină pe partea de apă în circuitul primar și pierderea de sarcină pe partea de aer în circuitul secundar al mașinilor termice „apă-aer" sunt date în cataloagele firmelor producătoare.

Mărimile caracteristice orientative ale mașinilor termice sunt indicate în tabelul 13.1.5.

13.1.8.2. Instalație cu pompă termică, cu circuit închis, având ca sursă de căldură solul

În cazul acesta apa sau o saramură (pentru a nu îngheța) circulă printr-o rețea de conducte (serpentine), montate orizontal sau vertical în pământ, cu care schimbă căldură, introducând căldură în sol sau extrăgând căldură din sol. Mașinile termice de tip „apă-aer" sau apă-apă" sunt identice cu cele prezentate în schemele precedente (v. fig. 13.1.27 și 13.1.28).

Solul captează energia solară, fie direct prin absorbția radiațiilor, fie indirect sub formă de căldură preluată de la aerul atmosferic sau de la ploi. Căldura acumulată în sol este preluată prin schimbătoare de căldură (serpentine) în sezonul rece și introdusă în încăperi în scopul încălzirii acestora, procesul prodcându-se în sens invers în sezonul cald.

13.1.8.2.1. Schimbătoare de căldură verticale, de tip sondă (v. fig. 13.1.29)

Soluția cu sonde verticale s-a impus în fața soluției cu colectori orizontali datorită suprafeței mari de teren în cazul colectorilor. De cele mai multe ori suprafața necesară amplasării colectorilor orizontali lipsește, chiar și când este vorba de locuințe noi. În schimb realizarea sondelor verticale necesită o anume tehnologie datorită căreia investiția este relativ mare.

Realizarea unei sonde verticale constă în executarea unui foraj cu diametrul de 150...200 mm în care se introduce un tub în formă de U din polietilenă. În Europa se folosește frecvent un dublu profil U (patru tuburi) apa circulând de sus în jos prin două tuburi (turul sondei) și întorcându-se prin alte două tuburi (returul sondei). În America se utilizează un profil simplu U (printr-un tub coboară apa și prin al doilea urcă). Există de asemenea și varianta cu două tuburi coaxiale, prin cel central circulând apa de sus în jos iar prin spațiul dintre cele două tuburi apa circulând

Tabel 13.1.5 Mărimi caracteristice orientative pentru mașinile termice, „apă-aer" și „apă-apă" folosite pentru climatizare

Mașină termică (pompă de căldură), tip	Ciclul de	„apă-aer"	„apă-apă"
Puterea termică, [kW]	încălzire/răcire	3...60	3...60
Coeficient de performanță - C.O.P. (Raportul dintre energia termică produsă și consumul de energie electrică)	Încălzire	Modele mici: 4...4,5 Modele mari: 3,6...3,8	
	Răcire	Modele mici: 5...5,8 Modele mari: 4,7...4,9	
Consum de energie electrică		25...28 % din energia termică produsă (0,75...16 kW)	
Temperatura apei la intrare în SC1, [°C]	Încălzire	-2...32	-1...32
	Răcire	10...45	10...45
Temperatura apei la ieșirea din SC1, [°C]	Încălzire	-	-5...15
	Răcire	-	5...45
Temperatura aerului la ieșirea din SC2, [°C]	Încălzire	20...30	-
	Răcire	12...18	-
Debitul de apă în SC1, [l/h]		150...3000	150...3000
Debitul de aer/apă în SC2, [l/h]		150...3000	150...3000
Pierderea de sarcină în SC1, [kPa]		10...50	10...50
Pierderea de sarcină în SC2, [kPa]			10...50
Pierderea externă la SC2, [Pa]		120...2000	-

SC1 - Schimbătorul de căldură primar,
SC2 - Schimbătorul de căldură secundar

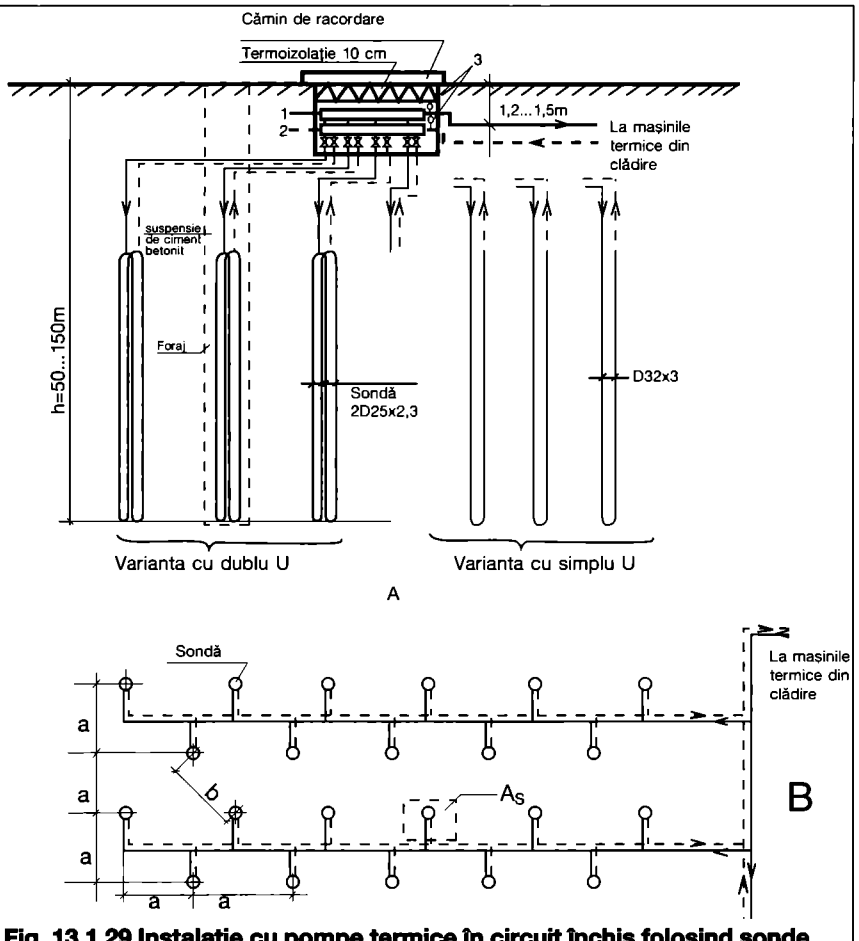


Fig. 13.1.29 Instalație cu pompe termice în circuit închis folosind sonde verticale

A - Secțiune prin sol
B - Amplasare în plan
a = 3,5...4,25 m; b = 5...6 m; A_S = 16,7...24,6 m²/sondă
1 - distribuitor; 2 - colector; 3 - ventil automat de aerisire

de jos în sus. O sondă poate avea adâncimea cuprinsă între 50 și 150 m. Tuburile de polietilenă se fixează în foraj prin injectarea unui material de construcție relativ „bun conducător de căldură" (betonit). Diametrele tuburilor de polietilenă folosite sunt fie de 32 x 3 (simplu U) fie de 25 x 2,3 (dublu U).

Pentru proiectarea acestui gen de instalații este necesar acordul Regiei de Apă. Pentru diminuarea pericolului de poluare a solului este indicată utilizarea apei simple (fără saramuri, fără glicolare). Conductele de racord se vor poza sub limita de îngheț iar capacele căminelor se vor termoizola bine.

Fluxul specific de căldură care poate fi schimbat cu solul variază în limite destul de largi. După DIN 4640 se pot adopta următoarele valori:

q_{sol} = *20* W/ml.....Sol nisipos uscat,
q_{sol} = *40* W/ml.....Sol nisipos umed,
q_{sol} = *60* W/ml.....Sol stâncos umed,
q_{sol} = *80...100* W/ml..Straturi de sol cu apă freatică.

Este necesar să se cunoască exact caracteristicile solului, rezistența solului, stratificarea acestuia, existența apei freatice și direcția ei de curgere. În condiții normale hidrografice se poate adopta ca valoare medie a solului q_{sol} = *50* W/ml. Este bine ca să se realizeze mai întâi o sondă și să se facă măsurători, pentru că în cazul unor roci permeabile pentru apele freatice valoarea q_{sol} este mult mai mare de 50 W/ml caz în care lungimea și numărul sondelor se micșorează iar investiția se reduce.

Distanța dintre două sonde este cuprinsă între 5 și 6 m.

Sondele de căldură pentru sol se montează fie cu utilaje de înfigere prin batere, fie cu utilaje de forare, acest lucru depinzând de firma și modelul alese.

În România s-au realizat câteva instalații mari de ordinul câtorva sute de kW. Ca exemplu SERVICE PORSCHE 2006) unde s-a folosit tehnologie americană - sonde cu simplu U (D 32 x 3) - adâncime de forare 70 m, 3.157 W/sondă - 45 W/ml (45 W/m²). Proiectul și execuția fiind realizate de ASA HOLDING SA București. Valorile anunțate au fost confirmate de măsurători termotehnice pe un foraj realizat în incinta șantierului. Funcționarea instalațiilor de climatizare în vara 2006 a corespuns parametrilor din proiect. Instalațiile sunt de tip monovalent, furnizarea energiei pentru încălzire, răcire și prepararea apei calde de consum bazându-se numai pe căldura extrasă din pământ. Consumul de energie electrică este de cca 25...28 % din consumul total de energie.

Exemplul de calcul 3

Se calculează instalațiile de climatizare cu pompe termice de tip „apă-aer" și „apă-apă", în circuit închis, având ca sursă de

căldură solul iar schimbătoarele de căldură sunt sonde verticale.

Date de calcul:

- Sarcina de răcire (sarcina termică de vară), $\Phi_R = 220$ kW
- Sarcina de încălzire (sarcina termică de iarnă), $\Phi_I = 220$ kW
- Se vor utiliza sonde în dublu U cu diametrul 25 x 2,3 mm
- Sistemul adoptat: monovalent (se vor asigura integral sarcinile de încălzire și răcire cu pompele termice)
- Puțurile vor avea o adâncime de 100 m
- Suprafața de teren aferentă unei sonde, $A = 16,7...24,6$ m²/sondă
- Agentul termic va fi apa (fără saramuri, fără glicoli)

Rezolvare

1. Nu se cunosc date despre natura solului

- Se adoptă pentru fluxul specific de căldură, $q_{sol} = 50$ W/ml
- Fluxul termic ce poate fi furnizat de o sondă de 100 :

$\Phi_{sondă} = H_{sondă} \times q_{sol} =$
$= 100$ m x 50 W/sondă = 5000 W/sondă

- Numărul necesar de sonde:

$$n = \frac{\Phi_R}{\Phi_{sondă}} = \frac{220.000}{5000} = 44 sonde$$

- Suprafața necesară de teren pentru amplasarea sondelor:

$A_{teren} = n_{sonde} \times A_{sondă} = 44$ sonde x $(16,7...24,6)$ m²/sondă = $735...1082$ m²

2. Se cunosc date despre natura solului

Există măsurători care atestă că $q_{sol} = 78$ W/ml

- $\Phi_{sondă} = 100 \times 78 = 7800$ W/sondă

$$n = \frac{\Phi_R}{\Phi_{sondă}} = \frac{220.000}{7800} = 28 sonde$$

- $A_{teren} = 28 \times (16,7...24,6) = 480...670$ m²

3. Se cunosc date despre natura solului și se urmărește reducerea cheltuielilor pentru foraje.

Dacă adâncimea de forare se micșorează, cheltuielile pe ml de foraj se reduc simțitor. Se adoptă $H_{sondă} = 60$ m

$\Phi_{sondă} = 60 \text{ m} \times 78 \text{ W/m} = 4680$ W/sondă

$$n = \frac{\Phi_R}{\Phi_{sondă}} = \frac{220.000}{4680} = 47 sonde$$

$A_{teren} = 47 \times (16,7...24,6) = 785...1.155$ m²

Terenul pe care se amplasează sondele poate fi folosit pentru parcarea autovehiculelor.

Pierderea de sarcină în conductele unei sonde

Considerăm cazul 2 pentru care:

$\Phi_{sondă} = 7800$ W $= 7,8$ kW și lungimea conductei $l = 2 \times 100 = 200$ m

Admițând diferența de temperatură, $\Delta T = 5$ K, între tur și retur rezultă debitul de apă care circulă prin sondă:

$$\dot{V}_a = \frac{\Phi_{sondă}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{7,8 kW}{4,186 kJ/kgK \cdot 5K} =$$

$= 0,373 kg/s = 0,373 l/s = 1343 l/h = 1343 m^3/h$

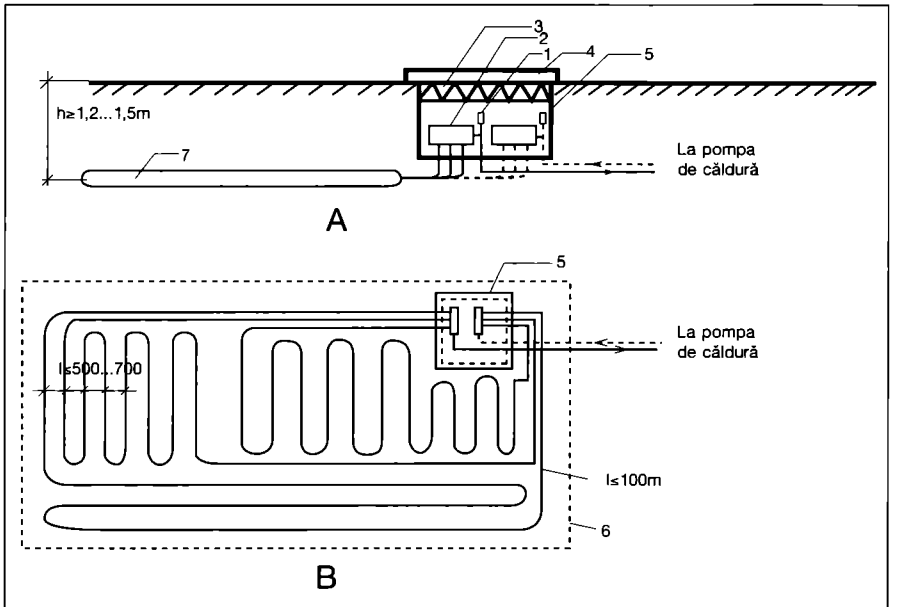


Fig. 13.1.30 Instalație cu pompe termice în circuit închis folosind colectoare orizontale

A - Secțiune prin sol; B - Amplasare în plan

1 - ventil de aerisire; 2 - distribuitor/colector; 3 - termoizolație 10-15 cm; 4 - capac; 5 - cămin de racordare; 6 - suprafața disponibilă pentru amplasarea colectoarelor pentru sol; 7 - colector orizontal pentru sol.

Pierderea de sarcină unitară pentru o conductă din polietilenă cu diametrul D 32 x 3 mm și un debit de 0,373 l/s este i = 270 Pa/m

Pierderea de sarcină în sondă va fi:

$\Delta p = 200 \text{ m} \times 270$ Pa/m $= 54.000$ Pa $= 54$ kPa $= 5.508$ mm $H_2O \cong 0,55$ bari

În condițiile standard, de sonde calculate cu $q_{sol} = 50$ W/m rezultă:

$\Phi_{sondă} = 100$ m x 50 W/m $= 5000$ W

$$\dot{V}_a = \frac{5}{4,186 \cdot 5} = 0,239 l/s$$

$i = 140$ Pa/m

$\Delta p = 200 \times 140 = 28.000$ Pa $= 28$ kPa $=$
$= 2.856$ mm $H_2O \cong 0,29$ bari

13.1.8.2.2. Schimbătoare de căldură orizontale de tip colector (v. fig. 13.1.30)

Preluarea căldurii din sol se face în acest caz cu ajutorul unor tuburi din polietilenă montate în paralel, în sol, la o adâncime de 1,2...1,5 m (funcție de adâncimea de înghet), la o distanță de 0,5...0,7 m unul de celălalt. Lungimea de tub aferentă unui m² de teren este în acest caz de cca 1,4...2 m. Se recomandă ca lungimea unui circuit să nu depășească 100 m pentru ca pierderea de sarcină să nu fie mare, respectiv presiunea pompelor să nu fie ridicată. Dispunerea tuburilor fiind orizontală trebuie să asigurăm o aerisire corectă a instalației. În acest sens va trebui ca distribuitorul, respectiv colectorul instalației să fie amplasate mai sus decât poziția tuburilor pentru ca întregul sistem de tuburi să se poată aerisi cu ușurință. În cazul în care agentul termic este o saramură, se lucrează și cu temperaturi negative astfel că poate avea loc o înghețare temporară în jurul tuburilor (de regulă în cea de-a doua jumătate a perioadei de încălzire). Când agentul termic este apa (fără alte adaosuri) - soluție de preferat din punct de vedere ecologic - trebuie să avem grijă ca diferența dintre tur și retur să nu fie mai mare de cca 3 grade pentru a nu se ajunge la înghețarea apei returnate din clădire.

Regenerarea solului (din punct de vedere termic) începe deja în primăvară datorită radiației solare care se mărește și datorită precipitațiior. Cantitatea de căldură ce poate fi preluată din sol depinde de natura acestuia, de proporția de umiditate, de porozitatea solului etc. Valoarea puterii termice (de încălzire/răcire) a solului, când distanța dintre tuburi este cuprinsă între 500 și 700 mm, este:

$q_{sol} = 10...15$ W/m².....sol nisipos uscat
$q_{sol} = 15...20$ W/m².....sol nisipos umed
$q_{sol} = 20...25$ W/m².....sol argilos uscat
$q_{sol} = 25...30$ W/m².....sol argilos umed
$q_{sol} = 30...35$ W/m².....sol cu apă freatică

În clădirile noi se va calcula o instalație care va funcționa în regim monovalent. La clădirile vechi unde există deja o sursă de căldură se poate încerca un sistem bivalent, sursa de căldură folosindu-se pentru acoperirea vârfurilor (la temperaturi exterioare scăzute).

Când nu se cunoaște natura solului, sau pentru calcule estimative se lucrează cu o valoare medie de preluarea căldurii, respectiv $q_{sol} = 25$ W/m²

Exemplul de calcul 4

Se calculează o instalație pentru captarea energiei geotermice, folosind colectoare orizontale amplasate în sol,

pentru o clădire unifamilială în cazul funcționării în regim monovalent.

Date de calcul:

- Necesarul de căldură pentru încălzire, $\Phi_I = 5,6$ kW
- Necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum - se va considera 15...20 % din necesarul pentru încălzire, $\Phi_{ACC} = 0,2 \times 5,6 = 1,10$ kW
- Există posibilitatea întreruperii accidentale a curentului timp de 3 ore/zi
- Pompa termică poate asigura agent termic cu parametrii *48/44* °C
- Adâncimea de pozare a colectoarelor, $h = 2$ m
- Temperatura solului la $h = 2$ m (la începutul sezonului de încălzire), $\theta_{sol} = 13$ °C (v. fig. 13.1.26)

Rezolvare

- Necesarul orar de căldură pentru încălzire va trebui să fie mai mare de 5,6 kW pentru a ține seama și de perioada de întrerupere de 3 ore:

$$\Phi_I = \frac{5,6 \cdot 24}{24 - 3} = 6,4 \text{ kW}$$

- Necesarul orar total de căldură al clădirii va fi:

$\Phi_{calcul} = \Phi'_I + \Phi_{ACC} = 6,4 + 1,1 = 7,5$ kW

- Suprafața necesară a terenului pentru amplasarea colectoarelor:

$$A_{teren} = \frac{\Phi_{calcul}}{q_{sol}} = \frac{7500 \text{ W}}{25 \frac{\text{W}}{m^2}} 300 \text{ m}^2$$

- Numărul de circuite (alcătuite din țeavă de polietilenă D 25 x 2,3 mm) cu lungimea de maximum 100 m va fi:

$$n = \frac{A_{teren} \cdot 2}{100} = \frac{300 \cdot 2}{100} = 6 \text{ circuite}$$

- Debitul total de agent termic, $\dot{V}_a$ (egal cu debitul pompei):

$$\dot{V}_P = \frac{\Phi_{calcul}}{c_P \cdot \Delta T_{apă}} = \frac{7,5}{4,186 \cdot 4} =$$

$= 0,448$ l/s $= 1614$ l/h $= 1,614$ m³/h.

- Debitul de agent termic pentru 1 circuit, $\dot{V}_c$:

$$\dot{V}_c = \frac{0,448}{6} = 0,0747 \text{ l/s} = 269 \text{ l/h}$$

- Pierderea unitară de sarcină pentru 0,0747 l/s la o țeavă cu D 25 x 2,3 mm va fi: 74,1 Pa/m
- Pierderea de sarcină într-un colector de 100 m:

$p_c = 7410$ Pa $= 756$ mm H_2O

- Conductele de legătură între căminul de racordare a colectoarelor (v. fig. 13.1.30) și mașina termică (pompa de căldură) au o lungime (tur + retur) de 18 m, un diametru D 32 x 3 mm și o pierdere unitară de sarcină de 528 Pa/m.
- Pierderea de sarcină pe conductele de legătură:

$p_{cl} = 18$ m $\times$ 528 Pa/m + 25 %

pierderi locale $= 9.504 + 0,25 \times 9.504 = 11.880$ Pa $= 1.211$ mm H_2O

- Se alege dintr-un catalog de firmă o pompă de căldură care poate furniza o putere de încălzire de 7,5 kW, în condițiile date. Din catalog citim și pierderea de sarcină în condensator/evaporator și presupunem că aceasta este:

$p_{pc} = 12$ kPa $= 1.224$ mm H_2O

Presiunea necesară a pompei din circuitul primar, p_p:

$p_p = p_c + p_{cl} + p_{pc} = 756 + 1.211 + 1.224 \cong 3200$ mm $H_2O = 3,2$ m H_2O

Se va alege o pompă având caracteristicile:

$\dot{V}_p = 0,45$ l/s $= 1,6$ m³/h

$p_p = 0,35$ bar $= 3,5$ m H_2O

$P = 0,30$ kW

Volumul de apă (saramură) din instalație, V:

- Volumul din colectoare, $V_c = 5$ bucăți $\times$ 100 m $\times$ 0,327 l/m $= 163,5$ l
- Volumul din racord, $V_{cl} = 18$ m $\times$ 0,531 l/m $= 9,6$ l
- Volumul din pompa de căldură, $V_{pc} = 12$ l

$V = 163,5 + 9,6 + 12 = 185,1$ l

Se va alege $V = 190$ l.

13.1.8.3. Sistemul puț canadian.

Sistemul de tip „puț canadian" reprezintă un sistem de ventilare conceput pentru a preîncălzi sau răci aerul proaspăt introdus în clădiri, utilizând căldura și inerția termică a solului.

Este un sistem simplu, care poate reduce temperatura interioară cu 5 până la *8* °C în zilele caniculare sau realizează o încălzire a aerului interior iarna, diminuând consumul de căldură.

Sistemul de tip puț canadian constă în a vehicula un debit de aer exterior prin interiorul unor conducte (tuburi) îngropate în pământ la o adâncime de 1 - 2 m (vezi fig.13.1.31) pe care apoi să-l introducă în interiorul locuinței. Circulația aerului prin conducte se realizează cu ajutorul unui ventilator performant care să asigure vehicularea debitul de aer necesar. Cele mai bune performanțe s-au obținut prin folosirea unei conducte cu diametrul D=160 mm, din PVC, îngropată la o adâncime de 1,5 - 2 m, și având o lungime de 25-30 m.

În timpul verii, temperatura solului, θ_s, este mai scăzută decât temperatura exterioară, și folosind temperatura, θ_2, redusă a solului, aerul se răcește, ajungând în interiorul locuinței la o temperatură de aproximativ *17-18* °C. Pentru o utilizare eficientă a sistemului de puț canadian, se impune utilizarea unei VMC (ventilație mecanică controlată) pentru evitarea creșterii umidității ridicate în încăpere și pentru evacuarea aerului cald în exterior.

În timpul iernii temperatura solului este mai ridicată decât temperatura aerului exterior. Astfel aerul rece din exterior este preîncălzit la trecerea prin conducte și ajunge în interiorul locuinței la o temperatura de aproximativ *6* °C. Evoluția aerului la trecerea printr-un sistem de puț canadian este redată în fig. 13.1.32.

Temperatura solului la o adâncime de 2m este de aproximativ *17* °C în timpul verii și de *4* °C în timpul iernii (vezi. fig. 13.1.33).

În situația în care debitul de aer ce poate fi vehiculat prin conducta utilizată nu este suficient pentru instalația interioară folosită, se poate mări numărul de sisteme de tip puț canadian, păstrând o distanță de aproximativ 1,5 m între aceste sisteme.

Posibilitățile de amplasare a sistemelor de tip puț canadian sunt date în fig. 13.1.34.

În funcționarea sistemului de tip puț canadian, în timp de vară, în anumite condiții de temperatură exterioară, se produce condens, în interiorul conductei.

Posibilitățile de eliminarea condensului, prezentate în fig. 13.1.35 sunt:

- cu ajutorul unui sifon plasat în interiorul locuinței unde va fi prevăzută o instalație de scurgere pentru sifon;
- într-un spațiu de vizitare plasat la un nivel inferior, care va permite în același timp depistarea unor eventuale probleme ale conductei;
- prin amplasarea conductei pe un strat de pietriș care să permită infiltrarea condensului în sol.

Pentru eliminarea condensului conducta sistemului va avea o pantă de 2-3% spre zona în care se realizează evacuarea condensului.

Pentru dimensionarea unui sistem de tip puț canadian există câteva recomandări.

În principiu, raportul dintre volumul și suprafața laterală a conductei trebuie să aibă o valoare mai mică de 6. În caz contrar contactul între aer și suprafața laterală a conductei ar fi prea mic și aerul nu s-ar încălzi/răci suficient.

Conducta trebuie să fie netedă la interior, deoarece rugozitățile ar crea turbulențe și schimbul de căldură nu ar fi optim.

Etanșeitatea conductei este foarte importantă pentru evitarea infiltrării apelor subterane precum și pentru evitarea apariției radonului în interiorul locuinței.

Trebuie să se acorde o atenție deosebită racordurilor între diferitele conducte. Racordurile nu se vor lipi pentru a se evita riscul ruperii dar și pentru a înlătura posibilitatea degajării vaporilor nocivi rezultați din folosirea adezivilor.

Diametrul conductei va fi de 200 – 250 mm și lungimea acesteia va fi de minim 25- 30 m.

Pentru un transfer de căldură optim, trebuie ca viteza de trecere a aerului prin conducte să fie cuprinsă între 0,5 și 3,5 m/s. Transferul de căldură optim se realizează la o viteză de circulație a aerului

de ordinul a 2,5 - 3 m/s.

Pe priza de aer se va monta un filtru de aer și un grilaj pentru a împiedica pătrunderea frunzelor și rozătoarelor.

Randamentul termic al unui astfel de sistem este definit ca raportul dintre diferența de temperatura efectiv realizată și diferența de temperatură maximă care s-ar putea realiza.

$\eta = (\theta_1-\theta_2) / (\theta_1-\theta_S)$

în care:

θ_1 – temperatura aerului exterior la intrarea în sistem

θ_2 – temperatura aerului la ieșirea din sistem

θ_S – temperatura solului

În fig. 13.1.36 se observă ca randamentul unui sistem de tip puț canadian diferă în funcție de diametrul conductei, de lungimea acesteia, precum și de viteza de circulație a aerului prin conducte.

Exemplul de calcul 5

Să se dimensioneze un sistem de tip puț canadian pentru un debit de *1 000* m³/h.

Puțul canadian se va dimensiona ținând cont de recomandările de mai sus.

Varianta 1. Diametrul conductei de PVC montată în pământ va fi de 200 mm cu secțiunea de $A_1 = 0{,}0314$ m² iar viteza de circulație a aerului prin conductă se alege *3* m/s.

Debitul de aer vehiculat printr-o conductă este

$\dot{M}_1 = A_1 \cdot v \cdot 3600 = 0{,}0314 \cdot 3 \cdot 3600 = 339$ m³/h.

Se constată că debitul de aer maxim ce poate fi vehiculat printr-o conductă este mult mai mic decât debitul de aer dorit, de *1000* m³/h.

Pentru mărirea debitului de aer se va adopta o soluție cu conducte paralele. Numărul de conducte necesar în această situație este

$N_{1conducte} = 1000/339 = 2{,}9$ buc.

Se va construi un stand experimental cu 3 conducte cu diametrul de 200 mm și o lungime de 36 m.

Varianta 2. Dacă s-ar utiliza o conductă cu diametrul de 250 mm, cu o secțiune $A_2 = 0{,}04906$ m², la o viteză de 3 m/s, debitul vehiculat ar fi

$\dot{M}_2 = 0{,}04906 \cdot 3 \cdot 3600 = 529{,}8$ m³/h

Numărul de conducte necesar în acest caz este:

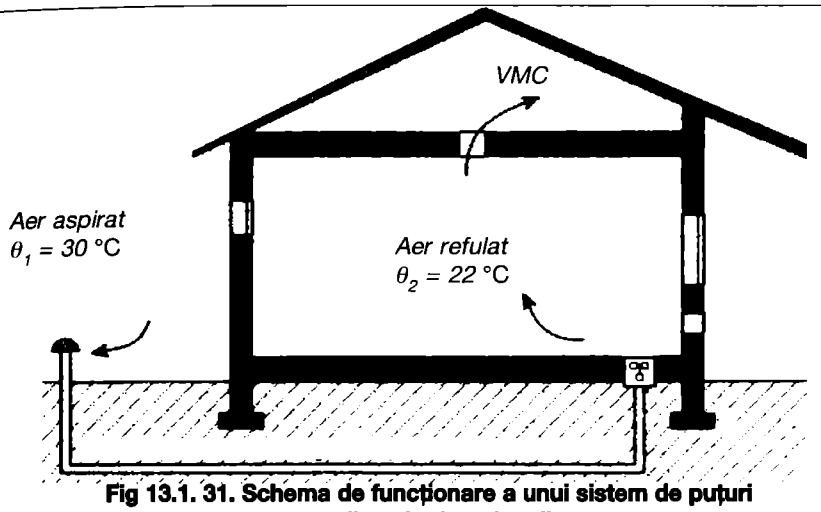


Fig 13.1. 31. Schema de funcționare a unui sistem de puțuri canadiene în timpul verii

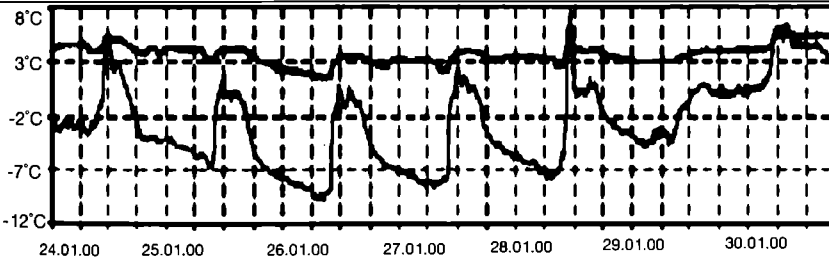


Fig. 13.1.32 Evoluția temperaturilor θ_1 la intrarea și θ_2 ieșirea unui sistem de tip puț canadian iarna.

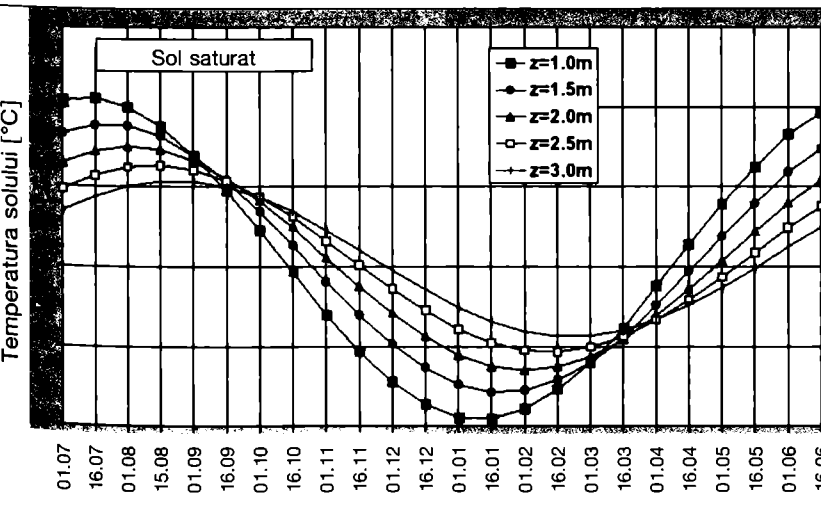


Fig. 13.1.33. Temperatura solului de-a lungul unui an la diferite adâncimi, în zona centrală a Franței.

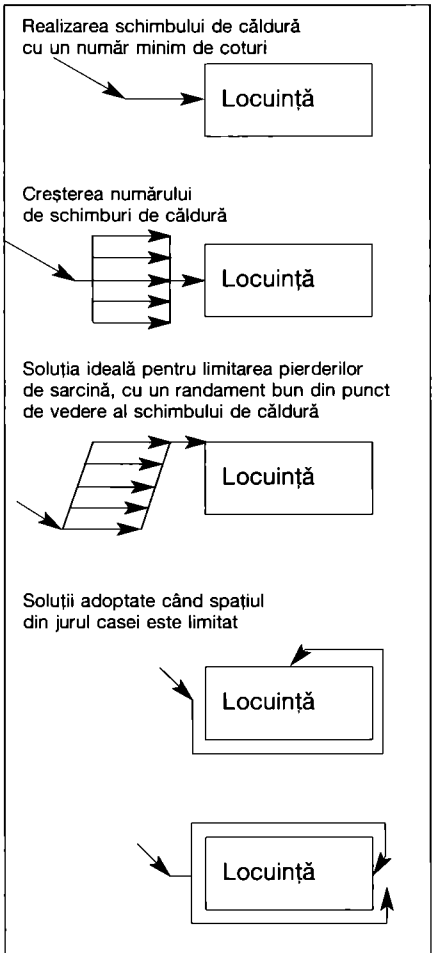


Fig. 13.1.34. Amplasarea conductelor pentru sistemul de puț canadian

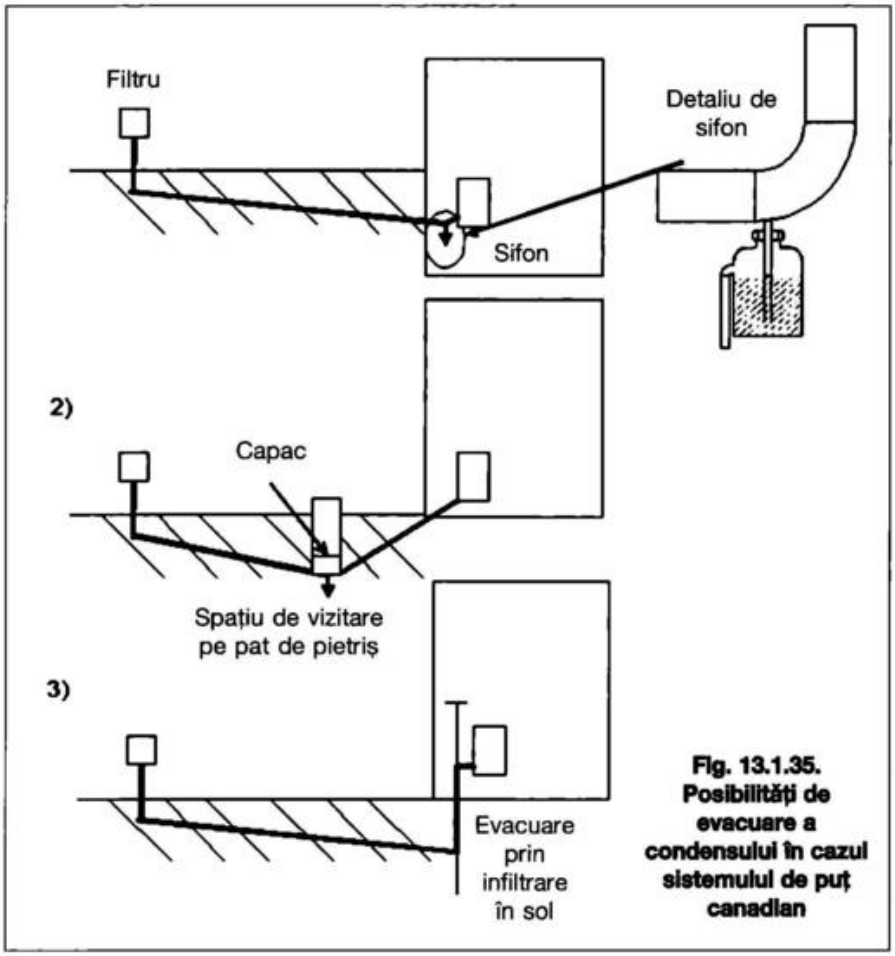


Fig. 13.1.35. Posibilități de evacuare a condensului în cazul sistemului de puț canadian

N_2 = *1000/529,8= 1,89* buc.

Determinarea randamentului de transfer termic și a temperaturii de refulare în situația de vară

Pe baza randamentului de transfer se determină temperatura θ_2 la ieșirea din sistem.

Considerând o temperatură a solului de θ_S =17 °C la adâncimea de 1,75 m și o temperatură a aerului exterior, dezavantajoasă, θ_1 = 35 °C, temperatura de refulare a aerului vehiculat prin puțul canadian va fi:

$\theta_2 = \theta_1 - \eta \cdot (\theta_1 - \theta_S) = 35 - \eta \cdot (35-17) = 35 - 18 \cdot \eta$

Pentru adâncimea de 1,75 m de îngropare la un diametrul de 200 mm și o viteză a aerului de 3 m/s se obține un randament de 80% pentru o lungime a conductei de 36 m. (fig. 13.1.36)

Pentru această conductă temperatura de refulare va fi

$\theta_2 = 35 - 0,8 \cdot 18 = 20,6$ °C

Dacă s-ar utiliza o conductă cu diametrul de 250 mm, randamentul de transfer termic ar fi de aproximativ 70% (fig. 13.1.36).

Temperatura de refulare pentru această conductă este:

$\theta_2 = 35 - 18 \cdot 0,7 = 22,4$ °C

Pentru un stand cu două conducte (număr maxim de conducte ce poate fi amplasat) debitul de frig ce poate fi transportat va fi:

$\Phi_f = c_p \cdot \dot{M} (\theta_i - \theta_2)$

S-a considerat conținutul de căldură din aerul tratat egal cu cel din aerul interior de temperatura θ_i:

Standul cu două conducte de 200 mm va furniza un debit de frig:

$\Phi_{f1} = 2 \cdot 339 \cdot 1,2 \cdot (27-20,6)/3600 = 1,44$ kW

Standul cu două conducte de 250 mm

$\Phi_{f2} = 2 \cdot 529,8 \cdot 1,2 \cdot (27-22,4)/3600 = 1,62$ kW

Având în vedere rezultatele de mai sus și posibilitățile de realizare a standului experimental, se va realiza un stand experimental cu două conducte cu diametrul de 250 mm

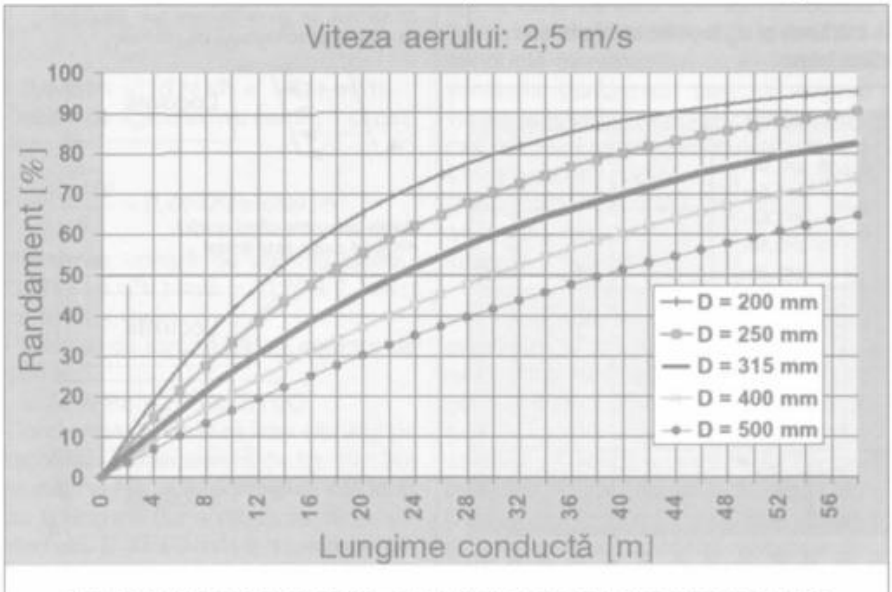


Fig. 13.1.36. Randamentul termic al unui sistem de tip puț canadian în funcție de diametrul conductei, de lungimea acesteia și de viteza de circulație a aerului prin conducte.

13.2. Încăperi cu impurificare pronunțată a aerului

13.2.1. Bucătării

Prepararea hranei în bucătării conduce, în scurt timp, la o viciere pronunțată a aerului interior datorită degajărilor importante de căldură, de umiditate (vapori de apă), vapori de grăsimi și mirosuri. Lipsa ventilării conduce la formarea ceții de vapori de apă și grăsimi, având ca urmare condensarea acestora pe suprafețele reci și la răspândirea mirosurilor în încăperile alăturate sau chiar în întreaga clădire. Mărimea degajărilor este în funcție de mărimea bucătăriilor (mici, medii, mari), iar timpul de viciere depinde de înălțimea încăperii.

La bucătăriile mici (locuințe, mici restaurante), caracterizate prin degajări neimportante de vapori (*0,5... 1,0* kg/h) și cu durate mici de utilizare (*2...3* h), ventilarea se poate realiza prin deschiderea ferestrelor (care nu este totdeauna suficientă, în special vara) sau prin prevederea unor coșuri de ventilare cu secțiunea *14 x (14...20)* cm. Este recomandabilă folosirea unui ventilator (în peretele exterior, într-o fereastră sau în capul coșului de ventilare), preferabil cu turație variabilă sau cu *2...3* trepte de turație. Numărul orar de schimburi de aer este în funcție de înăl-

ţimea încăperii, variind între 20 (la h ≥ 3 m) şi 30 (la *h* < *3* m). Aerul de compensaţie pătrunde din încăperile adiacente prin grile de transfer amplasate în partea inferioară a uşii. Suprafaţa grilei de transfer se calculează pentru o viteză a aerului, *v* ≤ *1,5...2* m/s.

În blocurile de locuinţe cu mai multe niveluri se utilizează coşuri de ventilare cu canal colector şi deversoare de la fiecare bucătărie (§ 5.1.2) sau canal cu racorduri tip venturi. Se recomandă utilizarea de hote cu ventilator înglobat precum şi de filtre de grăsimi.

La bucătăriile mijlocii echipate cu plite, căzănele şi tigăi basculante şi cu compartimente separate pentru spălarea vaselor, nu mai este suficientă ventilarea naturală. Este necesară şi introducerea controlată a aerului (încălzit în perioada rece a anului). Acest lucru este necesar pentru a împiedica apariţia curenţilor reci de aer şi pătrunderea aerului din încăperile alăturate, murdare (spălare vase, curăţire zarzavat).

Bucătăria trebuie ventilată în regim echilibrat (nu în depresiune cum se făcea uneori) pentru a împiedica pătrunderea aerului din sala de mese. Bucătăria trebuie supusă unor cerinţe igienice deosebite.

Evacuarea aerului din bucătărie se poate face prin intermediul unei hote (fig. 13.2.1 a) sau cu ajutorul unor canale amplasate deasupra utilajelor de preparare a hranei (fig. 13.2.1 b). Atât hotele (fig. 13.2.2) cât şi gurile de evacuare amplasate deasupra plitelor trebuie prevăzute cu filtre de grăsimi. Acestea trebuie curăţate permanent pentru că se murdăresc repede şi în bucătărie se produce ceaţă.

Filtrele de praf din grupul de introducere, ţinând seama de cerinţele igienice, trebuie să fie cel puţin de clasa F7.

Evacuarea aerului la bucătării mijlocii se recomandă (în special, în zonele cu locuinţe) să se facă vertical, deasupra acoperişului, cu viteze mari (10...12 m/s).

La bucătăriile mari evacuarea aerului se face printr-un coş care trebuie să depăşească cu 5 m cea mai înaltă construcţie din apropiere. Amenajarea plafonului într-o bucătărie mare, în care sunt înglobate şi corpurile de iluminat, se face ca în fig. 13.2.3. La bucătăriile mari se recomandă ca instalaţia de introducere să fie prevăzută şi cu răcire (fig. 13.2.4). Deoarece debitele de aer sunt mari şi consumul de energie ridicat, în ultimii ani, s-a introdus utilizarea hotelor cu inducţie (fig. 13.2.5). În acest caz 70 % din debit este refulat la nivelul hotei şi nu mai afectează zona de activitate, ceea ce înseamnă că numai 30 % din aer este încălzit sau răcit, realizându-se importante economii. Tot din motive de economisire a energiei, echipamentele trebuie bine izolate termic.

Determinarea debitului de aer pentru ventilarea bucătăriilor trebuie să se facă pe bază de bilanţuri (termic şi de umiditate), plecând de la aparatele care echipează bucătăria. În practică, se recurge adesea la debite specifice raportate la suprafaţa încăperilor (tab. 13.2.1) sau la volum. Se pot adopta ca factori de simultaneitate 0,8...1, la bucătării mici, şi 0,5...0,8, la bucătării mijlocii şi mari. Recircularea aerului la bucătării este interzisă. În interiorul bucătăriei, circulaţia aerului se face de la gurile de introducere spre hote, iar diferenţa spre gurile de absorbţie din încăperile „murdare" (curăţire legume, spălare vase).

Refularea aerului se face, iarna cu *20...25* °C, iar vara, cu cca *20* °C. Se recomandă recuperarea căldurii folosind recuperatoare cu plăci (bine protejate cu filtre de grăsimi). Nu este permisă folosirea recuperatoarelor rotative pentru că mirosul din aerul evacuat trece, parţial, în cel introdus. Temperatura aerului din bucătării trebuie să fie iarna *22...24* °C, iar vara maximum *28* °C.

Echiparea bucătăriei trebuie să fie astfel făcută încât numărul de aparate pentru prepararea hranei să fie în concordanţă cu suprafaţa bucătăriei pentru a se realiza o ventilare corectă. Se recomandă ca degajările de căldură să nu depăşească 80...100 W/m^2 bucătărie, iar numărul orar de schimburi de aer să fie de maximum 40.

• **Măsuri constructive**

Este necesar ca:

- să se folosească numai canale din tablă zincată sau din aluminiu. Nu este permisă folosirea canalelor din zidărie sau rabiţ. Canalele trebuie să aibă trasee

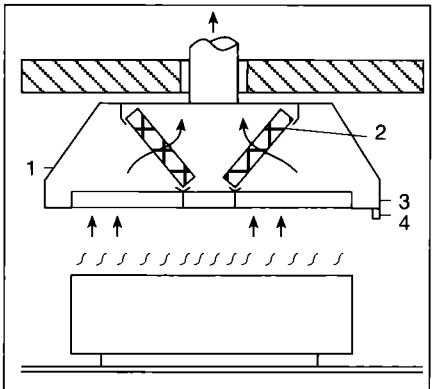


Fig. 13.2.2. Hotă cu filtru de grăsimi:
1 - hotă; 2 - filtru de grăsimi;
3 - jgheab colectare condensat;
4 - ştuţ evacuare condensat.

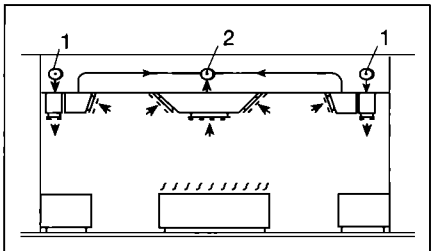


Fig. 13.2.3. Ventilarea bucătăriilor mari:
1 - canal de introducere;
2 - canal de evacuare.

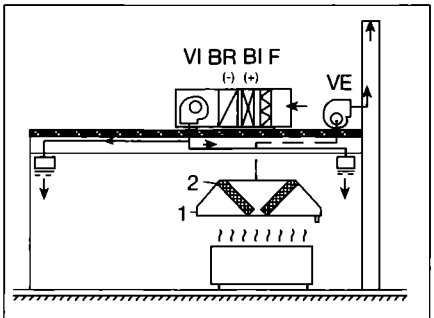


Fig. 13.2.4. Ventilarea bucătăriilor mari prevăzute cu răcire:
1 - hotă; 2 - filtru de grăsimi;
VI, VE - ventilator de introducere, evacuare; BI - baterie de încălzire;
BR - baterie de răcire;
F - filtru de aer.

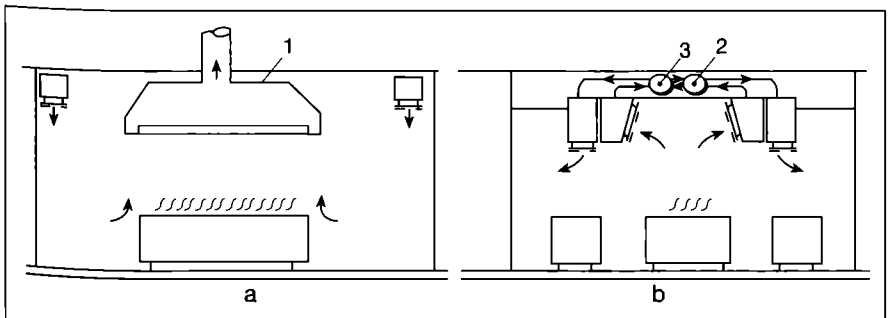


Fig. 13.2.1. Ventilarea bucătăriilor mijlocii:
a - aspirare prin hotă; b - aspirare prin guri;
1 - hotă; 2 - canal de evacuare; 3 - canal de introducere.

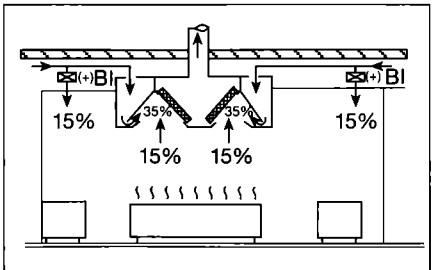


Fig. 13.2.5. Ventilarea bucătăriilor prin hote de inducţie:
BI - baterie de încălzire.

scurte, să fie bine etanșate, iar falțurile de la partea inferioară, să fie lipite pentru a evita curgerea grăsimii sau a condensatului. Canalele orizontale să aibă pantă și să fie prevăzute cu ștuț de evacuare a condensatului și ușiță de curățire. Canalele de evacuare care trec prin camere reci trebuie să fie termoizolate pentru a împiedica producerea condensatului:

- ventilatorul de evacuare să fie prevăzut cu ușă de curățire și ștuț de evacuare a condensatului;
- motorul ventilatorului să fie în afara curentului de aer;
- pentru unele aparate să se prevadă evacuarea directă (ex.: mașina de spălat vase);
- pereții și plafonul bucătăriei să aibă tencuială absorbantă; nu este permisă vopsirea acestora;
- ferestrele să fie duble și nu prea mari pentru a se reduce cantitatea de condensat;
- WC-ul să fie cât mai departe de bucătărie;
- nivelul de zgomot în bucătării să nu treacă de 50...60 dB;
- întrucât canalele de evacuare se îmbibă cu grăsimi putând lua foc, să se prevadă filtre de grăsimi, uși de curățire și, în unele cazuri, clapete antifoc.

13.2.2. Toalete

Ventilarea WC-urilor trebuie să se facă, totdeauna, în subpresiune, pentru a se împiedica răspândirea mirosurilor în încăperile alăturate. Ventilarea se poate face natural sau mecanic. Ventilarea naturală se realizează prin deschiderea ferestrelor sau prin coșuri de ventilare când WC-urile sunt la interior. Vara ventilarea naturală prin coșuri nu este suficientă pentru că în anumite perioade ale zilei tirajul dispare.

Schimbul orar de aer n_a pentru WC-uri este în funcție de destinația lor:

- locuințe n_a = 4-5;
- birouri n_a = *6...8;*
- fabrici, uzine n_a = *8...12;*
- WC-uri publice stradale n_a = *12...15.*

Aerul de compensație pătrunde din încăperile alăturate prin neetanșeități, prin șlițuri sub ușa de intrare (fantă cu înălțimea de 1...2 cm) sau grile montate în partea inferioară a ușii, având o suprafață de *140...160* cm^2. Secțiunea grilei se calculează în funcție de debitul de aer evacuat pentru o viteză de trecere de cca 1 m/s și un coeficient de secțiune liberă de *0,75...0,80.*

Pentru WC-urile din locuințe se ține seama de prevederile din normativul I-5 și SR 6724/1, 2, 3 - „Ventilarea dependințelor din clădirile de locuit".

Dacă evacuarea aerului are loc cel puțin 12 h/zi, debitul minim de aer trebuie să fie: 20 m^3/h·WC sau 40 m^3/h·(WC + cadă). Realizarea ventilării trebuie făcută astfel încât acțiunea vântului și a tirajului, cauzat de diferența temperaturilor interioară și exterioară, să nu modifice debitul de aer evacuat cu mai mult de ± 15...20 %. Pentru aceasta trebuie alese ventilatoare de evacuare cu curbe caracteristice având pantă mare, care la variații importante ale rezistențelor să conducă la variații mici de debit. Aceeași condiție trebuie impusă și grilelor de evacuare de tip ventil.

Ca sisteme de ventilare de evacuare se folosesc:

- instalații individuale cu canal pentru fiecare încăpere sau cu canal comun pentru mai multe încăperi;
- instalații centralizate cu canal colector și ventilator de evacuare.

Evacuarea aerului din încăpere se face prin intermediul gurilor de evacuare de tip ventil cu debit constant sau reglabil, racordate la canalul colector. Funcționarea ventilatorului poate fi și ea diferită:

- ventilatorul pornește la aprinderea luminii din WC și se oprește după 3...22 minute după acționarea întrerupătorului;
- ventilatorul funcționează o anumită perioadă la diverse intervale pe care le fixăm;
- ventilatorul funcționează permanent.

13.2.3. Încăperi pentru încărcarea acumulatoarelor

În timpul încărcării acumulatoarelor are loc degajare de oxigen și hidrogen prin descompunerea apei (la atingerea unei anumite tensiuni) al căror amestec este explozibil (limita inferioară - 3,8 % din volum). La sfârșitul perioadei de încărcare a bateriilor (când încep să „fiarbă") se degajă acidul sulfuric (la bateriile cu plumb) se poate produce ceață și, ca urmare, sunt afectate mucoasele căilor respiratorii. Ceața de acid sulfuric are efect puternic corodant. Pentru a combate aceste efecte este necesară ventilarea încăperilor. La încăperi mici, este suficientă ventilarea prin deschiderea ferestrelor. La încăperi mari, este necesară o instalație de ventilare mecanică alcătuită din guri de absorbție amplasate atât la partea inferioară a încăperii (captarea vaporilor de acid sulfuric mai grei decât aerul) cât și la partea superioară (captarea hidrogenului, mai ușor decât aerul), canal de evacuare și exhaustor. Aerul de compensare se introduce prin grile amplasate pe peretele opus. Ventilatorul, care trebuie să fie de tip antiex, se montează în exteriorul încăperii deservite și evacuează aerul peste acoperiș, vertical, pentru a nu deranja vecinătățile cu vapori de acid sulfuric. Materialul din care se confecționează grilele de absorbție, canalele și ventilatorul trebuie să fie rezistente la coroziune (la acțiunea vaporilor de acid sulfuric). În acest sens se folosesc: tablă din oțel plumbuită, gumată sau cauciucată; materiale plastice sau azbociment (pentru canale). Pentru a se reduce conținutul de vapori de acid sulfuric se poate utiliza un separator alcătuit din câteva table (una în spatele celeilalte pe direcția curentului de aer) din plumb, perforate. Acest separator trebuie curățit des, pentru că se murdărește repede.

Debitul de aer se poate determina pe baza numărului de schimburi orare de aer n_a sau prin calcul pe baza degajării de hidrogen a unei celule. Pentru încăperi cu înălțime mică (h ≤ 3 m) n_a = 4...6, iar pentru încăperi mai înalte n_a = 3-4.

După DIN 57.510 debitul de aer pentru ventilare se determină cu relația:

$$\dot{V} = C_1 \cdot C_2 \cdot g_{H_2} \cdot n \cdot I \ [l/h] \qquad (13.2.1.)$$

în care:

C_1 = 100/3,8 = 26, coeficient de diluare a hidrogenului;

C_2 = 5; (= 10 pentru vehicule de apă), coeficient de siguranță;

g_{H_2} = 0,42 l/h, degajarea de hidrogen a unei celule pentru un curent de 1 A;

n = numărul de celule puse la încărcat;

I = intensitatea maximă a curentului de încărcare [A].

Pentru o capacitate nominală de 100 Ah se consideră:

I = *1* A - acumulatoare de Ag - Zn;

I = *2* A - acumulatoare de Pb;

I = *4* A - acumulatoare de Ni/Cd.

Cu datele de mai sus debitul de aer, $\dot{V}$ este:

$$\dot{V} = 26 \times 5 \times 0{,}42 \cdot n \cdot I \ [l/h] = 0{,}055 \cdot n \cdot I \ [m^3/h]$$

13.2.4. Garaje

Motoarele cu ardere internă - Otto (pe benzină) sau Diesel (cu motorină) - aflate în funcțiune, consumă cantități importante de oxigen producând gaze care conțin CO și alți compuși toxici (bioxid de sulf, aldehide, acroleină, benzopirenă, oxizi de azot, aliaje de plumb). Dacă încăperea este închisă, după un timp, atmosfera interioară exclude posibilitatea de viețuire, de aceea este necesară ventilarea.

Tipuri de garaje:

- după modul de construcție:
  - individuale;
  - în serie;
  - multietajate;
  - cu ascensor;
  - speciale (pentru autobuze, pompieri, autovehicule poștale, camioane, servicii urbane);
  - combinate cu stații de alimentare;
  - moteluri;
- după numărul mașinilor și suprafață:
  - mici, ≤ 100 m^2 (≤ 4 mașini);
  - mijlocii, ≤ 1000 m^2 (≤ 40 mașini);
  - mari, > 1000 m^2 (> 40 mașini).

Cantitatea gazelor eșapate de un

autovehicul, raportată la 1 km parcurs și 1 t greutate, pentru motoare Otto este indicată în tabelul 13.2.2, iar compoziția gazelor pentru motoare Otto și Diesel în tabelul 13.2.3.

În tabelul 13.2.4 au fost indicate, după VDI, valorile orientative ale gazelor eșapate de autoturisme și autocamioane, în diferite regimuri de mișcare. Norma VDI, ca și alte norme din alte țări, consideră că diluarea CO este acoperitoare.

Exploatarea garajelor și tunelurilor arată că ventilarea calculată pe baza diluării CO este acoperitoare și pentru restul nocivităților. Pentru garajele în care nu se fac reparații, concentrațiile admisibile se dublează, deoarece conducătorii auto stau numai câteva minute, la venire sau plecare.

Degajarea de CO [l/min.t] poate fi considerată cu aproximație:
- 14 - mers în gol;
- 22 - cu viteza I la mers intermitent;
- 25 - cu viteza I la mers intermitent pe pantă de 6 %;
- 30 - accelerare la pornirea de pe loc.

Pentru o deplasare a unui autovehicul (ex.: intrarea în garaj + manevrarea pe locul de parcare + eventual o întoarcere sau pornirea motorului + eventual o întoarcere + ieșirea din garaj) se consideră următoarele durate și cantități de gaze degajate:
- mersul în gol al motorului - 1 min - 14 l CO/t;
- mers intermitent în viteza I - 1 min - 22 l CO/t;
- accelerarea la pornirea de pe loc - 20 s - 10 l CO/t.

În medie, la o intrare sau o ieșire, se consideră 50 l CO/t.

La camioane și autobuze valorile trebuie multiplicate cu 2...3.

Concentrația admisibilă a CO în garaje cu activitatea continuă de peste 1 h este: c_a = *100* ppm = *100·10⁻⁶* m³ N CO/m³ N aer.

Tabelul 13.2.1. Valori orientative pentru debitul de aer [m³/h m²].

Tipul bucătăriei	În întreaga zonă	La încăperi cu spații de lucru separate			
		Zona de fierbere	Zona de coacere, prăjire, gril	Zona de spălare	Încăperi anexe
Pizzerii, rotiserii	80	-	120	-	-
Restaurante	60	105	120	120	45
Cantine, restaurante studențești, cazinouri	90	105	120	120	45
Spitale:					
- Bucătăria principală	90	105	120	150	45
- Bucătării de distribuție pe saloane	60	-	-	-	-
Cămine de vacanță	60	105	120	120	45
Bucătării pentru pregătire	80	105	120	120	60
Bucătării pentru servicii centrale	90	120	120	-	60

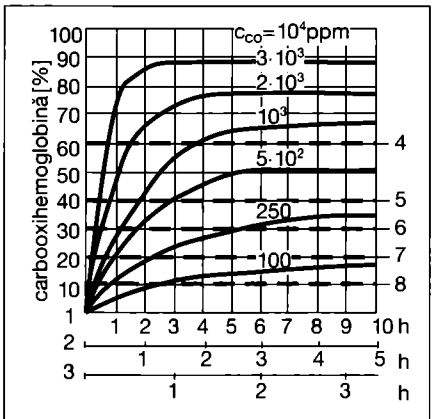


Fig. 13.2.6. Dependența formării carbooxihemoglobinei în sângele omului în funcție de durata aspirării CO (după May):
c_{CO} - concentrația CO în atmosfera încăperii;
1 - șezând; 2 - mergând; 3 - lucrând; 4 - limită mortală; 5 - acțiune gravă; 6 - simptome puternice; 7 - simptome mijlocii; 8 - simptome ușoare.

Tabelul 13.2.2. Cantitățile de gaze eșapate de un autovehicul pe 1 km de drum parcurs și pentru 1 t greutate (motoare Otto).

Starea de funcționare	Consum de benzină	Vol. total de gaze eșapate (0 °C,760 mmHg)	CO (0 °C,760 mmHg)	SO_2 (0 °C,760 mmHg)	Aliaje de plumb	Benzină nearsă
	[l]	[l]	[l]	[l]	[mg]	[g]
mers în gol 1h	0,3...0,8	(2...5)·10³	(1,6...4)·10²	77...200	120...320	8...34
mers cu viteza: 1, continuu	0,2	1400	90...110	51	80	
1, intermitent	0,25	1700	120...150	64	100	
2, continuu	0,13	1000	50...65	33	52	
2, intermitent	0,2	1400	90...110	51	80	
3, uniform	0,09	700	22...33	23	36	1,5...3
4, uniform	0,07	550	11...22	18	28	1,2...2,5

Tabelul 13.2.3. Compoziția gazelor evacuate de motoarele Otto (benzină) și Diesel (motorină).

Componenții gazelor eșapate	Motor Otto				Motor Diesel			
	Mers în gol	Accelerația	Întreruperea accelerației	Circulație continuă	Mers în gol	Accelerația	Întreruperea accelerației	Circulație continuă
Turația	400 ...500	400...3000	3000...400	1000...3000	-	-	-	-
Oxid de carbon [% din vol.]	4...6	0...6	2...4	0,1...4	0,01...0,1	0,1...1	0,01...0,1	0,01...0,1
Oxizi de azot [cm³/m³]	10...50	(1...4)·10³	10...50	1000...3000	30...70	(8...9)·10²	30	150...300
Hidrocarburi [cm³/m³]	50...1000	50...500	(4...12)·10³	200...400	100	200	300	100...200
Oxid de sulf [cm³/m³]	-	-	-	-	30...50	-	-	200...300
Carburant nears [%]	4...6	2...4	20...60	2...4	-	-	-	-

Concentrația de CO, c_r, în aerul exterior, în m^3N aer, se consideră astfel:

$c_r = 10...20 \cdot 10^{-6}$, pe străzi cu circulație medie;

$c_r = 30 \cdot 10^{-6}$, pe străzi cu circulație auto puternică;

$c_r = 0...5 \cdot 10^{-6}$, în zonele de locuit.

Efectul toxic al CO (gaz incolor, inodor și insipid) se bazează pe marea lui afinitate față de hemoglobină, împiedicarea preluării oxigenului din aer și asfixierea persoanelor. În fig. 13.2.6 este indicată dependența dintre concentrația CO în aerul încăperii (c_{co}), durata de ședere și felul activității.

Ventilarea garajelor se poate face pe cale naturală - fiind necesare deschideri pe fețele opuse ale încăperii pentru a se realiza o ventilare transversală (pentru garaje mijlocii și mari sunt necesare deschideri de 0,06 m^2/loc garare; pentru garaje mici sunt suficiente deschideri de 150 cm^2/loc garare în ușile exterioare) sau mecanică: 6 m^3/hm^2 pentru garaje mici; 12 m^3/hm^2 pentru garaje mijlocii și mari, rezultând cca 300 m^3/h autoturism. Se recomandă ca ventilarea să fie în subpresiune (debitul evacuat să fie cu cca 10 % mai mare ca cel refulat), să se folosească viteze moderate (5...8 m/s) pentru a nu produce zgomot, evacuarea să se facă peste cea mai înaltă clădire, iar priza de aer să se ia de la minimum 3 m deasupra solului, evitându-se zona intrării

Tabelul 13.2.4. Valori orientative ale emisiilor nocive de la autovehicule (după VDI 2053-1987).

Felul autovehiculului și regimul de mers	Consum combustibil [l/h]	Volum de gaze eșapate [m^3N /100 km]	Volum de gaze eșapate [m^3N/h vehicul]	Conținutul de CO [% din volum]	Volumul de CO [m^3/h, vehicul]
A. Autoturisme cu motor Otto sau Diesel, mers în gol (motor rece)	1,34	-	11,0	5,0	0,55
Mers în gol (motor cald)	1,24	-	10,5	4,5	0,47
Mers încet (10 km/h)	2,16	175	17,5	2,9	0,60
Mers liber orizontal	4,74	64	38,4	2,7	1,04
B. Autocamioane[x] cu motor Diesel, mers încet (10 km/h)	-	750	75	0,2	0,15
Mers liber orizontal	-	420	250	0,2	0,5

[x]) Pentru fiecare 10 t greutate, pentru alte valori se calculează proporțional.

Tabel 13.2.5.

PMV=	+3	+2	+1	+0,5	0	-0,5	-1	-2	-3
Senzația termică	foarte cald	cald	lejer cald		neutru		lejer rece	rece	foarte rece
PPD	90%	75%	25%	10%	5%	10%	25%	25%	25%

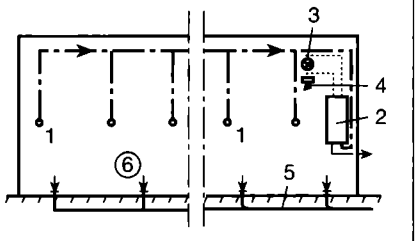


Fig. 13.2.8. Schema unei instalații de control al CO:
1 - dispozitive de prelevare a probelor; 2 - aparat de supraveghere a CO; 3 - semnalizare optică; 4 - semnalizare acustică; 5 - instalație de ventilare, de evacuare a gazelor de eșapament; 6 - garaj.

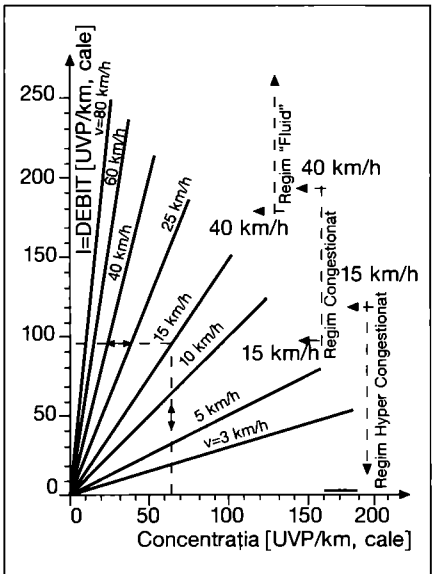


Fig. 13.2.9. Dependența dintre densitatea și debitul de autovehicule

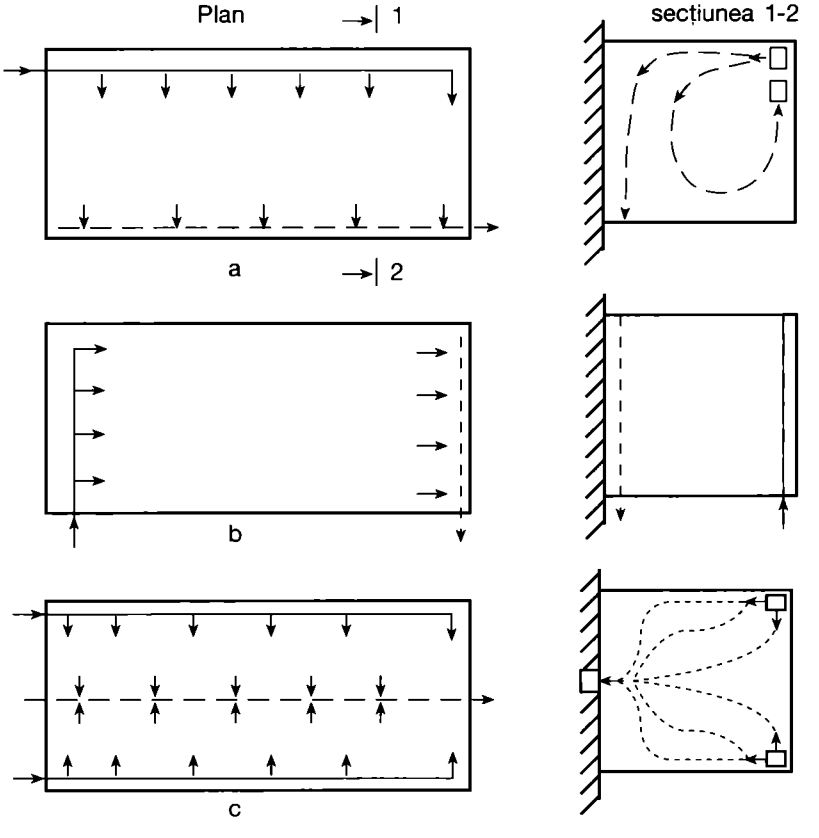


Fig. 13.2.7. Sisteme de ventilare a garajelor:
a - ventilare transversală;
b - ventilare longitudinală;
c - ventilare semitransversală.

și a rampelor de acces.

Sistemele de ventilare (fig. 13.2.7):

a - transversală - refulare la partea superioară pe o parte în lungul garajului, evacuare pe latura opusă la partea inferioară (65...70 %) și superioară (35...30 %);

b - longitudinală - refulare la partea superioară pe latura scurtă în direcție longitudinală, evacuare pe latura opusă la partea inferioară;

c - semitransversală - refulare la partea superioară în lungul celor doi pereți lungi, evacuare longitudinală în partea inferioară prin canal în pardoseală la mijlocul încăperii.

Cerințele instalației: siguranță deplină în exploatare, avertizare la întreruperea energiei electrice sau defectarea ventilației, exploatare rațională. Garajele mari, închise, cu circulație mare trebuie prevăzute cu instalații de măsurare a CO, de reglare și semnalizare optică și acustică (fig. 13.2.8). În garaj, în diferite puncte sunt prelevate probe de aer, prin intermediul unor conducte, și conduse la un aparat pentru semnalizarea CO. La depășirea concentrației de 250 ppm, instalația de semnalizare intră în funcțiune. Pentru buna funcționare, aparatura trebuie verificată anual. În garajele în care se fac reparații, se prevăd instalații de absorbție (montate sub pardoseală sau la plafon) la care se racordează, prin intermediul unor tuburi flexibile, eșapamentele motoarelor care se încearcă.

Exemplu de calcul

Se consideră un garaj cu 100 autovehicule, având lungimea de 125 m, lățimea 18 m, înălțimea 2,5 m, volumul 5625 m^3, în care, la ora de vârf, se deplasează 50 % din mașini.

Rezolvare

Degajarea de CO

- 50 mașini × 50 l CO/mașină = = 2500 l/h = 2,5 m^3/h = 2,5·1,2 = 3 kg/h.

a - În garaj nu sunt permise lucrări de reparații sau întreținere și deci: $c'_a = 2 \cdot c_a = 100$ mg/m^3, rezultă:

$$\dot{V}_a = \frac{\sum Y}{c'_a} = \frac{3\ \frac{kg}{h}}{100\ \frac{mg}{m^3}} =$$

$$= \frac{3\ \frac{kg}{h}}{100 \cdot 10^{-6}\ \frac{kg}{m^3}} = 30.000\ \frac{m^3}{h}.$$

b - În garaj se execută lucrări ușoare de întreținere deci: $c'_a = c_a = 50$ mg/m^3, rezultă:

$$\dot{V}_b = \frac{3}{50 \cdot 10^{-6}} = 60.000\ \frac{m^3}{h}.$$

13.2.5. TUNELE RUTIERE

13.2.5.1. GENERALITĂȚI.

Un tunel rutier este un pasaj acoperit situat pe un itinerar rutier pe unde urmează să treacă automobile și camioane. El constituie în general un punct singular și important de pe acest itinerar și se poate găsi pe o autostradă sau drum național, la câmpie sau munte sau o cale subterană urbană.

Caracteristicile principale ale unui tunel: principiul de construire (tunel săpat sau tranșee acoperite), profilul transversal (rectangular, circular sau curbat), lungimea (distanța dintre porțile de intrare și ieșire), secțiune transversală (dimensiuni și suprafețe), profilul longitudinal (pantă ascendentă sau descendentă), altitudine, sensuri de circulație (unidirecțional sau bidirecțional), număr de căi de circulație pe sens, trafic prevăzut.

O problema fundamentală legată de tunele și pasaje subterane este ventilarea spațiului rezervat circulației autovehiculelor. Aceasta ventilare trebuie luata în faza de proiect. Rolul ei este de a asigura claritatea în tunel și în orice moment să nu se modifice brusc confortul și securitatea utilizatorului, adică tot timpul să

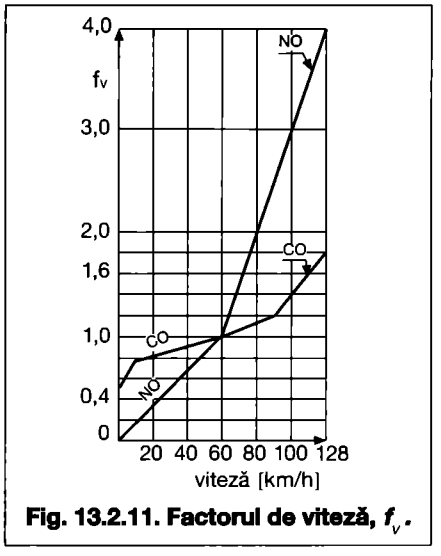


Fig. 13.2.11. Factorul de viteză, f_v.

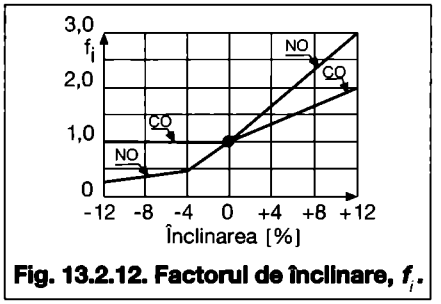


Fig. 13.2.12. Factorul de înclinare, f_i.

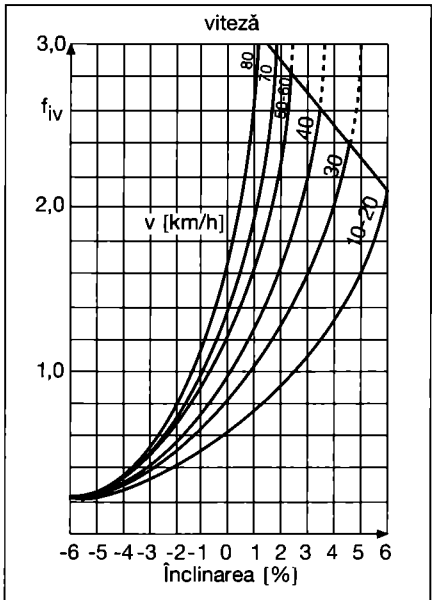


Fig. 13.2.13. Factorul de înclinare-viteză, f_{iv}.

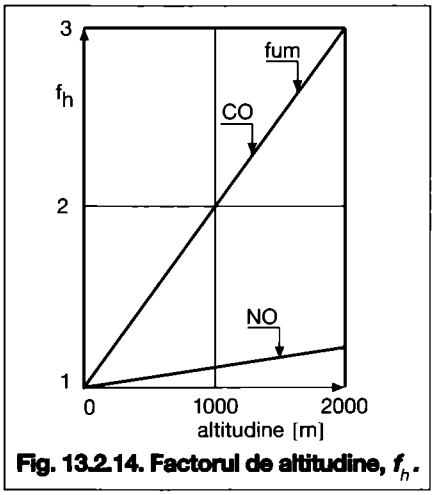


Fig. 13.2.14. Factorul de altitudine, f_h.

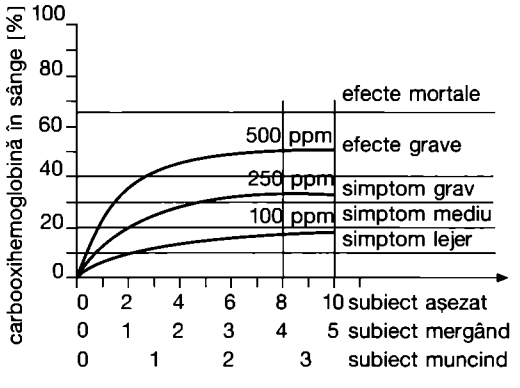


Fig. 13.2.10. Relația de dependență dintre CMG și concentrația CO.

permită utilizarea acestuia fără riscuri. Ventilarea trebuie să asigure eliminarea poluării, inacceptabile atât în interior, dar și în exterior. Poluarea, indiferent de origine, trebuie combătută prin diluție cu un aport de aer proaspăt (exterior). Ventilarea trebuie să asigure și evacuarea fumului dintr-o zonă sinistrată ce ar putea să apară în tunel.

Este important să se determine viteza și durata parcurgerii lungimii tunelului, știind că nu se poate forța timpul acestei durate.

Organismul mondial care tratează cu autoritate problemele relative la tunelele rutiere este Asociația Internațională Permanentă a Congreselor Rutiere (A.I.P.C.R.), care se reunește la 4 ani, cu ramificații în toată lumea. La al XIX- lea Congres de la Marakech din 1991 a fost publicată lucrarea „Tunele Rutiere". Figurile și formulele menționate mai jos fac referire la această lucrare.

13.2.5.2. CERINȚE

• **Sănătate.**

Un tunel trebuie să fie ventilat astfel încât să se evite, în toate punctele și în toate situațiile, o concentrație sau o strângere, în același loc a gazelor sau a fumului care poate să atingă vizibilitatea utilizatorului și/sau a mediului. A.I.P.C.R. indică în documentele sale limite admise a poluanților (CO, NO, fumului). Aceste valori limită sunt menționate în § 13.2.5.4. Valorile indicate vor fi respectate indiferent de poluarea aerului exterior preluat pentru ventilarea tunelului. Nivelul de poluare va fi măsurat din loc în loc, funcție de lungime, astfel încât să asigure calitatea aerului interior pentru utilizator și aerul exterior la intrarea și ieșirea tunelului. Măsurările se vor face continuu pentru a răspunde exigențelor și pot servi și la variația debitului de ventilare.

Evacuarile aerului viciat provenit dintr-un tunel rutier trebuie facute în zone bine ventilate și la 8 m de ferestre sau prize de aer. Dacă evacuările se fac deasupra unei construcții, nivelul de exhaustare va depăși cu 1,2 m cel mai înalt nivel al acestei construcții. În mediul urban evacuările trebuie sa fie făcute deasupra construcțiilor și vor fi prevăzute cu coșuri de evacuare a aerului viciat. Este interzisă preluarea aerului dintr-un tunel pentru ventilarea altor încăperi.

• **Poluarea exterioară.**

Relativ la poluarea aeriană emisă în mediul exterior de instalațiile de ventilare acestea trebuie alese pentu a proteja mediul înconjurator. Nivelul de zgomot, respectând limitele utilizatorului, sunt calculate plecând de la o valoare de bază fixă, pentru un câmp sonor de 45 dB la care se vor adăuga termeni de corecție în funcție de perioada zilei și zona în care se află sursa de zgomot.

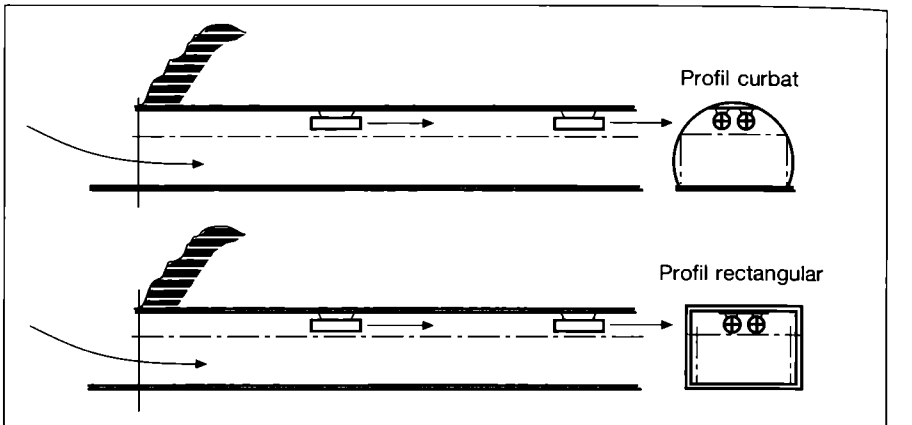


Fig. 13.2.15. Sisteme de ventilare longitudinală.

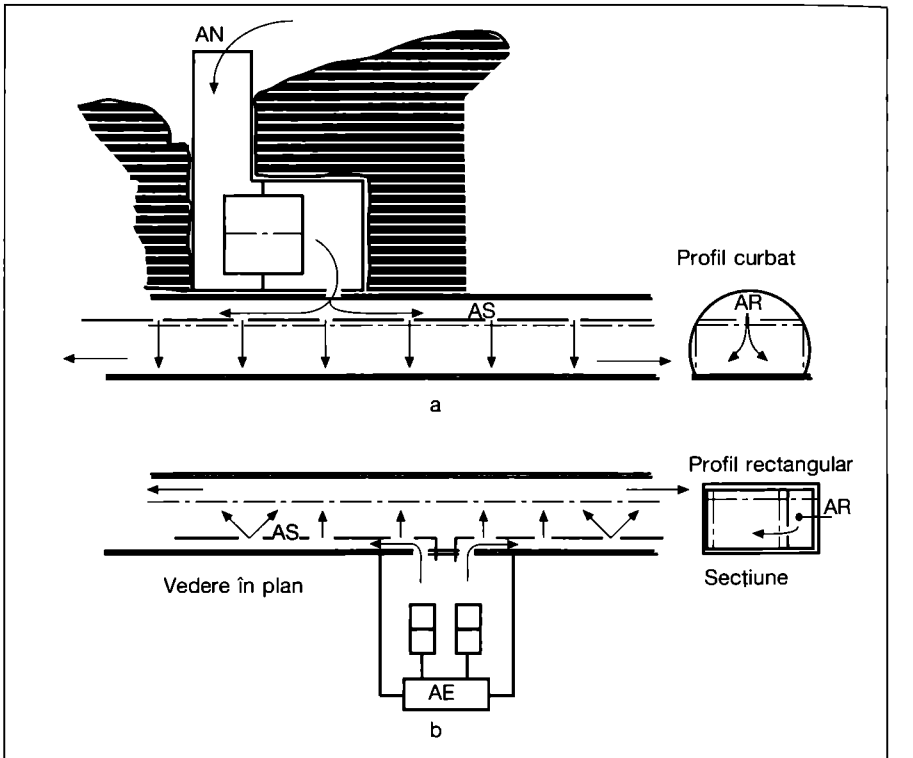


Fig. 13.2.16. Ventilare semitransversală.

Aceste probleme sunt specifice fiecărei țări existând obligația de a se face numeroase studii preliminare.

• **Securitatea.**

Securitatea pe care trebuie să o asigure această ventilare în interiorul unui tunel rutier este în principal orientată spre riscul producerii unor incendii cu consecințele acestora, de aceea lungimea unui tunel trebuie împărțită în zone de securitate, din fiecare zonă trebuind să se evacueze un debit minim de fum de 80 m^3/s pentru fiecare km de cale.

Instalațiile pot fi utilizate pentru evacuarea fumului dacă rămân funcționale timp de două ore pentru a evacua gazele fierbinți de 200 °C.

Alimentarea cu energie electrică trebuie să fie dublă, în cazul în care cedează una, cealaltă să asigure 50% din debitul de aer. Cablurile electrice pot fi rezistente la foc sau protejate în așa manieră ca să poată asigura funcționarea lor cel puțin două ore.

• **Reguli ce trebuie respectate.**

Regulile se referă în general la necesitatea unei bune exploatări a instalațiilor de ventilare, bazată în primul rând pe un studiu referitor la trafic.

Instalațiile de ventilare mecanică sau naturală trebuie să asigure, în toate cazurile și în toate punctele tunelului o ventilare satisfăcătoare. Circuitele de aer și accesoriile lor trebuie să fie în afara gabaritului circulației iar construcția lor trebuie să fie cu rezistență mecanică la șoc și cu posibilitati de curățire. În măsura în care este posibil este de preferat ca introducerea aerului proaspăt să se facă în partea de jos a tunelului și evacuarea aerului viciat în partea de sus. Trebuie să se atragă atenția proiectantului asupra nocivităților exterioare care pot provoca neajunsuri instalațiilor de ventilare dintr-un tunel rutier.

13.2.5.3 TRAFICUL ÎN TUNELE

Cunoașterea traficul este necesară pentru precizarea cerințelor ventilării:
- Circulație „fluidă": numărul de automobile "A" și de camioane și autobuze "CA" pentru o viteza de referința cuprinsă între 40 și 80 km/h;
- Circulație „congestionată": "A" și "CA" pentru o viteză cuprinsă între 5 și 15 km/h;
- Circulație „oprită": numărul maxim "A" și "CA" 1 km de cale (NR_{A+CA} /km).

Parametrii utilizați pentru a caracteriza un trafic sunt următorii:
- **Debit: I**, în NR_{A+CA} /km,cale, este debitul orar instantaneu de autovehicule;
- **viteza: v**, în km/s, este viteza de circulație în tunel pe calea de circulație considerată (viteza medie);
- **concentrație: D**, este numărul de autovehicule prezente pe 1 km de cale.

Cei trei parametrii sunt legați cu relația:

$$I = v \cdot D \qquad (13.2.2)$$

Acești parametri pot fi controlați în ceea ce privește distanța calculată între vehicule. Eventual aceste distanțe pot rămâne în discuție ca un indicator de bază pentru calculul ventilării.

Exemplu:

Dacă se adoptă că A are lungime medie 4 m, CA are o lungime medie de 10 m și un procentaj 10% din NR_{A+CA}, lungimea medie a unui vehicul este de 4,6 m.

Prima ipoteză de trafic:

I = 2000 NR_{A+CA} și

v = 10 km/h (hipercongestionată) avem

D=2000/10 = 200NR_{A+CA}, distanța între vehicule va fi 1000/200-4,6=0,40 m, greu de realizat.

A doua ipoteză de trafic:

I = 1300 NR_{A+CA} și

v = 10 km/h (hipercongestionată) avem

D = 1300/10 = 130 NR_{A+CA}, distanța între vehicule va fi 1000/130-4,6 = 3,10 m, rezonabil de realizat.

Regimurile de trafic se pot lua din tabelul 13.2.5 sau fig. 13.2.9.

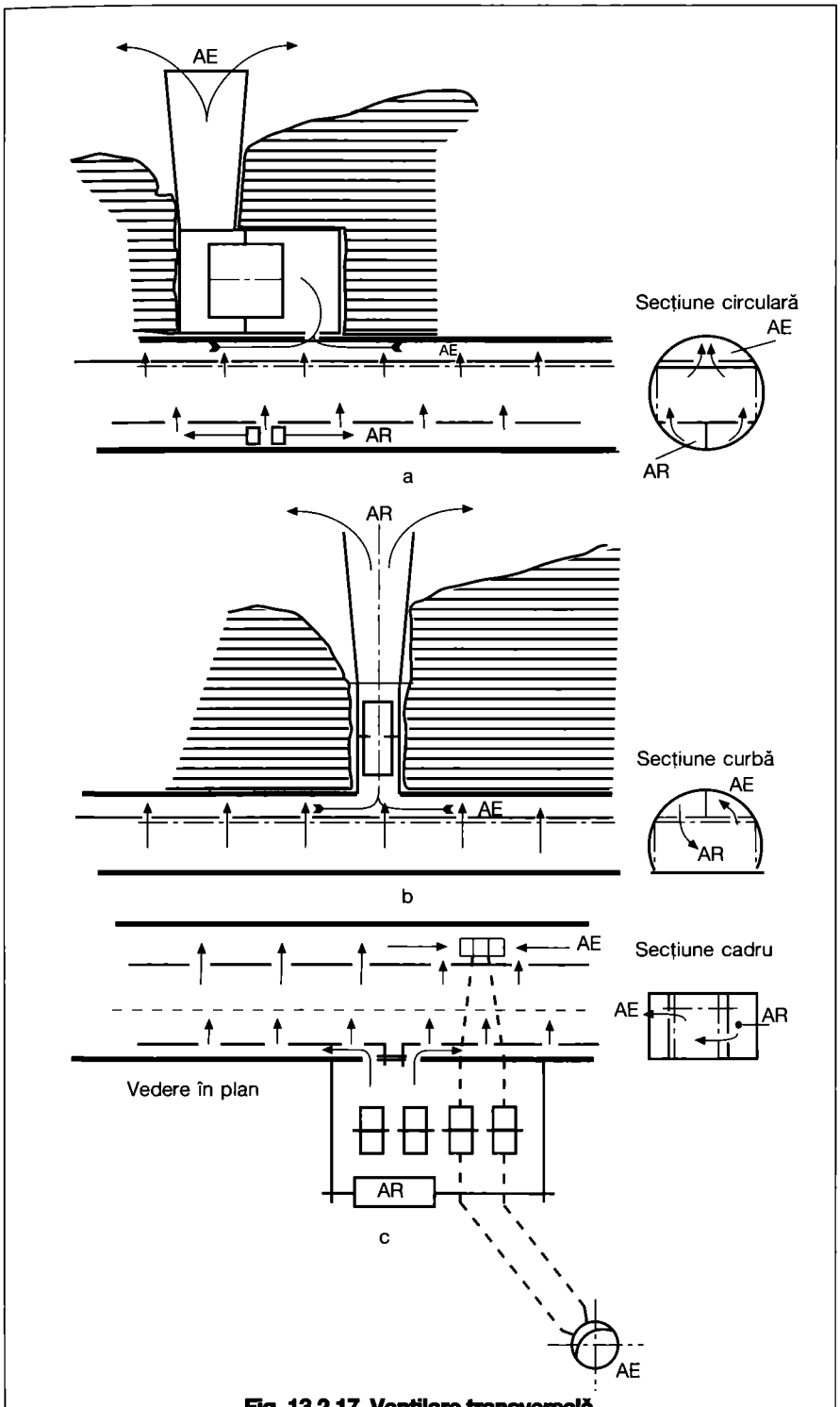


Fig. 13.2.17. Ventilare transversală
AR - aer refulat; AE - aer evacuat.

13.2.5.4. POLUARE, EMISII

Ventilarea dintr-un tunel trebuie să răspundă la 3 criterii:
- Diluția gazelor de eșapament produse, în interiorul tunelului, de vehiculele ce-l parcurg până la un nivel acceptat de utilizatori;
- Menținerea unui nivel al poluării atmosferice suficient de scăzut în apropiere de tunel;
- Comportarea propagării fumului în interiorul tunelului în caz de incendiu.

Date specifice la fiecare sarcină enumerată mai sus, trebuie cunoscute pentru ca sistemul de ventilare să poată fi ales. Pe de altă parte caracteristicile sistemului de ventilare ales trebuie sa răspundă cerințelor unor criterii noi ce pot apare în timp.

Poluarea.

Un tunel necomunicând cu atmosfera exterioară decât prin extremitațile sale, generează locuri cu acumulări (deranjante, câteodată periculoase) de gaz de eșapament. Dintre numeroasele componente ale gazelor de eșapament cele mai importante și periculoase sunt oxidul de carbon (CO), acroleina, oxidul de azot (NO) și fumurile, toate emise într-o cantitate mai mică sau mai mare de diferite autovehicule.

• Oxidul de carbon (CO).

CO este unul din componenții cei mai toxici și de aceea proiectanții trebuie să țină seama de el la alegerea sistemului de ventilare. Valorile următoare confirmă acest lucru.

Proporția de carbooxihemoglobină(CMG):
CMG = 0-20%, nici o simptomă;
CMG = 25-30%, dureri de cap;
CMG = 35-40%, amețeli;
CMG > 40%, confuzii mentale.

Diagrama lui May fiind ilustrativă în acest sens (v. fig 13.2.10).

În această figură se vede că nivelul admisibil al concentrației de CO nu poate să fie superior lui 150 ppm. Pentru ca atmosfera dintr-un tunel sa fie

corespunzătoare, concentrația de CO trebuie menținută între 100 și 200 ppm. În circumstanțe excepționale nivelul valorilor poate fi 200-250 ppm.

Nivelurile de poluare nu trebuie să depășească datele cuprinse în tabelul 13.2.6

• Oxidul de azot (NO).

Practica actuală în majoritatea țărilor se bazează pe evaluarea impactului poluării aerului din tunel funcție de nivelurile de NO_2 pe termen scurt și lung. Sistemul de ventilare poate fi modificat pentru a răspunde necesităților.

NO_x produs de vehicule are o componentă principală, NO, care se oxidează în atmosferă generând NO_2, un produs mai toxic.

Nivelul de conversie este în funcție de concentrația de NO, de temperatura ambientală și altitudine, el fiind dat doar ca valori medii, asfel:

- 15% pentru un tunel de mai mulți km cu evacuare de aer prin cele două porți;
- 40% pentru un tunel de mai mulți km cu evacuare de aer pe o singură parte;
- 60% pentru un tunel de mai mulți km cu evacuare de aer prin coș.

Conversia NO și NO_2:

$1m^3NO = 1,2$ kg; 1 ppm NO = 1,2 mg/m^3

$1m^3NO_2 = 1,9$ kg; 1 ppm NO_2 = 1,9 mg/m^3

Concentrația limită admisibilă de NO este de 25 ppm (30 mg/m^3). Nivelul concentrației de NO nu determină cerințele de aer proaspăt dintr-un tunel.

• Fumul.

Fumurile sunt emise de vehicule echipate cu motoare DIESEL. Ele au ca efect diminuarea transparenței aerului în tunel și în consecință reducerea distanței de vizibilitate. Concentrația de fum, (v tabelul 13.2.7.) tradusă ca opacitate în tunel, nu trebuie să depășească o valoare maximă admisibilă, Km, [m^{-1}] care asigură o distanță de vizibilitate superioară distanței de oprire a vehiculelor (în afară de cazul unei circulații congestionate unde criteriul de confort necesită valori mai mici decât criteriul de securitate).

• Emisiile.

Emisiile de gaze de eșapament ale vehiculelor sunt reglementate prin lege.

Oxidul de carbon (CO).

Valorile de baza a emisiilor de CO pentru automobile sunt date în tabelul 13.2.8. Au fost fixate pentru un vehicul cu masa medie, m = 1 tonă, rulând cu o viteza v = 60 km/h pe o rută plană (înclinație = 0) și o altitudine la nivelul mării (altitudine = 0 m). Valorile de baza de CO pot fi corectate prin factorii de influență: viteza, f_v (fig. 13.2.11); înclinație, f_i (fig. 13.2.12); altitudine, f_h (fig. 13.2.14).

Emisiile de CO de la camioane și autobuze:

- motoare Diesel: se pot lua același valori și aceiași factori de influență ca pentru automobile cu benzină;
- motoare cu benzină: pentru un camion sau autobuz cu sarcina „m" tone, valorile degajarilor de CO este superioară de „m" ori față de cea a automobilelor, folosindu-se aceiași factori de influență.

Oxidul de azot (NO).

Valorile de baza de emisii de NO sunt date în tabelul 13.2.9. Aceste valori au fost determinate pentru un autoturism standard cu o masa medie „m" de 1 tonă, rulând cu o viteza de 60 km/h, pe o rută plană (înclinație = 0) și la nivelul mării (altitudine = 0). Valorile de NO pot suferi corecțiile factorilor de influență, (v. fig. 13.2.11, 13.2.12, 13.2.14).

Fumurile (de la motoare Diesel).

Valorile de bază de emisiilor de fum de la camioane și autobuze sunt date în tabelul 13.2.9 în funcție de masa și viteza vehiculului, pe o rută plană, la nivelul mării. Aceste valori vor fi corectate cu factorii de viteză și înclinare (v. fig. 13.2.13 și de altitudine (fig. 13.2.14).

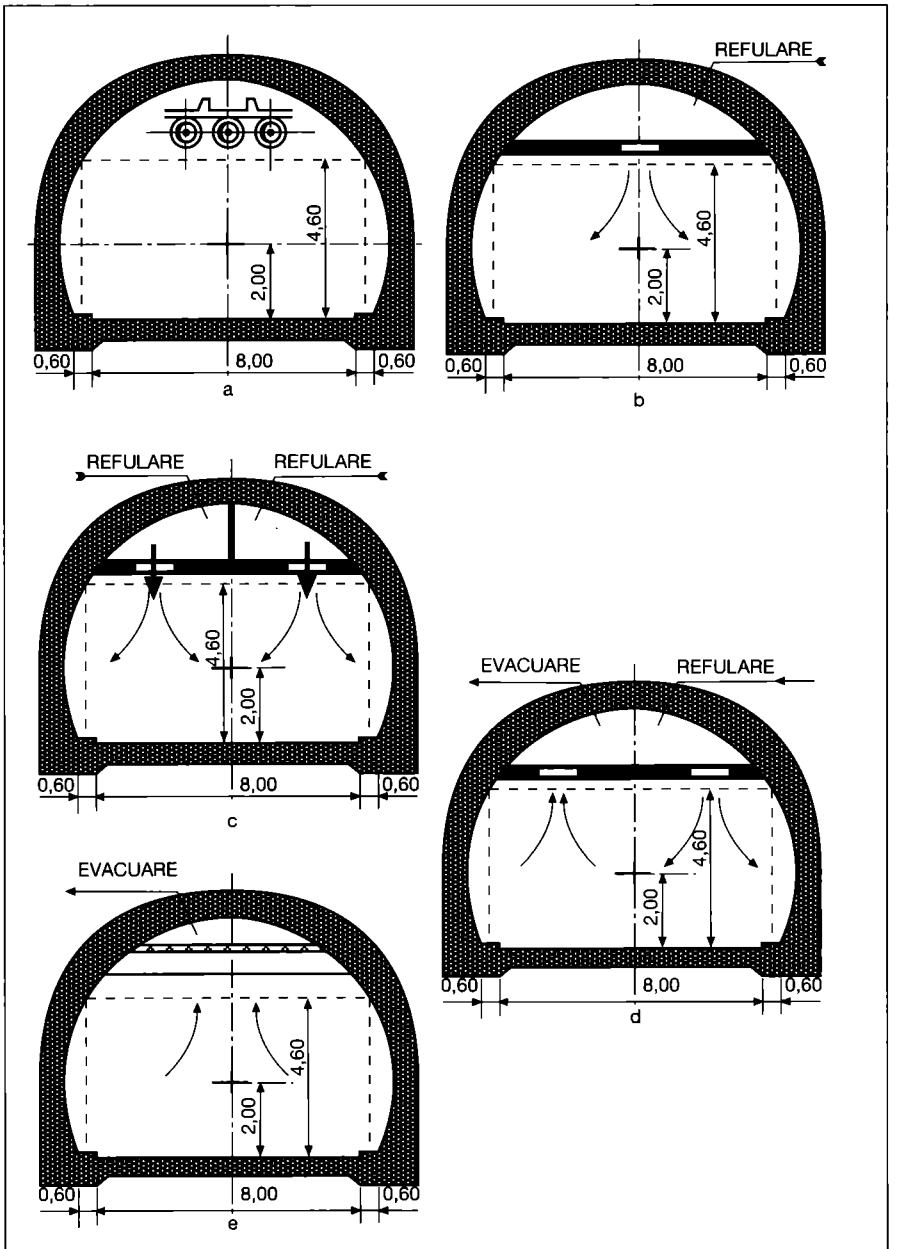


Fig. 13.2.18 Profile transversale de tunel.

a - ventilare longitudinală (cu acceleratoare); b – ventilare semitransversală tip 1; c – ventilare semitransversală tip 2; d – ventilare transversală sau transversală parțială; e – ventilare semitransversală cu puțuri de evacuare.

13.2.5.5 VENTILAREA TUNELELOR

Într-un tunel, limitele de vizibilitate și de concentrații de poluanți vor fi controlate. Pentru aceasta este necesar să se realizeze o instalație de ventilare cu caracteristici bine determinate, care să asigure un aport de aer din exterior pentru a dilua fumurile și alte gaze. Ea trebuie să asigure nedepășirea concentrațiilor admisibile.

Debitul de aer exterior se va determina ținând cont de cantitatea de poluanți evacuată, dar în același timp ține cont de valori proprii de concentrații. Dacă acestea din urmă sunt crescute, volumele de aer introduse vor fi importante.

• Debitul necesar pentru diluția CO.

Aerul exterior ce trebuie introdus pentru a menține concentrația maximală de CO în tunel se va calcula cu relația:

$$\dot{V}_{AE} = \frac{\dot{V}_{co} \cdot f_v \cdot f_i \cdot f_h}{3600} \cdot D \cdot \frac{10^6}{CO_a - CO_{AE}}$$

[m³/s,km] (13.2.3)

în care:

$\dot{V}_{AE}$ - debitul de aer necesar [m³/s,km de cale];

$\dot{V}_{CO}$ - valoarea de baza a emisiilor [m³/h];

f_v, f_i, f_h - factori de influența pentru: viteza, înclinare și altitudine;

D - numărul de vehicule prezente pe 1 km de cale (vezi observația);

CO_a - concentrația maximă admisă de CO [ppm];

C_{OAE} - concentrația CO în aerul exterior [ppm], cu valorile:

- mediul rural: 0 [pmm];
- mediul urban cu o circulație mică 10 [pmm];
- mediu urban cu circulație mare 15 [pmm];
- cale în tranșee 50 [pmm].

Observație: în cazul autovehiculelor „grele" cu motor Otto (benzină) și masa unitară ce depășește o tonă, simbolul „D" trebuie majorat cu o valoare „n" egala cu:

$n = \alpha \cdot D/m$ (3.2.4)

în care:

α - procentaj de camioane cu motor cu benzină,

D - număr de vehicule prezent [NR_{A+CA}/km cale];

m - greutatea medie a unui camion greu.

• Debitul necesar pentru diluția NO.

Debitul de aer exterior se determina pe baza concentrațiilor de NO astfel:

- Pentru autoturisme (A):

$$\dot{V}_{AE} = \frac{\dot{V}_{NO} \cdot f_v \cdot f_i \cdot f_h}{3600} D_A \frac{10^6}{NO_a}$$

[m³/s,km] (13.2.5)

- pentru camioane și autobuze, CB:

$$\dot{V}_{AE} = \frac{\dot{V}_{NO} \cdot f_v \cdot f_i \cdot f_h}{3600} D_A \frac{10^6}{NO_{aCA}}$$

[m³/s,km] (13.2.6)

în care:

$\dot{V}_{AE}$ - volumul de aer necesar [m³/s,km cale];

$\dot{V}_{NO}$ - valoarea de baza a emisiilor de NO' ale autoturismelor [m³/h];

$\dot{V}_{NO'}$ - valoarea medie calculată a emisiilor de NO' ale camioanelor și autobuzelor [m³/h CB];

f_v, f_i, f_h - factori de influență pentru viteză, înclinare și altitudine;

D_A - numărul de autoturisme prezente pe 1 km de cale [A/km cale];

D_{CA} - numărul de camioane și autobuze prezente pe 1 km de cale [CA/km cale];

NO'_{CA} - concentrația maximă admisă de NO [ppm].

• Debitul necesar pentru diluția fumurilor de la motoare Diesel.

Necesarul de aer exterior se determină pe baza concentrației de fum cu relația:

$$\dot{V}_{AE} = \frac{\dot{V}_F \cdot f_{iv} \cdot f_h}{3600} D_{CA} \frac{10^6}{K_m}$$

[m³/s,km] (13.2.7)

în care:

$\dot{V}_{AE}$ - volumul de aer necesar [m³/s,km de cale];

$\dot{V}_F$ - valoarea de bază a emisiei de fum de camioane și autobuze [CA/km de cale];

f_{iv}, f_h - factori de influența pentru viteză-înclinare și altitudine;

K_m - concentrația de fum maxim admisă [1/m].

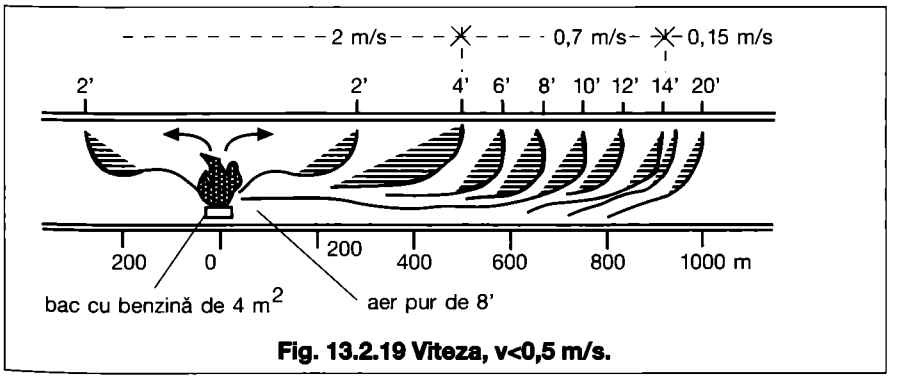


Fig. 13.2.19 Viteza, v<0,5 m/s.

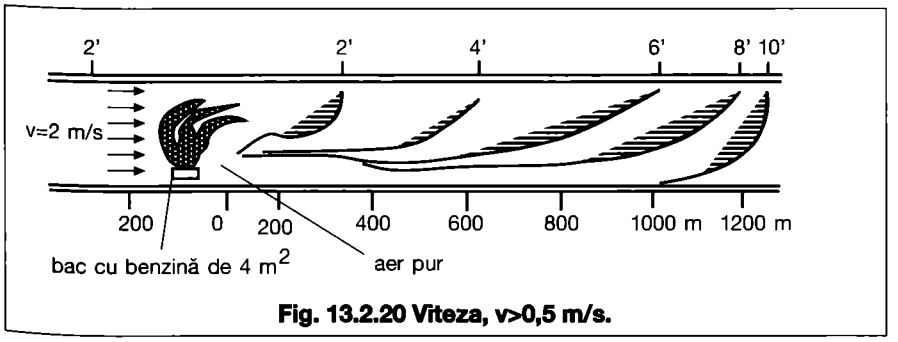


Fig. 13.2.20 Viteza, v>0,5 m/s.

13.2.5.6 SISTEME DE VENTILARE

• Ventilare naturală.

Ventilarea există atunci când în zona tunelului apare o circulație longitudinală de aer provocată de: o diferență de presiune între cele două capete ale tunelului sau un efect de „piston" dat de vehicule care au o anumita viteză și același sens de deplasare. Aceste două efecte pot exista simultan sau separat.

Ventilarea naturală nu se poate adopta decât pentru tunele unidirecționale, fără risc de congestionare a circulației și a căror lungime nu poate depăși 400 m. Această remarcă, trebuie luată cu mare precauție pentru că pot interveni alte efecte în aprecierea posibilității, sau nu, a folosirii ventilării mecanice.

• Ventilare longitudinală.

În cazul în care ventilarea naturală nu dă rezultatele scontate, se apelează la o ventilare longitudinală mecanică care permite accelerarea mișcării aerului ce tranzitează tunelul. Acțiunea asupra curgerii de aer longitudinale este obținută prin folosirea acceleratoarelor suspendate în vuta tunelului sau în partea dreaptă, dar întotdeauna în afara gabaritului (v. fig. 13.2.15). Suprapunerea efectului acceleratoarelor peste ventilarea naturală activează mișcarea aerului în tunel. Aceasta funcționează cu ușurință în tunelele unidirecționale, dar mai delicat pentru tunelele bidirecționale. În această situație sensul preferențial de circulație poate varia și la un moment dat se poate inversa dar acest inconvenient se poate corija prin, instalarea unui accelerator reversibil (în funcție de situația de moment) sau prin acceptarea unui excedent de putere pentru accelerator (pentru a opune rezistență curentului care apare în mod excepțional). Sistemul longitudinal este simplu și nu necesită canale de ventilare. Acceleratoarele sunt simplu de montat în partea înaltă a tunelului și la distanțe de peste 60m, pentru a asigura o mișcare uniformă în secțiunile intermediare.

Acest sistem (pentru a putea amplasa acceleratoare) are nevoie de o secțiune mai mare (1,4 m ... 1,8 m la diametru).

Sistemul longitudinal are aplicații limitate datorate: limitarii vitezei curenților de

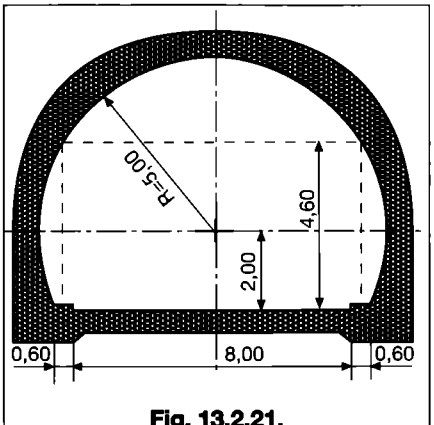


Fig. 13.2.21.

aer induși în interiorul tunelului la 8-12 m/s; poluării deja existente la intrarea în tunel și celei provocată la ieșire.

Sistemul este utilizat în general la tunelurile cu o circulație unidirecționala și lungime de 300-1500 m.

• **Ventilare semitransversală.**

Aerul exterior necesar ventilarii este refulat printr-un canal amplasat sus, sau lateral și pe toată lungimea tunelului (v. fig. 13.2.16) și este distribuit uniform prin guri de introducere, în spațiul de circulație. Distanța dintre guri este cuprinsă între1 și 10 m. Aerul viciat este evacuat natural prin cele doua părți ale tunelului.

Dacă tunelul este săpat, canalul de aer se găsește, în general, în vuta tunelului (deasupra zonei de circulație), aerul exterior fiind refulat direct în zona de circulație prin guri de introducere montate în plafon (fig. 13.2.16-a)

În tunelele de tip tranșee acoperite, canalele de aer se găsesc în partea de sus într-un spațiu în afara gabaritului circulației. Aerul exterior este refulat în spațiul de circulație prin guri de aer amplasate în partea de jos a acestui spațiu (fig. 13.2.16). Debitul de aer exterior necesar diluției este furnizat de centrala de ventilație interioară (în care sunt instalate ventilatoarele de refulare) racordate la canalele de distribuție a aerului. Centrala de ventilare se amplasează într-un loc oarecare pe traseul tunelului. Aspirația de aer exterior se face printr-o priză aflată într-o zonă nepoluată. Racordarea centralei la canalul de distribuție se face prin puțuri sau galerii intermediare. Montarea mai multor centrale de ventilare pentru un singur tunel face ca spațiul pentru canalele de aer să fie mai mic.

Sistemul semitransversal este mai complex decât sistemul longitudinal, dar este mai bun: uniformitatea diluției poluării, independența față de ventilarea naturală și sensul de circulație al vehiculelor, adaptarea ușoară la circulația bidirecțională. Cu toate acestea domeniul de folosire este mai limitat față de sistemul longitudinal, datorită vitezei mari a curenților de aer în apropierea capului (8 -12 m/s).

• **Ventilare transversală.**

Se distinge de ventilarea semitransversală prin prezența în tunel a unui canal de aspirare a aerului viciat. Diluția de poluanți și evacuarea aerului viciat se realizează, în principiu, într-o secțiune transversală. Aerul viciat este evacuat prin al doilea canal, pe care se amplasează guri de evacuare amplasate în zona de circulație, la distanțe de 1-10 m:

În tunelele săpate, canalul de aer viciat (AE) se găsește în general în vuta tunelului deasupra zonei de circulație (v.fig.13.2.17-a) și este separată printr-un plafon. Canalul de aer exterior (AR) poate fi, conform profilului tunelului, situată sub calea de rulare fie în vuta tunelului, separat de conducta de aer viciat printr-un perete despărțitor etanș (fig. 13.2.17-b).

În tunelele urbane (în tranșee acoperite) canalul de aer viciat se găsește în partea laterală. Gurile de evacuare se găsesc în spațiul de lucru și sunt întotdeauna situate în partea cea mai înaltă posibilă a spațiului rezervat circulației (v.fig.13.2.17-b)

Sistemul transversal este un sistem complex pentru că funcționarea sa nu este influențată nici de condițiile meteorologice, nici de viteza curenților de aer din interiorul tunelului, care apar prin repartiția sensului de circulație a vehiculelor. Sistemul permite de asemenea alegerea judicioasa a zonelor de evacuare a aerului viciat, în special pentru mediu.

Sistemul transversal se folosește în tunele cu lungime mare, pentru circulație unidirecționala și bidirecțională.

Pentru o primă evaluare de amplasare se pot prevedea: 100 - 125 m^2 pentru ventilator și 35 - 50 m^2 pentru canale.

• **Ventilare transversală parțială.**

La aceasta debitul de aer viciat este inferior debitului de aer exterior introdus. Este necesar să se prevadă 100 -125 m^2 pentru ventilator și 35-50 m^2 pentru canale.

• **Ventilare în sistem mixt.**

Sistemele enumerate până aici pot să funcționeze în mai multe combinații pentru a face economie de energie:

- Sisteme cu refulare pe jos și evacuarea naturală prin coșuri de evacuare;
- Instalarea a doua canale de aer exterior în paralel care pot servi, în caz de incendiu, la aspirarea de aer viciat și fum inversând sensul la nivelul canalului care interesează.

Câteva exemple de profiluri transversale pentru tunel curbat, sunt prezentate în fig. 13.2.18.

13.2.5.7. EVACUAREA FUMULUI DIN TUNELE

Incendiile în tunele sunt rare dar pot căpăta un caracter foarte serios. Luarea în considerare a posibilității declanșării unui incendiu poate fi o condiție inițială de alegere a unui sistem de ventilare. Principalul obiectiv în eventuala declanșare a unui incendiu este controlul propagării și evacuării fumului. Existența incendiilor în tunel arată că viața pasagerilor este pusă în pericol de principalele gaze și particule toxice care se găsesc în fumul nediluat și în oarecare măsură de căldură degajată.

Principiile generale care se iau în considerare la evacuarea fumului din tunel sunt: Conservarea jumătății inferioare a tunelului liberă de fum. Protejarea vizibilității și permiterea aerului fără fum să circule; evacuării fumului din spațiul de circulație mai repede ca acesta să se producă; utilizatorii situați în aval de sinistru să poată ajunge la ieșirea din tunel cu autovehiculele lor; utilizatorii situați în amonte de sinistru să poată ajunge, pe jos, la intrarea în tunel. Aceste principii se adaptează bine în circulația unidirecțională, dar este mai delicat de aplicat în circulația bidirecțională.

• **Mișcarea fumului în lungul unui tunel.**

Aceasta este influențată de mai mulți parametri cum ar fi: viteza longitudinală a aerului în tunel; temperatura fumului; timpul scurs de la producerea incendiului; locul în care s-a declanșat incendiul.

În cazul în care viteza longitudinală a aerului în tunel este mai mică de 0,5 m/s, fumul se deplasează de o parte și de alta a focarului (v.fig.13.2.19) și se disting două faze de propagare:

- Propagarea stabilă a stratului de fum în lungul plafonului. S-a constatat că fumul se propagă pe două direcții, pe o lungime de aproximativ 700 m timp de 8 minute, fără poluarea stratului inferior de aer până la o înălțime de aproximativ 2 m deasupra căii de rulare.
- Recircularea fumului. Se constată că după 4 minute, viteza de propagare a fumului descrește (prin diluarea volumului de fum datorită scăderii temperaturii dar și prin faptul că după 700 m fumul începe să se amestece cu stratul de aer curat ce se deplasează spre locul incendiului).

După aproximativ 20 minute propagarea fumului se oprește și se găsește într-o structura de vârtejuri până la 1 km de la locul focarului. Aerul proaspăt nu mai poate pătrunde în această zonă.

În cazul în care viteza longitudinală este mai mare de 0,5m/s (presupune existența unui sistem de ventilare), fumul se va deplasa într-o singură direcție (v. fig. 13.2.20).

Se pot distinge, funcție de distanță, două zone de propagare:

Prima zonă este caracterizată prin existența unui strat de fum sub plafon. S-a constatat că fumul se propagă pe o singură direcție pe o lungime de aproximativ 700m (fără poluarea stratului inferior de aer pe o înalțime de 2-3 m pentru o secțiune rectangulară și 3÷4 m înălțime pentru o secțiune în formă de potcoavă). Cu toate că aerul în tunel trece peste focar, fumul rămâne localizat sub plafon atâta timp cât el este cald. Vizibilitatea este bună pe o lungime de aproximativ 700m de la focar pe toată durata incendiului.

Fumul (v.fig.13.2.19...13.2.20) are tendința de a forma un strat în amonte de incendiu pe o lungime de 30-150m timp de câteva minute funcție de intensitatea incendiului și de viteza aerului în tunel;

A doua zonă începe după aproximativ 700 m de la locul incendiului unde fumul se găsește încă la 2 m deasupra căii de rulare, dar începând de la această limită turbulența curentului de aer răspândește din ce în ce mai mult fumul răcit pe toată secțiunea tunelului. Dupa aproximativ 1 km secțiunea tunelului este în întregime umplută cu fum și această situație rămâne

stabilă până când amestecul de aer și fum este evacuat printr-un capăt.

• **Capacitatea de aspirare a fumului și temperatura de evacuare**

Capacitatea utilă de aspirare îmbracă două aspecte: În faza inițială a incendiului, fumul se poate întinde pâna la 1 km și pentru ca acest strat de fum, de secțiune „A", să iasă într-un interval de timp t, trebuie să dispună de o capacitate de aspirație:

$$\dot{V} = \frac{A}{t} = h \cdot \frac{b}{t} \quad [m^3/s \cdot m] \text{ sau } [m^3/s \cdot km] \quad (13.2.8)$$

Exemplu:

$h = 3$ m, $b = 12$ m, $t = 600$ s (10 min.);

avem $\dot{V} = 0,06$ m³/s.m sau 60 m³/s.km.

- în faza de dezvoltare a incendiului, se produce o degajare de fum $\dot{V}_F$[m³/s].

Este necesar de a evacua acest fum pe lungimea de propagare stabilă (600-700 m). Trebuie sa se aibă de o capacitate de aspirație:

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_F}{L} \quad [m^3/s \cdot m] \text{ sau } [m^3/s \cdot km] \quad (13.2.9)$$

în care $L = 600\text{-}700$ m.

Exemplu: $\dot{V}_F = 50$ m/s și $L = 600$ m; avem $\dot{V} = 0,08$ m³/s·m sau 80 m³/s·km.

Cele două capacități de aspirare specifice trebuie să fie luate în considerare de la concepția sistemului de ventilare. Este necesar de a asigura introducerea de aer proaspăt în jumătatea inferioară a tunelului pentru a aduce un aer curat și pentru diluarea fumului.

Temperatura medie a fumurilor diluate, de câte un ventilator de extracție, în extremitatea conductei de aspirație depinde de dimensiunea incendiului, de lungimea sistemului de extracție ca și de capacitatea de extracție.

În practică pentru capacitatea de aspirație se dă o valoare $\dot{V} = 80$ m³/s și km de cale.

Distanțele posibile de propagare a fumului de la focar (800-1000 m) conduce la protejarea lungimii unui tunel în „tronsoane de securitate" de 700 m până la 1000 m maxim. Fiecare tronson reprezintă o zonă autonomă cu introducere de aer proaspăt și extracție de aer viciat și trebuie sa fie capabil de a evacua fumul în caz de incendiu, pe lungimea sa.

Ventilatoarele utilizate pentru evacuarea fumului în caz de incendiu trebuie să aibă caracteristica termică prevăzută până la 200 °C.

Sisteme de ventilare.

Sistemul de ventilare ales pentru ventilarea unui tunel trebuie să fie capabil, în toate circumstanțele, să controleze propagarea fumului. Pentru aceasta, este necesară extragerea fumului în mod continuu, în afara zonei de circulație, unde el rămâne concentrat sub plafon.

Sistemul de ventilare longitudinal.

În cazul în care ventilarea naturală este insuficientă sau pentru tunelele mai lungi de 400 m se recurge la o ventilare „longitudinală", care permite accelerarea artificială a mișcarii aerului ce tranzitează tunelul. Viteza longitudinală a aerului în interiorul tunelului trebuie sa fie menținută suficient de mare pentru a împinge fumul pe o singură direcție față de focar.

Accelerarea curentului de aer longitudinal este obținută cu ajutorul unor acceleratoare suspendate în bolta tunelului sau în partea dreapta, jos, dar întotdeauna în afara gabaritului de circulație (fig. 13.2.15). Sunt necesare viteze cuprinse între 4-12 m/s.

Sistemul de ventilare longitudinală este simplu și nu necesită canale de aer. Singurul inconvenient este că trebuie mărită secțiunea tunelului pentru a putea amplasa acceleratoarele în afara gabaritului de circulație.

Acest sistem se aplica tunelurilor unidirecționale cu lungimi cuprinse între 300-1500 m.

Sistemul de ventilare semitransversal.

Aerul exterior, necesar ventilării tunelului tranzitează lungimea totală a tunelului printr-o conductă specială montată la partea superioara a secțiunii transversale a tunelului, dar care este distribuit cu ajutorul canalelor și gurilor de refulare în secțiunea de circulație (distanța dintre guri este cuprinsa între 1-10 m), (fig. 13.2.16).

Sistemul de ventilare transversal.

Ventilarea „transversală" se distinge de ventilarea semitransversală prin existența în tunel și a unui canal de evacuare a fumului. Diluția produselor de ardere și evacuarea fumului are loc în secțiunea transversală prin guri de aspirație racordate la canalul de evacuare.

Canalele de evacuare a fumului se pot amplasa în partea superioară a tunelului iar canalele de aer proaspăt pot fi amplasate fie sub calea de rulare, fie la partea superioară a tunelului într-o zonă separată de zona canalului de fum printr-un perete etanș (fig. 13.2.17).

Sistemul transversal este cel mai complex deoarece nu este influențat de condiții meteorologice și nici de viteza curenților de aer din interiorul tunelului.

Sistemul de ventilare parțial transversal.

Principiul este identic cu cel al sistemului transversal. Prin acest sistem se evacuează un debit de aer mai mic decât cel introdus (fig. 13.2.18).

Sistemul de ventilare mixt (puțuri de aspirație).

Prin acest sistem se realizează o puternică aspirație locală a fumului de sub plafon cu efect de a împiedica curenții de aer longitudinali de a transporta fumul de o parte și de alta a puțului de aspirație.

Secțiunea de tunel situată în amonte de sinistru și pe de altă parte în aval de puțurile de aspirație sunt asigurate de un aer relativ curat.

Pe de altă parte cerințele de aer pentru diluție pot tranzita aceeași secțiune sub efectul depresiunii de puțul de aspirație.

Capacitatea de aspirație trebuie să fie minim egală în secțiune de lucru multiplicată cu viteza minimală longitudinală în secțiunea unde se situează sinistrul (3-6 m/s) (fig. 13.2.20).

Observații:

- În caz de incendiu în interiorul unui tunel, circulația autovehiculelor este rapid stopată și sistemul de ventilare cu care este dotat va funcționa pentru evacuarea fumului;
- Fumul este de preferat sa fie evacuat în aval de locul incendiului și cât mai aproape de acesta;
- Propagarea fumului va fi limitată prin crearea unei depresiuni puternice în zona de incendiu (prin extracția fumului) și această depresiune va putea intensifica pătrunderea aerului proaspăt din zonele situate în amonte de locul incendiului;
- În cazul în care sistemul de ventilare al unui tunel este prevăzut să funcționeze și pentru evacuarea fumului în caz de incendiu, ventilatoarele vor avea turație variabilă sau cu dispozitiv de inversare de sens de rotație.

Exemplul de calcul 2.

Dimensiuni geometrice (v.fig.13.2.21):

Lungimea tunelului = 1500 m,
Numărul căilor de rulare = 2,
Circulație = unidirecțională,
Lățimea de circulație = 4 m/cale,
Lățimea degajamentului = 0,60 m,
Înălțimea de circulație = 4,60 m,
Înălțimea sub vută = 3,90 m,
Secțiunea zonei de circulație = 44 m² (fără vehicule),
Secțiunea zonei de circulație = 38 m² (cu vehicule),
Secțiunea deasupra vutei = 14,70 m² (fără dale),
Secțiunea deasupra vutei = 13,00 m² (cu dale),
Altitudinea = 160 m,
Înclinarea = +1% .

Trafic: urban,

- circulație hipercongestionată cu I = 1100 NR_{A+CA}/h.cale,
- viteza de circulație = 10 km/h,
- repartiție A (73%) = 803,
- CA cu benzină (2%) = 22,
- CA Diesel (25%) = 275,
- greutatea medie CA = 10 tone,
- concentrația de CO în aerul exterior = 150 ppm.
- Valori de bază pentru CO (A și CA) = 0,7 m³/h,
- valori de bază pentru fum (CA) $\dot{V}_F = 100$ m³/h,
- valori de bază pentru NO (A) $\dot{V}_{NO} = 0,06$ m³/h,
- valori de bază pentru NO (CA) $\dot{V}_{NO} = 0,50$ m³/h.

Nu trebuie depășite:

- concentrația de CO în tunel

= 200 ppm,
- opacitatea în tunel = 0,008 k [1/m],
- concentrația de NO = 25 ppm,
- necesități pentru evacuarea fumului v = 10 m/s (viteza aerului în tunel),
- distanța medie între vehicule (A = 4 m, CA = 10 m, CA = 27%$NR_{A+c+CA,}$) = 5,60 m,
- I = 1100 NR_{A+c+CA}/h.cale,
- v = 10 km/h (viteza vehiculelor în tunel),
- D = 1100/10 = 110 NR_{A+c+CA}/cale.
- distanța între vehicule = (1000/110) – 5,6 = 3,49 m;
- numărul de vehicule în interiorul tunelului =110·2,5·2 = 550 NR_{A+CA};
- debitul posibil de aer în interiorul tunelului 38 m^2·10 m/s = = 380 m^3/s·2 = 76 m^3/s·km.cale.

Aer proaspăt:

Diluarea CO, D = 110 NR_{A+CA}, M (numărul de CA cu motor pe benzină, calculat cu relația 13.2.4) = 0,02· 110·(10 –1) = 19,8, D+M = $129,8 \cdot \dot{V}_{AE}$ = $= 0,7 \cdot 0,8 \cdot 1,08 \cdot 1,16 \cdot 129,8\ 106/3600(200 - 15) = 137$ m/s.km de cale. Diluarea NO (relația 13.2.5) pentru A $\dot{V}_{AE} = 0,06 \cdot 0,2 \cdot 1,10 \cdot 1,05 \cdot 80,3 \cdot 106/3600 \cdot 25 = 12,4$, pentru CA (relația 13.2.6) $\dot{V}_{AE} = 0,50 \cdot 0,2 \cdot 1,10 \cdot 1,05 \cdot 29,7 \cdot 106 / 3600 \cdot 25 = 38,1.$

Total A+ CA = 50,5 m^3/s·km de cale.

Diluarea fumului (relația 13.2.7) de la motoare Diesel: $\dot{V}_{AE} = 160 \cdot 0,75 \cdot 1,16 \cdot 27,5 \cdot 1 / 3600 \cdot 0,008 = 133$ m^3/s.km.cale.

Se reține valoarea cea mai mare, adică pentru diluarea CO, 137 m^3/s.km.cale. În tunel debitul de aer proaspăt pentru diluarea CO va fi $137 \cdot 2,5 \cdot 2 = 685$ m^3/s.

Evacuarea aerului viciat trebuie să asigure eliminarea CO adică $137 \cdot 2,5 \cdot 2 = 685$ m^3/s (conform necesarului de aer proaspăt). Evacuarea se va face prin suprapresiune 380 m^3/s; prin aspirare mecanică 305 m^3/s. Un singur punct de aspirare mecanică, amplasat judicios, ar putea fi suficient.

Evacuarea fumului. Numărul de zone de securitate: 2500/1000 = 2,5 se iau 3; debitul de aer minimal pentru evacuarea fumului este 80 m^3/s·km de canal. Pentru zonele de securitate se reține valoarea 80 m^3/s·km (capitolul 7 din ghidul AICVF nr. 4 „AERAULIQE")

13.3. Locuințe

În România, ventilarea locuințelor se face în general pe cale naturală, prin deschiderea ferestrelor și prin coșuri de ventilare (eventual cu ventilatoare de evacuare) la încăperile interioare. Un schimb orar de aer este necesar pentru eliminarea mirosului de la bucătărie și toaletă, a fumului de țigară, a mirosului de la mobilă, sofa, textile, pentru un aer de combustie (când locuința are centrală termică proprie sau încălzire cu sobe), pentru a

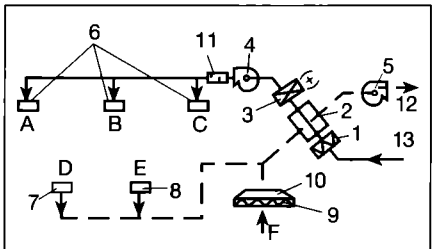


Fig. 13.3.1. Instalație de încălzire cu aer cald pentru locuință unifamilială: 1 - filtru de praf; 2 - recuperator de căldură cu plăci; 3 - baterie de încălzire; 4 - ventilator de introducere; 5 - ventilator de evacuare; 6 - gură de introducere aer cald în încăperi; 7 - gură de evacuare de la toaletă; 8 - idem, baie; 9 - filtru de grăsimi; 10 - hotă de bucătărie; 11 - atenuator de zgomot; 12 - aer evacuat în exterior; 13 - aer exterior; A - dormitor; B - birou; C - sufragerie; D - W.C. ;E - baie; F - bucătărie.

împiedica formarea ciupercilor negre etc. Pentru un număr orar de schimburi de aer = 0,75 se apreciază că 1 m^2 de suprafață de locuit necesită un consum de energie de cca 50-60 kWh/an.

Ventilarea mecanică a unei locuințe presupune filtrarea, încălzirea (iarna) aerului și refularea acestuia în sufragerie și camerele de locuit și evacuarea prin bucătărie și baie. Pentru economisirea energiei este necesară intercalarea unui recuperator de căldură cu plăci și a unui al doilea ventilator pentru evacuare. Economia de energie se apreciază la 50%. În condițiile în care se va trece la o izolare bună a pereților exteriori, consumul energetic se poate reduce la 20...30% din cel actual (inclusiv, prin folosirea recuperatoarelor de căldură).

Schema unei instalații de încălzire a unei locuințe este indicată în fig. 13.3.1. Piesa principală o reprezintă aparatul compus din recuperator de căldură, filtru de praf, baterie de încălzire (electrică sau cu gaze de ardere), ventilator de introducere și ventilator de evacuare. Aparatul poate fi realizat și ca pompă de căldură atunci când deservește o clădire multifamilială.

Sistemul de încălzire cu aer cald a locuințelor este foarte răspândit în SUA și Canada, dar în Europa, în foarte mică măsură.

13.4. Clădiri industriale

13.4.1. Depozite de fructe

• Probleme generale

Ansamblul de instalații destinat păstrării în condiții optime, pe timp îndelungat (0,5...2 ani) a fructelor și, mai rar, a legumelor trebuie să asigure un microclimat, în depozitele respective, care să reducă în mare măsură procesele metabolice ale fructelor sau legumelor, păstrându-le pe acestea, practic, în starea în care au fost introduse imediat după recoltare.

Parametrii microclimatului depozitelor de fructe:
- temperatura aerului, +2...4°C;
- umiditatea relativă a aerului, 90...95%;
- concentrația de oxigen, max. 3%;
- concentrația de bioxid de carbon, max. 5%.

Fiecare parametru al microclimatului este asigurat de câte o instalație independentă (fig. 13.4.1).

- Temperatura aerului interior este menținută în limitele arătate (+2...4 °C) cu ajutorul unei instalații frigorifice, al cărei evaporator (divizat în atâtea elemente câte celule are depozitul) este plasat în încăperea deservită (celula de depozitare) sub forma unei baterii de răcire amplasată la partea superioară a încăperii.

- Umiditatea relativă a aerului interior, necesar a fi menținută la valori ridicate pentru a împiedica deshidratarea fructelor, se realizează cu ajutorul unei instalații de supraumidificare alcătuită dintr-un rezervor de nivel constant, o rețea de conducte de apă, o rețea de conducte de aer comprimat și duze de construcție specială care pulverizează apa cu ajutorul aerului comprimat. Funcționarea acestei instalații este comandată de un higrostat montat în încăperea deservită. O asemenea instalație este prezentată la § 8.8.2.

- Concentrația de oxigen este redusă la limita prescrisă cu ajutorul unui convertizor de oxigen care deservește una sau mai multe celule.

- Concentrația de CO_2 este menținută la valoarea prescrisă prin intermediul unui adsorbitor de CO_2, care deservește una sau mai multe celule.

Celulele în care se depozitează fructele sunt de tip etanș (metalice, din zidărie, din beton etc.) pentru a putea fi păstrate concentrațiile amintite. Deoarece există variații ale presiunii interioare în timpul funcționării, acestea generând forțe mari, care pot deforma pereții celulelor, se prevede, pe unul din pereții exteriori ai fiecărei celule, un dispozitiv care realizează o

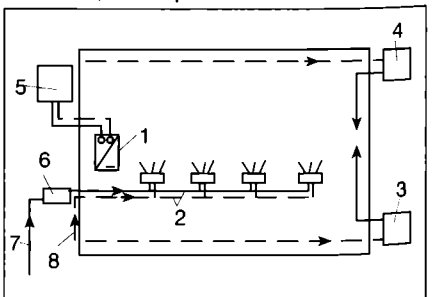


Fig. 13.4.1. Echiparea unui depozit de fructe pentru realizarea „climei controlate": 1 - baterie de răcire; 2 - instalație de umidificare; 3 - convertizor de oxigen; 4 - adsorbitor de bioxid de carbon; 5 - instalație frigorifică; 6 - rezervor de apă cu nivel constant; 7 - alimentare cu apă; 8 - alimentare cu aer comprimat.

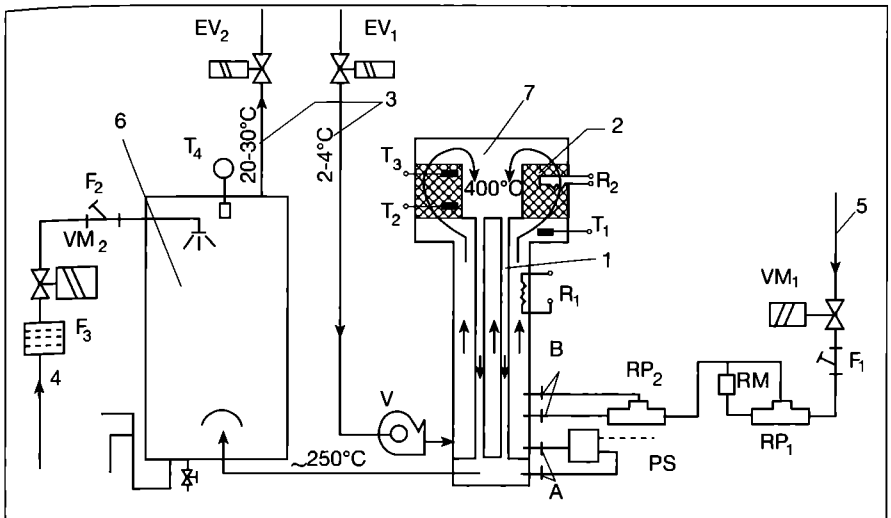


Fig. 13.4.2. Schema funcțională a unui convertizor de oxigen:

VM_1 - ventil magnetic pentru gaz; F_1 - filtru de gaz; RP_1 - regulator pentru reducerea presiunii gazului de butelie; RP_2 - regulator pentru menținerea constantă a debitului de gaz; RM - rotametru; PS - presostat diferențial; A - racord pentru PS; B - racord pentru gazul de combustie; R_1 - rezistență electrică de preîncălzire; R_2 - rezistență electrică pentru aducerea amestecului la temperatura de autoaprindere; T_1 - termostat pentru supravegherea preîncălzirii aerului; T_2 - termostat pentru supravegherea funcționării normale; T_3 - termostat pentru depășirea temperaturii de lucru; T_4 - termostat pentru controlul temperaturii aerului răcit; V - ventilator; F_3, F_2 - filtre de apă, grosier și fin; VM_2 - ventil magnetic pentru apă; EV_1, EV_2 - electrovalve montate pe circuitele de aer ale celulelor de absorbție și evacuare;

1 - schimbător de căldură din țevi; 2 - pat catalitic; 3 - racorduri la celulele de fructe; 4 - apă de la rețea; 5 - gaz de butelie; 6 - scruber; 7 - reactor.

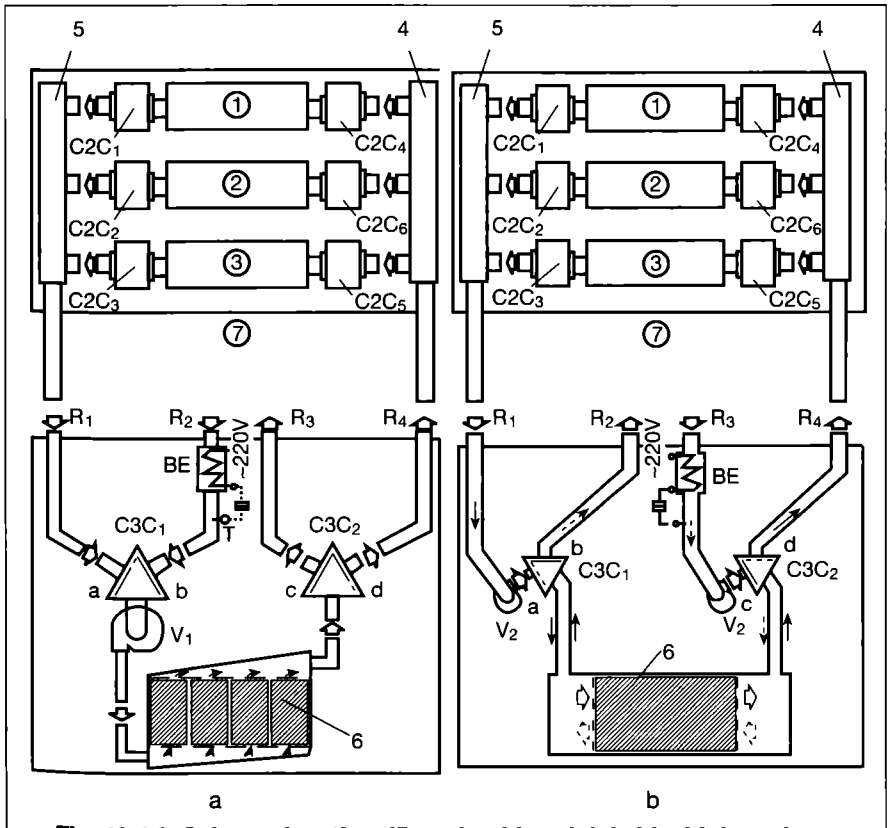


Fig. 13.4.3. Schema funcțională a adsorbitorului de bioxid de carbon:

a - adsorbitor din generația I; b - adsorbitor din generația a II-a;

$C_2C_{1...6}$ - clapetă cu 2 căi acționată electric; $R_{1...4}$ - racorduri de aer la celule; V_1, V_2 - ventilatoare pentru procesele de adsorbție - desorbție; $C_3C_{1,2}$ - clapete cu 3 căi acționate electric la generația I și prin presiunea aerului la generația a II-a; BE - baterie de încălzire electrică; T - termostat; 1-3 celule de fructe; 4 - distribuitor; 5 - colector; 6 - cărbune activ; 7 - aer exterior.

legătură între atmosfera interioară și cea exterioară prin intermediul unei țevi sifonate adusă la o gardă hidraulică din apă.

După umplerea unei celule cu fructe se închid ușile etanșe și se pun în funcțiune: instalația frigorifică (pentru reducerea temperaturii interioare), instalația de supraumidificare (pentru mărirea umidității relative a aerului din celulă) și instalația de reducere a oxigenului (convertizorul). Controlul scăderii concentrației de oxigen din celulă se face prin prelevarea periodică de probe și analizarea acestora. Deoarece concomitent are loc producerea de CO_2 - ca urmare a metabolismului fructelor și arderii catalitice a combustibilului folosit pentru reducerea oxigenului - și se depășește la un moment dat (la câteva zile după începerea realizării climei controlate) concentrația de CO_2 prestabilită, se pune în acel moment în funcțiune (automat) instalația de reducere a CO_2 (adsorberul). Urmărirea scăderii concentrației de CO_2 se face

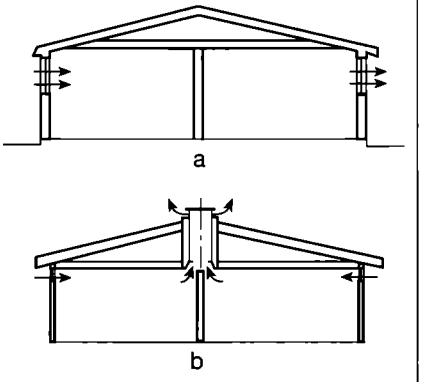


Fig. 13.4.4. Sisteme de ventilare naturală:

a - prin ferestre;

b - prin coș central de evacuare.

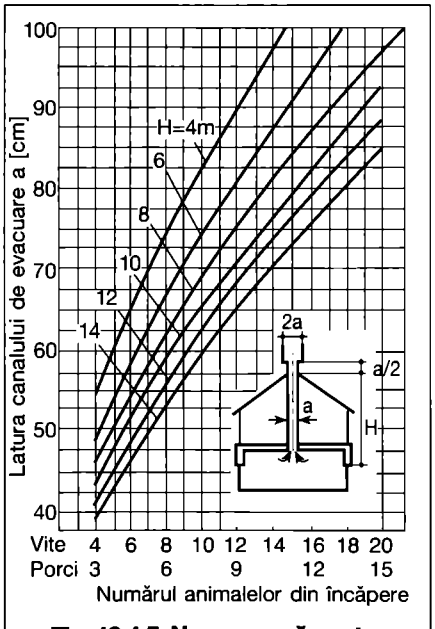


Fig. 13.4.5. Nomogramă pentru dimensionarea coșurilor de evacuare.

identic ca în cazul oxigenului, prin prelevarea periodică de probe. Rezultă de aici că adsorberul și convertizorul pot funcționa atât simultan cât și separat, ca și celelalte două tipuri de instalații, de altfel.

• **Convertizorul de oxigen** (fig. 13.4.2)

Are două componente principale: *reactorul* și *scruberul*. *Reactorul* este compus dintr-un schimbător de căldură de suprafață alcătuit din țevi și un arzător de tip catalitic amplasat la partea superioară. *Scruberul* este un schimbător de căldură de contact, în care se pulverizează apă pentru răcirea aerului. Funcționarea convertizorului: aerul din celula de depozitare a fructelor, având temperatura de +2...4 °C, este aspirat de ventilatorul V și refulat în reactor în spațiul dintre țevi, circulând de jos în sus și încălzindu-se, pe de o parte, pe seama aerului cald provenind din reactor (care circulă prin țevi, de sus în jos) și, pe de altă parte, cu ajutorul rezistențelor electrice R_1. Aerul pătrunde în stratul granular de material catalitic unde este încălzit cu ajutorul rezistențelor R_2 la o temperatură de 350...485 °C, când se declanșează automat, prin autoaprindere, reacția de ardere a gazului de butelie cu oxigenul din aerul adus din celulă, rezultând un amestec de CO_2 și vapori de apă. Amestecul rezultat circulă prin interiorul țevilor cedând o parte din căldură aerului care circulă printre țevi, răcindu-se de la 400 la cca 250 °C, după care pătrunde în scruber unde este răcit, cu apă de la rețea, la o temperatură de maximum +30 °C, după care se întoarce în celulă, sărăcit în oxigen. Ciclul continuă până când concentrația oxigenului din celulă scade de la 21 la 3 %. La partea inferioară a reactorului, unde este refulat aerul din celula de depozitare, pătrunde (prin racordurile B) gaz de butelie (amestec de propan și butan) prin bucla de reglare alcătuită din VM_1 (ventil electromagnetic), F_1 (filtru de impurități), RP_1, RP_2 (regulatoare de presiune) și RM (rotametru). Bucla de reglare are rolul de a menține debitul de gaz la o valoare constantă în timpul

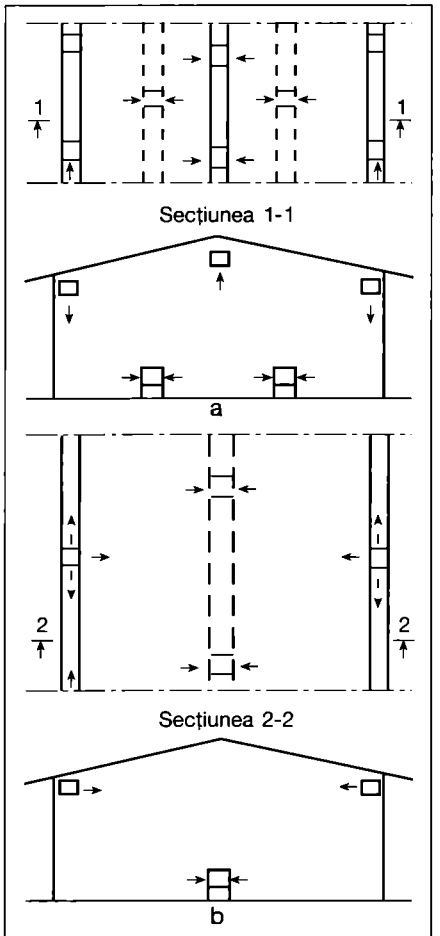


Fig. 13.4.6. Sisteme de ventilare mecanică:
a - sus-jos sau sus-jos/sus; b - sus-jos, folosind guri de refulare pe trei direcții.

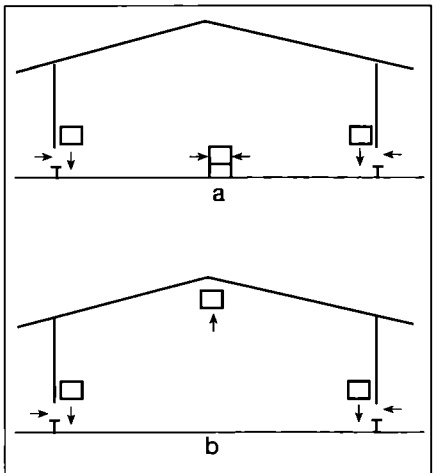


Fig. 13.4.7. Sisteme de ventilare mecanică jos-jos și jos-sus:
a - jos-jos cu aspirație și de aer exterior; b - idem jos-sus.

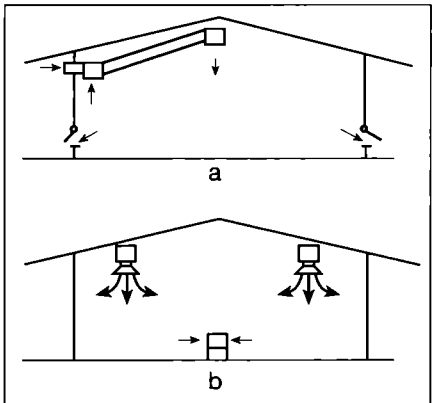


Fig. 13.4.8. Sisteme de ventilare mecanică sus-jos:
a - cu evacuare jos prin clapete de suprapresiune; b - cu refulare prin anemostate.

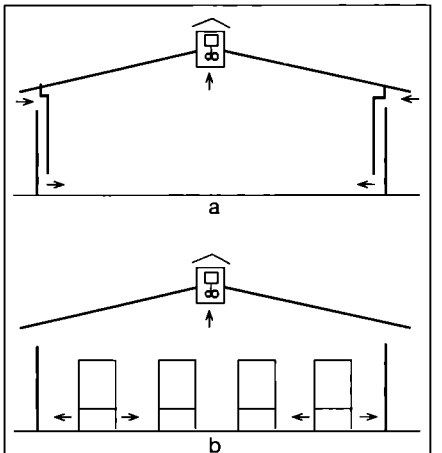


Fig. 13.4.9. Sistem de ventilare mixtă jos-sus:
a - cu refulare în lungul pereților longitudinali; b - cu refulare sub bateriile cu păsări.

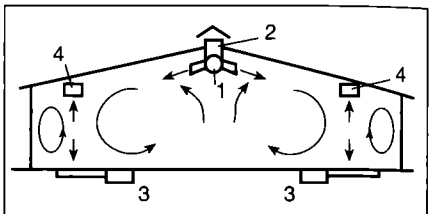


Fig. 13.4.10. Sistem de ventilare cu prepararea centralizată a aerului refulat:
1 - canal principal; 2 - racord pentru aspirarea aerului exterior; 3 - canal pentru evacuarea aerului la nivelul pardoselii; 4 - idem, la partea superioară.

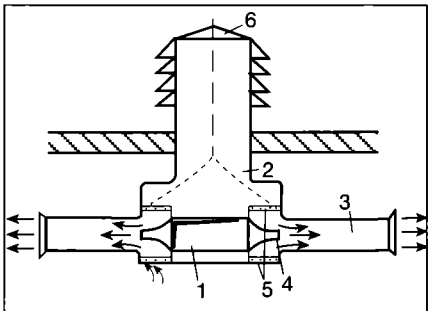


Fig. 13.4.11. Dispozitiv de refulare de acoperiș:
1 - canal principal de aer; 2 - coș pentru admisia aerului exterior; 3 - cameră de amestec; 4 - duză de refulare; 5 - clapetă de reglare; 6 - căciulă de ventilare.

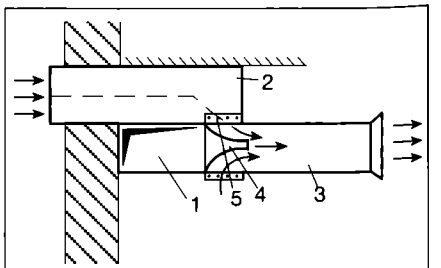


Fig. 13.4.12. Dispozitiv de refulare de perete:
1 - canal principal de aer; 2 - racord pentru preluarea aerului exterior; 3 - cameră de amestec; 4 - duză de refulare; 5 - clapetă de reglare.

funcționării. Aerul și gazul formează un amestec care se încălzește parțial cu ajutorul rezistențelor R_1 (plasate în curentul de aer sau în exterior) și, parțial, pe seama amestecului ce circulă prin țevi, care pătrunde în stratul de catalizator (paladiu pe suport din alumină sau din suport ceramic, nichel pe suport din diatomit etc.) alcătuit din granule care au diametrul de 3...4 mm și lungimea de 5...7 mm. Arderea este perfectă, fiind în circuit închis. Amestecul rezultat în urma arderii (azot, bioxid de carbon, vapori de apă) coboară prin țevi, se răcește parțial prin încălzirea aerului care urcă printre țevi, după care pătrunde în scruber unde este răcit, cu apă de la rețea, prin intermediul unor duze de pulverizare, la o temperatură de +20...30 °C.

- *Automatizarea și protecția funcționării convertizorului.*

• Presostatul diferențial PS, montat la baza reactorului, are rolul de a controla trecerea aerului prin instalație, pentru a nu se ajunge la amestecuri explozive. Pe baza presiunii la intrarea și ieșirea aerului din reactor, PS comandă deschiderea electroventilului VM_1 și permite accesul gazului de combustie în instalație. La oprirea ventilatorului V sau a micșorării debitului de aer, PS comandă închiderea VM_1.

• Termostatul T_1 comandă și el deschiderea electroventilului VM_1 atunci când aerul a ajuns la o temperatură de 350 °C și deci poate avea loc arderea catalitică. Rezultă că VM_1 se deschide numai când sunt îndeplinite ambele condiții: de presiune, prin PS, și de temperatură, prin T_1.

• Termostatul T_2, plasat în stratul granular catalitic, are funcțiunea ca, la atingerea temperaturii optime de regim de cca 480 °C, să scoată din funcțiune o parte din rezistențele electrice (R_2), iar la scăderea temperaturii sub 350 °C să le recupleze.

• Termostatul T_3, amplasat la partea superioară a stratului granular, la depășirea temperaturii maxime admise, 500...550 °C, oprește funcționarea întregii instalații, fiind necesară verificarea acesteia.

• Ventilul magnetic VM_2 se deschide la punerea în funcțiune a instalației odată cu pornirea ventilatorului V și cuplarea

Tabelul 13.4.1. Microclimatul halelor zootehnice și cedarea de căldură, umiditate și bioxid de carbon. Debitul minim de aer, vara, pentru fiecare animal, în hale de animale închise (după DIN 18.910).

Felul animalului	Microclimatul halei				Greutate animal	Căldură sensibilă	Degajare de umiditate	Degajare de CO_2	Debit de aer vara*
	Vara		Iarna						
	θ_i[°C]	φ_i[%]	θ_i[°C]	φ_i[%]	[kg]	[W/animal]	[g/h]	[l/h]	[m³/h]
Vaci de lapte, viței, tauri, animale tinere de creștere	0...20	60...80	10	80	60	180	77	28	50
					200	452	172	70	120
					500	887	322	133	240
					800	1114	400	160	300
Vite tinere îngrășate, tauri îngrășați	12...20	60...80	16	80	200	452	193	70	120
					500	887	361	133	240
Viței îngrășați	16...20	60...80	18	70	60	180	115	28	50
					200	452	258	70	120
Scroafe, vieri	5...15	60...80	12	80	30	87	39	13	30
					60	139	54	22	50
					100	197	75	33	70
					300	487	182	90	175
Scroafe cu purcei	12...16	60...80	14	70	10	46	31	7	17
					200	341	145	62	120
					300	487	206	90	175
Porci îngrășați	15...18	60...80	16	80	30	87	42	13	30
					100	197	83	33	70
					150	269	113	47	100
Purcei în cuști	22...26	40...60	26	60	5	36	32	5	10
					20	68	43	10	25
Pui de găină	18...32	60...70	26	60	0,055	0,7	0,6	0,1	0,4
					0,52	4,8	2,8	0,7	2,5
Puici și găini ouătoare	15...20	60...80	18	70	0,7	5,9	2,9	0,9	3,2
					2,2	11,8	5,5	1,5	6,4
Pui de curcă	18...36	60...70	22	60	0,055	0,7	0,5	0,1	0,4
					0,52	4,8	2,6	0,7	2,5
Curci îngrășate	10...18	60...80	16	80	0,7	5,9	2,8	0,9	3,2
					5,2	11,8	5,3	1,5	6,4
Oi de rasă	6...14	60...80	10	80	10	46	28	7	-
					50	122	47	19	-
					100	197	72	33	-
Oi îngrășate	14...16	60...80	16	80	10	46	30	7	-
					60	139	59	22	-
					100	261	110	41	-
Cai de povară	10...15	60...80	12	80	500	887	335	133	-
					800	1114	416	160	-
Cai de călărie și de curse	15...17	60...80	16	80	100	261	119	41	-
					300	621	258	95	-
					600	986	399	146	-

* Valori pentru temperaturi exterioare, $\theta_e \leq 26$ °C. La $\theta_e > 26$ °C valorile se majorează până la 50 %. La păsările de curte se majorează până la 100 %.

rezistențelor R_1, R_2. El rămâne deschis tot timpul, până la oprirea instalației.

- Termostatul T_4 împiedică creșterea temperaturii aerului evacuat din scruber peste 32...35 °C. La depășirea acestei temperaturi comandă oprirea instalației (decuplarea ventilatorului V și a rezistențelor R_1, R_2).
- Rotametrul RM are rolul de a măsura debitul de gaz și de a închide electroventilul VM_1 la depășirea unui debit considerat maxim.

Schimbarea stratului granular catalitic se recomandă să se facă la cca 2...3 ani, în funcție de calitatea catalizatorului.

- **Adsorberul sau adsorbitorul de CO_2 (fig. 13.4.3).**

Tabelul 13.4.2. Viteza aerului în zona de ședere a animalelor în perioada de iarnă, [m/s].

Nr. crt.	Felul animalului	DIN 18.910	S	P
1.	Vite	-	-	0,40
2.	Porci	-	-	0,40
3.	Păsări	0,30	0,20	-

S = STIETENROTH
P = PETZOLD

Observații: În perioada de vară este necesară o viteză de mișcare a aerului de peste 1...1,5 m/s, pentru a înlătura supraîncălzirea aerului interior în zilele călduroase.

Tabelul 13.4.3. Concentrațiile admisibile ale gazelor și prafului în aerul zonei de ședere a animalelor:

Felul animalului	Gazul (praful) degajat	Concentrație admisibilă $c_{adm.}$ [cm^3/m^3aer] după:		
		H	M	DIN 18.910
Păsări	CO_2	5000	2500	3500
	NH_3	20	30	50
	H_2S	10	10	-
	Praf (mg/m^3)	50	-	-
Porci	CO_2	-	3500	-
	NH_3	-	30	-
	H_2S	-	10	-
Vite	CO_2	-	3500	-
	NH_3	-	30	-
	H_2S	-	10	-

CO_2=Bioxid de carbon
NH_3=Amoniac
H_2S=Hidrogen sulfurat
H=HILLIGER
M=MOTHES

Tabelul 13.4.4. Concentrațiile noxelor în aerul exterior:

Nr. crt.	Nocivitatea	$c_{ext.}$ [cm^3/m^3 h]
1.	Bioxid de carbon	500
2.	Hidrogen sulfurat	0
3.	Amoniac	0
4	Praf	50 mg/m^3

Este de construcție metalică, alcătuită dintr-un compartiment cu cărbune activ prevăzut într-o parte cu un distribuitor de aer și în partea opusă cu un colector, astfel încât să parcurgă, uniform, stratul granular de cărbune. Cărbunele activ folosit AD_3 este un material sub formă de granule cu diametrul de 3...4 mm și lungime de 5...8 mm. Deasupra compartimentului cu cărbune activ sunt amplasate un ventilator (la unele aparate două) V, două clapete cu trei căi $C3C_1$, $C3C_2$ acționate electric, prin intermediul unor microreductoare de turație, și o cutie cu rezistențe electrice BE pentru încălzirea aerului de desorbție. Lateral, tot la partea superioară, se găsește compartimentul de automatizare.

Aerul (fig. 13.4.3 a) dintr-o celulă de depozitare a fructelor, cu conținut ridicat de CO_2 (provenit, pe de o parte de la convertizorul de CO_2 și, pe de altă parte, din metabolismul fructelor), este aspirat de ventilatorul V1 după punerea în funcțiune a instalației. La pornirea instalației se deschid electroventilele cu 2 căi (de ex., $C2C_1$ și $C2C_4$ - aferente celulei de depozitare (1) și ventilele cu 3 căi $C3C_1$ și $C3C_2$ (căile a și d), aerul trecând din celulă prin $C2C_1$ în electrovalva $C3C_1$ - calea a, în ventilatorul V1 și, de aici, în stratul de cărbune activ unde este reținut CO_2. Aerul sărăcit în CO_2 trece spre celulă prin $C3C_2$ - calea d și $C2C_4$. Acest ciclu durează 3...6 min. (durata o stabilește operatorul, în funcție de situația locală). Cărbunele încărcat cu CO_2 trebuie regenerat, operația de desorbție făcându-se cu aer exterior. Pentru aceasta se închid căile a și d ale electroventilelor $C3C_1$, respectiv, $C3C_2$ și se deschid căile b și c.

Tabelul 13.4.5. Degajările de vapori de apă ale găinilor în funcție de densitatea acestora [$gH_2O/m^2 \cdot h$]
(după Hilliger, pentru găini de 1,75 kg., care se află în aceeași încăpere de 6 luni).

Numărul de găini /m^2	Degajarea de umiditate de la găini	Degajarea de umiditate de la patul pe care stau	Degajarea de umiditate totală
4	22	27,90	49,90
5	28	28,60	56,60
6	34	28,90	62,90
7	39	28,50	67,50
8	45	28,80	73,80
9	50	28,50	78,50
10	56	28,60	84,60
11	62	28,50	90,50
12	67	28,10	95,10

Tabelul 13.4.6. Degajările de căldură ale vitelor [W/animal].

Temperatura aerului [°C]	Căldura	Masa animalului [kg]						
		100	200	300	400	500	600	700
0	perceptibilă	250	415	580	725	840	925	1000
	latentă	40	80	105	130	150	170	175
	totală	290	495	685	855	990	1095	1175
10	perceptibilă	220	370	525	655	765	850	975
	latentă	70	125	150	200	220	245	260
	totală	290	495	685	855	985	1095	1175
20	perceptibilă	190	350	440	545	630	305	765
	latentă	100	185	245	310	360	390	410
	totală	290	495	685	855	990	1095	1175
25	perceptibilă	150	250	340	425	495	540	580
	latentă	140	245	340	430	495	585	595
	totală	290	495	680	855	990	1095	1175
30	perceptibilă	100	165	220	285	330	365	410
	latentă	190	330	465	570	655	725	765
	totală	290	495	685	855	985	1090	1175

Tabelul 13.4.7. Degajările de vapori de apă și CO_2 ale vitelor.

1.Degajări de vapori [g/h,animal]

Temperatura aerului [°C]	Masa animalului [kg]						
	100	200	300	400	500	600	700
0	60	115	150	180	210	235	25
10	95	165	230	270	300	330	350
20	130	250	345	430	500	550	570
25	180	340	475	600	700	785	845
30	250	470	650	800	925	1020	1075

2.Degajări de CO_2 [cm^3/h,animal]

Masa animalului [kg]							
100	200	300	400	500	600	700	800
$4 \cdot 10^4$	$7,1 \cdot 10^4$	$9,2 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^5$	$1,27 \cdot 10^5$	$1,4 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$

Ventilatorul V1 absoarbe aer exterior care se încălzește în cutia cu rezistențe electrice BE. Termostatul T decuplează în cascadă o parte din rezistențele electrice (sau pe toate, în perioadele calde) când aerul ajunge la temperatura de 30 °C. Procesul de desorbție (ca și cel de adsorbție a CO2) are aceeași durată de 3...6 min. Controlul concentrației de CO2 din celulele de depozitare trebuie făcut permanent (manual sau automat).

Pentru a se simplifica instalația de automatizare, s-a realizat a doua generație de adsorbitoare de oxigen (fig. 13.4.3b). Acestea sunt prevăzute cu 2 ventilatoare și cu alt tip de ventile cu 3 căi ($C3C_{1,2}$) însă gradul de etanșare al noilor clapete nu mai este la fel de ridicat ca al celor din prima generație.

Tabelul 13.4.8. Degajările de căldură ale porcilor îngrășați [W/animal].

Temperatura aerului [°C]	Căldura	Masa animalului [kg]							
		25	50	75	100	125	150	175	200
10	perceptibilă	80	130	155	180	200	215	230	245
	latentă	30	50	60	65	70	75	85	80
	totală	110	180	215	245	270	290	315	325
15	perceptibilă	75	125	145	170	185	205	220	235
	latentă	35	50	70	75	80	85	95	100
	totală	110	175	215	245	265	290	315	335
20	perceptibilă	65	105	130	145	165	175	185	205
	latentă	45	70	90	100	105	115	130	130
	totală	110	175	220	245	270	290	315	335
25	perceptibilă	45	80	100	115	130	140	150	150
	latentă	65	95	115	130	140	150	165	180
	totală	110	175	215	245	270	290	315	330
30	perceptibilă	30	60	65	75	80	95	100	100
	latentă	80	115	150	170	185	200	215	235
	totală	110	175	215	245	265	295	315	335

Tabelul 13.4.9. Degajările de vapori de apă și CO_2 ale porcilor îngrășați.

1.Degajări de vapori [g/h animal]

Temperatura aerului [°C]	Masa animalului [kg]							
	25	50	75	100	125	150	175	200
10	40	65	80	90	95	100	105	110
15	50	75	95	110	115	125	130	135
20	65	95	120	135	145	160	170	180
25	90	130	160	180	200	215	235	250
30	110	165	210	240	260	280	300	320

2.Degajări de CO_2 [cm^3/h,animal]

Masa animalului [kg]										
10	20	25	50	75	100	125	150	175	200
8000	$1,5 \cdot 10^4$	$1,75 \cdot 10^4$	$2,6 \cdot 10^4$	$3,2 \cdot 10^4$	$3,6 \cdot 10^5$	$3,8 \cdot 10^4$	$3,8 \cdot 10^4$	$3,8 \cdot 10^4$	$3,8 \cdot 10^4$

Tabelul 13.4.10. Degajări nocive de la porci (după revista „Le porc").

1.Degajări de căldură [W/animal]

Greutatea animalului [kg]	Căldura	Temperatura aerului [°C]				
		5	10	13	16	25
30	perceptibilă	105	90	80	75	60
	latentă	35	35	40	35	40
	totală	140	125	120	110	100
70	perceptibilă	125	110	95	85	70
	latentă	30	35	40	40	45
	totală	153	145	135	125	115
110	perceptibilă	235	165	125	90	65
	latentă	35	40	45	50	55
	totală	270	205	170	140	120

2.Degajări de vapori de apă [g/h animal]

Felul animalului	Temperatura aerului interior [°C]		
	<15	15...25	>25
Porci îngrășați având G ≤ 50 kg.	30...50	50...75	75...120
Porci îngrășați având G > 50 kg.	50...75	75...120	120...200
Porci mari	75...100	100...150	150...200
Scroafe (inclusiv purceii lor)	150...200	200...300	300...500

13.4.2. Clădiri zootehnice

13.4.2.1 Probleme generale

Realizarea pe scară industrială a cărnii de vită, de porc și de pasăre, a laptelui și ouălelor a generat concentrarea creșterii animalelor (ajungându-se la zeci și chiar sute de mii de capete într-un complex) concomitent cu creșterea densității, respectiv, scăderea suprafeței aferente unui animal, pe considerente economice.

Dacă se ține seama că realizarea producției animale depinde în proporție de până la 30...40 % de microclima încăperilor în care sunt crescute, că lățimea halelor a crescut până la 12...18 m (sau chiar 24 m), că uneori clădirile se fac etajate, rezultă ponderea pe care au căpătat-o instalațiile de ventilare a acestor clădiri în ceea ce privește climatul interior. Concentrarea animalelor generează degajări de gaze nocive atât de masive, ajungându-se la ceață de multe ori, încât periclitează viața acestora. Gazele emanate de animale și de așternutul pe care stau au însă un efect distructiv și asupra clădirilor, pe care le degradează în scurt timp dacă nu se realizează un schimb de aer adecvat.

13.4.2.2 Microclimatul încăperilor care adăpostesc animale

Microclimatul acestor încăperi este constituit din acele condiții interioare de temperatură, umiditate relativă, puritate și viteză de mișcare a aerului, în care animalele se dezvoltă cel mai bine, în condițiile unui consum rațional de hrană, garantând o producție ridicată și de bună calitate, însoțită de pierderi cât mai mici.

Necesarul de aer pe kilocorp de animal viu diferă mult de la un animal la altul. Astfel, găinile au nevoie de o cantitate de oxigen mai mare de 2,5 ori decât porcii și de cca 3 ori mai mare decât vitele. Dacă se are în vedere faptul că aerul necesar respirației se absoarbe la nivelul pardoselii (păsări, porci) sau de cca 0,5 m înălțime (vite), că gazele degajate se împrăștie în toată încăperea, că temperatura și umiditatea relativă a aerului interior sunt diferențiate după vârsta și destinația animalelor, deci variabile în decursul timpului în aceeași încăpere, rezultă, cu suficientă claritate, multitudinea de aspecte și greutăți obiective

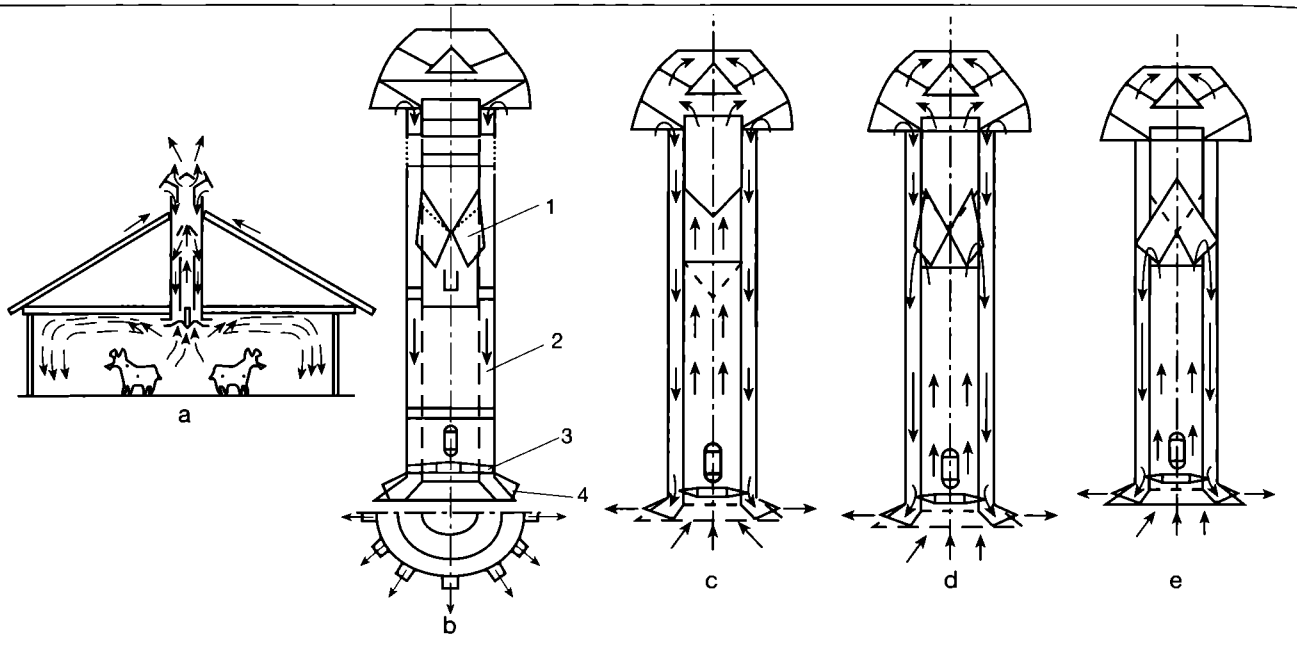


Fig. 13.4.13. Sistem de ventilare folosind aparate FRISTAMAT:
a - schema funcțională; b - aparat FRISTAMAT; c - funcționare cu aer exterior; d - funcționare cu aer amestecat; e - funcționare cu aer recirculat;
1 - clapetă de reglare; 2 - canal recirculare; 3 - ventilator; 4 - duză pentru refulare.

ce apar în fața proiectanților complexelor moderne de creștere a animalelor. Deopotrivă pentru sănătatea și buna dezvoltare a animalelor sunt atât temperatura și umiditatea relativă cât și puritatea și viteza de mișcare a aerului interior.

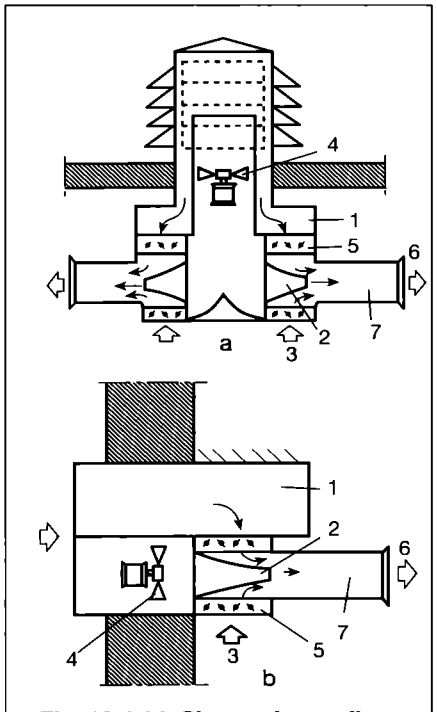


Fig. 13.4.14. Sistem de ventilare descentralizată (patent german) sus-sus:
a - dispozitiv de acoperiș;
b - dispozitiv de perete;
1 - canal pentru aspirația aerului exterior; 2 - duză de refulare; 3 - aer recirculat; 4 - ventilator axial; 5 - clapeta de reglare; 6 - aer refulat (amestecat); 7 - cameră de amestec.

• **Temperatura aerului interior**

În tabelul 13.4.1 sunt indicate valorile optime ale aerului în încăperile în care sunt ținute animalele. Valorile recomandate diferă pentru diferite greutăți și vârste. Rezultă că limitele 15...20 °C corespund aproape tuturor animalelor în perioada de iarnă, lucru important din punct de vedere al instalațiilor de încălzire-ventilare. Microclimatul este în strânsă dependență cu consumul de nutreturi, cu creșterea în greutate a animalelor, cu producția de ouă, lapte etc. De asemenea, realizarea microclimatului este strâns legată de sistemul de ventilare adoptat precum și de modul de exploatare al acestuia.

• **Umiditatea relativă a aerului**

Similar încăperilor locuite de oameni, umiditatea relativă a aerului pune mai puține probleme decât temperatura. În tabelul 13.4.1 sunt indicate valorile umidității relative a aerului din încăperile ce adăpostesc animale. Toate animalele se dezvoltă mai bine în condiții de umiditate relativă mai ridicată decât cea optimă pentru oameni. Dacă valoarea umidității în sine nu deranjează, în schimb pentru clădiri aceasta poate fi unul din factorii care accelerează degradarea. Local și în anumite perioade umiditățile relative normale sunt mult depășite, apărând ceața și condensarea pe suprafața și în interiorul elementelor de construcții.

• **Viteza de mișcare a aerului**

Pentru perioada de iarnă sunt indicate, în tabelul 13.4.2, valorile vitezei medii a aerului în zona de ședere a animalelor. Recomandările sunt sporadice și se referă la animale adulte. Pentru animalele mici, în primele 10...15 zile de viață, limitele de

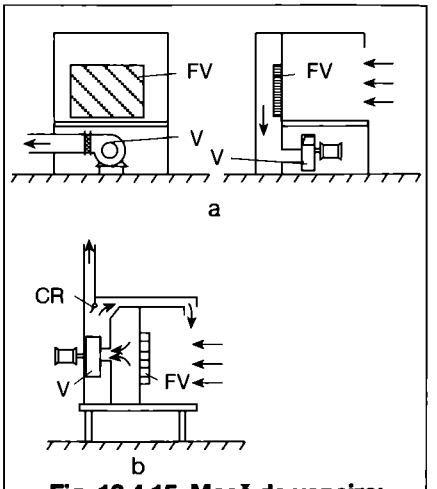


Fig. 13.4.15. Masă de vopsire:
a - cu aer exterior (interior); b - cu recirculare;
FV - filtru de vopsea; V - ventilator; CR - clapetă de reglare.

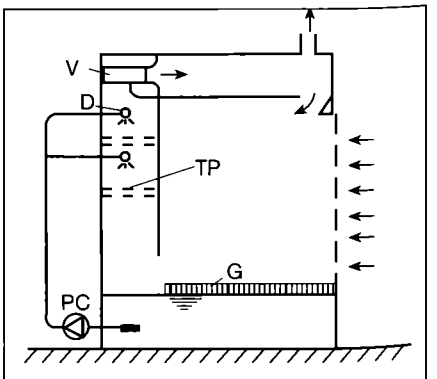


Fig. 13.4.16. Cabină de vopsire:
V - ventilator; D - duză de pulverizare; TP - tablă perforată; PC - pompă de circulație; G - grătar carosabil.

viteză trebuie coborâte la 0,1...0,2 m/s. Viteza aerului vara trebuie corelată și cu diferența de temperatură dintre aerul refulat și aerul interior. Din necesitatea de a nu apare supraîncălzirea încăperii, rezultă obligativitatea deplasării aerului cu viteză relativ mare, care să asigure, pe de o parte, îndepărtarea excesului de căldură și, pe de altă parte, să creeze un efect de "răcorire" bazat pe un schimb convectiv intens. Valorile vitezei aerului trebuie să fie, în acest caz, de 1...1,5 m/s.

- **Concentrațiile admisibile ale gazelor și prafului în zona de ședere**

În încăperile ce adăpostesc animale apar concentrări de gaze foarte nocive, urât mirositoare, cauzate de degajările animalelor, de la dejecții, de la așternutul pe care sunt ținute, precum și degajări importante de praf, fie datorită nutrețului, fie datorită patului pe care stau.

În tabelul 13.4.3 sunt indicate concentrațiile admisibile ale principalelor noxe degajate - CO_2, NH_3, H_2S, praf.

Pentru a se putea determina debitul minim de aer proaspăt, în tabelul 13.4.4 au fost indicate concentrațiile orientative ale noxelor din aerul exterior din zona complexelor zootehnice.

13.4.2.3 Izolarea termică a clădirilor pentru adăpostirea animalelor

Odată cu concentrarea și mărirea densității animalelor în încăperi, rolul construcției, pe ansamblu, s-a micșorat în favoarea instalațiilor, trecând deci pe primul plan alegerea, realizarea și, mai ales, exploatarea instalațiilor de încălzire-ventilare. Cu toate acestea nu trebuie neglijate problemele de izolare termică a clădirilor. O construcție bună contribuie la menținerea unui microclimat corespunzător, în perioadele de vârf. Acumularea căldurii în elementele de construcții contribuie la eliminarea efectelor neplăcute cauzate de temperaturi ale aerului exterior prea scăzute sau prea ridicate. Elementele de delimitare exterioară (pereți, plafon) folosite în prezent au un coeficient global de transfer termic, k, mic dar și o capacitate redusă la acumularea căldurii, astfel că, în cazul creșterii sau scăderii accentuate a temperaturii aerului exterior, acestea asigură o protecție a creșterii sau scăderii temperaturii interioare, relativ de scurtă durată, după oprirea instalației de ventilare-încălzire. Este recomandabil ca halele destinate adăpostirii animalelor mici (pui de 1...10 zile, purcei de 1...15 zile) să fie încadrate în rândul clădirilor cu cerințe deosebite și, în consecință, să se acorde adaosul special de 10...15 % pentru încălzire.

Pentru a nu apare curenți supărători, ca urmare a infiltrației de aer prin neetanșeități, se fac următoarele recomandări:

$A_N \leq (0,05...0,10) \cdot A_L$ sau $A_N \leq 10^{-5} \cdot \dot{V}_I$

în care:

A_N - suprafața totală a gurilor de refulare [m^2];

A_L - suprafața pereților exteriori [m^2];

$\dot{V}_I$ - debitul de aer pentru ventilare în cazul de iarnă [m^3/h].

Coeficientul global de transfer termic, pentru a face față atât condițiilor de iarnă cât și de vară, se recomandă să aibă valoarea $U \approx 0,7...0,95$ W/m^2·K. Gettman recomandă valori $U = 0,5$ pentru a se înlătura complet pericolul condensării pe suprafețele elementelor exterioare de construcții.

13.4.2.4 Degajări nocive ale animalelor

Animalele degajă importante cantități de căldură, umiditate (vapori de apă), bioxid de carbon (tab. 13.4.1). De la dejecții și de pe patul pe care stau animalele se mai degajă amoniac, hidrogen sulfurat și alte mirosuri. Atâta vreme cât concentrarea animalelor și densitatea lor sunt mici, degajările de noxe nu sunt supărătoare, nici pentru încăperile respective, nici pentru mediul exterior. Marile complexe ridică serioase probleme legate de mediul interior, dar și de cel exterior, apărând pericolul poluării atmosferei pe zone, relativ întinse, precum și al poluării apelor prin dejecții.

- **Degajările nocive ale păsărilor**

Degajările de umiditate ale găinilor sunt prezentate în tabelul 13.4.5 în funcție de concentrarea lor.

Valorile au fost stabilite pentru găini având greutatea de 1,75 kg și o densitate de 6 găini/m^2 pardoseală. Degajările de umiditate au fost indicate și pentru alte densități, indicându-se și degajarea de umiditate a așternutului pe care stau. Datele pot fi folosite și pentru pui ținându-se seama de faptul că degajările sunt indicate în g/kgh.

Consumurile suplimentare de hrană pentru acoperirea pierderilor de căldură la temperaturi scăzute nu se reflectă în tabelul 13.4.5. Datele experimentale obținute cu privire la degajarea de căldură se deosebesc mult de valorile recomandate în norme, conducând la concluzia că schimbul de căldură al păsărilor ținute în cuști diferă de schimbul de căldură al păsărilor ținute liber, în tot spațiul încăperii. O particularitate mare a degajărilor de căldură la păsări o constituie neuniformitatea zilnică a acesteia. În timpul nopții degajările de căldură reprezintă numai 60 % din degajările din timpul zilei. Pentru calcule se recomandă folosirea unei valori medii pentru zi și noapte. Afară de aceasta este prudent ca la bilanțul termic să se considere o populare a halelor de cca 60...80 % în perioada de iarnă. Această recomandare se justifică și prin aceea că o hală se folosește pentru diferite etape de vârstă ale păsărilor, deci și pentru situația în care degajările de căldură sunt real mai coborâte.

- **Degajările nocive ale vitelor**

Determinarea degajărilor nocive ale vitelor în funcție de temperatura aerului se poate face pe baza tabelului 13.4.6

La calculul degajărilor de umiditate (tab. 13.4.7) se recomandă să se aplice un coeficient de majorare de 1,20 pentru a fi incluse și restul degajărilor de umiditate provenite de la evaporarea apei de pe pardoseală, din adăpători etc.

De asemenea, se recomandă ca, la calculul degajărilor de CO_2 ale animalelor, să se aplice o majorare de 30 % pentru ca, prin debitul de aer rezultat, să se preia și surplusurile de gaze nocive degajate de dejecții, de așternutul pe care stau animalele și altele. Pentru degajările de NH_3 și H_2S de la dejecțiile vitelor se consideră că debitul de aer determinat pe baza concentrației admisibile de CO_2 este suficient și pentru diluarea acestor degajări nocive.

- **Degajările nocive ale porcilor** (căldură, umiditate, bioxid de carbon) se calculează cu ajutorul tabelelor 13.4.8 și 13.4.9.

Literatura franceză de specialitate indică, în cazul porcilor, degajarea totală de căldură în funcție de temperatura mediului ambiant. Deosebirile în funcție de temperatură (tab. 13.4.10) sunt importante, mergând de la 50 % în cazul porcilor de 30 kg, până la 100 % în cazul porcilor de 110 kg. Valorile degajărilor totale de căldură se găsesc (cu mici excepții) sub valorile indicate în tabelul 13.4.8 Degajările de umiditate prezentate în tabelul 13.4.10 sunt mult inferioare celor din tabelul 13.4.9. Dacă se are în vedere că degajarea totală de căldură nu are abateri pronunțate față de datele indicate anterior, rezultă o altă pondere a căldurii perceptibile și latente, ceea ce s-ar putea pune pe seama modului de îngrășare, care, în ultimă analiză, influențează cedarea de căldură a animalelor. Corespunzător grosimii stratului de grăsime rezultă și raportul degajărilor de căldură perceptibilă și latentă a animalului în condițiile păstrării constante a schimbului total de căldură cu mediul ambiant.

13.4.2.5 Calculul debitului de aer pentru ventilare

Determinarea debitului de aer se face în conformitate cu metodologia adoptată pentru ventilarea mecanică sau naturală. Debitul de aer se calculează separat pentru situația de vară și cea de iarnă, ca urmare a faptului că diferențele dintre cele două debite sunt foarte mari.

- **Degajările de căldură** se determină cu relația:

$$\Phi_{deg} = c_3 \cdot N \cdot \Phi_a \quad [W] \quad (13.4.1)$$

în care:

c_3 - este un coeficient care ține seama de gradul de populare a halei. În lipsa unor indicații tehnologice se consideră:

$c_3 = 0,6...0,8$ - pentru perioada de iarnă,

$c_3 = 1,0$ - pentru perioada de vară;

N - numărul de animale din încăpere;

Φ_a - degajarea orară de căldură a unui animal [W].

Degajările de căldură sunt valabile de-a lungul ciclului de dezvoltare, ceea ce înseamnă o solicitare, de asemenea, variabilă a instalației și de aceea, în aprecierea lor, trebuie să se țină seama de situația cea mai defavorabilă pentru dimensionarea instalației de ventilare. În acest sens, pentru iarnă, în afară de valoarea scăzută a coeficientului c_3 se recomandă să fie luată în considerare degajarea de căldură a celor mai mici animale. Ar trebui avut în vedere și faptul că în timpul somnului degajările de căldură reprezintă doar cca 60 % din cele din timpul zilei. Dimpotrivă, pentru situația de vară, ca situație defavorabilă, se consideră căldura degajată de animalele cele mai mari.

- **Degajările de umiditate** provenite de la animale cât și cele suplimentare provenite de la hrană, de la apa care se evaporă de pe pardoseală sau din adăpători, pentru iarnă și vară, se determină cu relația:

$$G_{deg.} = c_4 \cdot N \cdot g_a \quad [kg/h] \quad (13.4.2)$$

în care:

c_4 - coeficient care ține seama de degajările suplimentare de apă și care se recomandă să se considere egal cu 1,20;

g_a - degajarea orară de umiditate a unui animal.

- **Gazele nocive** degajate într-o hală zootehnică sunt bioxidul de carbon (CO_2) de la animale, precum și amoniacul (NH_3) și hidrogenul sulfurat (H_2S) de la așternutul pe care stau animalele și de la dejecții. Cantitatea de CO_2 degajată se determină cu relația:

$$Y_{CO2} = c_5 \cdot N \cdot g_{CO2} \quad [cm^3/h] \quad (13.4.3)$$

în care:

c_5 - coeficient care ține seama de faptul că în hală se produc și alte degajări nocive. Pentru halele cu porci/vite se recomandă $c_5 = 1,30$, iar pentru pui $c_5 = 1,0$;

g_{CO2} - reprezintă degajarea de CO_2 a unui animal [cm^3/h].

Debitul de aer necesar pentru diluarea CO_2 se consideră suficient și pentru diluarea celorlalte degajări nocive (amoniac, hidrogen sulfurat, praf).

Deoarece debitul de aer pentru vară este de 4...5 ori mai mare decât cel de iarnă trebuie avut grijă, la proiectarea centralei de ventilare, ca aceasta să fie constituită din mai multe unități identice astfel ca iarna să funcționeze una din ele.

Debitul de aer proaspăt, ce trebuie adus din exterior, se determină pe baza diluării bioxidului de carbon Y_{CO2}, conform relației:

$$\dot{V}_P = \frac{Y_{CO_2}}{c_{a_{CO_2}} - c_{e_{CO_2}}} \quad [m^3/h] \quad (13.4.4)$$

în care:

$c_{a_{CO_2}}$ - concentrația admisibilă de CO_2 în zona de ședere a animalelor, determinată conform tabelului 13.4.3, iar

$c_{e_{CO_2}}$ - concentrația bioxidului de carbon în aerul exterior, care se ia din tabelul 13.4.4.

În cazul halelor de păsări, dat fiind consumul de oxigen mai mare de care au nevoie cât și datorită sensibilității lor mai mari la lipsa oxigenului, se admite, convențional, ca debitul de aer proapăt să fie egal cu suma debitelor necesare pentru diluarea bioxidului de carbon, a amoniacului și hidrogenului sulfurat.

13.4.2.6 Sisteme de ventilare folosite la clădirile zootehnice

Alegerea sistemului de ventilare poate influența pozitiv modul de creștere și producția de animale, precum și durata de exploatare a halelor ce adăpostesc animale.

Sisteme de ventilare naturală

Pentru încăperi cu număr mic de animale se poate realiza ventilarea pe cale naturală, prin ferestre (fig.13.4.4 a) sau coșuri de ventilare (fig.13.4.4 b). Dimensionarea coșurilor de ventilare (cu secțiune pătrată) se poate face cu ajutorul diagramei din fig. 13.4.5.

Ventilarea naturală nu mai este corespunzătoare în cazul halelor mari (peste 8...10 m deschidere). Ea nu asigură ventilarea părții de jos a încăperilor, adică tocmai zona de ședere a animalelor. De asemenea, prin ventilare naturală nu pot fi evitați curenții reci care iau naștere în perioada de iarnă. În plus, faptul că schimbul de aer este complet dependent de condițiile exterioare (temperatură și vânt) nu oferă garanția necesară asigurării debitului minim de aer proaspăt.

Sisteme de ventilare mecanică și mixtă

Sunt cele mai frecvent folosite. Dacă introducerea sau evacuarea aerului trebuie făcută mecanic, din necesitatea, în primul rând, a asigurării schimbului de aer necesar, asocierea cu evacuarea sau introducerea pe cale naturală este dictată de considerente economice. Ele pot fi în suprapresiune sau în depresiune, după cum introducerea este făcută mecanic sau natural. Aceste sisteme dau rezultate acceptabile în perioada de vară, dar sunt deficitare în perioada de iarnă, când acceptându-se un debit de aer mai mic, nu se mai reușește să se asigure o ventilare eficientă a întregii zone de ședere a animalelor. Se creează zone de stagnare sau uneori se produc curenți reci, supărători.

Din punct de vedere al eficienței, cele mai bune sisteme sunt cele echilibrate, ele asigurând circulația cea mai controlată a aerului în încăperile ventilate. În realitate, se practică pe scară largă sistemul în subpresiune, prin montarea de ventilatoare axiale cu două turații, de regulă, în acoperiș sau pe pereții laterali, pentru evacuarea aerului, introducerea făcându-se pe cale naturală. Acest sistem, deși pe ansamblu realizează un număr mare de schimburi de aer, prezintă un mare neajuns. Influența gurilor de evacuare fiind foarte redusă, spații întregi din zona de ședere a animalelor sunt scurtcircuitate, astfel că, tocmai în zonele de ședere, concentrațiile admisibile ale gazelor degajate depășesc limitele admisibile.

Soluția recomandabilă în cazul halelor mari este ventilarea permanentă vara și iarna, prin introducere și evacuare mecanică.

Ca principiu de bază se urmărește, pe de o parte, introducerea de aer proaspăt direct în zona de ședere a animalelor, iar, pe de altă parte, se caută ca evacuarea nocivităților să se facă din locul de producere, deci unde densitatea acestora este cea mai mare. Instalațiile trebuie să aibă în alcătuirea lor, în mod obligatoriu, un filtru de aer și o baterie de încălzire. În prezent nu se pune problema răcirii în timpul verii. Pentru situația de iarnă, în unele cazuri, este necesară umidificarea aerului.

În fig. 13.4.6 se indică schemele de ventilare cu introducere sus și evacuare jos (ambele mecanice). În fig. 13.4.6 a refularea se face de sus în jos, pe lângă ferestre, în lungul pereților exteriori lungi ai halei, iar în fig. 13.4.6 b refularea se face prin guri pe trei direcții. Jeturile refulate sunt îndreptate atât în lungul pereților exteriori cât și spre interiorul halei. Evacuarea aerului, în ambele cazuri, se face prin guri amplasate în interiorul halei, deasupra pardoselii.

În fig. 13.4.7 se prezintă o soluție asemănătoare cu precedentele, cu deosebirea că aerul cald refulat iarna ejectează și aer exterior rece, astfel că, prin amestec, să rezulte un aer care să nu conducă la apariția de curenți supărători. Sistemul prezintă inconveniente mai ales dacă amestecul nu se realizează automatizat, în schimb instalația este mai mică. Evacuarea se face pe cale mecanică, la fel ca în schemele precedente, jos sau sus.

În fig. 13.4.8 a se indică schema cu refulare mecanică la partea superioară (cu dirijarea jetului spre pardoseală) și evacuarea jos, prin jaluzele de suprapresiune. Soluția, deși teoretic este acceptată, în practică, datorită exploatării necorespunzătoare, conduce la neajunsuri. Îngrijitorii astupă jaluzelele de suprapresiune acuzând apariția curenților reci de aer, astfel că aerul cald (care și așa se ridică) își modifică în totalitate traseul conducând la încălzirea zonei superioare a încăperii și la subrăcirea părții inferioare, adică tocmai a zonei de ședere a animalelor. Măsurătorile efectuate au arătat diferențe mai mari de 2...3 °C, între temperatura măsurată la cca 1,5 m de la pardoseală și temperatura aerului la nivelul pardoselii.

Pentru înlăturarea acestui neajuns se poate folosi refularea de sus în jos sau sub un anumit unghi astfel încât jetul să intersecteze planul pardoselii. Spre exemplu, în fig. 13.4.8 b, refularea se face de sus în jos prin intermediul anemostatelor de tip industrial.

În fig. 13.4.9 a, b se arată două soluții de introducere mecanică la partea inferioară, primul, pe periferia halei, al doilea, în interiorul halei chiar sub bateriile în care sunt ținute păsările. Soluția prezentată în fig. 13.4.9 este convenabilă, în special, pentru cazul verii.

Soluțiile prezentate anterior se utilizează, în principal, la halele pentru păsări și pentru porci și țin seama de faptul că zona de preluare a aerului proaspăt de către acestea se găsește în imediata apropiere a pardoselii. În cazul încăperilor de adăpostire a vitelor, soluțiile folosite sunt mai puțin pretențioase, zona de respirație a animalelor fiind amplasată mai sus, motiv pentru care introducerea și evacuarea, în cea mai mare parte a anului se fac, de regulă, la partea superioară a încăperilor fie că este vorba de sisteme centralizate sau descentralizate. Este recomandabil totuși să se facă o evacuare și în partea de jos a încăperii pentru eliminarea directă a degajărilor de la dejecții.

În fig. 13.4.10 se arată un sistem de ventilare cu prepararea centralizată a aerului. La acest sistem canalul de aer (aerul primar) se amplasează la partea superioară a încăperii, sub acoperiș, în mijloc, și străbate încăperea pe toată lungimea ei. Din loc în loc se amplasează aparate locale de distribuție a aerului cald, care pot realiza, în același timp, amestecarea aerului refulat cu aer exterior și aer interior în diverse proporții, așa cum se poate vedea în fig. 13.4.11. Canalul de distribuție a aerului cald (cu secțiune circulară, pătrată sau dreptunghiulară) se poate amplasa și pe unul din pereții laterali, caz în care aparatele locale de distribuție sunt de tipul celor indicate în fig. 13.4.12.

În fig. 13.4.13 a este arătat modul de montare, în figura 13.4.13 b, alcătuirea aparatului, iar, în continuare, posibilitățile de funcționare cu aer exterior (fig. 13.4.13 c) cu aer interior și exterior (fig. 13.4.13 d) sau numai cu aer recirculat (fig. 13.4.13 e).

În fig. 13.4.14 se prezintă un aparat de acoperiș (fig. 13.4.14 a) și unul de perete (fig. 13.4.14 b).

13.4.3. Vopsitorii

13.4.3.1 Probleme generale

Vopsirea pieselor de serie mare, a caroseriilor (turisme, autocamioane, autobuze) și vagoanelor - operație executată cu pistolul cu aer comprimat - are ca urmare, în spațiile în care se execută, producerea de ceață de vopsea (dăunătoare sănătății), precum și de amestecuri explozive rezultate din evaporarea solvenților, diluanților și emolienților.

• Instalațiile pentru vopsire trebuie să asigure realizarea, în bune condițiuni a următoarelor operații:
- pregătirea suprafețelor metalice în vederea vopsirii, folosind substanțe chimice degresante;
- tratarea prealabilă a suprafețelor prin pasivizare sau fosfatare;
- vopsirea pe cale umedă sau uscată, respectiv, cu pistolul sau prin scufundarea pieselor;
- uscarea, folosind instalații de aer cald sau suprafețe radiante.

• Degajările nocive în procesul de vopsire:
- vapori și gaze toxice iau naștere din substanțele volatile (solvenți, diluanți, plastifianți) și pe baza evaluării lor cantitative se determină debitul de aer de ventilare necesar;
- impurități pulverulente iau naștere din compușii nevolatili (pigmenți, materiale de umplutură, coloranți, materiale auxiliare sau de adaos);
- substanțe toxice pentru lucrători, intră în componența substanțelor auxiliare sau de adaos, ex.: compuși de plumb.

13.4.3.2 Filtrarea aerului proaspăt

Pistoalele de vopsit trebuie alimentate cu aer curat, motiv pentru care se prevăd filtre pentru aerul comprimat pentru separarea atât a uleiului cât și a prafului. Aerul atmosferic antrenează praf cu compoziții foarte diverse, în funcție de zonă, provenit de la instalații de ardere, uzine siderurgice, oțelării, turnătorii, fabrici de ciment, circulație rutieră, instalații de încălzire etc. Concentrația medie de praf este de 0,2...0,6 mg/m^3 putând ajunge, în vecinătatea platformelor industriale, până la 3...5 mg/m^3.

Filtrele de praf se aleg și în funcție de cerințele impuse vopsirii. Calități deosebite se cer la vopsirea turismelor, frigiderelor, aparatelor medicale. Filtrarea constă în două trepte:

- prefiltrare, realizată cu filtre având o eficiență de 95...99 %; ca materiale se folosesc straturi filtrante, cu structură afânată, din fibre textile (preferabile pentru că reține, într-o oarecare măsură, și funinginea), materiale (fibre) plastice, fibre din sticlă. Se pot folosi și fibre metalice umezite cu ulei, pentru particule de 5...10 μm, cu dezavantajul că nu reține funinginea. În atmosferă se găsește mult carbon amorf, cota parte ajungând până la 30...35 % din compoziția prafului. Pentru instalațiile cu debite mari se folosesc filtre mecanice (automate) cu material filtrant uscat și filtre mecanice autocurățitoare.

- filtrare fină sau foarte fină. Pentru vopsirea autoturismelor filtrele trebuie montate chiar în plafonul cabinei de vopsire. Dacă se montează pe tubulatură, praful nereținut, ca urmare a unor încărcări electrostatice - provocate de frecarea particulelor de praf de pereții canalelor - ar forma, prin aglomerare, fulgi de praf mai mari care, antrenați, ajung pe suprafețele prospăt vopsite, ducând la scăderea calității vopsirii și chiar la rebuturi.

Materialele folosite: straturi filtrante uscate din fibre textile, fibre din sticlă, materiale plastice cu stabilitatea corespunzătoare temperaturii de lucru, cu diametru mic și structură densă, realizând o eficiență de 99,55 % (măsurată cu praf etalon având d < 5 μm). Particulele de praf care trec prin filtru trebuie să aibă un diametru sub 0,6 μm.

13.4.3.3 Filtrarea aerului evacuat

Operația este necesară deoarece particulele de vopsea se depun pe canale (la interior) și în ventilator producând obturarea treptată a acestora și dezechilibrarea rotorului, poluează atmosfera și prezintă pericol de incendiu. Costul separatoarelor de vopsea se amortizează rapid pentru că se elimină operația de curățire a instalației care este costisitoare și necesită mult timp. Materialele folosite nu trebuie să fie inflamabile. Pentru filtrare se pot folosi șicane din tablă (demontabile),

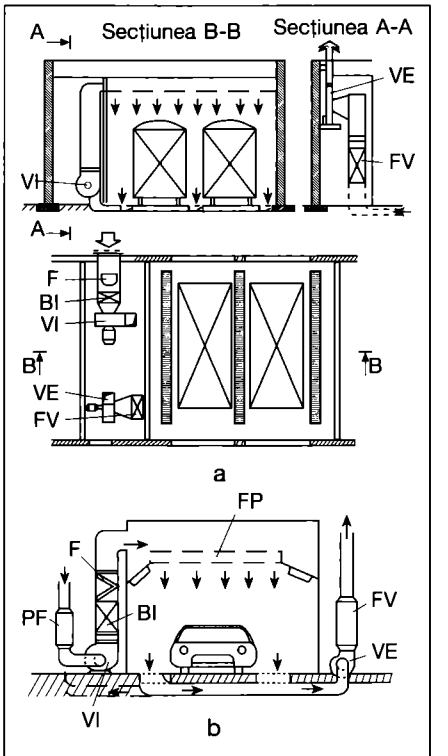


Fig. 13.4.17. Instalație de vopsire vagoane și caroserii:
a - vopsire vagoane;
b - vopsire caroserii;
VI, VE - ventilatoare de introducere, evacuare; BI - baterie de încălzire; PF - prefiltru; F - filtru intermediar; FP - filtru de plafon; FV - filtru de vopsea.

filtre din lână din oțel sau vată din sticlă, perdele de apă, hidrofiltre și altele.

13.4.3.4 Regimul de presiuni. Sistemul de ventilare

Încăperile de vopsire se ventilează în ușoară suprapresiune:

$\dot{V}_{refulare} = 1,05...1,10 = \dot{V}_{evacuare}$, pentru a împiedica pătrunderea aerului nefiltrat și odată cu acesta și a prafului. Refularea aerului se face pe la partea superioară cu viteză foarte mică (pentru a limita debitul de aer, pe de o parte, și a evita apariția de curenți supărători, pe de altă parte) de ordinul a 0,2...0,4 m/s, iar evacuarea pe la partea inferioară prin guri de absorbție în pardoseală sau în pereții laterali ai încăperii. Dacă nu se face vopsire în flux, instalația de ventilare trebuie concepută și pentru recirculare totală, încăperea de vopsire transformându-se în cameră de uscare. Iarna, aerul refulat trebuie încălzit la *20...25* °C. Recuperarea căldurii din aerul evacuat este problematică din cauza murdăririi schimbătoarelor de căldură cu resturi de vopsea; se folosește totuși dacă aduce economii importante. Se pot folosi în acest scop schimbătoare de căldură cu gaze de ardere pentru aerul proaspăt și de recirculare al uscătorului. Reținerea substanțelor volatile degresante (utilizate la pregătirea suprafețelor pentru vopsire) se face prin instalațiile corespunzătoare de recuperare. Resturile din aerul evacuat de la uscător se pot arde termic (la *750...800* °C) și uneori, cu anumite precauții, catalitic (la *300...400* °C).

13.4.3.5 Instalații de vopsire

În funcție de dimensiunile pieselor vopsite și de numărul acestora se folosesc următoarele metode și instalații:

• *Mese de vopsire* (fig. 13.4.15) utilizate pentru piese mici alcătuite dintr-o carcasă, filtru pentru vopsea constituit din panouri cu umplutură schimbabilă - lână din oțel, sticlă - mai multe plăci succesive găurite și un ventilator cu motor antiex. Ventilatorul, la rândul lui, este din aluminiu sau protejat împotriva scânteilor. Viteza de aspirație în spatele mesei de vopsire este de 0,6...0,75 m/s. Aerul poate fi, din considerente economice, recirculat parțial (în proporție de 50...25 %). Pentru economisirea energiei, pornirea ventilatorului se poate face odată cu acționarea pistolului de vopsit.

• *Cabine de vopsire* (fig. 13.4.16), folosite la piese mai mari. Partea frontală, prin care se aspiră aerul cu 0,5...0,6 m/s, este deschisă (liberă). Pot fi echipate și cu filtre de apă, vopseaua adunându-se într-un recipient din care se recuperează parțial. Circulația apei (care se schimbă periodic) se face cu ajutorul unei pompe. Sistemul prezintă unele avantaje: funcționare continuă, lipsa pericolului de incendiu, întreținere ușoară, dar și dezavantaje: cost ridicat și un anumit consum de apă.

• *Camere de vopsire* (fig. 13.4.17). Au dimensiuni mari, pentru a permite vopsirea caroseriilor, autobuzelor, vagoanelor etc. și se construiesc din zidărie sau metal. Sunt echipate cu o instalație de ventilare de refulare și cu una de evacuare. Refularea se face prin plafon în care sunt înglobate și filtrele, iar evacuarea, la partea inferioară a încăperii. În cazul canalelor amplasate sub pardoseală grătarele trebuie să fie rezistente, de tip carosabil.

Debitul de aer se determină în funcție de numărul pistoalelor de vopsit, putând ajunge la 100...250 schimburi orare, conducând la o instalație mare care necesită mult spațiu. Amplasarea instalației se face alături sau deasupra camerei de vopsit. Dacă încăperea de vopsit se folosește și la uscare se comută instalația pe recirculare ridicându-se temperatura la 80...100 °C. Când vopsirea este continuă se folosesc camere separate pentru uscare și vopsire. Pentru a nu fi necesară schimbarea prea deasă a filtrului din plafon se folosește filtrarea în mai multe trepte.

• *Cabine automate pentru vopsire*

Piesele de vopsit trec pe o bandă transportoare prin interiorul cabinei. Pistoalele de vopsit sunt acționate de o fotocelulă sau de un robot numai când se află piese pe transportor. Viteza aerului refulat la deschiderile laterale este 0,75...1 m/s. Sunt necesare debite mari de aer din cauza conținutului ridicat de solvenți. Dacă în cabină sunt și persoane, pentru viteza de circulație a aerului se adoptă cea recomandată în cazurile anterioare.

13.5. Centrale de ventilare, climatizare

Reprezintă încăperea în care se montează echipamentul (grup de ventilare/climatizare pentru introducere, grup de evacuare etc.). Suprafața aproximativă a centralei de ventilare/climatizare este indicată, după VDI 3803(11.86), în tabelul 13.5.1.

În tabel sunt indicate limite de suprafețe, de ex.: 140...120 m^2. Dacă în centrală se amplasează un singur aparat se consideră valoarea mare, ex.: 140 m^2, dacă sunt două sau mai multe se ia în calcul valoarea mică, ex.: 120 m^2.

Exemplu de calcul: o centrală care adăpostește mai multe instalații:

2 instalații IRU cu $\dot{V} = 25.000$ m^3/h
$2 \times 85 = 170$ m^2
1 instalație IRU cu $\dot{V} = 50.000$ m^3/h
120 m^2
1 instalație IR cu $\dot{V} = 10.000$ m^3/h
50 m^2
1 instalație IR cu $\dot{V} = 50.000$ m^3/h
90 m^2
1 instalație I cu $\dot{V} = 25.000$ m^3/h
35 m^2.
Suprafața totală 465 m^2.
Înălțimea încăperii $h = 4$ m.

Amplasarea centralei în clădire

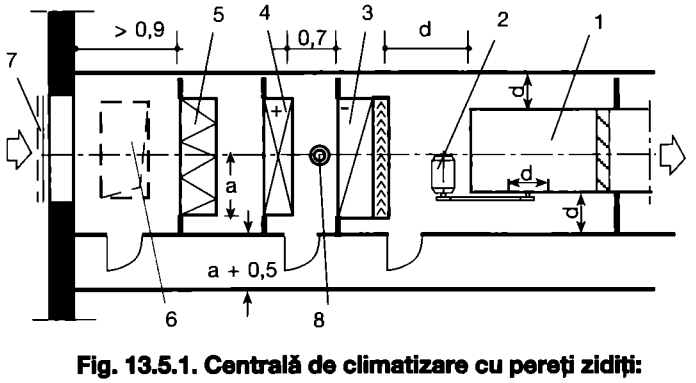


Fig. 13.5.1. Centrală de climatizare cu pereți zidiți:
1 - ventilator; 2 - motor de antrenare; 3 - baterie de răcire cu separator de picături (și eventual, tavă de condensat); 4 - baterie de încălzire; 5 - filtru de aer; 6 - racord aer recirculare; 7 - racord aer exterior; 8 - sifon de pardoseală.

Tabelul 13.5.1. Suprafața aproximativă a centralelor de ventilare/climatizare.

Debitul de aer [m^3/h]	Înălțimea încăperii [m]	Instalații de refulare și evacuare (grup refulare + evacuare) IRU*) [m^2]	IR*) [m^2]	I*) [m^2]	Instalații de evacuare [m^2]
10.000	2,5	70...60	60...50	30	20
25.000	3,2	100...85	80...65	40...35	25
50.000	4,0	140...120	110...90	60...50	40...35
75.000	4,5	180...155	145...120	80...65	55...40
100.000	5,0	220...190	180...150	100...80	70...50
150.000	6,0	300...260	250...200	140...110	100...70

*) I = încălzire; R = răcire; U = umidificare.

trebuie făcută astfel încât să faciliteze preluarea ușoară a aerului exterior. Priza de aer proaspăt, dacă este posibil, să fie plasată pe o fațadă umbrită. Canalele de refulare și evacuare să fie pozate unul lângă altul pentru a putea intercala un recuperator de căldură. Pentru toate ventilatoarele, pompele, mașinile frigorifice se iau măsuri de împiedicare a transmiterii zgomotului și vibrațiilor. Fiecare instalație trebuie să fie prevăzută cu un racord de evacuare a apei de condensație. Centrala trebuie prevăzută cu cel puțin un sifon de pardoseală. Pardoseala centralei trebuie să fie etanșă la apă.

Pentru centralele cu debite mari de aer, care se execută din zidărie, suprafața se determină în funcție de dimensiunile elementelor componente și de indicațiile din tabelul 13.5.1.

Anexa 13.1 **Tabelul 13.1.2. Date caracteristice pentru instalații de ventilare și climatizare pentru magazine.**

Grupa de încăperi: vânzare, servicii	Temperatura încăperii [°C]		Umiditatea relativă [%]	Nr.orar de schimburi de aer	Grad de ocupare	Degajare de căldură de la:		Temperatura aerului refulat [°C]		Debit de aer introdus**
	iarna	vara	vara	[h^{-1}]	[pers./ 10 m^2]	Iluminat [W/m^2]	oameni+iluminat* [W/m^2]	iarna	vara	[$m^3/h\ m^2$]
Vânzări generale (textile, încălțăminte, podoabe etc.)	19...22	22...26	65...60	2...6	1...2	15...30	25...50	12	12...16	7,5...15
Încăperi cu frecvență mică de clienți (ex.: mobilă, mobilier)	19...22	22...26	65...60	2...8	0,1...0,5	15...30	15...35	12	12...16	4,5...10,5
Lustre, radiouri, televizoare Frizerie	20...24	22...28	65...40	6...20	0,5...1	50...200	55...210	12	12...16	16,5...63
Produse alimentare (carne, pește, brânzeturi, legume)	18...22	18...24	75...65	4...8	1...2	15...30	25...50	12	12...16	7,5...15
Gastronomie (răcoritoare, cafea, sandvișuri)	20...23	22...26	65...40	6...15	2...6	10...30	30...90	12	12...16	9...27
Încăperi cu miros intens de ex.: curățătorii rapide	19...22	22...26	65...50	4...8	0,5...1	15...30	20...40	12	12...16	6...12

* Căldură sensibilă considerată = 105 W/pers.

** $\dot{V}$ = [Sarcina de răcire] : [$\rho \cdot c_p \cdot (\theta_{încăpere} - \theta_{refulare})$]. Dacă debitul de aer q_v astfel calculat este mai mic ca cel rezultat din tabelul 13.1.1, în calcul se va considera acesta.

Anexa 13.2 **Tabelul 13.1.5. Cerințe referitoare la ventilarea și climatizarea spitalelor (Extras din DIN 1946, partea a IV - 1999).**

Nr. crt.	Zona spitalului Grupa de încăperi Destinația încăperii	Clasa încăperii	Instalațiile de ventilare și climatizare sunt obligatorii		Debitul minim de aer exterior pe considerente igienice [$m^3/h.m^2$]	Starea aerului interior			Valori orientative pentru nivelul maxim de zgomot [6] [dB(A)]
			În scop de climatizare	În scop infecțios profilactic		Temperatura [°C] min.	Temperatura [°C] max.	Umiditatea [5]	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Zona de consultații și tratament								
1.1	Secția operatorie								
	Săli de operații:								
	- cu cerințe deosebit de ridicate privind conținutul redus de germeni patogeni	I	+	+	[15]	22[8][9]	26[8][9]	+	40[8]
	- cu cerințe ridicate privind conținutul de germeni patogeni	I	+	+	[15]	22[8][9]	26[8][9]	+	40[8]
	Încăperi care țin direct de blocul operator:								
	- camere de spălare, încăperile pentru introducerea și evacuarea bolnavilor	I	+	+	30[10]	[11]	[11]	+	40
	- coridorul/depozitul de aprovizionare cu materiale sterile, catgut	I	+	+	15	[11]	[11]	+	40
	Alte încăperi, coridoare, antreuri	I	+		15	[11]	[11]	+	40
	Camere de spălare	I	+	+	30	22[8][9]	26[8][9]	+	35
1.2	Secția nașteri								
	Sala de travaliu	II			15	24			40

Anexa 13.2 **Tabelul 13.1.5. Cerințe referitoare la ventilarea și climatizarea spitalelor (Extras din DIN 1946, partea a IV - 1999) (Continuare).**

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.2	Încăperi diverse, coridoare [4]	II			10				40
	Sala de operații	I	+	+	[15]	22[8][9]	26[8][9]	+	40
	Încăperi care țin direct de sala de operații								
	- Camere de spălare, încăperile pentru introducerea și evacuarea femeilor	I	+	+	30[10]	[11]	[11]	+	40
	- Coridorul/depozitul de aprovizionare cu materiale sterile, catgut	I	+	+	15	[11]	[11]	+	40
1.3	Endoscopie								
	Sala de intervenție								
	- aseptică (ex.: laparoscopie)	II		+	30				40
	- septică (ex.: rectoscopie)	II			30				40
1.4	Fizioterapie								
	Sală cu băi	II	+			[13]	[13]		50
	Bazine de înot, băi cu valuri	II	+			[13]	[13]		50
1.5	Secții diverse								
	Sala de operații pentru accidentați	I	+	+	[15]	22[8][9]	26[8][9]	+	40
	Încăperi care țin direct de blocul operator pentru accidentați								
	- camere de spălare, încăperi pentru introducerea și evacuarea accidentaților	I	+	+	30[15]	[11]	[11]	+	40
	- coridorul/depozitul de aprovizionare cu materiale sterile, catgut	I	+	+	15	[11]	[11]	+	40
	Încăperi pentru mici intervenții	II			15				40
	Camere de spălare în afara sălii de operații	II	+		30		26	+	35
	Diverse încăperi [4] și coridoare, de ex.:								
	- Diagnosticare prin Röntgen	II	[14]		15			[14]	40
	- Camere de consultații	II			15				40
2	Zona de tratament								
2.1	Terapie intensivă								
	- Saloane de bolnavi inclusiv antreuri								
	- pentru persoane bolnave cu infecții	I	+	+	30		24	+	30
	- pentru pacienți obișnuiți	II	+		15	24	26	+	30
	Cameră pentru cazuri de urgență	I	+	+	30[20]	24	26	+	40
	Camere diverse, coridoare	II			15	[11]	[11]		40
2.2	Tratamente speciale								
	Saloane de bolnavi	I	+	+	30	24	26	+	30
	Cameră pentru cazuri de urgență	II	+	+	30[20]	24	26	+	40
	Camere diverse, coridoare	II			15	[11]	[11]		40
2.3	Tratamentul pacienților cu infecții								
	Saloane de bolnavi inclusiv anticamere	II		[22]	10				35[21]
2.4	Îngrijirea prematurilor								
	Saloane cu paturi	I	+		15	24	26	+>45°	35[21]
	Camere diverse, coridoare	II			10	[11]	[11]		40
2.5	Îngrijirea nou născuților								
	Saloane cu paturi	II			10				35[21]

Anexa 13.2 **Tabelul 13.1.5. Cerințe referitoare la ventilarea și climatizarea spitalelor (Extras din DIN 1946, partea a IV - 1987) (Continuare).**

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2.6	Îngrijirea sugarilor								
	Saloane cu paturi	II			10				35[21]
2.7	Îngrijire obișnuită								
	Saloane de bolnavi	II			10				35[21]
2.8	Alte secții	II			10				
3	Zonă aprovizionare și distribuție								
3.1	Farmacie								
	Camere pentru materiale sterile	I		+	10				45
3.2	Sterilizare [26]	II	27)	+	28)				50
3.3	Pregătirea paturilor	II	27)	29)	28)				50
3.4	Pregătirea rufelor, spălătoria	II	27)	29)	28)				50
3.5	Patologie/prosectură	II					22[30]		50
3.6	Laborator, histologie	II			31)				45
3.7	Cameră de îmbrăcare	II			32)				50
	Baie, WC, dușuri	II			33)				
3.8	Alte compartimente	II			10				

Note de subsol: [1] + înseamnă că instalațiile de ventilare - climatizare sunt necesare; [2] în unele cazuri sunt necesare debite de aer mai mari; [3] în cazul în care nu sunt indicate date, sunt valabile datele după DIN 1946 - partea a 2-a; [4] Valabil și pentru tipurile de încăperi după 1.3, 1.4, 2.3, 2.5, 2.6, 2.7 și 3.1 5) sunt valabile datele indicate în DIN 1946 - partea a 2-a; [6] valorile sunt valabile numai pentru încăperile care servesc la șederea permanentă a persoanelor; [7] de ex., pentru transplanturi, operații pe inimă, protezare a articulațiilor; [8] abateri de la cerințele medicale și apoi este posibilă utilizarea tehnicii ventilării practice; [9] întregul an se alege în mod liber între minimum și maximum; pentru dimensionarea instalației de răcire se poate alege temperatura exterioară mai mică cu 4K decât cea indicată în VDI 2078 (economie de frig); [10] la încăperile care aparțin de blocurile operatorii se poate admite un debit până la 50 % din cel al sălii de operații; [11] aceleași temperaturi și umidități relative ca la sălile de operații respectiv saloanele de bolnavi; [12] dacă este integrat în blocul operator; [13] temperatura încăperii cu 2...4 K peste temperatura apei până la o temperatură de 28 °C; la temperaturi ale apei de 28 °C trebuie ca ambele temperaturi să fie egale; [14] în cazuri particulare pot fi folosite aparate tehnico-medicale în componența instalațiilor de ventilare-climatizare pentru obținerea anumitor valori ale umidității; [15] calculul este dependent de sistemul de introducere a aerului peste gradul de contaminare; [20] în perioada de pregătire numai 15 $m^3/m^2 \cdot h$; [21] valorile de noapte cu cca 5 dB(A) mai mici în corelație cu scăderea debitului de aer, totuși nu mai mici de 50 $m^3/h \cdot$persoană; [22] este la latitudinea igieniștilor să decidă, din considerente infecțio-profilactice, obligativitatea prevederii instalațiilor de ventilare-climatizare în cazul unor boli transmisibile; [26] alimentarea sterilizatoarelor trebuie să se facă cu aer lipsit de germeni patogeni; [27] la dezinfecția chimică sau sterilizare trebuie atenție să nu se transmită substanțe vătămătoare; a se vedea DIN 58.948 - partea a 7-a; [28] debitul de aer exterior se determină pe baza bilanțului de substanțe vătămătoare; [29] prin măsuri constructive potrivite trebuie să se împiedice posibilitatea pătrunderii aerului din zonele „murdare" în cele curate; [30] valabil numai pentru camerele pentru cadavre, în rest este valabil și aici DIN 1946 - partea a 2-a; [31] după VDI 2051; [32] numai evacuare de aer - 100 $m^3/h \cdot$celulă; [33] dușuri, numai evacuare - 100$m^3/h \cdot$celulă; WC - numai evacuare 60 $m^3/h \cdot$obiect sanitar; cameră cu baie, numai evacuare - 150 $m^3/h \cdot$cameră; trebuie asigurată o refulare sigură și fără curenți prin instalația de ventilare.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 14

Verificarea, reglarea și recepția instalațiilor de ventilare și climatizare

14.1. Probleme generale

La încheierea lucrărilor de montare a instalațiilor de ventilare și climatizare este necesar să se efectueze o serie de operații tehnice pentru ca instalația respectivă să poată fi dată în exploatare normală. Aceste operații sunt indispensabile obținerii performanțelor scontate și, pe parcursul lor, asigură culegerea datelor tehnice ce pot ajuta la tragerea unor concluzii corecte despre instalație și pentru remedierea unor defecte ale acesteia. Ele ajută personalul de exploatare să cunoască modul de funcționare, caracteristicile funcționale ale aparatelor, utilajelor și echipamentelor instalației.

Culegerea acestor date se face printr-un program complex de măsurători la toate elementele instalației. Pentru aceasta sunt necesare o serie de operații pregătitoare:
- examinarea atentă a proiectului și desenarea schemei monofilare a instalației, indicând poziția gurilor de ventilare, poziția elementelor de reglare, a punctelor de măsurare, ale debitului și vitezei aerului pe tronsoane;
- vizitarea instalației, determinarea metodelor de măsurare adecvate situației reale, întocmirea programului de dare în funcțiune și completarea schemei cu punctele de măsurare;
- pregătirea aparaturii de măsurare, a accesoriilor necesare, a fișelor de înregistrare a datelor și a fișelor tehnice ale echipamentelor instalației.

După aceste operații se poate trece la operația de punere în funcțiune pentru care trebuie efectuate:
- verificarea concordanței între prevederile proiectului și execuția instalației;
- verificarea performanțelor echipamentelor instalației;
- reglarea aeraulică;
- recepția preliminară și definitivă a instalației.

Neefectuarea acestor lucrări sau tratarea superficială a lor poate conduce la o funcționare defectuoasă a instalației sau la compromiterea totală a acesteia.

14.2. Verificări preliminare

Se efectuează confruntarea riguroasă a modului de executare a instalației cu proiectul.

Atenția trebuie concentrată pe următoarele probleme:
- modul de realizare a canalelor de aer, forma și dimensiunile acestora, numărul și tipul gurilor de refulare și aspirare, precum și a celorlalte echipamente ale instalației;
- concordanța între caracteristicile echipamentelor înscrise în proiect cu cele din documentele însoțitoare și de pe plăcuțele acestora;
- modul de amplasare a ventilatorului, poziția de montare, existența elementelor de amortizare a vibrațiilor, a dispozitivului de protecție a roții de curea precum și sensul de rotire a acestuia;
- modul de amplasare a bateriilor de încălzire și răcire, gradul de curățenie a acestora, existența unor deformări sau obturări locale ale suprafeței frontale, existența organelor de închidere și manevrabilitatea lor;
- existența dispozitivelor de reglare a debitului de aer la gurile de ventilare, de pe canale, de pe camera de amestec, precum și accesibilitatea și manevrabilitatea acestora;
- starea filtrului de aer, existența elementelor filtrante și a manometrului diferențial sau a locului de amplasare a acestuia;
- corectitudinea execuției, în care se verifică minuțios: execuția canalelor de aer, materialele folosite, dimensiunile, rigidizarea și susținerea lor, izolarea termică și fonică, protecția termoizolației și existența elementelor de protecție împotriva transmiterii vibrațiilor, existența dispozitivelor de reglare și calitatea acestora;
- existența clapetelor antifoc, mișcarea ușoară a acestora, poziția, accesul și montarea corectă a elementului fuzibil;
- starea de curățenie a instalației și măsurile de protecție anticorozivă a elementelor ei;
- etanșeitatea instalației care trebuie verificată cu atenție atât la îmbinările tronsoanelor canalelor, cât și la îmbinarea echipamentelor acesteia.

Operațiile trebuie să fie efectuate la sfârșitul lucrărilor și pe parcursul acestora pentru elementele instalației care vor fi mascate sau înglobate în elemente de construcții.

Înainte de pornirea instalației se fac și o serie de verificări electrice și mecanice privind: mișcarea rotorului ventilatorului; mișcarea ușoară a dispozitivelor de reglare; alimentarea cu apă, abur, agent de răcire etc.

În urma acestor verificări, starea instalației se notează pe fișe de observații ce vor folosi apoi la recepția preliminară, după terminarea lucrărilor, și la recepția finală.

14.3. Pornirea instalației

Înainte de pornirea instalației se iau măsuri de prevenire a defecțiunilor ce ar putea apărea la pornire. Pentru aceasta se iau măsuri de evitare a înghețului apei în bateriile de încălzire sau în camerele de pulverizare, în perioada rece a anului. De asemenea, se evită murdărirea, cu praful acumulat în instalație pe timpul execuției, a utilajelor ce pot suferi din această cauză (elemente de automatizare, filtre etc.).

Pentru pornirea instalației se demontează elementele filtrante, pentru ca acestea să nu se colmateze în timpul operațiilor de punere în funcțiune.

Pornirea ventilatoarelor se face în trei etape: prima pornire; pornirea în sarcină normală și funcționarea de probă.

Prima pornire a ventilatorului trebuie să se facă, pe cât posibil, în sarcină redusă, lucru realizabil prin închiderea parțială a dispozitivului de reglare a ventilatorului. Ventilatorul funcționează o perioadă de timp și se verifică dacă funcționează fără zgomote suspecte, dacă motorul electric nu se încălzește în mers, dacă curentul absorbit de motor este egal pe cele trei faze și dacă sensul de rotire a rotorului este corect. În cazul în care rotorul se rotește în sens invers, se stabilește sensul corect de rotire prin modificarea corespunzătoare a legăturilor electrice.

Dacă totul decurge satisfăcător la proba în sarcină redusă, se oprește ventilatorul și după o perioadă de timp, se trece la funcționarea în sarcină a instalației.

După o perioadă de funcționare în sarcină a instalației se poate trece la funcționarea de probă. Se montează elementele filtrante, scoase înainte de prima pornire, în poziție definitivă și se pornește instalația; se lasă ventilatorul să funcționeze o perioadă mai mare de timp și se verifică dacă are un mers continuu și dacă prezintă siguranță în exploatare.

După această perioadă se poate trece la reglarea debitelor de aer ale instalației.

14.4. Reglarea instalației

După terminarea lucrărilor preliminare este necesară efectuarea reglăriii aeraulice a instalației și pentru aceasta se utilizează schema instalației desenată în etapa anterioară, pe care sunt indicate pozițiile gurilor de ventilare, debitele de aer pe tronsoane, pozițiile elementelor de reglare și a punctelor de măsurare.

14.4.1. Reglarea camerelor de amestec

Camerele de amestec se reglează înaintea rețelelor de canale de aer. Pentru reglare se deschid complet clapetele de reglare din sistemul de canale, se pornesc ventilatoarele de introducere și evacuare la turația din proiect sau cât mai aproape de aceasta.

Se cunoaște faptul că, în situația în

care debitul de aer recirculat este maxim, poziția ramei cu jaluzele opuse pe aerul recirculat este complet deschisă, debitul de aer proaspăt este minim, iar poziția ramei cu jaluzele opuse corespunzătoare este parțial deschisă. Pentru reglare, se începe cu reglarea poziției de debit de aer proaspăt minim. Se dispun ramele cu jaluzele opuse de pe aerul recirculat în poziția complet deschisă, iar cele de pe aerul proaspăt într-o poziție parțial deschisă care să reflecte, cât mai aproape de realitate, proporția de aer proaspăt.

Reglarea debitelor se poate face, cel mai ușor, prin măsurarea temperaturilor de pe aerul proaspăt, aerul recirculat și de pe aerul amestecat.

Temperatura amestecului se determină cu relația:

$$\theta_{am} = R_p\,\theta_p + R_i\,\theta_i \qquad (14.4.1),$$

în care:

θ_{am}, θ_p, θ_i - reprezintă temperatura aerului amestecat, proaspăt, recirculat [°C];

$R_p = \dot{V}_p/\dot{V}$,

$R_i = \dot{V}_R/\dot{V}$ - proporția de aer proaspăt, recirculat;

$\dot{V}$, $\dot{V}_P$, $\dot{V}_R$ - debitul de aer total, proaspăt și recirculat [m³/h], [m³/s].

Din această relație se pot determina rapoartele de aer proaspăt și de aer recirculat:

$$R_p = \frac{\theta_{am} - \theta_i}{\theta_p - \theta_i}; \quad R_i = \frac{\theta_{am} - \theta_p}{\theta_i - \theta_p} \qquad (14.4.2).$$

Precizia măsurătorilor este cu atât mai mare cu cât diferența dintre temperaturile aerului proaspăt și recirculat este mai mare.

Măsurătorile se fac după filtrul de aer, unde uniformitatea tempertaturii este mai bună. Acestea trebuie să fie efectuate într-un număr cât mai mare de puncte, în mijlocul unor suprafețe egale. În cazul filtrelor cu celule este bine ca acestea să se efectueze în dreptul fiecărei celule.

Se aduce raportul de aer proaspăt la valoarea din proiect prin încercări succesive asupra ramei cu jaluzele pentru aerul proaspăt. După reglarea ramelor în poziția de aer proaspăt minim și de aer recirculat maxim, se trece la reglarea acestora în poziția de aer proaspăt maxim, închizând complet rama de pe aerul recirculat și se verifică valoarea debitului de aer realizat.

14.4.2. Reglarea debitului pe canalele de aer

În practică, se utilizează două metode de reglare: metoda *iterativă* și metoda *proporțională*.

Metoda *iterativă* este o metodă greoaie care necesită personal calificat și care necesită un mare număr de manevre. Pentru reglare se procedează astfel:

- se deschid toate dispozitivele de reglare;
- se reglează debitul de aer al ventilatorului la valoarea din proiect apoi se trece la reglarea debitului pe ramificațiile principale, prin încercări succesive, urmând, în ordine, ramificațiile secundare și gurile de ventilare. Dacă instalația are un număr mare de guri, operația este prohibitivă din cauza numărului mare de încercări ce trebuie efectuate.

Dezavantajele metodei a făcut, ca în ultimul timp, să se utilizeze tot mai mult metoda de *reglare proporțională*. Aceasta are drept principiu faptul că la modificarea debitului de aer în canalul principal, raportul debitelor de aer din ramurile unei ramificații, se păstrează constant.

Pentru a se putea trece, efectiv, la operația de reglare, trebuie satisfăcute următoarele condiții:

- clădirea să fie terminată, iar ușile și ferestrele să fie în poziția indicată în proiect;
- rețeaua de canale să fie terminată și verificările de etanșeitate să fie încheiate;
- bateriile de încălzire și/sau răcire să fie montate în instalație. Dacă acest lucru nu este posibil, se reglează debitul ventilatorului astfel ca să nu fie mai mare decât cu cel mult 10 - 15 % față de cel din proiect;
- dacă există baterii de încălzire pe ramificații, acestea nu se pun în funcțiune, pentru a nu modifica debitul volumetric de aer vehiculat prin aceste ramificații;
- se reduce, pe cât posibil, schimbul de căldură între canalele de aer și mediul înconjurător pentru a nu se modifica densitatea aerului pe canale;
- dispozitivele de reglare de la ramificații și de la gurile de aer se plasează în poziția deschis, cele de reglare automată au organele de execuție deconectate, iar jaluzelele opuse, de pe camera de amestec, se dispun într-o poziție extremă, de preluare a aerului proaspăt sau de recirculare.

Dacă aceste condiții au fost îndeplinite, se reglează debitul de aer al ventilatorului cu 10-15 % mai mare decât cel indicat în proiect, pentru că, în perioada reglării, prin modificarea poziției elementelor de reglare, debitul de aer se modifică.

Pentru a se cunoaște starea instalației din punct de vedere al reglării și a se lua măsurile necesare pentru reglare, se măsoară debitele de aer la gurile de ventilare din sistem. Debitele de aer

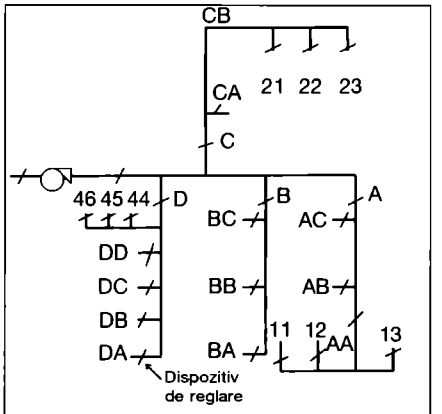


Fig. 14.4.1. Schema unei instalații.

citite, se exprimă în procente din valoarea indicată în proiect, procent ce se calculează cu relația:

$$p = \frac{D_{masurat}}{D_{proiectat}} \cdot 100 \quad [\%]$$

și se numește *procentul realizat din debitul proiectat*. Se are în vedere ca, pe toată durata măsurătorilor, densitatea aerului să nu varieze, temperatura lui trebuind să se mențină constantă, nefiind însă nevoie să fie egală cu cea din proiect.

Acum se determină:

- modul de înlăturare a unor greșeli de execuție sesizate în perioada măsurătorilor;
- poziția gurilor celor mai dezavantajate de pe ramurile principale, secundare sau terțiare;
- ordinea în care se reglează grupurile de guri de aer;
- debitul de aer din instalație dacă acesta este mai mic sau mai mare decât cel din proiect.

Reglarea debitului de aer se începe cu ramura care are procentul realizat cel mai mare, ramură ce a fost determinată prin măsurătorile preliminare. Presupunând că, pentru instalația din fig.14.4.1, această ramură este A, se va începe reglarea cu ramificația AC, care are procentul cel mai mare din debitul proiectat. Se reglează, în faza inițială, toate gurile existente pe ramificație, începând cu gura cea mai dezavantajată hidraulic, astfel ca ele să realizeze același procent din debitul proiectat.

Acest lucru se realizează prin închiderea treptată a elementelor de reglare ale gurilor de aer, cu atât mai mult cu cât gura respectivă are un procent realizat mai mare.

După reglarea debitului de aer la gurile ramificației AC, se trece la reglarea debitului la gurile ramificațiilor următoare, în ordine descrescătoare a procentului realizat, încercând să se obțină, la gurile fiecarei ramificații, același procent din debitul proiectat. Acesta nu este obligatoriu să fie egal la toate ramificațiile ramurii respective.

Operația de reglare a gurilor de pe toate ramificațiile ramurii A fiind terminată, se trece la reglarea debitului pe ramificațiile secundare AA, AB, AC, urmărind ca ele să realizeze un procent egal din debitul proiectat.

Dacă acest lucru a fost realizat, vom avea pe toate ramificațiile secundare ale ramurii A, același procent din debitul proiectat.

Operațiile enunțate mai sus se repetă pentru toate ramurile rețelei de canale, continuând în ordinea descrescătoare a procentului realizat din debitul proiectat.

După ce operația de reglare a ramurilor secundare a fost terminată, se efectuează reglarea debitului pe ramurile rețelei (urmărind obținerea aceluiași procent din debitul proiectat pe toate ramurile) prin acționarea clapetelor de reglare de pe ramuri, reducând mai mult pe cele cu procentul realizat mai mare.

Această operație face ca pe toate ramurile să fie același procent din debitul proiectat și se poate trece la reglarea finală a debitului de aer al ventilatorului.

14.5. Verificarea caracteristicilor funcționale ale echipamentelor

Verificarea performanțelor echipamentelor se realizează prin măsurători, după ce s-a efectuat reglarea instalației. Se efectuează verificarea caracteristicilor pentru: ventilatoare, baterii de încălzire și răcire, camere de pulverizare, filtre de aer, aparate de climatizare.

Pentru aceasta este necesar să existe un inventar minim de aparate de măsurare: anemometru, psihrometru, micromanometru diferențial, termometre, tahometru, ampermetru, debitmetru. De asemenea, este necesar să existe cataloagele producătorilor sau prospectele tehnice ale echipamentelor verificate.

• Verificarea ventilatoarelor

Ventilatoarele funcționează în instalație la un punct aflat la intersecția curbei caracteristice a ventilatorului cu cea a rețelei. Este suficient dacă, în timpul măsurătorilor, se determină debitul de aer și presiunea totală și se verifică dacă punctul astfel obținut se află pe curba ventilatorului.

Debitul de aer se determină prin măsurători într-o secțiune cu curgere uniformă care trebuie să fie la următoarele distanțe de elementele perturbatoare:

- până la gura de refulare a ventilatorului (5...8) d;
- până la elementele perturbatoare (2...4)d (d reprezintă diametrul echivalent al canalului de refulare).

Pentru măsurători mai puțin precise valorile se pot reduce la jumătate.

Măsurătorile trebuie să fie efectuate în mai multe puncte, amplasate după metoda secțiunilor egale sau a metodei log-liniare.

De asemenea, este necesar să se măsoare curentul absorbit pe fiecare fază a motorului electric pentru a se verifica dacă el funcționează echilibrat.

• Verificarea bateriilor de încălzire/răcire

Se face după racordarea la agentul termic și numai dacă centrala termică sau frigorifică livrează agent termic/frigorific.

Verificarea ar trebui să se facă în condițiile nominale de calcul, dar acest lucru nu este posibil deoarece instalația funcționeză, în foarte rare cazuri, în aceste condiții. În ipoteza că se dispune de un debitmetru cu ultrasunete care poate determina debitul de agent termic fără a tăia conducta de alimentare, verificarea se poate efectua determinând coeficientul global de transfer de căldură și comparând valoarea obținută cu cea de catalog.

Pentru aceasta se utilizează relațiile generale ale schimbătoarelor de căldură:

$$\Phi = A \cdot U \cdot \Delta T_m = \dot{V}_a \cdot c_a \cdot (\theta_d - \theta_i) = \dot{V} \cdot c_p \, (\theta_2 - \theta_1) \, \rho \qquad (14.5.1).$$

Se măsoară temperaturile de intrare θ_1 și ieșire θ_2 ale aerului, temperatura de ducere θ_d și întoarcere θ_i ale agentului termic, debitul de aer $\dot{V}$ și de agent termic $\dot{V}_a$, apoi cunoscând căldura specifică c_p, densitatea, ρ, ale aerului, căldura specifică c_a a apei și suprafața de schimb de căldura A a bateriei se determină U, coeficientul global de schimb de căldura al bateriei care se compară cu cel din catalog, pentru condițiile în care s-au efectuat măsurătorile, diferența de temperatură ΔT_m fiind calculată ca medie logaritmică sau aritmetică (după caz).

În cazul în care nu s-au prevăzut teci pentru termometre obișnuite, temperatura se poate măsura cu termometre de contact.

În situația în care nu se dispune de un debitmetru cu ultrasunete, pentru verificarea performanțelor bateriei, se utilizează metodologia dată de producător sau se utilizează relațiile indicate la §7.2, 7.3.

• Verificarea filtrelor de aer

Constă în determinarea eficienței de reținere a prafului și a rezistenței aerauliice.

Eficiența de reținere se determină cu relația:

$$\varepsilon = \frac{c_1 - c_2}{c_1} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (14.5.2),$$

unde:

c_1 și c_2 - reprezintă concentrațiile de praf [mg/m^3] la intrarea și la ieșirea din filtru.

Dacă concentrațiile nu pot fi determinate din lipsa aparaturii de măsurare se poate utiliza metoda indirectă de determinare a eficienței știind că aceasta este proporțională cu rezistența aerauliică.

Cunoscând, din prospectele producătorului, diagrama eficiență - pierdere de sarcină $\varepsilon = f(\Delta p)$, se determină pierderea de sarcină pentru filtrul necolmatat (cu ajutorul unui manometru diferențial, cu prize pentru măsurarea presiunii statice înainte și după filtru) și se compară aceasta cu cea dată de producător.

La filtrele statice cu colmatare progresivă, eficiența crește continuu odată cu creșterea pierderii de sarcină a filtrului, până la un moment final, după care eficiența scade brusc. Perioada cuprinsă între aceste momente reprezintă ciclul de curățire sau durata dintre două curățiri succesive sau de înlocuire a filtrului.

Dacă în perioada probelor nu se pot reproduce condițiile normale de colmatare sau colmatarea este prea lentă, se adoptă, ca moment de curățire a filtrului, momentul când se ajunge la o rezistență aerauliică stabilită după curba eficiență - pierdere de sarcină $\varepsilon = f(\Delta p)$ sau momentul când rezistența aerauliică atinge o valoare indicată de producător.

• Verificarea camerelor de umidificare

Se urmărește determinarea eficienței camerei. Pentru aceasta se determină temperatura după termometrul uscat și umed sau umiditatea relativă, la intrarea și ieșirea aerului din cameră și se amplasează punctele în diagrama h-x, comparându-se aceste puncte cu cele reprezentate în procesul de tratare complexă a aerului calculându-se apoi eficiența camerei de pulverizare cu relația:

$$E = \frac{\theta_i - \theta_f}{\theta_i - \theta_a}$$

și comparând valoarea obținută cu cea din proiect (θ_i - temperatura inițială a aerului supus tratării; θ_f - temperatura finală a aerului tratat; θ_a - temperatura apei pulverizate).

Parametrii aerului la intrarea în cameră se pot măsura după filtrul de aer sau după bateria de încălzire, într-o zonă cu o curgere uniformă, iar la ieșirea din cameră trebuie să fie efectuate în 5...20 puncte, uniform repartizate în secțiunea acesteia, numărul de puncte fiind în funcție de dimensiunile secțiuniii transversale a camerei. Acest lucru este necesar mai ales dacă duzele de pulverizare sunt amplasate, neuniform, în cameră.

Pierderea de sarcină a camerei trebuie cunoscută, măsurată și comparată cu cea din proiect; ea reprezintă diferența dintre presiunile măsurate înainte

de separatorul de picături de intrare și după cel de ieșire.

14.6. Verificarea parametrilor microclimatului

Instalația de ventilare sau climatizare este concepută să mențină în interiorul încăperii deservite temperatura θ_i, umiditatea relativă φ_i, viteza v_i și puritatea aerului în limitele dorite de utilizatorul acesteia. Acești parametri vor fi determinați în perioada de probă, prin măsurători directe în încăperea deservită.

Temperatura aerului poate fi măsurată, în momentul actual, concomitent cu umiditatea relativă, utilizând termohigroanemometre digitale care au senzori pentru măsurarea simultană a acestor parametri, iar în situația când nu se dispune de asemenea aparate, se pot utiliza termometre și psihrometre obișnuite.

Pentru măsurarea vitezei aerului se pot utiliza, în încăpere, anemometre digitale sau alt tip de anemometru (cu palete, cu fir cald, cu cupe etc.).

Puritatea aerului este un parametru mult mai dificil de determinat și, pentru aceasta, sunt necesare metode și aparate specifice fiecărei substanțe chimice ce urmează a fi analizată; el poate fi determinat numai la funcționarea încăperii la parametrii proiectați.

Pentru ca măsurătorile să poată da o idee corectă despre funcționarea instalației, trebuie ca ele să fie efectuate în cât mai multe puncte caracteristice ale încăperii, urmărindu-se dacă acești parametri sunt uniformi în încăpere. Tehnica actuală de măsurare poate realiza măsurători concomitente în mai multe puncte și pentru mai mulți parametri, lucru care face mai ușor de sesizat uniformitatea parametrilor aerului în încăpere.

Toate aceste operații se vor efectua de către executant sau de către reprezentanții acestuia, înaintea recepției lucrărilor, rezultatele măsurătorilor urmând a fi folosite de către comisia de recepție, în timpul lucrărilor proprii.

14.7. Recepția lucrărilor

Pentru preluarea lucrărilor efectuate, beneficiarul acestora, denumit în legislație "investitor", trebuie să efectueze recepția lucrărilor, care se va face în conformitate cu" Regulamentul de recepție a lucrărilor de construcții și a instalațiilor aferente ale acestora".

Recepția reprezintă o componentă a sistemului de calitate în construcții și este actul prin care investitorul declară că preia lucrarea, cu sau fără rezerve, și că aceasta poate fi dată în folosință.

Recepția trebuie efectuată conform regulamentului menționat, indiferent de sursa de finanțare și de forma de proprietate, atât la lucrări noi cât și la intervențiile în timp asupra construcțiilor existente (reparații capitale, consolidări, modificări, extinderi etc.). Ea se face în două etape:

- la terminarea lucrărilor;
- la expirarea perioadei de garanție finală și se face prin încheierea unui proces verbal după fiecare etapă.

• Recepția la terminarea lucrărilor

Executantul comunică investitorului data terminării lucrărilor, iar acesta numește o comisie de recepție formată din cel puțin 5 membri; pentru obiectivele de importanță excepțională din 7 membri.

Comisia are un reprezentant al investitorului, unul al administrației locale unde se află obiectivul, iar ceilalți vor fi specialiști în domeniu. Pentru locuințe cu parter și etaj, cu înălțimea până la cornișă de 8 m și cel mult 4 apartamente, comisia are 2 membri, investitorul sau reprezentantul acestuia și reprezentantul administrației locale.

La recepție, care se organizează la cel mult 15 zile calendaristice de la notificarea terminării lucrărilor, participă comisia de recepție, executantul și proiectantul care însă nu pot face parte din comisie.

La recepția clădirilor mai înalte de 28 m, a sălilor aglomerate, a hotelurilor, a spitalelor, căminelor de bătrâni sau a clădirilor destinate persoanelor ce nu se pot evacua singure, din comisie va face parte și un membru desemnat de către inspectoratul teritorial din cadrul Comandamentului de Pompieri iar, pentru clădirile care fac parte din lista monumentelor istorice, din comisie face parte și un membru desemnat de către comisiile locale pentru monumente, ansambluri și situri istorice.

În procesul de recepție se specifică, obligatoriu, măsurile de prevenire și stingere a incendiilor prevăzute în documentația de execuție.

Proiectantul întocmește și prezintă, în fața comisiei, punctul său de vedere privind execuția, iar investitorul trebuie să pună la dispoziție documentația de execuție precum și documentele și explicațiile care sunt necesare.

Comisia de recepție poate funcționa cu cel puțin 2/3 din membrii numiți ai acesteia, iar hotărârile se vor lua cu majoritate simplă. Ea examinează:

a - respectarea prevederilor din autorizația de construcție precum și a avizelor și condițiilor de execuție impuse de autoritățile competente. Examinarea se face prin:
  - cercetare vizuală a construcției și instalațiilor;
  - analiza documentelor conținute în cartea tehnică a construcției, iar dacă există dubii în legătură cu înscrisurile conținute, comisia poate cere expertize, alte documente, încercări suplimentare etc.;
b - executarea lucrărilor în conformitate cu prevederile contractului, ale documentației de execuție și ale reglementărilor legale;
c - referatul de prezentare întocmit de proiectant cu privire la modul de execuție a lucrării;
d - terminarea tuturor lucrărilor prevăzute între investitor și executant.

La terminarea examinării, comisia consemnează observațiile și concluziile în procesul verbal, pe care îl înaintează investitorului, cu recomandarea de admitere a recepției, cu sau fără obiecții, amânarea sau respingerea acesteia.

Admiterea recepției se recomandă în cazul când nu există obiecții sau acestea nu sunt de natură să afecteze utilizarea lucrării conform destinației sale.

Amânarea recepției se va recomanda când:

a - se constată lipsa sau neterminarea unor lucrări ce afectează, în exploatare, siguranța construcției și instalațiilor, din punct de vedere al exigențelor esențiale;
b - construcția și instalațiile prezintă vicii a căror remediere este de durată și a căror remediere, dacă nu ar fi făcută, ar diminua, considerabil, utilitatea construcției și a instalațiilor;
c - există, în mod justificat, dubii cu privire la calitatea lucrărilor și este nevoie de încercări de orice fel pentru a le clarifica.

Comisia recomandă respingerea recepției dacă se constată vicii care nu pot fi înlăturate și care, prin natura lor, împiedică realizarea uneia sau mai multora din exigențele sau pentru clarificarea cărora sunt necesare expertize, reproiectări, refaceri de lucrări etc.

Respingerea, amânarea sau admiterea lucrării nu este condiționată de prezența executantului, caz în care investitorul poate apela la asistența unui expert tehnic neutru.

Pe baza procesului verbal de recepție, prezentat de președintele comisiei, investitorul ia decizia de admitere, amânare sau respingere a recepției, notificând executantului, în termen de 3 zile hotărârea sa impreună cu un exemplar din procesul verbal de recepție.

În cazul în care admiterea lucrării s-a făcut cu obiecții, în procesul verbal se specifică, în mod expres, acele lipsuri care trebuie remediate (în maximum 90 zile), iar dacă executantul nu-și îndeplinește obligațiile, la somații repetate, investitorul le va executa pe cheltuială proprie și va pretinde plata

prejudiciului produs.

În cazul în care executantul refuză să semneze procesul verbal se consemnează acest lucru în procesul verbal.

După efectuarea remedierilor, executantul cere, în scris, investitorului să anuleze obiecțiile și recurge la arbitraj dacă acest lucru nu se realizează în decurs de 30 zile.

Data recepției este cea în care s-a semnat procesul verbal de recepție, cu sau fără obiecții, și investitorul preia lucrarea de la data recepției, cu excepția cazului în care lucrarea a fost amânată sau respinsă.

După acceptarea recepției, cu sau fără obiecții, investitorul nu mai poate emite alte solicitări de remedieri, penalizări, diminuări de valori, decât cele consemnate în procesul verbal de recepție.

În cazul în care investitorul dorește să preia părți din lucrare, înainte de terminarea întregii lucrări, se încheie un proces verbal de predare - primire între executant și investitor, în care se consemnează starea părții care se dorește a se lua în primire, precum și măsurile de protecție reciprocă a celor două părți, astfel ca ele să poată să - și desfășoare activitatea.

Riscurile și pericolele pentru partea preluată trec asupra investitorului, cu excepția viciilor ascunse și a celor ce decurg din execuția necorespunzătoare.

• **Recepția finală**

Este convocată de investitor, în cel mult 15 zile de la terminarea perioadei de garanție, și la ea participă: investitorul, comisia de recepție, numită de acesta, proiectantul lucrării și executantul.

Comisia de recepție se întrunește la ora și data fixată și examinează: procesul verbal de recepție la terminarea lucrărilor; finalizarea lucrărilor cerute în acesta; referatul investitorului privind comportarea construcției și a instalațiilor aferente pe perioada de garanție, inclusiv viciile ascunse și remedierea lor.

Comisia de recepție poate cere, în cazuri bine justificate și/sau în cazul apariției unor vicii, efectuarea de încercări sau expertize.

La terminarea recepției, comisia consemnează observațiile și concluziile în procesul verbal de recepție finală, în termen de 3 zile lucrătoare, împreună cu recomandarea de admitere cu sau fără obiecții, amânarea sau respingerea acesteia.

În cazul în care se recomandă admiterea cu obiecții, comisia de recepție va propune măsuri de înlăturare a acestora.

Respingerea se propune doar în cazul în care nu se respectă una sau mai multe dintre exigențele esențiale și lucrarea este pusă în conservare prin grija și cheltuiala investitorului, iar utilizarea ei va fi interzisă. Investitorul va putea acționa pentru recuperarea pagubelor de la factorii implicați în executare a construcției.

Investitorul hotărește admiterea recepției, pe baza recomandării comisiei de recepție, în termen de 3 zile de la prezentarea procesului verbal; data recepției este data notificării de către investitor a hotărârii sale.

F. Instalații frigorifice

Capitolul 15

Procedee de răcire pentru climatizare

15.1. Probleme generale

Vara, climatizarea unui spațiu implică preluarea excesului de căldură și de umiditate de la aerul din încăpere. În acest sens, aerul introdus este, în prealabil, uscat și răcit cu ajutorul unui agent de răcire care poate fi:
- **apa**, naturală (de puț) sau cea răcită artificial într-o instalație frigorifică;
- **un agent frigorific**;

Tratarea aerului se poate face în următoarele două moduri:
- cu o **baterie de răcire**, când între aer și agentul de răcire există o suprafață de transfer de căldură;
- **în cameră de pulverizare**, caz în care aerul este în contact direct cu apa rece, cu care este stropit.

Se disting astfel (exceptând varianta care utilizează apa rece naturală) două tipuri de instalații frigorifice:
- **cu răcire directă**, când agentul frigorific vaporizează chiar în bateria de răcire aflată în contact cu aerul;
- **cu răcire indirectă**, când agentul frigorific vaporizează într-un vaporizator-răcitor de apă, aceasta participând apoi la răcirea aerului, fie într-o baterie de răcire, fie într-o cameră de pulverizare.

După procedeul de răcire pe care se bazează, instalațiile frigorifice folosite în climatizare pot fi prin:
- **destinderea unui gaz comprimat**, agentul de lucru fiind chiar aerul;
- **vaporizarea unui lichid** (acesta fiind agentul frigorific), în variantele cu:
  * comprimare mecanică a vaporilor,
  * absorbția vaporilor într-o soluție bicomponentă,
  * ejecție a vaporilor;
- **efect electrotermic** (Peltier).

15.2. Fluide utilizate în instalațiile frigorifice

15.2.1. Agenți frigorifici pentru instalații cu comprimare mecanică

Agentul frigorific este un fluid care parcurge, ciclic, circuitul termodinamic al unei instalații, preluând căldura în procesul de vaporizare, de la mediul ce trebuie răcit și cedând-o apoi mediului ambiant, în procesul de condensare. În acest sens, el trebuie să treacă cu ușurință de la starea de lichid la cea de vapori și invers.

15.2.1.1 Criterii de alegere a unui agent frigorific

Alegerea rațională a agentului frigorific, din multitudinea de compuși chimici care pot îndeplini acest rol, trebuie făcută pe baza unor considerente termodinamice de securitate, tehnice, ecologice și economice.

- ***Criterii termodinamice***

Pentru o **aplicabilitate cât mai largă** trebuie să poată fi utilizat pe un domeniu de temperaturi cât mai extins. Astfel, temperaturile punctului triplu, θ_T și punctul critic θ_K, trebuie să fie cât mai distanțate.

Temperatura normală de vaporizare, θ_{ON}, (la p=1 bar) trebuie să fie cât mai coborâtă, instalația putând funcționa cu o presiune de vaporizare, *po*, superioară celei atmosferice. Se evită funcționarea sub presiunea atmosferică, caz în care pot avea loc infiltrații de aer în instalație, conducând la înrăutățirea transferului de căldură și la creșterea puterii de comprimare.

Presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii de condensare, p_c, (asociată temperaturii mediului ambiant: 30...50 °C) trebuie să fie moderată. În caz contrar, puterea de comprimare crește și se scumpește instalația prin complicarea construcției, consumul sporit de material, etanșarea suplimentară contra scăpărilor de agent frigorific.

Temperatura de supraîncălzire a vaporilor refulați de compresor, θ_{SI}, trebuie să nu fie excesiv de ridicată, pentru o bună stabilitate chimică a agentului frigorific și a uleiului de ungere, în scopul unei utilizări îndelungate a compresorului. În caz contrar uleiul se descompune formând reziduuri care provoacă creșterea temperaturii locale, diminuarea rolului de lubrifiere, cu consecințe neplăcute asupra compresorului. Pentru limitarea temperaturii gazului comprimat, indicele comprimării adiabatice,

$$k = \frac{c_p}{c_v},$$

trebuie să aibă valori reduse.

Raportul de compresie,

$$\pi = \frac{p_c}{p_0},$$

trebuie să nu depășească valoarea 8...10 pentru a putea utiliza o instalație cât mai simplă și a avea un consum de energie de comprimare cât mai redus.

Puterea frigorifică masică, Φ_{0m}, și puterea frigorifică volumică, Φ_{0v}, trebuie să fie cât mai mari, acestea determinând debitul masic de agent frigorific, $\dot{M}$, respectiv debitul volumic de agent frigorific, $\dot{V}$, din instalație, deci dimensiunile conductelor și ale utilajelor pentru o putere frigorifică Φ_0 dată de:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_0}{\theta_{0m}} = \frac{\Phi_0}{l_v - c_{pl} \cdot (\theta_c - \theta_0)} \quad [\text{kg/s}] \qquad (15.2.1)$$

$$\dot{V} = \frac{\Phi_0}{\Phi_{0v}} = \frac{\Phi_0 \cdot v_a}{\Phi_{0m}} = \dot{M} \cdot v_a \quad [\text{m}^3/\text{s}] \qquad (15.2.2)$$

Rezultă că fluidul frigorific trebuie să aibă căldura latentă de vaporizare, l_v, cât mai mare și volumul masic al vaporilor aspirați de compresor, v_a, cât mai mic.

- ***Criterii termofizice***

Conductivitatea termică, λ, și coeficientul de convecție, h_c, la vaporizare, condensare, încălzire și răcire trebuie să fie cât mai mari, conducând la un bun transfer de căldură, acesta determinând suprafețe reduse ale schimbătoarelor de căldură.

Viscozitatea dinamică, μ, trebuie să fie redusă, în caz contrar pierderile de sarcină cresc, conducând la consum sporit de putere de antrenare a fluidului. Asociată cu o **tensiune superficială σ** convenabilă, contribuie la diminuarea riscului de scăpări ale fluidului frigorific din instalație.

- ***Comportamentul tehnologic***

Trebuie avut în vedere comportamentul fizico-chimic al fluidului frigorific în prezența uleiului, care este indispensabil pentru ungerea compresorului, sau la pătrunderea accidentală a apei în instalație.

Este necesar să se cunoască stabilitatea și agresivitatea fluidului față de materialele elastice, plastice sau elastomerii ce intră în construcția instalației frigorifice sau a celei electrice de acționare (izolația electrică în cazul grupurilor ermetice sau semiermetice).

Trebuie să permită o detectare ușoară pentru a se evidenția scăpările de fluid din instalație.

- ***Cerințe de securitate***

Protecția globală a mediului.

Agenții frigorifici scăpați din instalație, în timpul funcționării normale (umplere, golire) sau accidentale (avarii) trebuie să fie inofensivi față de mediul ambiant. Ei nu trebuie să contamineze aerul, apele sau solul (contribuind la formarea ploilor acide). Cum multe lichide frigorifice sunt mai ușoare decât aerul, scăpările din instalații se acumulează în cantități importante în zona înaltă a atmosferei (stratosferă). Acolo, prin descompunere catalitică, unele fluide frigorifice pot provoca distrugere parțială a stratului de ozon, care are un rol benefic prin reținerea unei părți din radiațiile solare ultraviolete, dăunătoare pentru viețuitoarele și plantele de pe pământ.

În plus, agenții frigorifici pot contribui la încălzirea atmosferei terestre, majoritatea fiind gaze cu efect de seră (absorb radiațiile infraroșii emise de soare).

Foarte stabile, unele substanțe utilizate ca agenți frigorifici au o lungă durată de viață atmosferică.

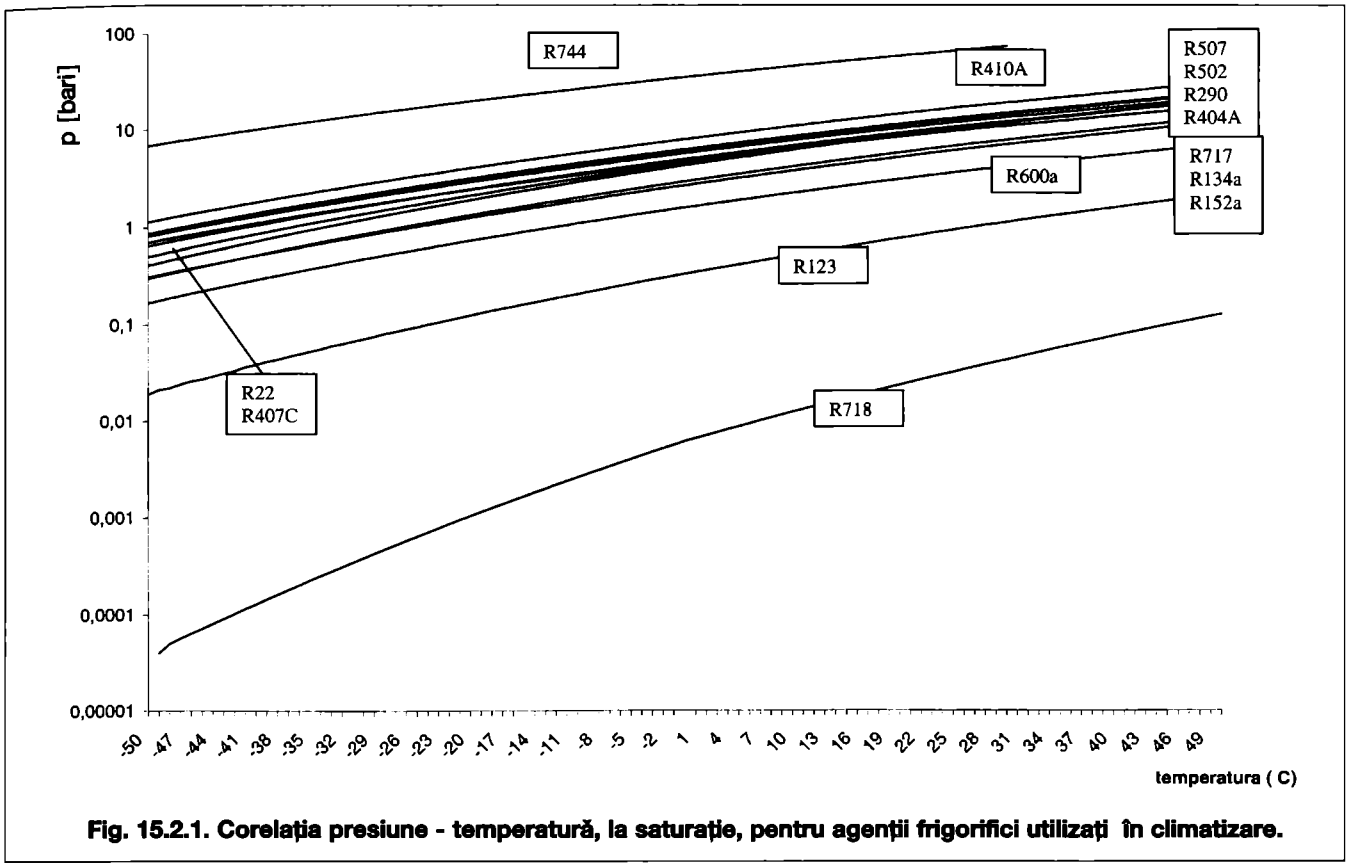


Fig. 15.2.1. Corelația presiune - temperatură, la saturație, pentru agenții frigorifici utilizați în climatizare.

Astfel, agentul frigorific trebuie ales încât să aibă:

- potențialul de distrugere al ozonului (ODP) nul;
- potențialul global de încălzire a atmosferei (GWP) cât mai redus.

- ***Securitatea locală a instalației***

Aceasta depinde de modul de implantare al instalației frigorifice, (mediu industrial, localuri publice, locuințe etc) și de cantitatea de agent frigorific pe care o conține.

Agentul frigorific trebuie să fie complet stabil la temperaturile la care este supus în timpul unui ciclu normal sau accidental de funcționare (manevrare greșită, avarie).

Trebuie să nu fie inflamabil, exploziv, toxic, să nu prezinte pericol biologic (să nu provoace efecte cancerigene sau maladii profesionale) și să fie inofensiv pentru produsele răcite (alimente, aerul introdus în încăperile locuite).

- ***Criterii economice***

Fluidele frigorifice trebuie să fie disponibile în cantitățile dorite, ușor transportabile, cu o stocare simplă și ieftină și să aibă un preț redus.

Neexistând un fluid care să îndeplinească toate aceste cerințe, alegerea rațională a fluidului frigorific se face în funcție de scopul instalației, de condițiile de lucru, de particularitățile ei constructive și, în urma unor analize tehnico-economice, a proprietăților oferite de diferite substanțe existente sau în curs de cercetare.

15.2.1.2 Proprietățile agenților frigorifici

Inițial, industria frigorifică a fost legată, în special, de depozitarea și transportul materialelor perisabile, încât amoniacul și bioxidul de carbon au fost principalii agenți frigorifici utilizați. Diversificarea aplicațiilor frigorifice, atât către puteri mici (domeniul comercial, casnic și al climatizării individuale), cât și către puteri mari (industrie chimică, petrolieră și climatizarea colectivă) a necesitat și utilizarea altor fluide. Hidrocarburile organice, derivații halogenați ai acestora (freonii) sau amestecurile lor au completat gama agenților frigorifici.

Odată cu evoluția compresoarelor (rotative, elicoidale, centrifugale) au fost propuși agenți frigorifici adaptați unei anumite mașini sau utilizări. Acțiunea negativă a unor fluide frigorifice din grupul freonilor asupra mediului (diminuarea stratului de ozon stratosferic și contribuția la efectul de seră terestru), semnalată în ultimele decenii, a impus renunțarea la aceste substanțe și utilizarea unor substituenți ecologici.

Deoarece mulți agenți frigorifici au o denumire chimică complicată, pentru o identificare comodă, ei sunt însoțiți de un simbol: R (refrigerant), urmat de un cod numeric rezultat în funcție de masa molară, la fluidele organice, sau în funcție de hidrocarbura de origine și numărul atomilor de hidrogen și fluor, la freoni.

În tabelul 15.2.1 sunt prezentați principalii agenți frigorifici utilizați în climatizarea aerului, cu proprietățile lor termodinamice. Corelația presiune - temperatură, la saturație, pentru aceste fluide, este prezentată în fig. 15.2.1.

Norma ISO 5149 și norma franceză NFE 35-400 clasifică agenții frigorifici din punct de vedere al securității (inflamabilitate și toxicitate), în trei grupe:

I - fluide neinflamabile și cu toxicitate nulă sau foarte slabă (oxidul de carbon și freonii);

II - fluide la care toxicitatea este caracteristica dominantă. Unele, în

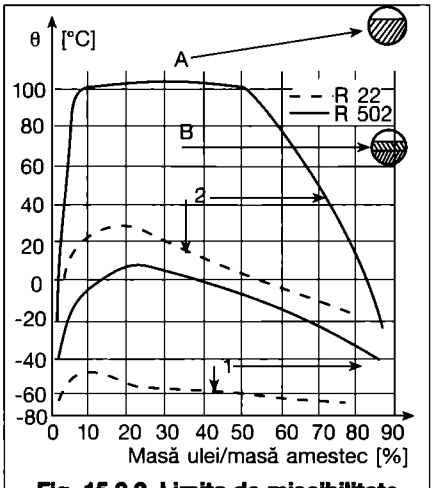


Fig. 15.2.2. Limita de miscibilitate a diverselor uleiuri cu R502 și R22:
A - amestec omogen; B - amestec eterogen (două faze);
1 - ulei sintetic; 2 - ulei naftenic.

Tabelul 15.2.1. Proprietățile termodinamice ale principalilor agenți frigorifici utilizați în climatizare.

Simbol	Formulă chimică	Denumire chimică	Masă molară [g/mol]	Temp. critică [°C]	Presiune critică [bar abs.]	Temp. normală de fierbere [°C]	Temp. de solidificare [°C]	Indice compresie adiabatică $k = c_p/c_v$	Raport de compresie [5/35°C]	Temp. de refulare [5/35 °C]	Capacitate frigorifică volumetrică [5/35 °C][kJ/m³]	Densitate lichid [30°C] [kg/m³]	Compoziție freon
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
R22	$CHClF_2$	Monoclor-difluor metan	86,5	96	49,8	-40,8	-160	1,294	2,32	80,81	1 988	1,17	HCFC
R40	CH_3Cl	Monoclor metan (clorură de metil)	50,5	143	66,7	-24,2	-97,6	1,266	2,45	84	2 640,2	0,901	HCFC
R123	$C_2HCl_2F_3$	Diclor-trifluor etan	153	183,7	36,7	27,8	-107,15	1,100	3,19	54,7	438,1	1,45	HCFC
R124	C_2HClF_4	Monoclor-tetrafluor etan	136,5	122,2	36,2	-12,1	-199,15	1,100	2,62	53,01	1 696	1,34	HCFC
R142b	$C_2H_3ClF_2$	Monoclor-difluor etan	100,5	137,1	41,2	-9,8	-130,8	1,122	2,61	60	1 536	1,10	HCFC
R134a	CH_2F_4	Tetrafluor etan	102	101	40,7	-26,4	-101	1,178	2,53	57,64	2 799	1,119	HFC
R152a	$C_2H_4F_2$	Difluor etan	66	113,5	44,9	-25	-117	1,133	2,51	63,59	2 594	0,886	HFC
R502	R22/R115 (48,8/51,2)	Amestec azeotrop	111,6	82,16	40,74	-45,42		1,126	2,232	58,3	4 417	1,193	HFC
R507	R125/R134a (50/50)	Amestec azeotrop	98,6	71	37,17	-46,73		1,129 (0°C)	2,27	56,22	2 916	1,021	HFC
R404A	R125/R143a/ R134a (44/52/4)	Amestec zeotrop	97,6	73	37,4	-46,46/ -45,74		1,116	2,28	56,76	4 721	1,091	HFC
R407C	R32/R125/ R134a (23/25/52)	Amestec zeotrop	86,2	87	46,19	-44,2 -37		1,139	2,47	57,73	4 760	1,115	HFC
R410A	R32/125 (50/50)	Amestec zeotrop	72,58	72,013	49,26	-51,6/ -51,5		1,172	2,28	66,96	6 434	1,036	HFC
R290	C_3H_8	Propan	44,1	96,8	44,1	-42,2	-187,1	1,140	2,22	57,21	3 457	0,463	HC
R600a	$(CH_3)_3CH$	Izo-butan	58,1	135	36,5	-11,7	-159,6	1,110	2,49	51,3	1 385	0,527	HC
R717	NH_3	Amoniac	17	132,4	113,5	-33,5	-77,9	1,335	2,62	73,6	4 643	0,59	fluid natural
R718	H_2O	Apă	18	374	221	100	0	-	-	-	-	- 0,995	fluid natural
R744*	CO_2	Dioxid de carbon	44	30,98	73,75	-78,5	-56,57	1,31	1,86	72,31	11 673	0,594	fluid natural

*Valorile corespund pentru condițiile de lucru 5/30°C.

Tabelul 15.2.2. Clasificarea agenților frigorifici utilizați în climatizare, din punct de vedere al securității.

Caracteristici Fluidul	Concentrația în aer la care provoacă un amestec exploziv [%vol]	Inflamabilitate			Toxicitate			Caracteristici diverse conform observațiilor
		Concentrația admisibilă în aer		Temperatura de autoinflamabilitate	Leziuni mortale sau foarte grave după câteva minute	Periculos în interval de 30-60 min	Fără leziuni după 1-2 h	
		[%vol]	[g/m^3]	[°C]	La o concentrație în aer [%vol]			
GRUPA -I (fluide care nu ard și care au un efect toxic nul sau foarte slab)								
R744 (CO_2)	-	5	95	-	8	5...6	2...4	c
R11	-	10	570	-	-	-	10	a
R12	-	10	500	-	-	-	20...30	b
R21	-	2,5	100	-	-	10	5	a
R22	-	10	360	-	-	-	20	b
R113	-	2,5	185	-	-	5...10	2,5	a
R114	-	10	720	-	-	-	20...3.	b
R500	-	10	410	-	-	-	20	b
GRUPA II (fluide cu acțiune toxică, care ard în concentrații cu aerul de peste 3,5 % volumic)								
R717(NH_3)	15 ... 28	8	65,17	630	0,5 ... 1	0,2 ... 0,3	0,01 ... 0,03	d, e
R40 (clorură de metil)	7,1 ... 18,5	4	90	625	15 ... 30	2 ... 4	0,005...0,1	f
R764 (SO_2)	-	-	-	-	0,2 ... 1	0,04 ... 0,05	0,005 .. .0,04	d, e
GRUPA III (fluide care se aprind ușor în amestec cu aerul, la concentrații sub 3,5 % volumic)								
R290 (propan)	2,1...9,5	1,2	23,65	470	-	6,3	4,7 ... 5,5	g
R600 (izo butan)	1,8...8,5	0,9	23,65	460	-	-	4,7 ... 5,5	g

OBSERVAȚIE:
Semnificația notațiilor literare din ultima coloană a tabelului:
a) la concentrații ridicate, fluidul este ușor narcotic;
b) la concentrații foarte ridicate, provoacă senzația de sufocare;
c) fluidul nu are miros caracteristic; limitele concentrațiilor toxice și mortale sunt apropiate;
d) miros caracteristic, la concentrații foarte scăzute;
e) iritant la concentrații slabe;
f) foarte narcotic;
g) nu produce leziuni importante, la concentrații inferioare limitei minime de explozie.

Tabelul 15.2.3. Efectele freonilor asupra mediului.

Grupa	Fluidul	ODP (R11=1)	GWP (R11=1)	GWP (CO_2=1) după 100 de ani	Durata de viață atmosferică (ani)	Înlocuiește
CFC	R11	1	1	3500	60-65	-
	R12	0,9...1	2,1...3,05	7300	120-130	-
	R113	0,8...1,07	1,3	4200	90-100	-
	R114	0,6...0,8	4,15	6900	200-210	-
HCFC	R22	0,055	0,34	1500	12-15	R12
	R123	0,02	0,02	120	1,4...2	R11
	R124	0,02	0,1	470	7	R114
	R142b	0,065	0,3...0,46	1800	19-22,4	R114
HFC	R125	0	0,58...0,85	2800	32,6	R22
	R134a	0	0,28	1300	14...15,6	R12, R22
	R143a	0	0,75...1,2	3800	55-64,2	-
	R152a	0	0,03...0,04	140	1,5...8	R12, R22
Amestecuri azeotrope	R500 (R12/R152a)	0,63...0,75	2,2	6000	-	-
	R501 (R12/R22)	0,53	1,7	4200	-	-
	R502 (R22/R115)	0,3...0,34	4,01...5,1	5600	>100	R500
	R507 (R125/R143a)	0	0,68	3300	-	R502
Amestecuri cvasiazeotrope $\Delta T<1$ K	R404A (R125/R143a/R134a)	0	0,6...0,94	3260	-	R502, R22
	R410A (R32/R125)	0	0,5	1725	-	R22
	FX40 (R32/R125/R143a)	0	0,6	3350	-	R22
Amestecuri zeotrope	R407A (R32/R125/R134a)	0	0,14...0,45	1770	-	R502
	R407B (R32/R125/R134a)	0	0,1...0,5	2280	-	R502
	R407C (R32/R125/R134a)	0	0,29...0,37	1525	-	R22

amestec cu aerul, sunt inflamabile și explozive într-un interval limitat de concentrații. Limita de inflamabilitate depășește 3,5 % în volume (amoniacul, clorura de metil și bioxidul de sulf);

III - fluide la care inflamabilitatea și explozivitatea sunt caracteristicile dominante, la o limită sub 3,5 % volumetric. Aceste fluide nu sunt, în general, toxice (hidrocarburile).

Utilizarea unui anumit fluid este admisă după următoarele criterii:

- încadrarea agenților frigorifici utilizați la climatizarea aerului în cele trei grupe menționate în tabelul 15.2.2;
- condițiile de ocupare a clădirii, repartizate în 5 categorii:
  - A- în care se găsesc persoane care se pot deplasa limitat;
  - B - în care pot exista aglomerări de persoane;
  - C - prevăzute pentru dormit;
  - D - cu aglomerări de persoane, din care un număr limitat cunosc măsurile de siguranță generală a clădirii;
  - E - unde au acces numai persoane autorizate sau unde are loc depozitarea și prelucrarea produselor);
- amplasarea elementelor instalației frigorifice (în spațiu închis, în exterior);

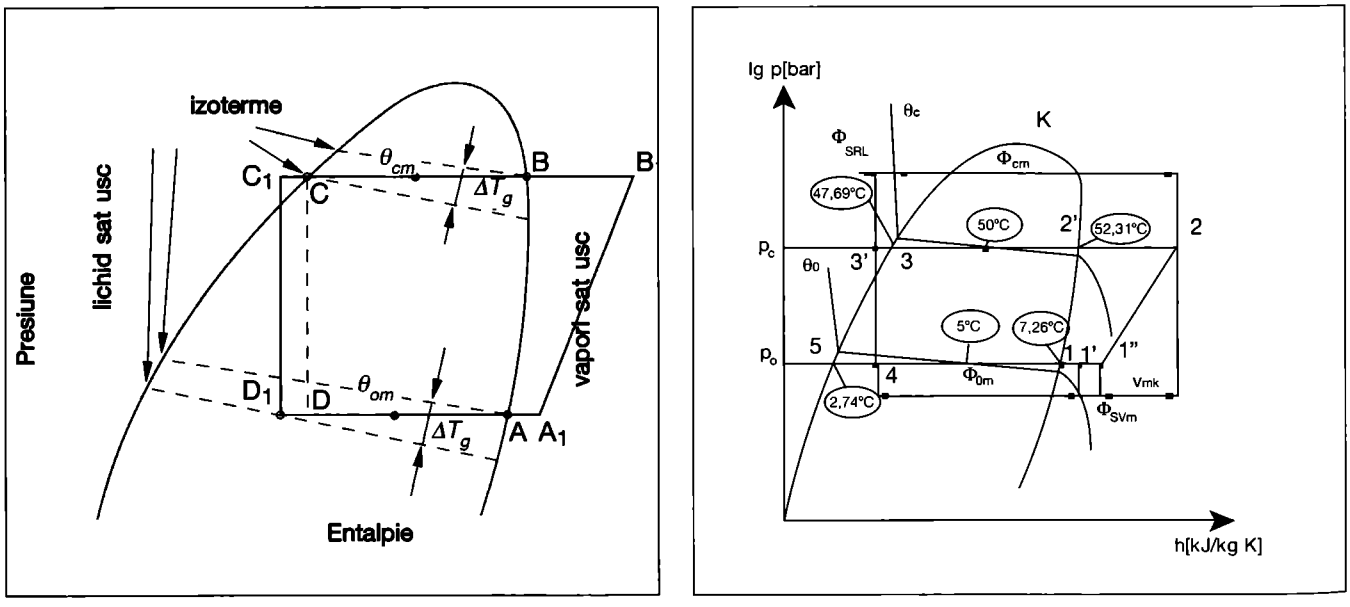


Fig. 15.2.3. Ciclul termodinamic teoretic pentru un amestec zeotrop (a) și cazul concret pentru R407C (b)

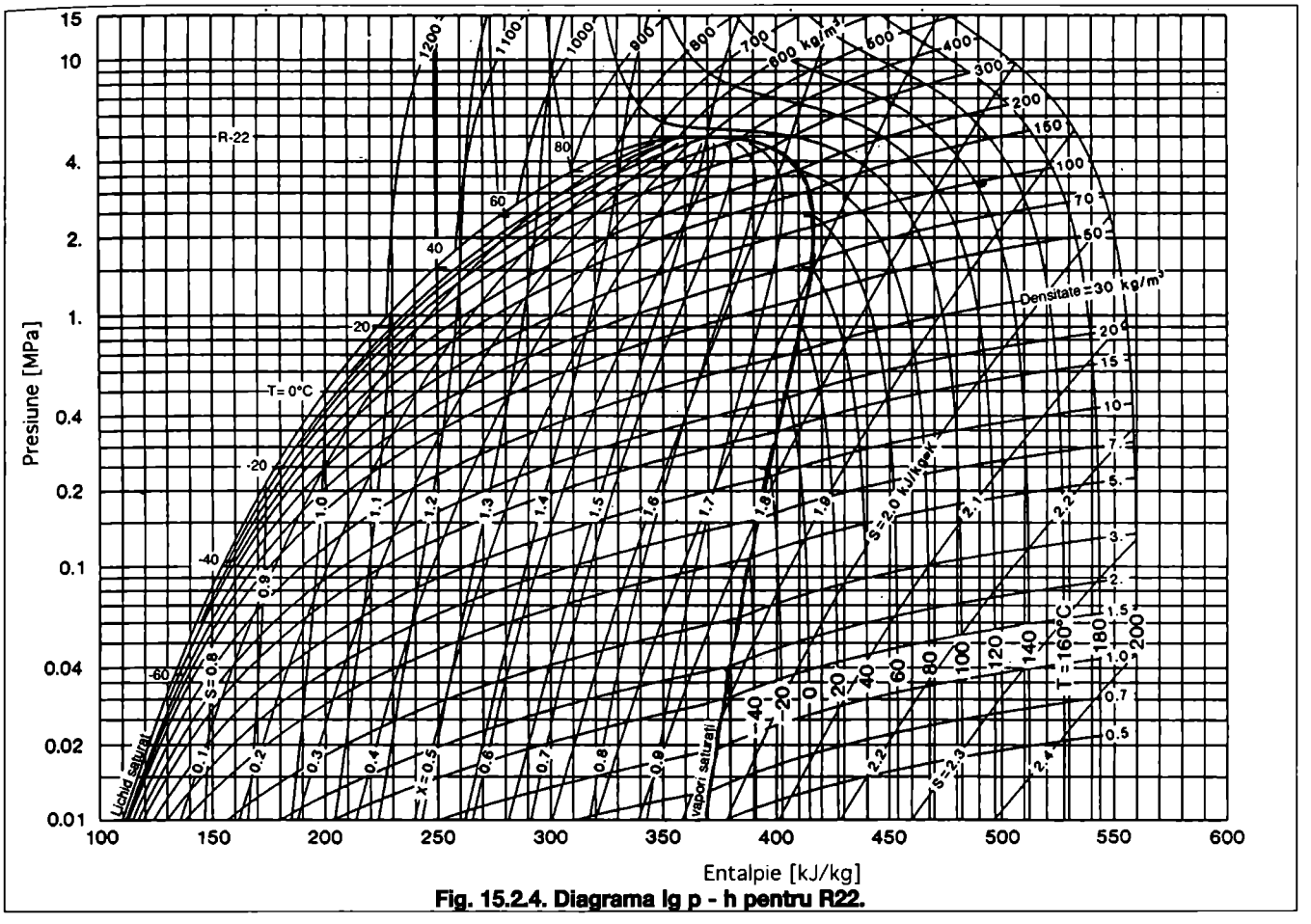


Fig. 15.2.4. Diagrama lg p - h pentru R22.

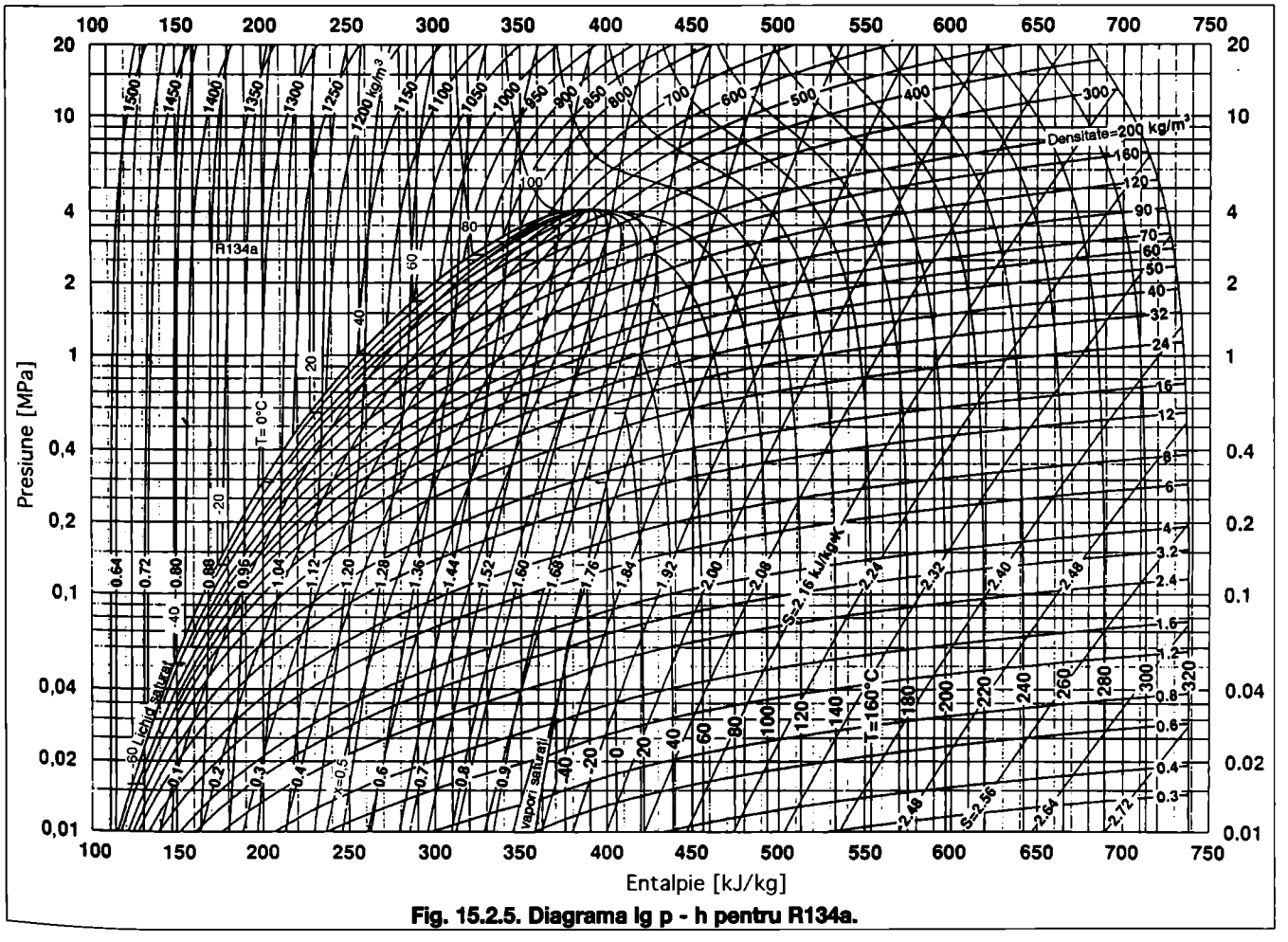


Fig. 15.2.5. Diagrama lg p - h pentru R134a.

- modul de preluare a căldurii (sistem direct sau indirect).

Se stabilește dacă utilizarea unui anumit fluid este admisă sau nu.

• **Freonii.** Se obțin din hidrocarburile saturate (metan, etan) prin înlocuirea parțială sau totală a hidrogenului cu halogeni Cl, F, Br.

Se evidențiază dependența toxicității și inflamabilității lor de numărul atomilor de Cl, respectiv, de H.

Se disting trei clase de freoni:

CFC - clorofluorocarboni;

HCFC - hidroclorofluorocarboni;

HFC - hidrofluorocarboni.

Toți freonii sunt neutri, din punct de vedere chimic, față de oțel și materiale plastice, dar atacă magneziul, aluminiul și aliajele lor. Au un exponent adiabatic k mic, conducând la o temperatură redusă la refularea din compresor. Sunt incolori și inodori. În contact cu o flacără deschisă se descompun (formând acid clorhidric, acid fluorhidric și fosgen). Acest fenomen este utilizat în detectarea scăpărilor de agent, cu lampa haloidă. Pe baza reacției produselor de descompunere cu cupru încălzit la roșu, flacăra lămpii își schimbă culoarea din albastru în verde. Se pot detecta astfel scăpări de agent de peste 1g/zi. Există însă și detectoare electronice sau cu lampă cu raze ultraviolete, mult mai sensibile (detectează câteva g/an).

La temperaturi ridicate (300...500°C) freonii se descompun, eliberând clorul sau fluorul (care pot forma acizii respectivi). Metalele, uleiul și impuritățile accelerează acest proces încât, în realitate, nu trebuie depășite temperaturi mult mai scăzute.

Dizolvarea apei în freoni este diferită. Freonii fără hidrogen (CFC) dizolvă o cantitate mică de apă (20...30 mg/kg), încât restul apei îngheață în zona din instalație aflată la temperaturi negative, obturând ventilul de laminare și provocând serioase deteriorări ale circuitului frigorific. Freonii cu hidrogen (HCFC, HFC) pot dizolva o cantitate mult mai mare de apă (500...600 mg/kg). La un conținut de apă de peste 25 mg/kg, freonii se descompun, formând acizi foarte corozivi (HCl, HF) care atacă uleiul și materialele din care este confecționată instalația.

Tabelul 15.2.4. Proprietățile termodinamice ale R22 la saturație.

Temp. [°C]	Pres. [MPa]	Dens. lichid [kg/m³]	Volum specific vapori [m³/kg]	Entalpie masică [kJ/kg]		Entropie masică [kJ/kg·K]		Căldură specifică c_p [kJ/kg·K]			Viteză sunet [m/s]		Viscozitate μ [Pa·s]		Conductivitate termică λ [W/m·K]		Tens. superfic. σ [N/m²]	Temp. [°C]
				l	v	l	v	l	v	v	l	v	l	v	l	v		
-20,00	0,24529	1346,8	0,09262	177,00	396,97	0,9133	1,7822	1,125	0,667	1,257	751	163	260,1	-	104,8	8,27	-	-20,00
-18,00	0,26477	1340,5	0,08615	179,26	397,81	0,9222	1,7787	1,129	0,674	1,260	742	163	254,7	11,08	103,9	8,40	-	-18,00
-16,00	0,28542	1334,2	0,08023	181,53	398,64	0,9309	1,7752	1,133	0,681	1,263	733	163	249,4	11,16	103,1	8,52	-	-16,00
-14,00	0,30728	1327,9	0,07479	183,81	399,46	0,9397	1,7719	1,137	0,688	1,266	723	163	244,2	11,24	102,2	8,64	-	-14,00
-12,00	0,33040	1321,5	0,06979	186,09	400,27	0,9484	1,7686	1,141	0,695	1,269	714	163	239,1	11,32	101,3	8,77	-	-12,00
-10,00	0,35482	1315,0	0,06520	188,38	401,07	0,9571	1,7653	1,146	0,703	1,273	705	163	234,1	11,40	100,4	8,89	-	-10,00
-8,00	0,38059	1308,5	0,06096	190,69	401,85	0,9657	1,7621	1,151	0,710	1,277	696	163	229,1	11,48	99,6	9,02	-	-8,00
-6,00	0,40775	1301,9	0,05706	193,00	402,63	0,9743	1,7590	1,156	0,718	1,281	686	163	224,2	11,56	98,7	9,14	-	-6,00
-4,00	0,43636	1295,3	0,05345	195,32	403,39	0,9829	1,7560	1,161	0,727	1,285	677	163	219,4	11,64	97,9	9,26	-	-4,00
-2,00	0,46646	1288,6	0,05012	197,66	404,14	0,9915	1,7530	1,166	0,735	1,289	668	163	214,7	11,72	97,0	9,38	-	-2,00
0,00	0,49811	1281,8	0,04703	200,00	404,87	1,000	1,7500	1,171	0,744	1,294	658	163	210,1	11,80	96,2	9,50	-	0,00
2,00	0,53134	1275,0	0,04417	202,35	405,59	1,0085	1,7471	1,177	0,753	1,299	649	163	205,6	11,88	95,3	9,63	-	2,00
4,00	0,56622	1268,1	0,04152	204,72	406,30	1,0170	1,7443	1,183	0,762	1,305	640	163	201,2	11,96	94,5	9,75	-	4,,00
6,00	0,60279	1261,1	0,03906	207,10	406,99	1,0254	1,7415	1,189	0,772	1,310	630	163	196,9	12,04	93,6	9,87	-	6,00
8,00	0,64109	1254,0	0,03676	209,49	407,67	1,0338	1,7387	1,195	0,782	1,316	621	163	192,6	12,12	92,8	9,99	-	8,00
10,00	0,68119	1246,9	0,03463	211,89	408,33	1,0422	1,7360	1,202	0,792	1,323	611	163	188,5	12,20	92,0	10,11	-	10,00
12,00	0,72314	1239,7	0,03265	214,31	408,97	1,0506	1,7333	1,208	0,802	1,330	602	162	184,4	12,28	91,1	10,23	-	12,00
14,00	0,76698	1232,4	0,03079	216,74	409,60	1,0590	1,7306	1,215	0,813	1,337	592	162	180,5	12,36	90,3	10,35	-	14,00
16,00	0,81277	1225,0	0,02906	219,18	410,21	1,0673	1,7280	1,223	0,825	1,345	583	162	176,6	12,44	89,5	10,47	-	16,00
18,00	0,86056	1217,6	0,02744	221,63	410,80	1,0756	1,7254	1,230	0,837	1,353	573	162	172,8	12,52	88,7	10,59	-	18,00
20,00	0,91041	1210,0	0,02593	224,10	411,38	1,0840	1,7228	1,238	0,849	1,361	564	161	169,1	-	87,8	10,71	-	20,00
22,00	0,96236	1202,4	0,02451	226,59	411,93	1,0923	1,7202	1,246	0,862	1,370	554	161	165,4	-	87,0	10,82	-	22,00
24,00	1,0165	1194,6	0,02319	229,09	412,46	1,1006	1,7177	1,254	0,875	1,380	544	160	161,9	-	86,2	10,94	-	24,00
26,00	1,0728	1186,8	0,02194	231,60	412,98	1,1088	1,7151	1,263	0,889	1,391	535	160	158,4	-	85,4	11,06	-	26,00
28,00	1,1314	1178,8	0,02077	234,14	413,46	1,1171	1,7126	1,272	0,904	1,402	525	160	155,0	-	84,6	11,18	-	28,00
30,00	1,1924	1170,7	0,01968	236,69	413,93	1,1254	1,7101	1,282	0,919	1,413	515	159	151,7	-	83,8	11,30	-	30,00
32,00	1,2557	1162,5	0,01864	239,25	414,37	1,1336	1,7075	1,292	0,935	1,426	506	159	148,5	-	83,0	11,42	-	32,00
34,00	1,3215	1154,2	0,01767	241,84	414,79	1,1419	1,7050	1,302	0,952	1,440	496	158	145,4	-	82,2	11,54	-	34,00
36,00	1,3898	1145,7	0,01675	244,44	415,18	1,1501	1,7024	1,313	0,970	1,454	486	158	142,3	-	81,4	11,66	-	36,00
38,00	1,4606	1137,1	0,01589	247,06	415,54	1,1584	1,6999	1,325	0,989	1,470	476	157	139,3	-	80,6	11,78	-	38,00
40,00	1,5341	1128,4	0,01507	249,71	415,87	1,1667	1,6973	1,338	1,009	1,486	466	156	136,3	-	79,8	11,90	-	40,00
42,00	1,6103	1119,5	0,01430	252,37	416,17	1,1749	1,6947	1,351	1,030	1,504	456	156	-	-	79,0	12,02	-	42,00
44,00	1,6892	1110,4	0,01357	255,06	416,44	1,1832	1,6921	1,365	1,052	1,524	446	155	-	-	78,2	12,14	-	44,00
46,00	1,7709	1101,2	0,01288	257,77	416,68	1,1915	1,6894	1,380	1,076	1,545	436	154	-	-	77,4	12,26	-	46,00
48,00	1,8555	1091,8	0,01223	260,51	416,87	1,1998	1,6867	1,396	1,102	1,568	426	153	-	-	76,6	12,38	-	48,00
50,00	1,9431	1082,1	0,01161	263,27	417,03	1,2081	1,6840	1,414	1,129	1,129	415	152	-	-	-	-	-	50,00
55,00	2,1753	1057,1	0,01020	270,31	417,24	1,2291	1,6768	1,464	1,209	1,667	389	150	-	-	-	-	-	55,00
60,00	2,4274	1030,5	0,00895	277,56	417,14	1,2503	1,6692	1,528	1,307	1,762	362	148	-	-	-	-	-	60,00
65,00	2,7008	1001,8	0,00784	285,06	416,65	1,2728	1,6610	1,611	1,435	1,,888	335	145	-	-	-	-	-	65,00
70,00	2,9967	970,4	0,00684	292,90	415,69	1,2940	1,6518	1,726	1,609	2,064	306	142	-	-	-	-	-	70,00
75,00	3,3168	953,3	0,00594	301,18	414,09	1,3169	1,6413	1,896	1,862	2,324	276	138	-	-	-	-	-	75,00
80,00	3,6627	894,8	0,00511	310,10	411,60	1,3413	1,6287	2,176	2,268	2,748	244	134	-	-	-	-	-	80,00
85,00	4,0368	845,1	0,00433	320,05	407,72	1,3680	1,6128	2,725	3,039	3,555	209	129	-	-	-	-	-	85,00
90,00	4,4416	777,5	0,00355	331,98	401,33	1,3998	1,5907	4,186	5,041	5,643	170	124	-	-	-	-	-	90,00
95,00	4,8820	665,4	0,00264	348,86	387,46	1,4442	1,5491	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	95,00
96,14c	4,9900	523,8	0,00191	366,59	366,59	1,4918	1,4918	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	96,14

c=temperatură critică; l=lichid; v=vapori.

Din aceste motive se impune o uscare foarte bună a instalației, prevăzând un filtru deshidrator înaintea detentorului.

Majoritatea freonilor sunt miscibili cu uleiul de ungere a compresorului, în orice proporții și la orice temperatură. Unii freoni (R22, R502) prezintă însă o miscibilitate variabilă cu temperatura: amestecul se separă în două faze la temperaturi scăzute (una cu concentrația în ulei mai mare, cealaltă, cu concentrația mai mică), în funcție de natura uleiului și de concentrația sa în amestec (fig. 15.2.2). Din acest motiv trebuie luate măsuri pentru asigurarea întoarcerii uleiului din vaporizator în compresor.

Freonii tip CFC și HCFC ajunși în stratosferă, suferă o disociere fotolitică, eliberând atomi de clor sau brom care atacă stratul de ozon. Cum ozonul se comportă ca un filtru al radiațiilor solare ultraviolete, absorbind o parte din ele, diminuarea ozonului stratosferic are consecințe grave pentru viețuitoarele pământului, expuse la concentrații superioare de radiații. Este de remarcat durata lungă de viață atmosferică a moleculelor de CFC (fiind astfel cele mai agresive). Moleculele de HCFC, mai puțin stabile și cu mai puțin clor, sunt mai puțin agresive. Freonii

Tabelul 15.2.5. Proprietățile termodinamice ale R134a la saturație.

Temp. [°C]	Pres. [MPa]	Dens. lichid [kg/m³]	Volum specific vapori [m³/kg]	Entalpie masică [kJ/kg]		Entropie masică [kJ/kg·K]		Căldura specifică c_p[kJ/kg·K]		c_p/c_v	Viteză sunet [m/s]		Viscoz. μ[Pa·s]		Conductivitate termică λ[W/m·K]		Tens. superfic. σ[N/m²]	Temp. [°C]
				l	v	l	v	l	v	v	l	v	l	v	l	v		
-20,00	0,13268	1356,2	0,14744	173,82	386,66	0,9009	1,7417	1,282	0,805	1,157	719	146	373,1	10,05	102,6	10,07	14,63	-20,00
-18,00	0,14454	1350,2	0,13597	176,39	387,89	0,9110	1,7399	1,286	0,812	1,159	710	146	363,0	10,14	101,7	10,24	14,33	-18,00
-16,00	0,15721	1344,1	0,12556	178,97	389,11	0,9211	1,7383	1,291	0,820	1,160	700	147	353,3	10,22	100,8	10,42	14,04	-16,00
-14,00	0,17074	1338,0	0,11610	181,56	390,33	0,9311	1,7367	1,296	0,827	1,162	691	147	344,0	10,31	99,9	10,59	13,74	-14,00
-12,00	0,18516	1331,8	0,10749	184,16	391,55	0,9410	1,7351	1,301	0,835	1,164	682	147	335,0	10,40	99,0	10,76	13,45	-12,00
-10,00	0,20052	1325,6	0,09963	186,78	392,75	0,9509	1,7337	1,306	0,842	1,166	672	147	326,3	10,49	98,0	10,93	13,16	-10,00
-8,00	0,21684	1319,3	0,09246	189,40	393,95	0,9608	1,7323	1,312	0,850	1,168	663	147	318,0	10,58	97,1	11,10	12,87	-8,00
-6,00	0,23418	1313,0	0,08591	192,03	395,15	0,9707	1,7310	1,317	0,858	1,170	654	147	309,9	10,67	96,2	11,28	12,58	-6,00
-4,00	0,25257	1306,6	0,07991	194,68	396,33	0,9805	1,7297	1,323	0,866	1,172	644	147	302,2	10,76	95,3	11,45	12,29	-4,00
-2,00	0,27206	1300,2	0,07440	197,33	397,51	0,9903	1,7285	1,329	0,875	1,175	635	147	294,7	10,85	94,3	11,62	12,00	-2,00
0,00	0,,29269	1293,7	0,06935	200,00	398,68	1,000	1,7274	1,335	0,883	1,178	626	147	287,4	10,94	93,4	11,79	11,71	0,00
2,00	0,31450	1287,1	0,06470	202,68	399,84	1,0097	1,7263	1,341	0,892	1,180	616	147	280,4	11,03	92,5	11,96	11,43	2,00
4,00	0,33755	1280,5	0,06042	205,37	401,00	1,0194	1,7252	1,347	0,901	1,183	607	147	273,6	11,13	91,6	12,13	11,14	4,00
6,00	0,36186	1273,8	0,05648	208,08	402,14	1,0291	1,7242	1,353	0,910	1,187	598	147	267,0	11,22	90,7	12,31	10,86	6,00
8,00	0,38749	1267,0	0,05284	210,80	403,27	1,0387	1,7233	1,360	0,920	1,190	588	147	260,6	11,32	89,7	12,48	10,58	8,00
10,00	0,41449	1260,2	0,04948	213,53	404,40	1,0483	1,7224	1,367	0,930	1,193	579	146	254,3	11,42	88,8	12,66	10,30	10,00
12,00	0,44289	1253,3	0,04636	216,27	405,51	1,0579	1,7215	1,374	0,939	1,197	569	146	248,3	11,52	87,9	12,84	10,02	12,00
14,00	0,47276	1246,3	0,04348	219,03	406,61	1,0674	1,7207	1,381	0,950	1,201	560	146	242,5	11,62	87,0	13,02	9,74	14,00
16,00	0,50413	1239,3	0,04081	221,80	407,70	1,0770	1,7199	1,388	0,960	1,206	550	146	236,8	11,72	86,0	13,20	9,47	16,00
18,00	0,53706	1232,1	0,03833	224,59	408,78	1,0865	1,7191	1,396	0,971	1,210	541	146	231,2	11,82	85,1	13,39	9,19	18,00
20,00	0,57159	1224,9	0,03603	227,40	409,84	1,0960	1,7183	1,404	0,982	1,215	532	145	225,8	11,92	84,2	13,57	8,92	20,00
22,00	0,60777	1217,5	0,03388	230,21	410,89	1,1055	1,7176	1,412	0,994	1,220	522	145	220,5	12,03	83,3	13,76	8,65	22,00
24,00	0,64566	1210,1	0,03189	233,05	411,93	1,1149	1,7169	1,420	1,006	1,226	512	145	215,4	12,14	82,4	13,96	8,38	24,00
26,00	0,68531	1202,6	0,03003	235,90	412,95	1,1244	1,7162	1,429	1,018	1,231	503	144	210,4	12,25	81,4	14,15	8,11	26,00
28,00	0,72676	1194,9	0,02829	238,77	413,95	1,1338	1,7155	1,438	1,031	1,238	493	144	205,5	12,36	80,5	14,35	7,84	28,00
30,00	0,77008	1187,2	0,02667	241,65	414,94	1,1432	1,7149	1,447	1,044	1,244	484	143	200,7	12,48	79,6	14,56	7,57	30,00
32,00	0,81530	1179,3	0,02516	244,55	415,90	1,1527	1,7142	1,457	1,058	1,251	474	143	196,0	12,60	78,7	14,76	7,31	32,00
34,00	0,86250	1171,3	0,02374	247,47	416,85	1,1621	1,7135	1,467	1,073	1,259	465	142	191,4	12,72	77,7	14,97	7,05	34,00
36,00	0,91172	1163,2	0,02241	250,41	417,78	1,1715	1,7129	1,478	1,088	1,267	455	142	186,9	12,84	76,8	15,19	6,78	36,00
38,00	0,96301	1154,9	0,02116	253,37	418,69	1,1809	1,7122	1,489	1,104	1,276	445	141	182,5	12,97	75,9	15,41	6,52	38,00
40,00	1,0165	1146,5	0,01999	256,35	419,58	1,1903	1,7115	1,500	1,120	1,285	436	140	178,2	13,10	75,0	15,64	6,27	40,00
42,00	1,0721	1137,9	0,01890	259,35	420,44	1,1997	1,7108	1,513	1,138	1,295	426	140	174,0	13,24	74,1	15,86	6,01	42,00
44,00	1,1300	1129,2	0,01786	262,38	421,28	1,2091	1,7101	1,525	1,156	1,306	416	139	169,8	13,38	73,1	16,10	5,76	44,00
46,00	1,1901	1120,3	0,01689	265,42	422,09	1,2185	1,7094	1,539	1,175	1,318	407	138	165,7	13,52	72,2	16,34	5,51	46,00
48,00	1,2527	1111,3	0,01598	268,49	422,88	1,2279	1,7086	1,553	1,196	1,331	397	137	161,7	13,67	71,3	16,59	5,26	48,00
50,00	1,3177	1102,0	0,01511	271,59	423,63	1,2373	1,7078	1,569	1,218	1,345	387	137	157,7	13,83	70,4	16,84	5,01	50,00
52,00	1,3852	1092,6	0,01430	274,71	424,35	1,2468	1,7070	1,585	1,241	1,360	377	136	153,8	13,99	69,5	17,10	4,76	52,00
54,00	1,4553	1082,9	0,01353	277,86	425,03	1,2562	1,7061	1,602	1,266	1,377	367	135	149,9	14,16	68,5	17,36	4,52	54,00
56,00	1,5280	1073,0	0,01280	281,04	425,68	1,2657	1,7051	1,621	1,293	1,395	358	134	146,1	14,33	67,6	17,63	4,28	56,00
58,00	1,6033	1062,8	0,01212	284,25	426,29	1,2752	1,7041	1,641	1,322	1,416	348	133	142,3	14,51	66,7	17,91	4,04	58,00
60,00	1,6815	1052,4	0,01146	287,49	426,86	1,2847	1,7031	1,663	1,354	1,438	338	132	138,6	14,71	65,8	18,19	3,81	60,00
62,00	1,7625	1041,7	0,01085	290,77	427,37	1,2943	1,7019	1,686	1,388	1,463	328	131	134,9	14,91	64,9	18,48	3,57	62,00
64,00	1,8464	1030,7	0,01026	294,08	427,84	1,3039	1,7007	1,712	1,426	1,490	318	129	131,2	15,12	63,9	18,78	3,34	64,00
66,00	1,9334	1019,4	0,00970	297,44	428,25	1,3136	1,6993	1,740	1,468	1,522	308	128	127,5	15,35	63,0	19,09	3,12	66,00
68,00	2,0234	1007,7	0,00917	300,84	428,61	1,3234	1,6979	1,772	1,515	1,557	298	127	123,9	15,59	62,1	19,40	2,89	68,00
70,00	2,1165	995,6	0,00867	304,29	428,89	1,3332	1,6963	1,806	1,567	1,597	287	126	120,3	15,85	61,2	19,72	2,67	70,00
72,00	2,2130	983,1	0,00818	307,79	429,10	1,3430	1,6945	1,846	1,626	1,642	277	124	116,7	16,12	60,3	20,05	2,46	72,00
74,00	2,3127	970,0	0,00772	311,34	429,23	1,3530	1,6926	1,890	1,693	1,695	267	123	113,1	16,41	59,3	20,39	2,24	74,00
76,00	2,4159	956,5	0,00728	314,96	429,27	1,3631	1,6905	1,941	1,770	1,757	256	121	109,4	16,73	58,4	20,74	2,03	76,00
78,00	2,5227	942,3	0,00686	318,65	429,20	1,3733	1,6881	2,000	1,861	1,830	246	120	105,8	17,08	57,5	21,09	1,83	78,00
80,00	2,6331	927,4	0,00646	322,41	429,02	1,3837	1,6855	2,069	1,967	1,917	235	118	102,1	17,46	56,6	21,46	1,63	80,00
85,00	2,9259	886,2	0,00550	332,27	427,91	1,4105	1,6775	2,313	2,348	2,231	207	113	92,7	18,59	54,3	22,41	1,15	85,00
90,00	3,2445	836,9	0,00461	343,01	425,48	1,4392	1,6663	2,766	3,064	2,832	178	108	82,6	20,15	-	-	0,72	90,00
95,00	3,5916	771,6	0,00374	355,43	420,60	1,4720	1,6490	3,961	4,942	4,424	145	102	70,9	22,59	-	-	0,33	95,00
100,00	3,9721	646,7	0,00265	374,02	407,08	1,5207	1,6093	-	-	-	105	94	53,0	28,86	-	-	0,03	100,00
101,03c	4,0560	513,3	0,00195	38,79	389,79	1,5593	1,5593	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	101,03

c=temperatură critică; l=lichid; v=vapori.

Tabel 15.2.6. Proprietățile termodinamice ale R407C la saturație

Temp [°C]	Presiune [kPa]		Densitate	Volum	Entalpie (kJ/kg)	
	Lichid	Vapori	Lichid [kg/m³]	Vapori [m³/kg]	Lichid	Vapori
1	2	3	4	5	6	7
-20	276,8	211,2	1307,5	0,1096	172,4	402,1
-19	287,5	220,1	1303,8	0,1054	173,7	402,7
-18	378,6	229,2	1300,2	0,1014	175,1	403,4
-17	310	238,7	1296,5	0,0975	176,4	404
-16	321,8	248,5	1296,9	0,0939	177,8	404,6
-15	333,8	258,6	1289,2	0,0904	179,1	405,2
-14	346,3	269	1285,5	0,0871	180,5	405,2
-13	359	279,7	1281,9	0,0839	181,9	406,4
-12	372,2	290,8	1278,2	0,0808	183,2	407
-11	385,7	302,2	1274,5	0,0779	184,5	407,6
-10	399,6	313,9	1270,8	0,0751	185,9	408,2
-9	413,8	326	1267,1	0,0724	187,3	408,8
-8	428,5	338,5	1263,3	0,0699	188,7	409,3
-7	443,5	351,3	1259,6	0,0674	190,1	409,9
-6	458,9	364,5	1255,9	0,0651	191,5	410,5
-5	474,8	378,1	1252,1	0,0628	192,9	411,1
-4	491	392,1	1248,4	0,0607	194,3	411,7
-3	507,7	406,5	1244,6	0,0586	195,7	412,2
-2	524,8	421,2	1240,8	0,0566	197,1	412,8
-1	542,3	436,4	1237	0,0547	198,6	413,4
0	560,3	452	1233,2	0,0528	200	413,9
1	578,7	468	1229,4	0,0511	201,4	414,5
2	597,6	484,5	1225,6	0,0494	202,9	415
3	616,9	501,4	1221,8	0,0478	204,3	415,6
4	636,7	518,7	1217,9	0,0462	205,8	416,1
5	657	536,6	1214,1	0,0447	207,3	416,6
6	677,8	554,8	1210,2	0,0432	208,7	417,2
7	699	573,6	1203,3	0,0418	210,2	417,7
8	720,8	592,8	1202,4	0,0405	211,7	418,2
9	743	612,5	1198,5	0,0392	213,2	418,8
10	765,8	632,8	1194,6	0,0380	214,7	419,3
11	789,1	653,5	1190,7	0,0368	216,2	419,8
12	812,9	674,7	1186,8	0,0356	217,7	420,3
13	837,3	696,5	1182,8	0,0345	219,2	420,8
14	862,2	718,8	1178,8	0,0334	220,8	421,3
15	887,6	741,7	1174,8	0,0324	222,3	421,8
16	913,6	765,1	1170,8	0,0314	223,8	422,3
17	940,2	789,1	1166,8	0,0304	225,4	422,7
18	967,3	813,6	1162,8	0,0295	226,9	423,2
19	995,1	838,7	1158,7	0,0286	228,5	423,7
20	1023,4	864,4	1154,7	0,0277	230,1	424,1
21	1052,3	890,7	1150,6	0,0269	231,6	424,6
22	1081,8	917,6	1146,5	0,0261	233,2	425,1
23	1112	945,1	1142,3	0,0253	234,8	425,5
24	1142,7	973,3	1138,2	0,0246	236,4	425,9
25	1174,1	1002,1	1134	0,0238	238	426,4
26	1206,1	1031,5	1129,9	0,0231	239,7	426,8
27	1238,8	1061,6	1125,6	0,0224	241,3	427,2
28	1272,1	1082,3	1121,4	0,0218	242,9	427,6
29	1306	1123,7	1117,2	0,0211	244,6	428
30	1240,7	1155,9	1112,9	0,0205	246,2	428,4
31	1376	1188,7	1108,6	0,0199	247,9	428,7
32	1412	1222,2	1104,3	0,0193	249,6	429,1
33	1448,7	1256,4	1099,9	0,0188	251,3	429,5
34	1486,1	1291,4	1095,5	0,0182	253	429,8
35	1524,2	1327,1	1091,1	0,0177	254,7	430,2
36	1563	1363,5	1086,7	0,0172	256,4	430,5
37	1602,5	1400,7	1082,2	0,0167	258,1	430,8
38	1642,8	1438,7	1077,7	0,0162	259,9	431,1
39	1683,8	1477,5	1073,2	0,0157	261,6	431,4
40	1725,5	1517	1068,6	0,0153	263,4	431,7
41	1768	1557,4	1064	0,0148	265,2	432
42	1811,3	1598,6	1059,4	0,0144	267	432,3
43	1855,3	1640,6	1054,7	0,014	268,8	432,5
44	1900,2	1683,5	1050	0,0136	270,6	432,8
45	1945,8	1727,2	1045,2	0,0132	272,5	433
46	1992,2	1771,7	1040,4	0,0128	274,3	433,2
47	2039,4	1817,2	1035,5	0,0125	276,2	433,4
48	2087,4	1863,5	1030,6	0,0121	278,1	433,6
49	2136,2	1910,8	1025,7	0,0117	280	433,8
50	2185,9	1959	1020,7	0,0114	281,9	433,9

de tip HFC sunt complet inofensivi pentru ozon. Toți freonii sunt gaze cu efect de seră, absorbind radiațiile infraroșii directe sau reflectate și contribuind la încălzirea atmosferei terestre.

În tabelul 15.2.3 sunt prezentate efectele freonilor asupra mediului, prin potențialul de distrugere a ozonului (ODP) și prin cel global de încălzire (GWP).

Protocolul de la Montreal (16.09.87) și convențiile ulterioare au introdus restricții severe în utilizarea freonilor de tip CFC (mai ales) și HCFC. Cum aceste substanțe erau folosite, în cantități mult mai mari decât cele din industria frigorifică, în alte scopuri (agenți de propulsare a aerosolilor, agenți gonflabili, agenți de degresare), aceste aplicații au fost primele care au renunțat la CFC.

Pentru industria frigorifică, studierea, testarea și impunerea unor substituenți eficace sunt procese îndelungate, necesitând și adaptarea echipamentelor și a materialelor cu care aceste substanțe vin în contact.

În prezent se constată o revenire la fluidele naturale (amoniacul, bioxidul de carbon, apa, hidrocarburile) și orientarea cercetărilor atât spre noi fluide pure de sinteză (freoni) din clasa HFC (ex. R134a) cât și spre amestecuri binare sau ternare de fluide (în special de freoni) care să prezinte proprietăți favorabile comparativ cu cele ale fluidelor pure existente (ODP nul, GWP cât mai redus, presiuni, toxicitate și inflamabilitate reduse).

După comportamentul în transformările de fază există două tipuri de amestecuri:
- **azeotrope**, încadrate în clasa 500 (ex. R502, R507) la care procesul de vaporizare sau de condensare decurge izoterm, ca la fluidele pure;
- **zeotrope**, încadrate în clasa 400 (ex. R404A, R407C) la care transformarea de fază este însoțită de o modificare a temperaturii (crește la vaporizare și scade la condensare), ca în fig. 15.2.3.

Când glisarea temperaturii este importantă (5...7°C la R407C) apar modificări ale concentrației componenților între faza de lichid (cu care se face umplerea instalației) și faza de gaz (în care au loc de regulă scăpările din instalație).

Până când substituenții vor fi disponibili în cantități suficiente se vor folosi încă HCFC (în special R22) ca fluide de tranziție, în instalațiile existente, până la expirarea duratei de viață, în paralel cu HFC (R134a, R507, R407C etc) și fluidele naturale.

Proprietățile termodinamice la saturație și diagramele lg p-h pentru freonii puri R22, R134a și amestecul zeotrop R407C sunt prezentate în tabelele 15.2.4, 15.2.5 și 15.2.6, respectiv în fig. 15.2.4, 15.2.5 și 15.2.6.

Tabelul 15.2.7. Proprietățile termodinamice ale amoniacului la saturație.

Temp. [°C]	Pres. [MPa]	Dens. lichid [kg/m³]	Volum specific vapori [m³/kg]	Entalpie masică [kJ/kg]		Entropie masică [kJ/kg·K]		Căldură specifică c_p [kJ/kg·K]		c_p/c_v	Viteză sunet [m/s]		Viscozitate μ [Pa·s]		Conductivitate termică λ [W/m·K]		Tens. superfic. σ [N/m²]	Temp. [°C]
				l	v	l	v	l	v	v	l	v	l	v	l	v		
-20,00	0,19011	664,9	0,62356	108,67	1437,64	0,6542	5,9041	4,501	2,379	1,370	1497	394	221,3	8,49	560,7	18,96	31,18	-20,00
-18,00	0,20760	662,3	0,57413	117,69	1440,30	0,6896	5,8734	4,512	2,404	1,372	1492	395	216,1	8,55	556,7	19,21	30,74	-18,00
-16,00	0,22634	659,8	0,52936	126,74	1442,91	0,7248	5,8433	4,523	2,429	1,375	1487	396	211,0	8,61	552,6	19,47	30,29	-16,00
-17,00	0,24640	657,2	0,48874	135,82	1445,47	0,7599	5,8137	4,534	2,455	1,377	1482	397	206,1	8,67	548,6	19,74	29,85	-14,00
-12,00	0,26785	654,6	0,45182	144,91	1447,97	0,7947	5,7846	4,545	2,482	1,380	1476	397	201,4	8,73	544,5	20,01	29,41	-12,00
-10,00	0,29075	652,0	0,41823	154,03	1450,42	0,8294	5,7559	4,556	2,510	1,383	1470	398	196,8	8,79	540,5	20,29	28,97	-10,00
-8,00	0,31517	649,3	0,38761	163,18	1452,81	0,8638	5,7278	4,568	2,538	1,386	1463	399	192,3	8,85	536,5	20,59	28,52	-8,00
-6,00	0,34117	646,7	0,35966	172,35	1455,15	0,8981	5,7001	4,580	2,567	1,389	1456	400	188,0	8,91	532,4	20,89	28,08	-6,00
-4,00	0,36882	644,0	0,33411	181,54	1457,43	0,9323	5,6728	4,592	2,597	1,393	1449	400	183,8	8,97	528,3	21,20	27,64	-4,00
-2,00	0,39821	641,3	0,31073	190,76	1459,65	0,9662	5,6460	4,604	2,628	1,396	1441	401	179,7	9,03	524,3	21,51	27,20	-2,00
0,00	0,42941	638,6	0,28929	200,00	1461,81	1,000	5,6196	4,617	2,660	1,400	1433	401	175,8	9,09	520,2	21,84	26,76	0,00
2,00	0,46248	635,9	0,26962	209,27	1463,91	1,0336	5,5936	4,630	2,692	1,404	1424	402	171,9	9,15	516,2	22,17	26,32	2,00
4,00	0,49749	633,2	0,25154	218,57	1465,94	1,0671	5,5679	4,643	2,726	1,408	1415	402	168,2	9,21	512,1	22,50	25,88	4,00
6,00	0,53454	630,4	0,23491	227,89	1467,91	1,1004	5,5426	4,656	2,760	1,413	1406	403	164,6	9,27	508,0	22,85	25,45	6,00
8,00	0,57370	627,6	0,21959	237,24	1469,82	1,1335	5,5177	4,670	2,795	1,417	1396	403	161,0	9,33	503,9	23,19	25,01	8,00
10,00	0,61504	624,8	0,20545	246,62	1471,66	1,1666	5,4931	4,683	2,831	1,422	1387	403	157,6	9,40	499,8	23,55	24,57	10,00
12,00	0,65865	622,0	0,19240	256,03	1473,43	1,1994	5,4688	4,698	2,868	1,427	1376	404	154,2	9,46	495,7	23,90	24,14	12,00
14,00	0,70461	619,1	0,18034	265,46	1475,13	1,2321	5,4448	4,712	2,906	1,433	1366	404	150,9	9,52	491,6	24,27	23,70	14,00
16,00	0,75301	616,2	0,16917	274,93	1476,75	1,2647	5,4212	4,727	2,945	1,439	1355	404	147,8	9,58	487,5	24,63	23,27	16,00
18,00	0,80392	613,3	0,15882	284,43	1478,30	1,2972	5,3977	4,742	2,985	1,445	1343	404	144,6	9,64	483,3	25,00	22,83	18,00
20,00	0,85744	610,4	0,14923	293,96	1479,78	1,3295	5,3746	4,758	3,027	1,451	1332	404	141,6	9,71	479,2	25,38	22,40	20,00
22,00	0,91364	607,5	0,14032	303,52	1481,18	1,3617	5,3517	4,774	3,069	1,458	1320	405	138,7	9,77	475,0	25,75	21,96	22,00
24,00	0,97262	604,5	0,13204	313,11	1482,49	1,3937	5,3290	4,791	3,113	1,465	1308	405	135,8	9,83	470,9	26,13	21,53	24,00
26,00	1,0345	601,5	0,12434	322,73	1483,72	1,4257	5,3066	4,808	3,158	1,473	1295	405	133,0	9,90	466,7	26,52	21,10	26,00
28,00	1,0993	598,4	0,11717	332,39	1484,87	1,4575	5,2844	4,825	3,204	1,481	1283	405	130,3	9,96	462,5	26,91	20,67	28,00
30,00	1,1671	595,4	0,11048	342,08	1485,93	1,4892	5,2623	4,843	3,252	1,489	1270	405	127,6	10,02	458,3	27,30	20,24	30,00
32,00	1,2381	592,3	0,10424	351,81	1486,90	1,5208	5,2405	4,862	3,301	1,498	1257	404	125,0	10,09	454,1	27,70	19,81	32,00
34,00	1,3123	589,1	0,09842	361,58	1487,78	1,5523	5,2188	4,881	3,352	1,507	1243	404	122,5	10,15	449,9	28,10	19,38	34,00
36,00	1,3898	586,0	0,09297	371,38	1488,56	1,5837	5,1972	4,901	3,405	1,517	1230	404	120,0	10,22	445,6	28,51	18,95	36,00
38,00	1,4708	582,8	0,08788	381,23	1498,24	1,6149	5,1759	4,922	3,459	1,527	1216	404	117,6	10,29	441,4	28,92	18,53	38,00
40,00	1,5553	579,5	0,08311	391,11	1489,82	1,6461	5,1546	4,943	3,516	1,538	1202	404	115,2	10,35	473,1	29,34	18,10	40,00
42,00	1,6434	576,3	0,07864	401,03	1490,30	1,6772	5,1334	4,966	3,574	1,549	1188	403	112,9	10,42	432,8	29,76	17,68	42,00
44,00	1,7352	573,0	0,07445	411,00	1490,67	1,7083	5,1124	4,989	3,635	1,562	1173	403	110,7	10,49	428,5	30,20	17,25	44,00
46,00	1,8308	569,7	0,07051	421,01	1490,92	1,7392	5,0914	5,013	3,698	1,574	1159	402	108,5	10,56	424,2	30,64	16,83	46,00
48,00	1,9303	566,3	0,06682	431,07	1491,07	1,7701	5,0705	5,039	3,764	1,588	1144	402	106,4	10,63	419,9	31,09	16,40	48,00
50,00	2,0339	562,9	0,06334	441,18	1491,09	1,8009	5,0497	5,066	3,832	1,602	1129	401	104,3	10,70	415,6	31,54	15,98	50,00
52,00	2,1415	559,4	0,06007	451,33	1491,00	1,8316	5,0289	5,095	3,903	1,617	1114	401	102,2	10,78	411,2	32,01	15,56	52,00
54,00	2,2534	555,9	0,05699	461,54	1490,78	1,8623	5,0082	5,124	3,977	1,633	1099	400	100,2	10,85	406,8	32,49	15,14	54,00
56,00	2,3696	552,4	0,05409	471,80	1490,43	1,8929	4,9875	5,156	4,055	1,650	1083	399	98,3	10,93	402,4	32,98	14,72	56,00
58,00	2,4903	548,8	0,05136	482,12	1489,94	1,9235	4,9667	5,190	4,136	1,668	1068	399	96,4	11,00	398,0	33,49	14,30	58,00
60,00	2,6154	545,2	0,04878	492,50	1489,32	1,9541	4,9460	5,225	4,221	1,687	1052	398	94,5	11,08	393,6	34,00	13,88	60,00
62,00	2,7452	541,5	0,04634	502,94	1488,55	1,9846	4,9252	5,263	4,310	1,707	1036	397	92,7	11,16	389,1	34,54	13,47	62,00
64,00	2,8798	537,7	0,04404	513,45	1487,63	2,0151	4,9044	5,303	4,404	1,728	1020	396	90,9	11,24	384,6	35,09	13,05	64,00
66,00	3,0193	534,0	0,04186	524,03	1486,56	2,0456	4,8836	5,346	4,502	1,751	1004	395	89,1	11,32	380,1	35,66	12,64	66,00
68,00	3,1637	530,1	0,03980	534,68	1485,33	2,0762	4,8626	5,392	4,606	1,775	987	394	87,4	11,41	375,6	36,25	11,22	68,00
70,00	3,3133	526,2	0,03785	545,41	1483,94	2,1067	4,8416	5,441	4,716	1,801	971	393	85,7	11,50	371,0	36,86	11,81	70,00
75,00	3,7103	516,1	0,03340	572,62	1479,67	2,1832	4,7884	5,581	5,019	1,874	929	390	81,5	11,73	359,4	38,49	10,79	75,00
80,00	4,1418	505,6	0,02949	600,44	1474,20	2,2601	4,7342	5,749	5,374	1,960	886	387	77,6	11,98	347,6	40,29	9,77	80,00
85,00	4,6099	494,5	0,02605	628,97	1467,38	2,3377	4,6785	5,955	5,794	2,064	842	383	73,7	12,26	335,6	42,31	8,76	85,00
90,00	5,1167	482,8	0,02299	658,36	1459,01	2,4163	4,6209	6,211	6,302	2,192	796	379	70,0	12,56	323,1	44,57	7,76	90,00
95,00	5,6643	470,3	0,02027	688,77	1448,84	2,4963	4,5608	6,535	6,933	2,353	749	374	66,4	12,91	310,2	47,15	6,77	95,00
100,00	6,2553	456,9	0,01783	720,44	1436,53	2,5783	4,4973	6,959	7,739	2,562	701	368	62,7	13,31	296,8	50,11	5,79	100,00

l=lichid; v=vapori.

• **Amoniacul (NH_3).** Este o substanță anorganică, naturală, utilizată ca fluid frigorific cu simbolul R717. În condiții normale se prezintă ca un gaz incolor, cu un pronunțat miros înțepător, permițând o detectare ușoară a scăpărilor de agent (sub 0,0005 % volume în aer), producând însă și panică. Este un fluid toxic, cu acțiune iritantă asupra plămânilor și mucoaselor. Prezintă un efect sufocant, valoarea limită de expunere a omului este de 0,0025 % volume în aer. Doza mortală este de 0,3 % volume în aer, după 30...60 min. Din acest motiv, la instalațiile de climatizare se utilizează un agent intermediar, între vaporizatorul instalației frigorifice și aerul tratat. La concentrații de aer de 15...28 % în volume, amestecul se aprinde ușor și poate exploda. Temperatura de inflamabilitate este de 630°C. Detectarea locurilor de scăpare a amoniacului din instalație nu se va face cu o baghetă de pucioasă arzând, ci cu hârtie umezită în fenolftaleină, care se colorează în roșu în contact cu amoniacul, sau cu detectoare electronice.

Este puternic absorbit de apă (1 l apă la θ=0 °C dizolvă 1 150 l amoniac), formând soluția hidroamoniacală, utilizată în instalațiile cu absorbție. Prezența apei sau aerului umed în instalație nu deranjează, dar, cum dizolvarea în apă este foarte exotermă (arde ochii, gura, căile respiratorii), trebuie luate măsuri de protecție a personalului de exploatare. În prezența apei atacă cuprul și aliajele sale (bronzul, alama). Cum aceste metale, maleabile și ductile, permit o prelucrare ușoară chiar și a țevilor cu diametre reduse, instalațiile de amoniac, utilizând conducte din

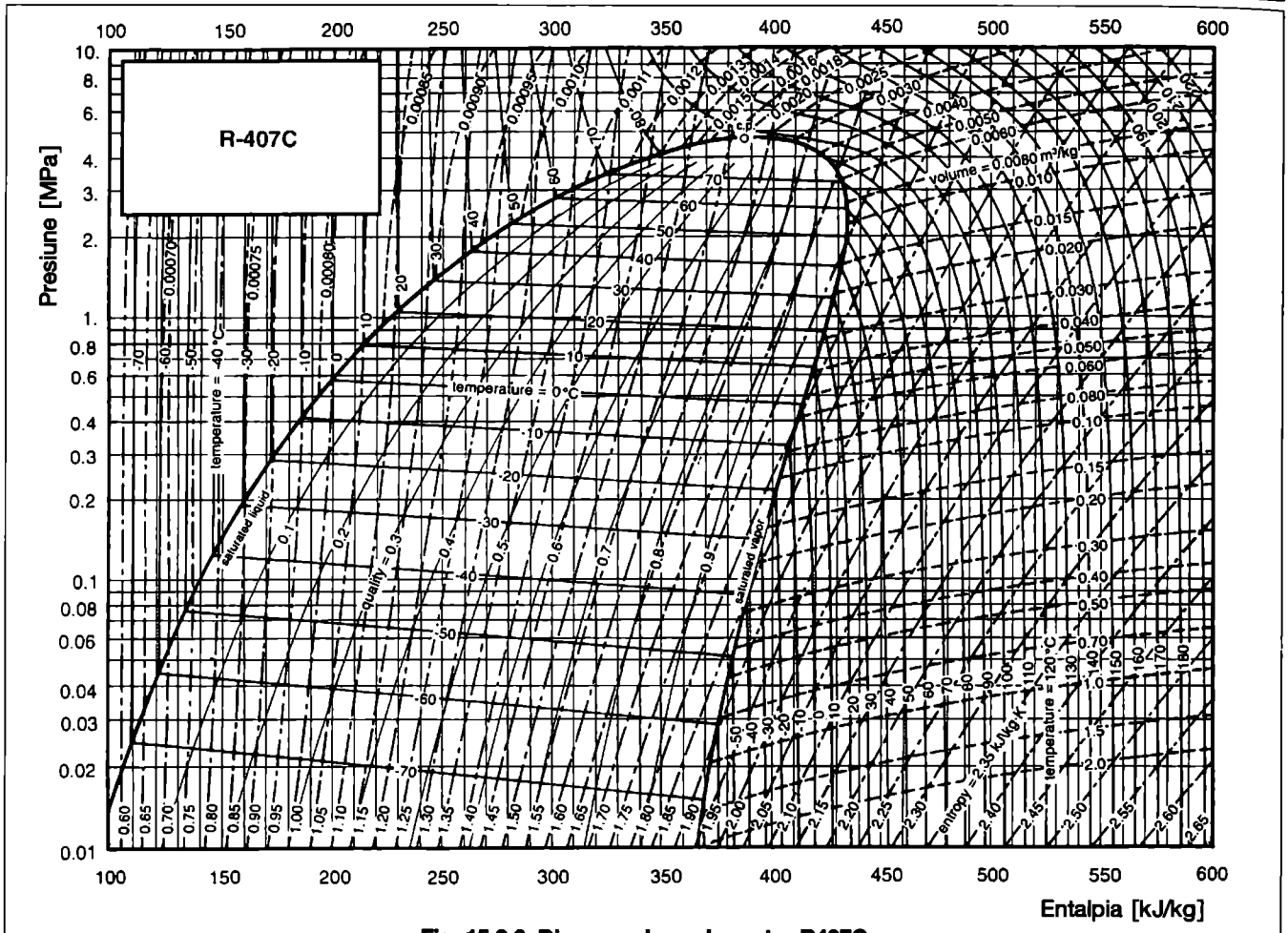


Fig. 15.2.6. Diagrama lg p - h pentru R407C

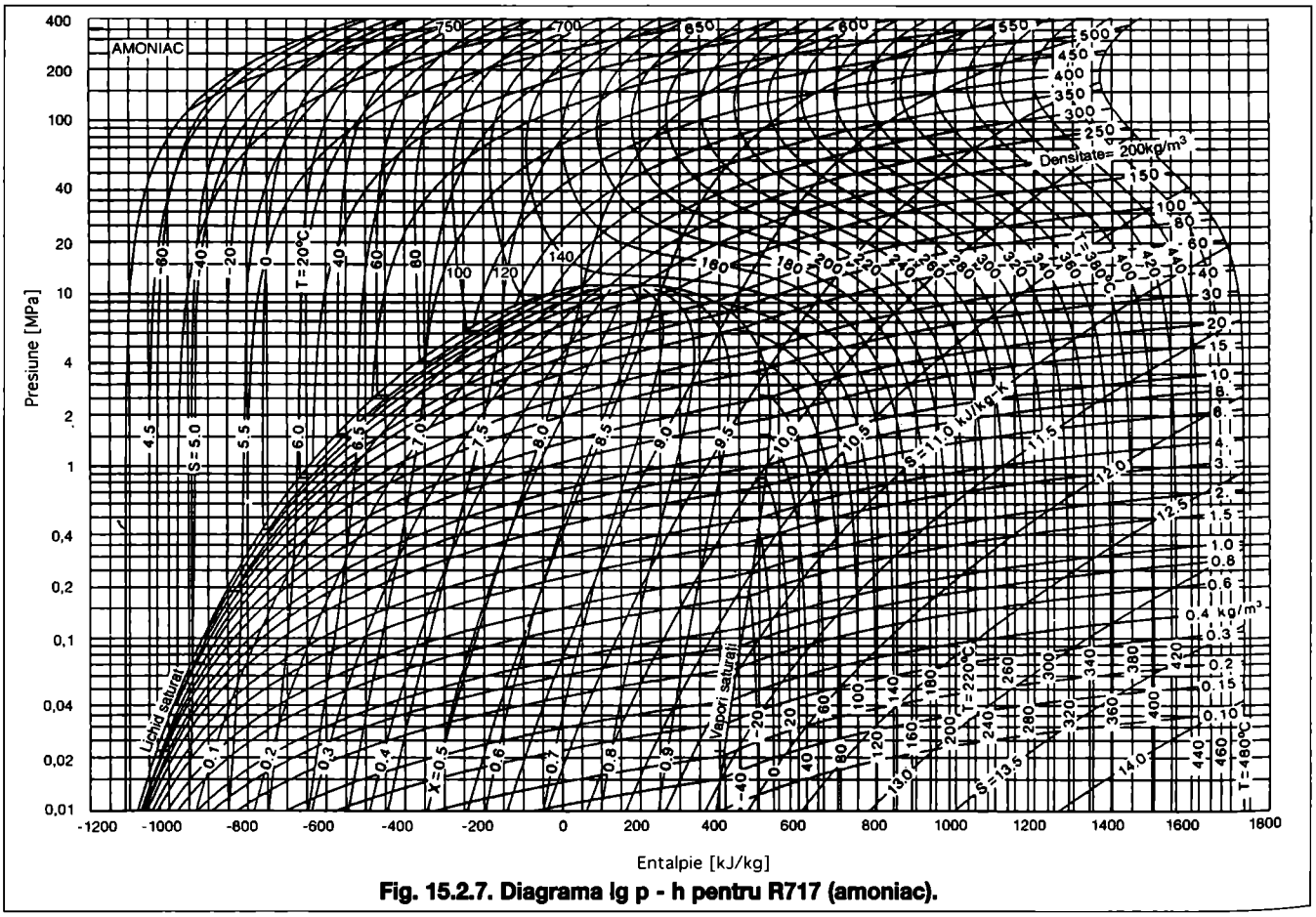


Fig. 15.2.7. Diagrama lg p - h pentru R717 (amoniac).

Tabel 15.2.8. Proprietăți fizice ale agenților intermediari

Concentrația masică	Punctul de congelare	Greutate specifică	Temperatură	Căldura specifică	Viscozitate cinematică	Conductivitate termică	Criteriul Prandtl
ξ	$\theta_{congelare}$	ρ	θ	c_p	$v \cdot 10^6$	λ	Pr=v/a
[%]	[°C]	[kg/m³]	[°C]	[kJ/kg·K]	[m²/s]	[W/m·K]	[-]
1	2	3	4	5	6	7	8
Soluție de clorură de sodiu - apă ($NaCl-H_2O$)							
7	-4,4	1050	+20	3,84	1,03	0,593	6,95
			+10	3,835	1,345	0,576	9,4
			0	3,83	1,78	0,559	12,7
			-4	3,82	2,06	0,556	14,8
11	-7,5	1080	+20	3,67	1,06	0,293	7,2
			+10	3,68	1,41	0,570	9,9
			0	3,675	1,87	0,556	13,4
			-5	3,67	2,26	0,549	16,4
			-7.5	3,67	2,45	0,545	17,9
13,6	-9,8	1100	+20	3,61	1,115	0,593	7,45
			+10	3,60	1,47	0,567	10,3
			0	3,59	1,95	0,554	13,9
			-5	3,58	2,37	0,547	17,1
			-9,8	3,58	3,13	0,540	22,9
Soluție de clorură de calciu - apă ($CaCl_2-H_2O$)							
9,4	-5,2	1080	+20	3,64	1,15	0,584	7,75
			+10	3,635	1,44	0,570	9,88
			0	3,63	2	0,556	14,1
			-5	3,60	2,36	0,549	16,7
14,7	-10,2	1130	+20	3,36	1,32	0,576	8,7
			+10	3,35	1,64	0,563	11,05
			0	3,33	2,27	0,549	15,6
			-5	3,33	2,7	0,542	18,7
			-10	3,31	3,6	0,534	25,3
Soluție de clorură de magneziu - apă ($MgCl_2-H_2O$)							
7,2	-5,0	1060	+20	3,77	1,27	0,573	8,38
			+10	3,755	1,63	0,558	11,6
			0	3,75	2,27	0,545	16,6
			-5	3,73	2,69	0,552	19,3
11,6	-10,3	1100	+20	3,51	1,50	0,566	10,3
			+10	3,49	1,95	0,549	13,6
			0	3,475	2,80	0,535	20,0
			-5	3,46	3,39	0,523	24,4
			-10	3,45	4,16	0,519	30,4
Soluție de etilen glicol - apă ($C_2H_3O_2-H_2O$)							
4,6	-2	1005	+20	4,145	1,07	0,5815	7,7
			+10	4,12	1,365	0,577	9,9
			0	4,10	1,95	0,558	14,4
8,4	-4	1010	+20	4,06	1,17	0,570	8,4
			+10	4,06	1,55	0,558	11,4
			0	4,06	2,23	0,547	16,7
12,2	-5	1015	+20	4,02	1,35	0,547	10,1
			+10	4,00	1,84	0,541	13,8
			0	3,98	2,51	0,535	18,9
16	-7	1020	+20	3,94	1,45	0,535	10,8
			+10	3,915	2,02	0,523	15,4
			0	3,89	2,79	0,512	21,6
			-5	3,89	3,37	0,500	26,6
19,8	-10	1025	+20	3,895	1,63	0,523	12,5
			+10	3,87	2,2	0,512	17
			0	3,85	3,06	0,500	24,2
			-5	3,85	5,73	0,488	30

oțel, vor fi întâlnite pentru puteri frigorifice medii și mari.

Deoarece amoniacul se dizolvă ușor în apă, scăpările în atmosferă, antrenate de precipitații, pot polua apele de suprafață. Dar amoniacul gazos este mai ușor decât aerul (de cca 2 ori), încât scăpările din instalație se ridică rapid în atmosferă, unde se descompun în câteva zile. Scăpările în stare lichidă se evaporă aproape instantaneu (θ_{FN} =-33,5 °C), diminuând riscul unei contaminări a solului.

Nu absoarbe radiațiile infraroșii (deci nu contribuie la efectul de seră teres-tru) și nu atacă ozonul stratosferic (ODP = 0).

Are un exponent adiabatic mare (k=1,335), conducând la un consum ridicat de energie de comprimare și la o temperatură ridicată de supraîncălzire.

Din acest motiv, protecția compresorului contra pătrunderii picăturilor de lichid nu se realizează prin supraîncălzirea vaporilor aspirați, ci prin prevederea unui separator de lichid.

Totuși, toate celelalte proprietăți termodinamice și de transfer termic (temperatura normală de vaporizare, căldura latentă de schimbare de fază, conductivitatea termică, coeficienții de convecție termică) sunt foarte bune, conducând la randamente superioare, la dimensiuni mai reduse și la investiții mai mici pentru instalațiile cu amoniac.

Utilizarea motocompresoarelor ermetice cu amoniac, disponibile deja pe piață, va conduce la extinderea aplicațiilor cu acest agent și către puterile reduse.

Este inert față de oțel, aluminiu și materialele plastice.

Nu este miscibil cu uleiul de ungere, antrenarea uleiului de vaporii de amoniac, în procesul de comprimare, impune separarea lui și returnarea în compresor. Cea mai mare parte se recuperează din amestecul cu vaporii de amoniac, într-un separator de ulei, plasat pe refularea compresorului. Restul se separă din amestecul cu amoniacul lichid, prin decantare, datorită densității mai mari, în condensator, rezervor și vaporizator.

Este ieftin și accesibil (1 kg amoniac costă de 5 ori mai puțin decât 1 kg R22), avantaj care va crește pe măsura reducerii stocurilor de freoni actuali și a utilizării substituenților, mult mai costisitori.

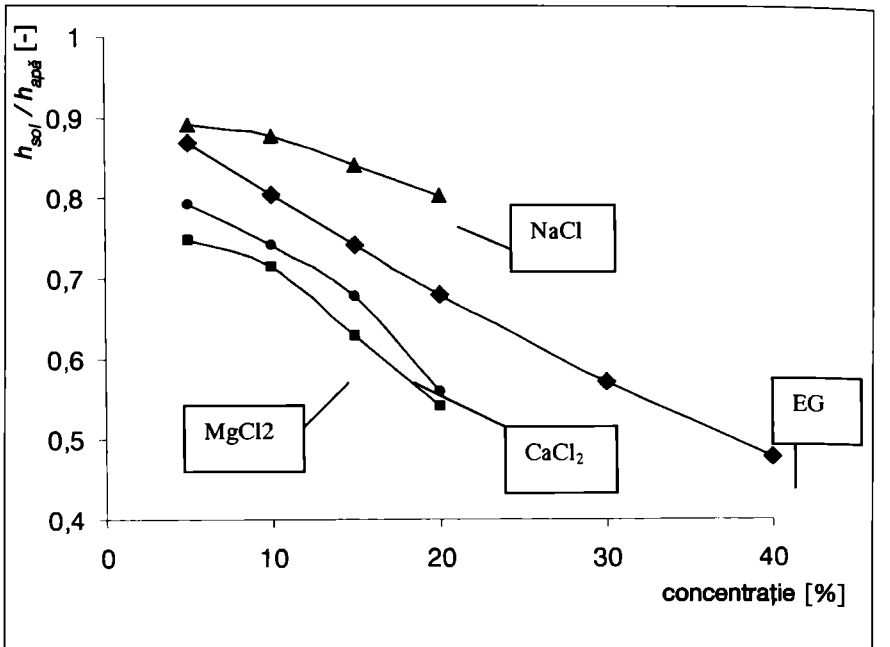


Fig. 15.2.8. Reducerea transferului de căldură în cazul utilizării soluțiilor de sare sau alcool ca agenți intermediari

În tabelul 15.2.7 sunt prezentate proprietățile termodinamice ale amoniacului la saturație, iar în fig. 15.2.7 este prezentată diagrama lg p - h.

• **Bioxidul de carbon (CO_2)** este un fluid natural, utilizat ca agent frigorific cu simbolul R744. Principalele avantaje sunt: accesibilitatea, capacitatea frigorifică volumetrică mare, viscozitate redusă, permițând utilizarea în schimbătoare de căldură cu microcanale, cu un bun transfer de căldură și impact redus asupra mediului *(ODP=0, GWP=1).* Prezintă însă o serie de inconveniente care impun, fie funcționarea instalației frigorifice după un ciclu supercritic (temperatura critică θ_K=*31,35* °C), fie o construcție specială (regimul mare de presiuni). Pentru diminuarea acestui inconvenient, în instalațiile de climatizare se utilizează în amestec cu R152a.

• **Propanul (C_3H_8)** este un fluid natural utilizat ca agent frogorific cu simbolul R290, cu bune proprietăți termodinamice, un regim de presiuni inferior R22, mai ieftin decât freonii clasici și cu un impact redus asupra mediului *(ODP=0, GWP=3).* Este însă inflamabil și exploziv (la concentrații volumice în aer de 2,2...9,5%). Este utilizat de regulă în amestec cu izobunanul (R600a) în instalațiile frigorifice pentru climatizare de mică putere echipate cu compresoare ermetice sau semiermetice.

• **Apa (H_2O).** Ca agent frigorific (cu simbolul R718), apa prezintă o serie de avantaje, cum ar fi: are proprietăți de transfer termic excepționale; este inofensivă față de produsele supuse răcirii și față de organismul uman; vaporii de apă nu sunt inflamabili sau explozivi; este ieftină și accesibilă.

În același timp însă apa prezintă și importante dezavantaje, ca:
- presiunea de vaporizare, corespunzătoare temperaturilor de lucru ca agent frigorific (5...10°C) este foarte scăzută (cca 0,01 bar), favorizând pătrunderea aerului în instalație și necesitând o instalație suplimentară, care să mențină depresiunea necesară funcționării;
- volumul masic al vaporilor este foarte mare, excluzând antrenarea lor cu compresoare cu piston alternativ. Aceste debite mari de vapori sunt vehiculate cu compresoare cu jet în instalațiile cu ejecție, cu compresoare termochimice în instalațiile cu absorbție sau cu turbocompresoare;
- punctul triplu ridicat (θ_s = *0,01* °C), conduce la o aplicabilitate limitată (domeniul climatizării);
- vaporii de apă absorb radiațiile infraroșii, contribuind la încălzirea atmosferei.

Tabel 15.2.9. Reducerea performanțelor răcitoarelor de lichid când funcționează cu apă gliconată

Concentrație etilenglicol [%]	R134a		R407C	
	Φ_0 [%]	*COP* [%]	Φ_0 [%]	*COP* [%]
0	100	100	100	100
5	99,19	99,2	99,12	99,6
10	98,43	98,4	98,36	98,8
15	97,78	97,6	97,74	98
20	97,22	96,8	97,23	97,2
30	96,41	95,6	96,35	96
40	96,01	94,4	95,97	94,8

15.2.2. Agenți intermediari

Sunt folosiți în instalațiile cu răcire indirectă, la care contactul agenților frigorifici cu mediul răcit poate avea consecințe negative (instalațiile cu amoniac). Ca agenți intermediari se folosesc aerul, apa (la $\theta > 0°C$) și soluțiile de apă cu săruri minerale sau cu alcooli (la $\theta < 0°C$). Temperatura de solidificare a soluției este dependentă de concentrația de sare sau alcool, până la atingerea punctului eutectic.

Soluțiile de sare cu apă (saramuri) utilizate frecvent, folosesc clorura de calciu ($CaCl_2$), clorura de sodiu (NaCl) și clorura de magneziu ($MgCl_2$). Sunt ieftine dar în timp se depun, conducând la obturarea țevilor, și au efect coroziv. Pentru reducerea acestui efect li se adaugă inhibitori de corozivitate.

Soluțiile alcoolice, mai scumpe dar fără depuneri, folosesc etilenglicolul sau metanolul.

În tabelul 15.2.8 sunt prezentate proprietățile fizice utilizate ca agenți intermediari.

Soluția de sare sau alcool modifică performanțele echipamentelor din instalația frigorifică (puterea frigorifică a răcitorului de lichid, pierderile de sarcină).

Astfel, transferul de căldură se reduce față de cazul utilizării apei pure, conform relației (15.2.3):

$$\frac{h_{sol}}{h_{apă}} = \left(\frac{\lambda_{sol}}{\lambda_{apă}}\right)\left(\frac{\nu_{apă}}{\nu_{sol}}\right)^{0,8}\left(\frac{Pr_{sol}}{Pr_{apă}}\right)^{0,4} \quad (15.2.3)$$

unde:

h - coeficientul de convecție al căldurii,
λ - conductivitatea termică,
ν - viscozitatea cinematică,
Pr - criteriul Prandtl al soluției sau al apei.

În fig. 15.2.8 sunt prezentate rezultatele obținute cu această relație pentru diferite soluții utilizate ca agenți intermediari în funcție de concentrație.

Reducerea transferului de căldură pe partea fluidului intermediar conduce și la o reducere a performanțelor răcitorului de lichid (chiller), evident mai puțin pronunțată având în vedere că dominant este transferul de căldură pe partea fluidului frigorific care vaporizează. Influența tipului de fluid frigorific utilizat R134a, R407C) este foarte redusă, totuși programele de selecție a echipamentelor firmelor constructoare sunt elaborate pentru fiecare fluid. În tabelul 15.2.9 sunt prezentate procentual reducerile puterii frigorifice Φ_0 și a coeficientului de performanță COP, pentru două chillere care funcționează cu R134a, respectiv cu R407C, în cazul utilizării unei soluții cu apă și etilen glicol cu diferite concentrații.

Creșterea densității și a viscozității soluției față de apă conduce la o creștere a debitului masic și a pierderii de sarcină din circuitul agentului intermediar. În tabelul 15.2.10 sunt prezentate aceste influențe asupra modulului hidraulic al unui răcitor de lichid (12/7 °C) cu puterea frigorifică $\Phi_0 = 200$ kW, funcționând cu apă gliconată.

Pierderea de sarcină liniară în con-

Tabel 15.2.10. Variația debitului masic $\dot{M}_s$ și a pierderilor de sarcină Δp_s cu concentrația soluției gliconate, la un răcitor de lichid cu $\Phi_0 = 200$ kW

Concentrație [%]	0	5	10	15	20	30	40
$\dot{M}_s$ [l/s]	9,5	9,55	9,7	9,8	9,9	10,3	10,7
Δp_s [Pa]	19959	20874	22070	23554	25335	29814	35568

Tabel 15.2.11. Majorarea căderii de presiune în conducte pentru agenți intermediari

	SOLUȚIE ETILEN GLICOL - APĂ ($C_2H_3O_2$ - H_2O)		SOLUȚIE CLORURĂ DE CALCIU - APĂ ($CaCl_2$ - H_2O)		SOLUȚIE CLORURĂ DE SODIU - APĂ ($NaCl_2$ - H_2O)		SOLUȚIE CLORURĂ DE MAGNEZIU - APĂ ($MgCl_2$ - H_2O)	
Viteza [m/s]	Concentrația masică ξ [%]	Δp [%]	Concentrația masică ξ [%]	Δp [%]	Concentrația masică ξ [%]	Δp [%]	Concentrația masică ξ [%]	Δp [%]
0,5	0	1	0	1	0	1	0	1
	5	1,026	5	1,094	5	1,046	5	1,076
	10	1,057	10	1,113	10	1,092	10	1,152
	15	1,092	15	1,188	15	1,144	15	1,260
	20	1,129	20	1,282	20	1,206	20	1,393
	30	1,208	-	-	-	-	-	-
	40	1,297	-	-	-	-	-	-
1	0	1	0	1	0	1	0	1
	5	1,022	5	1,089	5	1,045	5	1,069
	10	1,049	10	1,108	10	1,089	10	1,139
	15	1,078	15	1,177	15	1,138	15	1,236
	20	1,110	20	1,263	20	1,195	20	1,355
	30	1,178	-	-	-	-	-	-
	40	1,256	-	-	-	-	-	-
1,5	0	1	0	1	0	1	0	1
	5	1,001	5	1,182	5	1,039	5	1,158
	10	1,023	10	1,286	10	1,078	10	1,317
	15	1,049	15	1,363	15	1,320	15	1,421
	20	1,076	20	1,457	20	1,384	20	1,549
	30	1,136	-	-	-	-	-	-
	40	1,204	-	-	-	-	-	-
2	0	1	0	1	0	1	0	1
	5	1,007	5	1,043	5	1,038	5	1,136
	10	1,176	10	1,085	10	1,077	10	1,272
	15	1,202	15	1,318	15	1,113	15	1,367
	20	1,231	20	1,405	20	1,339	20	1,483
	30	1,294	-	-	-	-	-	-
	40	1,366	-	-	-	-	-	-

Tabelul 15.2.12. Temperatura normală de vaporizare a componentelor soluțiilor binare utilizate în instalațiile cu absorbție.

Soluția	Simbol	Temperatura de vaporizare [°C] la 1 bar	
		Dizolvant	Agent frigorific
Apă - Amoniac	H_2O - NH_3	100 (Apa)	-33,4 (NH_3)
Bromură de litiu - Apa	BrLi - H_2O	1 265 (BrLi)	100 (Apa)

ducte circulare cu diametrul d și lungimea l se determină cu relația:

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad [Pa] \qquad (15.2.4)$$

unde:

ρ - este densitatea lichidului [kg/m^3],

v - este viteza lichidului [m/s],

λ - este coeficientul de rezistență hidraulică liniară Darcy-Weissbach, care pentru mișcare turbulentă în conducte rugoase (oțel) se determină cu relațiile Colebrook-White (2.4.33) sau Prandtl-Nicuradse (2.4.34) din volumul de instalații sanitare.

Pentru aprecierea pierderii de sarcină din întregul circuit al agentului intermediar (între chiller și consumatorul de frig), față de pierderea de sarcină liniară pentru apă în conducte din oțel sau alte materiale (prezentată de nomogramele din fig. 2.4.63...67 din volumul de instalații sanitare), în cazul utilizării soluțiilor cu apă cu sare sau alcool se poate utiliza și tabelul 15.2.11 în care se prezintă majorarea în funcție de concentrație și viteză.

15.2.3. Soluții pentru instalații cu absorbție

Instalațiile cu absorbție utilizează o soluție binară, un component fiind mediul dizolvant (absorbant) al celuilalt component, mai volatil, care este agentul frigorific.

Dizolvantul trebuie să prezinte o mare afinitate pentru fluidul frigorific, la temperaturi scăzute, pentru a se realiza absorbția acestuia în soluție. Pe măsură ce temperatura soluției crește, afinitatea dizolvantului trebuie să scadă, permițând eliberarea agentului frigorific din soluție, în faza de desorbție. Pentru a degaja vapori cât mai puri de agent frigorific, trebuie să existe o diferență cât mai mare între temperaturile de fierbere ale celor doi componenți.

Mai multe cupluri binare au stat la baza realizării unor asemenea instalații. J. Leslie a realizat în 1810 prima instalație cu acid sulfuric - apă apoi, în 1859, F. Carré a introdus cuplul apă - amoniac iar, în 1945, societatea Carrier a utilizat soluția de bromură de litiu - apă. În ultimii ani s-au studiat și alte soluții (ex., metilamină - apă), dar singurele variante care s-au impus sunt cele bazate pe soluția apă - amoniac, mai ales prin perfecționările termodinamice aduse de E. Altenkirch în 1913 și pe soluția bromură de litiu - apă.

Cuplurile binare utilizate prezintă temperaturile normale de vaporizare indicate în tabelul 15.2.12. Se evidențiază diferențele de temperatură între vaporizarea normală a dizolvantului și a agentului frigorific, de cca 133 °C la soluția hidroamoniacală și de 1.165 °C la soluția BrLi - apă. Dacă la primul cuplu, în urma fierberii se obține un amestec de vapori de amoniac și apă (evident, amoniacul fiind mai volatil, va vaporiza, de preferință), la al doilea cuplu se obțin, în urma fierberii, numai vapori de apă.

Caracterizarea stării termodinamice a unei soluții binare necesită, conform legii fazelor de echilibru a lui Gibbs, 3 parametri. Alegând, de regulă, presiunea p și temperatura θ (sau entalpia masică h), pentru cel de-al treilea se folosește participația masică a unui component în soluție ξ (denumit, impropriu, concentrație).

Pentru soluția hidroamoniacală, concentrația este raportată la agentul frigorific (amoniacul):

$$\zeta = \frac{G_{NH_3}}{G_{H_2O} + G_{NH_3}} \quad [\%] \qquad (15.2.5).$$

La soluția BrLi - apă, concentrația este raportată la dizolvant (BrLi):

$$\zeta = \frac{G_{BrLi}}{G_{BrLi} + G_{H_2O}} \quad [\%] \qquad (15.2.6).$$

unde:

G_{NH_3}, G_{H_2O}, G_{BrLi} - masa de amoniac, apă, bromură de litiu.

• **Soluția de BrLi - apă.** Prezintă avantajele utilizării apei ca agent frigorific: căldură foarte mare de vaporizare, presiunea de vapori scăzută (rezultă pereți cu grosime redusă), inofensivă, accesibilă, ieftină.

Bromura de litiu nu este volatilă, încât prin fierbere se obțin vapori puri de agent frigorific (apa).

Diferența redusă dintre presiunea maximă p_c și cea minimă p_o face posibilă comasarea utilajelor componente, asigurându-se mai ușor etanșarea, rezultând o instalație compactă chiar la puteri frigorifice importante.

Dezavantajele datorate apei se referă la necesitatea unei instalații de menținere a depresiunii (atât p_o cât și p_c sunt sub presiunea atmosferică), la volumul masic mare al vaporilor (conducând la dimensiuni mari ale utilajelor) și la limitarea temperaturii de vaporizare la valori peste punctul triplu (practic, $\theta_o > 3$°C).

Bromura de litiu nu absoarbe apa nelimitat, prezentând o limită de solubilitate.

Soluția BrLi - apă este corozivă în contact cu aerul, mai ales la temperaturi ridicate. Se utilizează materiale inoxidabile, inhibitori anticorozivi și construcții speciale ale fierbătorului și absorbitorului.

La concentrații mari și temperaturi scăzute, soluția BrLi - apă cristalizează.

• **Soluția hidroamoniacală.** Prezintă avantajele introduse de amoniac: temperatura normală de vaporizare suficient de scăzută (θ_{0N} = *-33,4* °C), căldură mare de vaporizare, ieftin.

Printre dezavantaje menționăm:

- diferența mică între temperaturile normale de fierbere ale celor doi componenți, încât prin fierberea soluției rezultă atât vapori de amoniac, cât și de apă.
- ținând seama că agentul frigorific nu este pur, vaporizarea acestuia se face pe un interval de temperaturi, cu atât mai mare, cu cât va conține mai multă apă.

15.2.4. Uleiuri frigorifice

La instalațiile cu comprimare mecanică, uleiul are ca principal rol lubrifierea zonelor de contact ale pieselor metalice în mișcare, cu cele fixe, pentru a diminua frecările, evitând astfel griparea lor. Diminuarea frecărilor conduce și la o micșorare a energiei consumate pentru comprimare.

Uleiul participă și la etanșarea zonei de înaltă presiune, față de cea de joasă presiune a compresorului, la răcirea

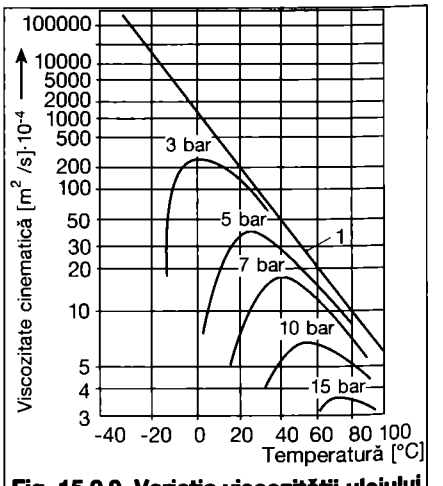


Fig. 15.2.9. Variația viscozității uleiului cu R22, în funcție de presiune și temperatură:

1 - ulei fără agent frigorific.

palierelor, pistoanelor, cilindrilor și a supapelor. În plus, el antrenează particulele solide, rezultate prin fenomenele abrazive și le elimină prin filtre de ulei (prevăzute cu site de 10...40 μm).

Pentru a realiza aceste cerințe, uleiul trebuie să aibă anumite proprietăți particulare, cum ar fi:
- temperatura de congelare cât mai coborâtă (inferioară temperaturii minime din circuitul frigorific);
- temperatura de aprindere și de ardere cât mai ridicate;
- aciditate minerală nulă;
- să nu conțină apă și să nu fie higroscopic;
- să aibă un conținut cât mai redus de compuși parafinici, pentru a nu produce precipitații și depuneri la temperatura scăzută;
- să fie stabil și să-și păstreze potențialul de ungere (viscozitatea, presiunea) pe un domeniu larg de temperaturi (negative și pozitive). Nici un ulei nu îndeplinește toate cerințele solicitate, căutându-se un compromis cât mai avantajos.

Numeroasele puncte ce trebuie unse sunt la originea degajărilor de căldură. Pe măsură ce turația și raportul de compresie cresc, temperatura la sfârșitul comprimării crește. Solicitarea termică a uleiului poate fi importantă, necesitând un răcitor de ulei, pentru ca viscozitatea să rămână în limite acceptabile.

Deși caracteristicile constructive ale palierelor compresoarelor cu piston sau ale turbocompresoarelor sunt destul de diferite, de la un model la altul, experiența arată că toate aceste compresoare funcționează perfect la o presiune eficace a uleiului de 2...3 bar (această presiune reprezentând diferența dintre presiunea la refularea pompei de ulei și presiunea la ieșirea din palierul considerat).

Dacă solubilitatea unui agent frigorific în ulei crește cu presiunea și scade cu temperatura, solubilitatea uleiului în agenții frigorifici depinde doar de temperatură.

Cantitatea de ulei antrenată de vaporii comprimați de agent frigorific depinde nu numai de fluidul frigorific, ci și de presiunea și temperatura de refulare și de tipul și viscozitatea uleiului utilizat. Pentru limitarea antrenării uleiului, se prevede un separator de ulei, în care acesta este recuperat și returnat apoi în compresor.

Pe de altă parte, evoluția viscozității uleiului cu temperatura depinde de cantitatea de agent frigorific dizolvat și de presiune. În fig. 15.2.9 este prezentată dependența viscozității unui ulei cu R22 în funcție de presiune și temperatură. Se constată că, paradoxal, în prezența agentului frigorific, vâscozitatea uleiului crește cu temperatura, la valori scăzute ale acesteia, până la o valoare maximă având, apoi, un comportament normal (scade cu creșterea temperaturii). După viscozitate, uleiurile frigorifice cele mai utilizate sunt clasate conform tabelului 15.2.13.

Alegerea uleiului frigorific trebuie să țină seama și de următoarele considerații: tipul de compresor (cu piston cu mișcare alternativă, cu șurub, centrifugal); tipul de vaporizator (uscat, înecat); tipul de agent frigorific; condițiile de funcționare (temperatura de vaporizare, de refulare și de condensare, presiunea de aspirare și de refulare din compresor).

În momentul actual sunt folosite uleiuri minerale, parafinice sau naftenice, extrase din petrol, sau uleiuri sintetice.

Tabelul 15.2.13. Clasa de viscozitate cinematică (ISO) a uleiurilor frigorifice utilizate în climatizare.

Clasa de viscozitate ISO	Viscozitatea medie la 40 °C [mm²/s]	Limita	
		Inferioară [mm²/s]	Superioară [mm²/s]
VG 15	15	13,5	16,5
VG 22	22	19,8	24,2
VG 32	32	28,8	35,2
VG 46	46	41,4	50,6
VG 68	68	61,2	74,8
VG 100	100	90	110

Tabelul 15.2.14. Principalele uleiuri frigorifice, recomandate pentru regimul de lucru, tipul de vaporizator și tipul de agent frigorific.

Categoria de ulei	Tip ulei	Temperatura limită [°C]							
		Vaporizator uscat				Vaporizator înecat			
		R11,R12,R113, R114,R500	R22	R134a	R717	R11,R12,R113, R114,R500	R22	R134a	R717
Ulei mineral naftenic	Mobil Artic 155; 300	-45	-45	-	-	-30	-30	-	-
Ulei mineral parafinic	Mobil, DTE 26	-45	-	-	-40	-30	-	-	-40
Ulei semisintetic (amestec ulei mineral + alchilbenzenic)	Shell 2212	-40(R500)	-40	-	-	-	-50	-	-25
Ulei sintetic alchilbenzenic	Mobil SHC 400 Esso, Zerice S	-45	-45	-	-	-70	-70	-	-
Ulei sintetic polialfaolefinic (PAO)	Mobil, SHC 200	-50	-	-	-50	-	-	-	-50
Ulei sintetic polialchilenglicol (PAG)	ELF PAG 244, 488	-	-	-45	-	-	-	-	-
Ulei sintetic poliolesteric Castrol	Icematic SW, ELF, Planetelf ACD, Mobil, Arctic EAL	-50	-50	-50	-	-	-	-	-
Amestec poliolesteric + alchilbenzenic		-40	-40	-	-	-35	-35	-	-

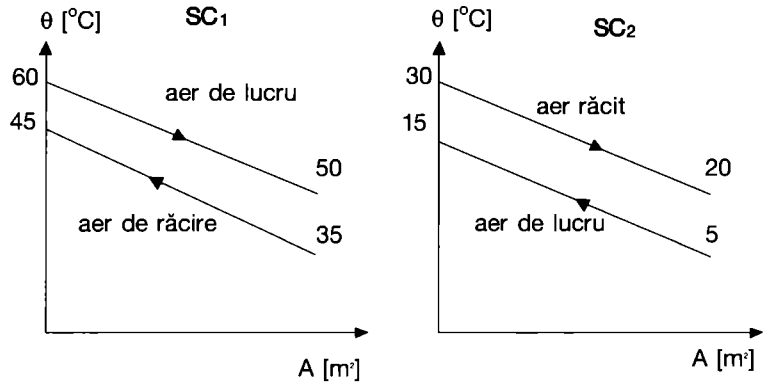


Fig. 15.3.2. Variațiile de temperatură din SC_1 și SC_2

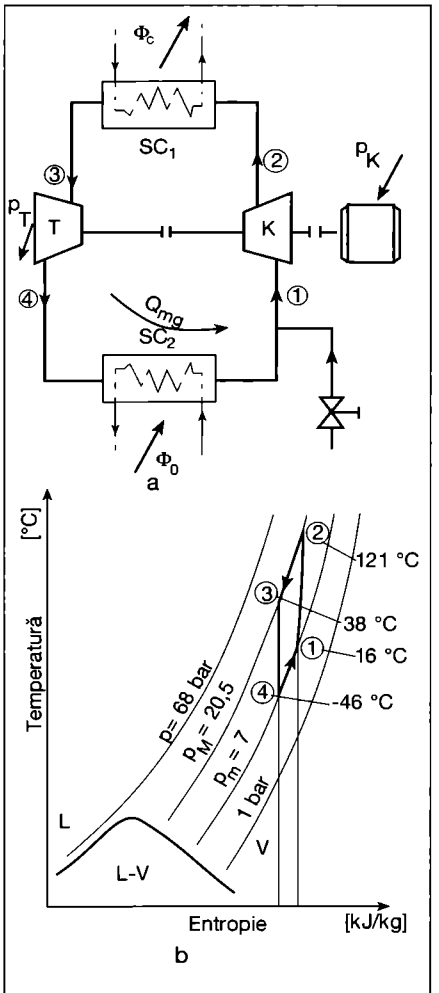


Fig. 15.3.1. Ciclul de răcire Brayton-Joule: *a - schema instalației; b - procesele termodinamice teoretice;* K - compresor; T - turbina; SC_1, SC_2 - schimbătoare de căldură; L - lichid; V - vapori.

- ***Uleiuri minerale***

Uleiurile parafinice au o viscozitate bună. Nu sunt utilizate cu freonii care prezintă defecte de miscibilitate la temperatură scăzută (R22), mai ales când vaporizatorul este de tip înecat.

Uleiurile naftenice au un punct coborât de curgere (-30°C), fiind utilizate la numeroase aplicații. Prezența cerii este însă deranjantă, mai ales în contact cu amoniacul.

- ***Uleiuri sintetice***

Alchil-benzenele sunt miscibile cu R22 la temperatură scăzută și cu uleiurile minerale, dar viscozitatea și puterea lubrifiantă sunt mediocre.

Nafteno-benzenele (semi sintetice) au o miscibilitate intermediară, între uleiurile minerale și cele alchil-benzenice. Viscozitatea este mediocră iar stabilitatea termică medie.

Polialfaolefinele (PAO) prezintă o serie de avantaje: punct de curgere foarte coborât, indice de viscozitate ridicat, excelentă stabilitate termică, absența totală a cerii sau parafinei. Prezintă însă lacune de miscibilitate la temperaturi scăzute cu R22, în vaporizatoare de tip înecat.

Amestecurile PAO + alchil-benzene au o miscibilitate mai bună decât PAO pure, păstrând punctul de curgere coborât și indicele de viscozitate ridicat.

Poliglicolii au un indice de vâscozitate ridicat. Solubilitatea freonilor în aceste uleiuri este redusă. În schimb, miscibilitatea lor cu freonii este variabilă, după tipul de poliglicoli. Prezintă risc de coroziune și sunt incompatibili cu celelalte uleiuri.

Tendința actuală este de a se utiliza mai mult uleiurile sintetice.

Uleiurile sintetice de tip polialchilglicol (PAG) sunt miscibile cu R134a, dar sunt foarte higroscopice. O soluție tehnică acceptabilă o prezintă uleiurile esterice, deja utilizate, însă acestea sunt scumpe și disponibile încă în cantități reduse.

În tabelul 15.2.14 sunt prezentate principalele uleiuri frigorifice, utilizate în funcție de regimul de lucru al vaporizatorului și de tipul de agent frigorific.

Tabel 15.3.1. Parametrii termodinamici ai ciclului Brayton-Joule pentru climatizare

Starea	1	2	3	4
p [bar]	3	5	5	3
θ [°C]	15	60	50	5
h [kcal/kg]	3,8	14,3	11,9	1,7
h [kJ/kg	15,9	59,9	49,8	7,1

15.3. Instalații frigorifice pentru climatizare

15.3.1. Instalații bazate pe destinderea aerului comprimat

Ciclurile supercritice, cu gaze, utilizate, în special, pentru obținerea unor temperaturi foarte scăzute (în criogenia tehnică), sunt aplicate la lichefierea gazelor. Pentru realizarea unor temperaturi mai aproape de cea a mediului ambiant, întâlnite în climatizare, sunt utilizate cicluri cu aer închise sau deschise.

15.3.1.1 Instalația care utilizează ciclul Brayton-Joule

Funcționarea are loc după ciclul Brayton-Joule (2 izentrope - 2 izobare); în exemplul din fig. 15.3.1 evoluția are loc între presiunile de 7 și 20,5 bar.

Instalația cuprinde **compresorul K** în care aerul este comprimat izentropic (procesul 1-2), **schimbătorul de căldură SC_1**, în care aerul comprimat cedează căldură Φ_C către mediu (procesul izobar 2-3), **turbina detentoare T**, în care aerul este destins izentropic (procesul 3-4) și **schimbătorul de căldură SC_2**, în care aerul primește căldura Φ_0 de la mediul pe care îl răcește, consumatorul de frig (procesul izobar 4-1).

Coeficientul de performanță al ciclului Brayton de răcire (raportul dintre efectul util Φ_0 și puterea netă consumată pe ciclu P_{Cnet}) este:

$$COP_B = \frac{\Phi_0}{P_{C_{net}}} = \frac{\Phi_0}{p_K - p_T} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \quad (15.3.1),$$

unde:

h_1, h_2, h_3, h_4 - reprezintă entalpiile ciclului (fig. 15.3.1).

Considerând căldura specifică constantă (uzual la un gaz ideal), cu $T_1/T_4 = T_2/T_3$ se obține forma:

$$COP_B = \frac{T_4}{(T_3 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_3}{T_4} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_M}{P_m}\right)^{\frac{K-1}{K}} - 1} \quad (15.3.2),$$

unde:

T_1, T_2, T_3, T_4 - temperaturile absolute ale ciclului (fig. 15.3.1).

Funcționarea reală este însoțită de pierderi în procesele de comprimare și destindere (frecări), de existența unor diferențe de temperatură între mediile din SC_1 și SC_2, cât și de pierderi de fluid (neetanșeități), astfel încât coeficientul de performanță real este mult diferit de cel ideal. În plus, utilizarea aerului ca agent de lucru conduce la dimensiuni mari ale echipamentelor.

Exemplul de calcul 15.3.1

Se determină parametrii termodinamici, puterile termice și energetice și coeficientul de performată al unei instalații care funcționează după un ciclu Bryton-Joule cu aer, pentru climatizarea unui spațiu în condițiile:

- putere frigorifică $\Phi_0 = 20$ kW
- temperatura aerului răcit $\theta_{aer,1}/\theta_{aer,2} = 30/20$ °C
- temperatura aerului de răcire $\theta_{aer,3}/\theta_{aer,4} = 35/45$ °C

Pe baza variațiilor de temperatură din schimbătoarele de căldură SC_1 și SC_2 (vezi fig. 15.3.2) rezultă temperaturile aerului de lucru care parcurge ciclul Brayton-Joule.

Utilizând diagrama T-s pentru aer (v. fig. 15.3.3) se fixează presiunile de lucru (în concordanță cu evoluția temperaturilor susmenționate): $p_m = 3$ bari și $p_M = 5$ bari. Rezultă parametrii termodinamici ai ciclului teoretic Brayton-Joule (v. tab. 15.3.1).

Puterile masice ale utilajelor din instalație rezultă ca diferențe ale entalpiilor masice din stările finale și inițiale ale proceselor corespunzătoare.

Puterea masică din SC_2:

$\Phi_0 = h_1 - h_4 = 15,9 - 7,1 = 8,8$ kJ/kg

Puterea masică (lucrul mecanic) de comprimare în compresorul K:

$W_{m,k} = h_2 - h_1 = 59,9 - 15,9 = 44$ kJ/kg

Puterea masică din SC_1:

$\Phi_C = h_2 - h_3 = 59,9 - 49,8 = 10,1$ kJ/kg

Puterea masică (lucrul mecanic) de destindere în turbina T:

$W_{m,T} = h_3 - h_4 = 49,8 - 7,1 = 42,7$ kJ/kg

Verificarea bilanțului masic al instalației:

$\Phi_0 + W_{m,K} = 8,8 + 44 = 52,8$ kJ/kg

$\Phi_C + W_{m,T} = 10,1 + 42,7 = 52,8$ kJ/kg

Debitul masic de aer de lucru:

$$\dot{M}_{aer} = \frac{\Phi_0}{\Phi_{0m}} = \frac{20}{8,8} = 2,27 \text{ kg/s}$$

Puterile globale ale compresorului K, răcitorului SC_1 și turbinei T rezultă:

$P_K = \dot{M}_{aer} \cdot W_{m,k} = 2,27 \cdot 44 = 99,88$ kW

$\Phi_C = \dot{M}_{aer} \cdot \Phi_{Cm} = 2,27 \cdot 10,1 = 22,94$ kW

$P_T = \dot{M}_{aer} \cdot W_{m,T} = 2,27 \cdot 42,7 = 96,94$ kW

Coeficientul de performată:

$$COP = \frac{\Phi_0}{P_K - P_T} = \frac{20}{99,88-96,94} = 6,8$$

Cum de regulă puterea turbinei nu se utilizează (se disipează în mediul ambiant), valoarea COP se reduce la:

$$COP = \frac{\Phi_0}{P_K} = \frac{20}{99,88} = 0,2$$

O aplicație interesantă, bazată pe un ciclu Brayton deschis, este utilizarea directă a aerului răcit pentru climatizarea cabinelor avioanelor (fig. 15.3.2).

Avantajele sistemului: aerul comprimat (starea 2) este fie disponibil (se preia de la compresorul motorului de acționare a avionului), fie pentru produ-

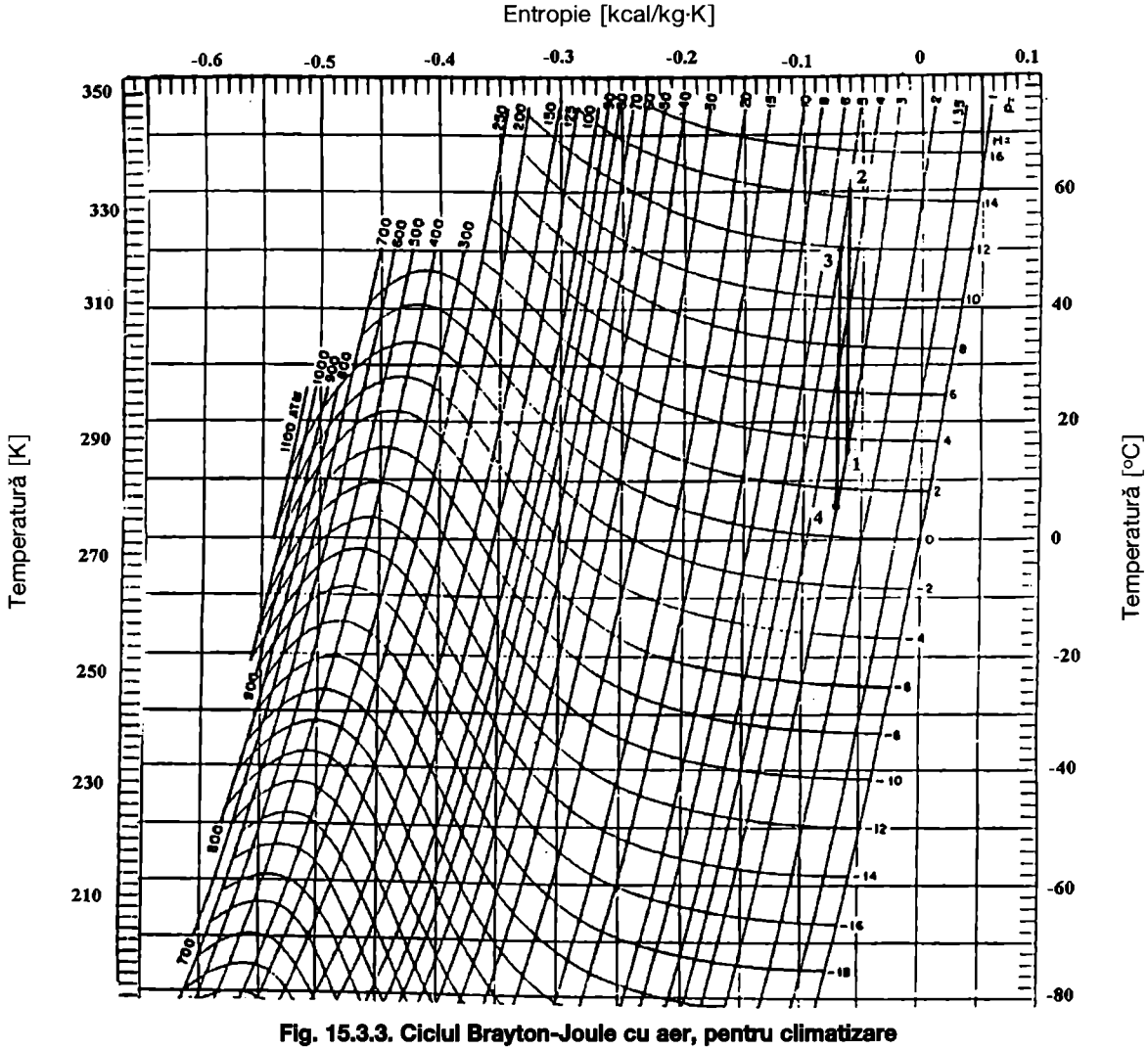


Fig. 15.3.3. Ciclul Brayton-Joule cu aer, pentru climatizare

cerea lui se consumă o cotă infimă din puterea de propulsie; răcirea aerului comprimat (procesul 2-3) se poate realiza cu aer rece, disponibil în cantitate mare în mediul înconjurător; se realizează și împrospătarea aerului din cabină; poate fi asigurată și presurizarea cabinei.

Turația mare a turbinei și viteza ridicată a aerului exterior în SC_1 conduc la dimensiuni rezonabile ale echipamentului, dar zgomotul rămâne un inconvenient care face sistemul inutilizabil în aplicații comerciale sau casnice.

Utilizând și alte cicluri (Stirling, Ericsson - Claude), cât și alte gaze (azot, hidrogen, heliu), domeniile de aplicații ale ciclurilor cu gaze se extind pentru temperaturi de *-100...-260* °C (criogenie).

15.3.1.2 Instalația care utilizează destinderea într-un câmp centrifugal

Răcirea unui gaz comprimat prin destindere într-un câmp centrifugal a fost observată de G. Ranque în 1933 și studiată apoi experimental de R. Hilsch, fiind cunoscută ca **efectul Ranque-Hilsch.**

Dispozitivul (fig. 15.3.5) constă dintr-un tub cilindric, prevăzut cu un ajutaj tangențial, o diafragmă și un ventil. Aerul comprimat de stare 5 pătrunde în tub prin ajutajul tangențial și se destinde formând turbioane, avansând în lungul tubului către extremitatea stângă, spre evacuarea controlată cu ventilul de reglare a debitului. Straturile de aer sunt separate energetic: în imediata vecinătate a peretelui interior al tubului aerul se încălzește, iar în axul tubului aerul se răcește.

Datorită forței centrifuge, aerul periferic este comprimat pe peretele tubului, preluând o parte din lucrul mecanic necesar comprimării de la aerul destins din axul tubului, cantitățile elementare turbulente de aer participând astfel la realizarea unor cicluri frigorifice care au rolul de a pompa căldură din straturile axiale în cele periferice.

Se evidențiază astfel, o diferență de temperatură între debitul de aer cald de stare 6, evacuat la o distanță L=50 D, prin ventil și cel rece, de stare 7, evacuat prin diafragmă. Această diferență de temperatură depinde de fracția de aer rece x, de geometria tubului (diametrul diafragmei d, diametrul și lungimea tubului D, L, tipul și diametrul ajutajului δ) și de parametrii termodinamici ai aerului (temperatura θ_1 și presiunea p_1 ale aerului comprimat, presiunea p_3 a aerului destins).

În fig. 15.3.6 și în tabelul 15.3.2 sunt prezentate performanțele și caracteristicile tubului Ranque-Hilsch.

15.3.2. Instalații bazate pe vaporizarea unui lichid

15.3.2.1 Instalații cu comprimare mecanică de vapori

15.3.2.1.1 Instalații cu o treaptă de comprimare

Sunt utilizate pentru realizarea unor temperaturi de vaporizare θ_0=*-25...30*°C, folosind ca agent frigorific freonii sau amoniacul.

Presiunea de vaporizare trebuie să fie superioară celei atmosferice, iar cea de condensare inferioară valorii de 16 bar. Astfel, raportul de compresie este de 6...8 la amoniac și de 8...10 la freoni.

În fig. 15.3.7(a) este prezentată schema **instalației cu freon**, iar în fig. 15.3.7(b) este reprezentat ciclul termodinamic, în diagrama lg p-h.

Compresorul K aspiră vaporii supraîncălziți de freon de stare 1", rezultați din schimbătorul de căldură regenerativ SRL/SIV și îi comprimă adiabatic până la starea 2, consumând pentru acest proces puterea P_K.

În condensatorul C are loc, inițial,

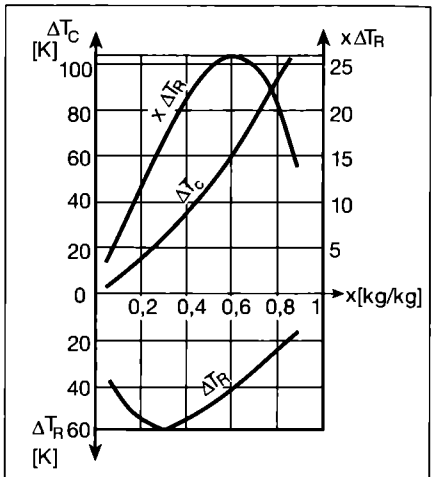


Fig. 15.3.6. Performanțele unui tub Ranque-Hilsch, pentru θ_1 = *30* °C, p_1 = *7* bar și p_3 = *1* bar:
ΔT_R - diferența de temperatură realizată pentru răcire;
ΔT_C - diferența de temperatură realizată pentru încălzire.

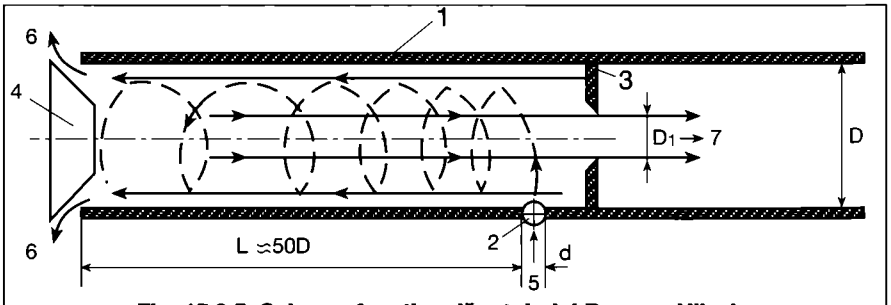


Fig. 15.3.5. Schema funcțională a tubului Ranque-Hilsch:
1 - tub cilindric; 2 - ajutaj tangențial; 3 - diafragmă; 4 - ventil de reglare a debitului de aer; 5 - intrare aer; 6 - ieșire aer cald; 7 - ieșire aer rece.

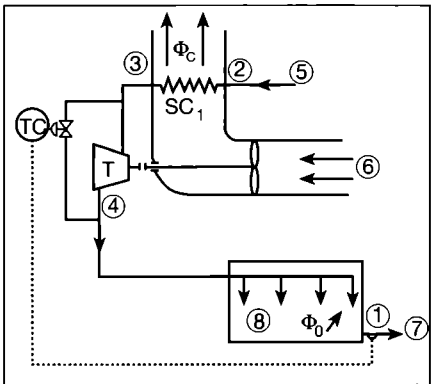


Fig. 15.3.4. Schema instalației utilizată la răcirea cabinelor avioanelor:
T - turbină; SC_1 - schimbător de căldură; TC - termostat; Φ_0 - putere frigorifică; Φ_C - putere termică; 1- aer tratat; 2 - aer comprimat; 3 - aer răcit; 4 - aer destins; 5 - aer de la compresorul instalației de forță; 6 - aer exterior; 7 - aer evacuat în atmosferă; 8 - cabină.

Tabelul 15.3.2. Caracteristicile unor tuburi Ranque-Hilsch (θ_1 = *20* °C).

Tubul	D [mm]	D1 [mm]	d [mm]	$\dot{V}$ (la p=11 bar) [m³/h]	p_1 [bar]	θ_3 [°C]	x
1	4,6	2,2	1,1	7,0	4 7 11	-12,5 -25 -34	-
2	9,6	4,2	2,3	30,5	4 7 11	-14,5 -28 -41	0,4 0,3 0,2
3	17,6	6,5	4,1	97,0	4 7 11	-16,5 -33 -48	-

răcirea izobară a vaporilor supraîncălziți, refulați de compresor până la starea de saturație 2', după care aceștia condensează izoterm și izobar până la starea 3. Aceste procese se desfășoară cu cedare de căldură (Φ_c) către mediu, prin intermediul unui agent de răcire, aer sau apă.

Freonul condensat este subrăcit izobar în subrăcitorul de lichid SRL, până la starea 3', căldura cedată în acest proces fiind utilizată la supraîncălzirea vaporilor în supraîncălzitorul de vapori SIV (procesul izobar 1'-1").

Prezența schimbătorului de căldură regenerativ conduce atât la o eficiență frigorifică mai mare, prin cantitatea suplimentară de frig realizată, cât și la o protecție sporită a compresorului, contra pătrunderii unor picături de lichid în cilindru. La instalațiile de putere mică se poate renunța la acest utilaj, investiția suplimentară nefiind justificată de avantajele introduse în funcționarea instalației.

Lichidul subrăcit este laminat izentalpic în ventilul de laminare (reglare) VL, în urma acestui proces presiunea scăzând de la p_C la p_O, starea finală 4 fiind caracterizată de un amestec de lichid și vapori. Ventilul de reglare de tip termostatic menține constantă diferența de temperatură între cea a vaporilor rezultați din vaporizator θ_1' (supraîncălziți cu 5...7°C) și cea de vaporizare θ_O. În vaporizatorul V are loc deci atât vaporizarea freonului (procesul izoterm și izobar 4-1), cât și o supraîncălzire izobară a vaporilor (procesul 1-1'), pe seama căldurii Φ_O primită de la consumatorul de frig. Acesta poate fi prezent direct, în contact cu vaporizatorul, în varianta instalației cu vaporizare directă, sau indirect, prin agentul intermediar, la instalația cu vaporizare indirectă.

Schema este completată de rezervorul de lichid RL și de filtrul deshidrator D.

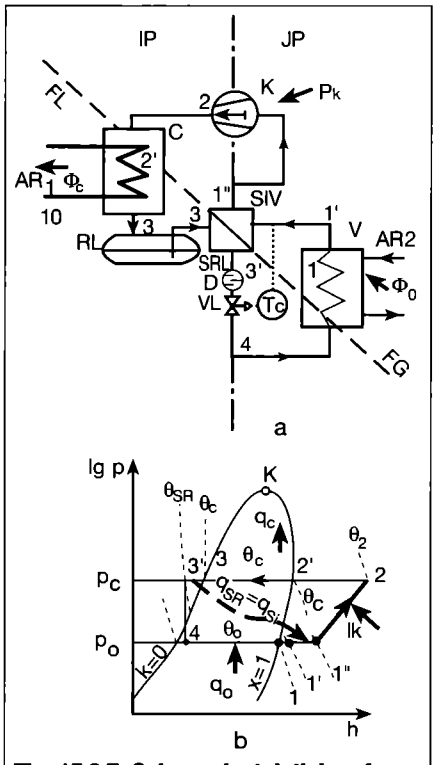


Fig. 15.3.7. Schema instalației cu freon: *a - cu o treaptă de comprimare; b- ciclul termodinamic teoretic;* K - compresor; C - condensator; RL - rezervor de lichid; SRL - subrăcitor de lichid; SIV - supraîncălzitor de vapori; D - deshidrator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; Tc - termostat; IP - înaltă presiune; JP - joasă presiune; FL - fază lichidă; FG - fază gazoasă; AR_1 - apă de răcire; AR_2 - agent răcit.

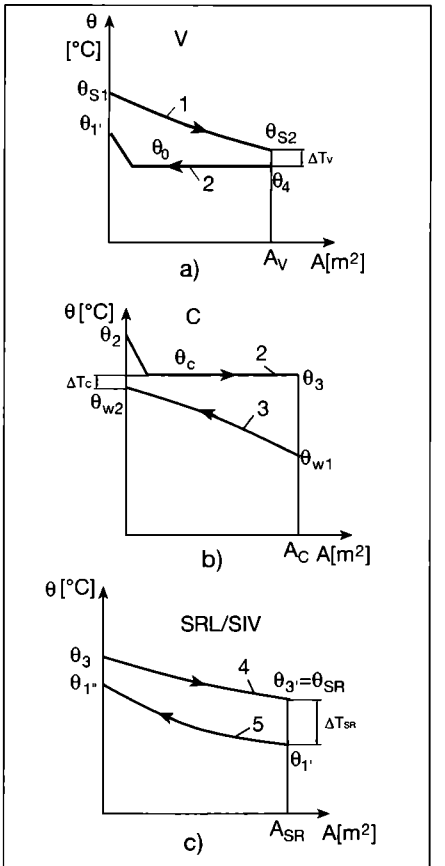


Fig. 15.3.8. Variația temperaturii agenților la instalația cu freon în: *a - vaporizator; b - condensator; c - subrăcitor/supraîncălzitor;* 1 - agent răcit; 2 - freon; 3 - agent de răcire; 4 - freon lichid; 5 - freon vapori; S_V, S_C, S_{SR} - suprafață vaporizator, condensator și subrăcitor.

• *Calculul termodinamic al ciclului teoretic*

Pornind de la datele furnizate de consumatorul de frig: puterea frigorifică solicitată Φ_O [kW], natura și evoluția temperaturii agentului intermediar (θ_{S1}/θ_{S2}) și a agentului de răcire (θ_{W1}/θ_{W2}) se determină parametrii termodinamici ai ciclului teoretic, debitele și puterile aparatelor.

Cu ajutorul diagramelor de variație a temperaturilor agenților în vaporizator, condensator și subrăcitor/supraîncălzitor (v. fig. 15.3.8), impunând niște diferențe de temperatură între medii pe considerente tehnico-economice pentru schimbătoare de căldură multitubulare:

$\Delta T_C = \Delta T_V = 2...4$ K,

pentru schimbătorul de căldură cu plăci sau cu minicanale:

$\Delta T_C = \Delta T_V = 1...2$ K,

se determină temperatura de vaporizare θ_O și temperatura de condensare θ_C. Vaporii de freon sunt supraîncălziți în vaporizator (procesul 1-1') cu *5...7*°C și în supraîncălzitorul SIV (procesul 1'-1") cu *10... 15* °C.

Starea freonului subrăcit (3') rezultă din bilanțul masic al SRL/SIV:

$$h_3 - h_{3'} = h_{1''} - h_{1'} \qquad (15.3.3)$$

Deci, după aflarea entalpiilor masice în stările 1', 1" și 3 (din tabelele și diagramele specifice freonului utilizat) rezultă entalpia masică h_3, și cu aceasta se poate plasa starea 3' în diagrama de lucru, rezultând și temperatura $\theta_{3'}$.

Restul parametrilor de stare (θ, p, h, s, v) se determină cu ajutorul tabelelor și diagramelor termodinamice.

- **Debitul masic de vapori de freon** $\dot{M}$, rezultați din vaporizator este:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_O}{\Phi_{Om}} = \frac{\Phi_O}{h_{1'} - h_4} \qquad [kg/s] \quad (15.3.4),$$

unde:

Φ_O - este puterea frigorifică totală [kW],

Φ_{Om} - puterea frigorifică masică [kJ/kg]

h - entalpia masică [kJ/kg].

- **Debitul volumic de vapori aspirați de compresor este:**

$$\dot{V} = \dot{M} \cdot V_{1'} = \frac{\Phi_O}{\Phi_{OV}} \qquad [m^3/s] \quad (15.3.5),$$

unde:

$V_{1'}$ - este volumul masic la starea 1' [m³/kg],

Φ_{0V} - puterea frigorifică volumică [kJ/m³].

Această mărime, dependentă de agentul frigorific, determină dimensiunile compresorului, pentru freoni obținându-se dimensiuni mai mari decât pentru amoniac. Astfel, la instalațiile de putere mică și medie se recomandă agenți cu puteri frigorifice volumice mici (freonii), pentru a nu complica construcția compresorului, a supapelor și a ventilului de laminare; în schimb, la instalațiile de puteri mari sau utilizate la obținerea unor temperaturi de vaporizare scăzute, se recomandă agenți cu putere frigorifică volumică mare (amoniac).

- **Puterea teoretică consumată de compresor** P_K este:

$$P_K = \dot{M} \cdot W_{m,k} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_{1'}) \qquad [kW] \quad (15.3.6),$$

Tabelul 15.3.3. Parametrii termodinamici pentru R134a

Punct	1	1'	1"	2	2'	3	3'	4
θ [°C]	5	12	25	57,64	35	35	26,86	5
p [bari]	3,49	3,49	3,49	8,87	8,87	8,87	8,87	3,49
h [kJ/kg]	400,1	406,5	418,3	439,7	415,8	249	237,2	237,2
s [kJ/kgK]	0,929	0,952	0,992	0,992	-	-	-	-
v [m³/kg]	0,0584	0,0605	0,103	0,0263	0,0584	$0,86*10^3$	$0,86*10^3$	0,0098
x [-]	1	-	-	-	1	0	-	0,1565

Tabelul 15.3.4. Parametrii termodinamici pentru R407C

Punct	1	1'	1"	2	2'	3	3'	4
θ [°C]	8,26	15,26	28,26	62,19	37,78	32,23	28,64	3,01
p [bari]	6,004	6,004	6,004	14,31	14,31	14,31	14,31	6,004
h [kJ/kg]	415	421	432,4	456,1	431,1	259,3	248	248
s [kJ/kgK]	1,007	1,028	1,067	1,067	-	-	-	-
v [m³/kg]	0,0402	0,042	0,071	0,019	0,017	$0,9*10^3$	$0,9*10^3$	0,008
x [-]	1	-	-	-	1	0	-	0,187

unde:

$W_{m,k}$ - lucru mecanic masic, de comprimare [kJ/kg].

- Puterea termică a condensatorului Φ_C este:

$\Phi_C = \dot{M} \cdot \Phi_{Cm} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_3)$ [kW] (15.3.7),

unde:

Φ_{Cm} - este puterea masică de condensare [kJ/kg]

- Puterea termică a schimbătorului de căldură regenerativ $\Phi_{SRL} = \Phi_{SIV}$ este:

$\Phi_{SRL} = \dot{M} \cdot \Phi_{SRm} = \dot{M} \cdot (h_3 - h_{3'}) = \Phi_{SIV} =$

$Q_m \cdot \Phi_{SIm} = \dot{M} \cdot (h_{1''} - h_{1'})$ [kW] (15.3.8),

unde:

$\Phi_{SR\,m}$, Φ_{SIm} - sunt puterile termice masice de subrăcire și .de supraîncălzire [kJ/kg].

- Bilanțul energetic al instalației este:

$\Phi_0 + P_K = \Phi_C$ [kW] (15.3.9).

- Eficiența frigorifică a instalației (ε_{IF}), denumită și coeficient de performanță (COP), este:

$$\varepsilon_{IF} = COP = \frac{\Phi_{0m}}{W_{m,k}} = \frac{\Phi_0}{P_K} \qquad (15.3.10).$$

Se evidențiază faptul că prezența subrăcirii lichidului (procesul 3-3') conduce la o putere frigorifică (masică) mai mare deci la o eficiență sporită.

Exemplul de calcul 15.3.2.

Se determină parametrii termodinamici ai unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori de freon R134a, funcționând într-o treaptă de comprimare, pentru a prepara apă cu temperatura $\theta_{S1}/\theta_{S2} = 12/7$ °C, având condensatorul răcit cu apă cu temperatura $\theta_{W1}/\theta_{W2} = 27/32$ °C.

Instalația va funcționa conform schemei și ciclului termodinamic prezentate în fig. 15.3.7. Pe baza variațiilor de temperatură ale fluidelor, prezentate în fig. 15.3.8 și cu considerentele tehnico-economice menționate (considerăm vaporizatorul și condensatorul schimbătoare de căldură multitubulare), rezultă temperatura de vaporizare, $\theta_0 = 5$ °C, de condensare, $\theta_C = 35$ °C, de supraîncălzire a vaporilor de freon la ieșirea din vaporizator, $\theta_{1'} = 12$ °C, și de supraîncălzire a vaporilor de freon la ieșirea din supraîncălzitorul SIV, $\theta_{1''} = 25$ °C.

Din tabelul cu stările la saturație pentru freonul R134a (v. tab. 15.2.5) rezultă parametrii termodinamici în stările 1'', 2' și 3. Urmărind procesele termodinamice ale ciclului, se înscriu în diagrama lg p-h a freonului R134a (v. fig. 15.2.5) stările 1', 1" și 2 și se determină parametrii termodinamici necunoscuți încă. Din relația 15.3.3 rezultă h_3', și se poate înscrie în diagrama 3' și apoi starea 4. Rezultă astfel parametrii termodinamici prezentați în tabelul 15.3.3.

Exemplul de calcul 15.3.3.

Se determină parametrii termodinamici ai unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori de freon R407C, funcționând într-o treaptă de comprimare, pentru a prepara apă cu temperatura $\theta_{S1}/\theta_{S2} = 12/7$ °C, având condensatorul răcit cu apă cu temperatura $\theta_{W1}/\theta_{W2} = 27/32$ °C.

Funcționarea instalației și determinarea parametrilor termodinamici sunt similare instalației cu freon R134a (exemplul de calcul 15.3.2), cu observația că procesele de condensare și de vaporizare nu se mai desfășoară izoterm, ci cu variații de temperatură ca în fig. 15.2.3.

Utilizând tabelul cu stările la saturație și diagrama lg p-h pentru R407C (v. tab. 15.2.6 și fig. 15.2.6) rezultă parametrii termodinamici prezentați în tabelul 15.3.4.

Exemplul de calcul 15.3.4.

Se determină debitele masice și volumice (în aspirația compresorului), puterile termice și electrice și coeficientul de performanță pentru instalațiile frigorifice din exemplele 15.3.2 și 15.3.3 dacă puterea frigorifică este $\Phi_0 = 100$ kW.

Utilizând relațiile 15.3.4-15.3.8 și 15.3.10 rezultă mărimile prezentate în tabelul 15.3.5.

La **instalația cu amoniac** (fig. 15.3.9), agentul intermediar sosit de la consumatorul de frig este răcit în vaporizatorul V, căldura preluată de amoniacul lichid servindu-i să vaporizeze (procesul 5-1). Protecția compresorului *K*, contra pătrunderii picăturilor de lichid în cilindru, se realizează prin separatorul de lichid, *SL*, încât în compresor se aspiră vapori saturați de stare 1. Vaporii de amoniac sunt comprimați adiabatic în compresor (procesul 1-2), consumându-se puterea P_K. Deoarece indicele de comprimare adiabatică *k*, la amoniac, este mai mare decât la freon, temperatura vaporilor comprimați θ_2 va fi mai mare. Limitarea acestei temperaturi la cca 150°C (peste această valoare uleiul se descompune și se gripează compresorul) face ca la amoniac să nu putem supraîncălzi vaporii în aspirația compresorului, protecția acestuia realizându-se prin prevederea separatorului de lichid. Uleiul, cu rol benefic în cilindrul compresorului unde diminuează frecările, participă la răcire și etanșare, este nedorit în schimbătoarele de căldură unde înrăutățește transferul termic. Reținerea uleiului antrenat de vaporii de amoniac refulați din compresor se realizează în separatorul de ulei SU, de unde este readus în carter.

În condensatorul C și subrăcitorul de lichid SR, se cedează căldura (Φ_C și Φ_{SR}) către mediul înconjurător, amoniacul trecând succesiv de la starea de vapori supraîncălziți 2, la cea de vapori saturați 2', lichid saturat 3 și, în final, la cea de lichid subrăcit 3'.

Considerațiile prezentate la freon, referitoare la creșterea eficienței frigorifice, prin puterea frigorifică suplimentară realizată prin subrăcirea lichidului

(evidențiată în ciclul termodinamic din fig. 15.3.9) rămân valabile. La instalațiile de putere mică, rolul subrăcitorului este preluat de condensator, în el având loc tot procesul 2-3'.

Amoniacul subrăcit este apoi laminat izentalpic (procesul 3'-4) în ventilul de laminare VL. La amoniac acest ventil este de tip cu plutitor, reglând debitul de lichid ce alimentează vaporizatorul (deci puterea frigorifică a instalației), prin menținerea nivelului constant al lichidului în separatorul de lichid. În acest fel, în vaporizator va pătrunde lichid saturat (cu starea 5), îmbunătățindu-se transferul termic în timpul vaporizării.

• **Calculul termodinamic al ciclului teoretic** este similar celui prezentat la instalația cu freon.

Diagramele de variație a temperaturilor agenților în vaporizator, condensator și subrăcitor sunt prezentate în fig. 15.3.10.

- **Debitul masic de vapori de amoniac rezultați din vaporizator** este:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_0}{\Phi_{0m}} \quad [kg/s] \qquad (15.3.11),$$

puterea frigorifică masică Φ_{0m} putând fi dată de expresiile:

$$\Phi_{0m} = (1-x_4)(h_1-h_5) = h_1-h_4 \quad [kJ/kg] \qquad (15.3.12),$$

unde x_4, titlul vaporilor în punctul 4.

- **Debitul volumic de vapori aspirați de compresor** $\dot{V}$ este:

$$\dot{V} = \dot{M} \cdot v_1 = \frac{\Phi_0}{\Phi_{0v}} \quad [m^3/s] \qquad (15.3.13).$$

- **Puterea teoretică de comprimare** este:

$P_k = \dot{M} \cdot W_{m,K} = \dot{M} \cdot (h_2-h_1)$ [kW] (15.3.14).

- **Puterea termică a condensatorului** este:

$\Phi_C = \dot{M} \cdot \Phi_{Cm} = \dot{M} \cdot (h_2-h_3)$ [kW] (15.3.15).

- **Puterea termică a subrăcitorului** Φ_{SR} este:

$\Phi_{SR} = \dot{M} \cdot \Phi_{SRm} = \dot{M} \cdot (h_3 - h_{3'})$ [kW] (15.3.16).

- **Bilanțul energetic al instalației** este:

$\Phi_0 + P_K = \Phi_C + \Phi_{SR}$ [kW](15.3.17).

- **Eficiența frigorifică** este:

$$\varepsilon_{IF} = \frac{\Phi_{0m}}{W_{m,K}} = \frac{\Phi_0}{P_K} \qquad (15.3.2.18).$$

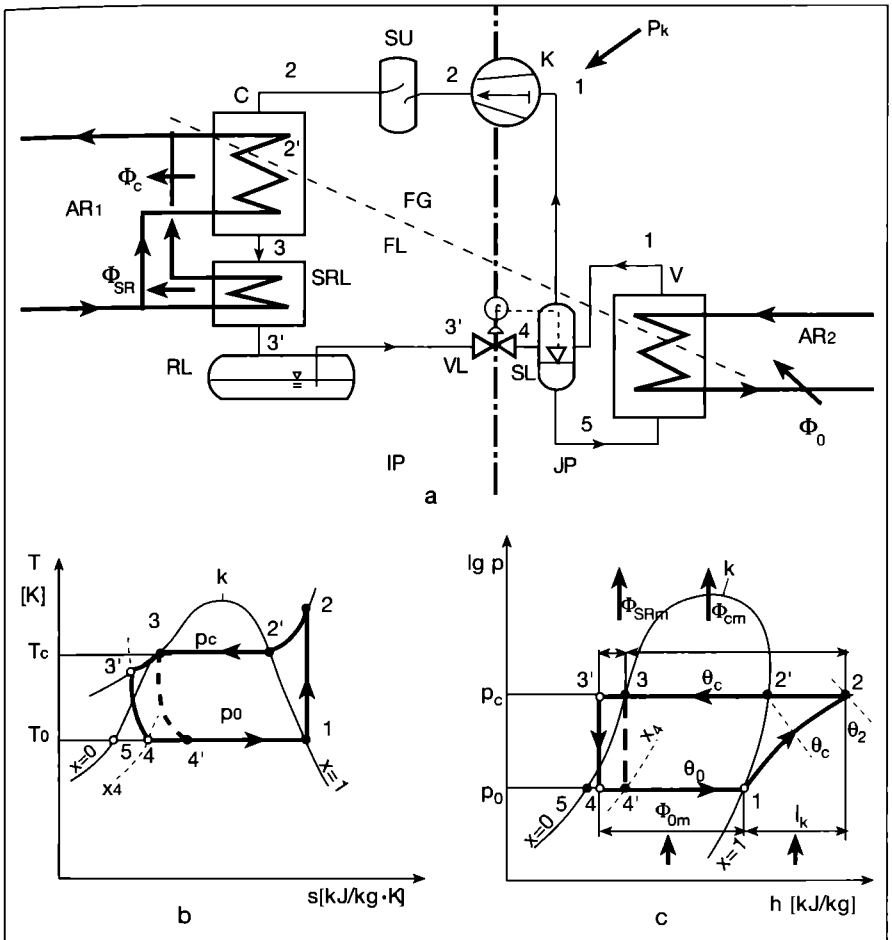


Fig. 15.3.9. Instalația cu amoniac, cu 1 treaptă de comprimare:
a - schema; b - ciclul termodinamic teoretic în diagramaT-s;
c - idem, în diagrama lg p-h:
K - compresor; SU - separator de ulei; C - condensator; SRL - subrăcitor de lichid; RL - rezervor de lichid; VL - ventil de laminare; SL - separator de lichid; V - vaporizator; FG - fază gazoasă; FL - fază lichidă; AR_1 - agent de răcire; AR_2 - agent răcit.

Tabelul 15.3.5. Mărimile caracteristice ale instalațiilor cu R134a și R407C

Fluidul frigorific	$\dot{M}$ [kg/s]	$\dot{V}$ [m³/s]	P_K [kW]	Φ_C [kW]	Φ_{SR} [kW]	COP [-]
R134a	0,591	0,036	12,64	112,6	6,97	7,91
R407C	0,578	0,041	13,68	113,68	6,56	7,31

Tabelul 15.3.7. Mărimile caracteristice ale instalațiilor cu R717

Fluidul frigorific	$\dot{M}$ [kg/s]	$\dot{V}$ [m³/s]	P_K [kW]	Φ_C [kW]	Φ_{SR} [kW]	COP [-]
R717	0,089	0,022	12,051	10,25	1,8	8,3

Exemplul de calcul 15.3.5.

Să se determine parametrii termodinamici ai unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică cu vapori de amoniac, funcționând într-o treaptă de comprimare, pentru a prepara apă cu temperatura θ_{S1}/θ_{S2} = 12/7 °C, având condensatorul răcit cu apă cu temperatura θ_{W1}/θ_{W2} = 27/32 °C.

Instalația va funcționa conform schemei și ciclului termodinamic prezentate în fig. 15.3.9. Pe baza variațiilor de temperatură ale fluidelor, prezentate în fig. 15.3.10, și cu considerentele tehnico-economice menționate (considerăm vaporizatorul V, condensatorul C și subrăcitorul de amoniac lichid SRL, schimbătoare de căldură multitubulare) rezultă temperatura de vaporizare θ_0 = 5 °C, de condensare θ_C = 35 °C și de subrăcire a amoniacului lichid $\theta_{3'}$ = 30 °C.

Tabelul 15.3.6. Parametrii termodinamici pentru R717

Punct	1	2	2'	3	3'	4	5
θ [°C]	5	73,6	35	35	30	5	5
p [bari]	5,16	13,51	13,51	13,51	13,51	5,16	5,16
h [kJ/kg]	1689,96	1825	1711,81	586,41	565,5	565,5	446,64
s [kJ/kgK]	6,455	6,455	-	-	-	-	-
v [m³/kg]	0,242	0,151	0,096	$1,7 \cdot 10^3$	$1,7 \cdot 10^3$	0,025	$1,58 \cdot 10^3$
x [-]	1	-	1	0	-	0,096	0

Din tabelul cu stările la saturație pentru amoniac (tabel 15.2.7) rezultă parametrii termodinamici în stările 1, 2', 3 și 5. Urmărind procesele termodinamice ale ciclului se plasează în diagrama lg p-h a amoniacului (fig. 15.2.7) stările 2, 3' și 4. Rezultă astfel parametrii termodinamici prezentați în tabelul 15.3.6.

Exemplul de calcul 15.3.6.

Să se determine debitele masice și volumice (în aspirația compresorului), puterile termice și electrice și coeficientul de performanță pentru instalația frigorifică din exemplul 15.3.5 pentru puterea frigorifică $\Phi_0 = 100$ kW.

Utilizând relațiile 15.3.11-15.3.16 și 15.3.18 rezultă mărimile prezentate în tabelul 15.3.7.

15.3.2.1.2 Instalații cu comprimare multiplă

Pe măsură ce temperatura solicitată de consumatorul de frig este mai scăzută, trebuie realizată o temperatură de vaporizare θ_0 mai coborâtă. Aceasta va impune și o presiune de vaporizare p_0 mai mică. Cum temperatura mediului ambiant, care fixează temperatura și presiunea de condensare θ_C și p_C, sunt constante, rezultă că raportul de comprimare va crește, depășind valorile maxime recomandate (π_{max}=8 la amoniac și π_{max}=10 la freoni).

În plus, chiar dacă temperatura de vaporizare este normală pentru o instalație de climatizare, dar răcirea condensatorului se realizează cu aer, prin diferența de temperatură dintre medii mult mai mare în acest caz (12...15°C), se ajunge la temperaturi de condensare ridicate (*50...55* °C).

În aceste condiții, comprimarea agentului frigorific într-o singură treaptă conduce la un randament energetic scăzut care influențează direct capacitatea frigorifică a compresorului (prin randamentul volumetric redus), pe de o parte, și conduce la o temperatură de supraîncălzire a vaporilor comprimați periculos de ridicată, pe de altă parte. Pentru limitarea acestor inconveniente, comprimarea fluidului frigorific se realizează în două trepte înseriate, însoțite de o răcire intermediară încât aspirația vaporilor să se facă de la o stare cât mai apropiată de cea de saturație.

În fig. 15.3.11 se prezintă schema și ciclul teoretic de funcționare pentru **instalația cu freon, cu comprimare în 2 trepte.**

Răcirea izobară a vaporilor rezultați din compresorul de presiune joasă K_{JP} este realizată prin injectarea parțială de lichid provenit din condensator, laminat la nivelul presiunii intermediare, p_i, în ventilul de reglare VLIP. Desupraîncălzirea vaporilor este doar parțială (procesul 2-2'), asigurându-se o stare de ușoară supraîncălzire a vaporilor aspirați în compresorul de presiune înaltă K_{IP}, pentru o protecție contra pătrunderii picăturilor de lichid.

În diagramă se evidențiază reducerile substanțiale de temperatură în refulările compresoarelor (θ_2, θ_3), comparativ cu cea corespunzătoare unei compresii într-o treaptă până la P_c ($\theta_{3'}$), cât

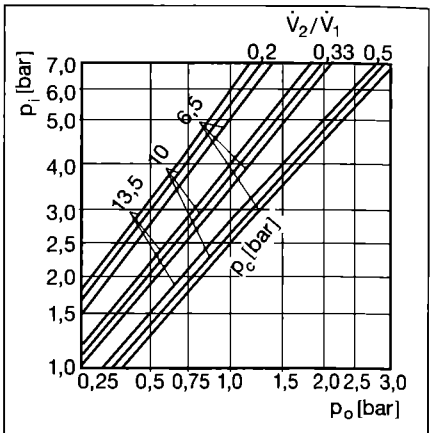


Fig. 15.3.12. Dependența presiunii intermediare p_i, la compresorul în 2 trepte, de raportul cilindreelor și de presiunea p_o și p_C.

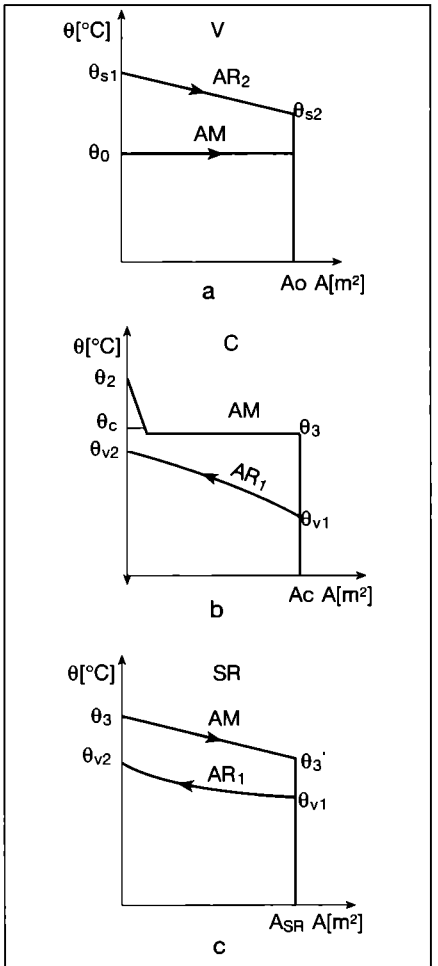


Fig. 15.3.10. Variația temperaturilor agenților, la instalația cu amoniac, în:
a - vaporizator; b - condensator; c - subrăcitor;
AM - amoniac; AR_1 - agent de răcire; AR_2 - agent răcit.

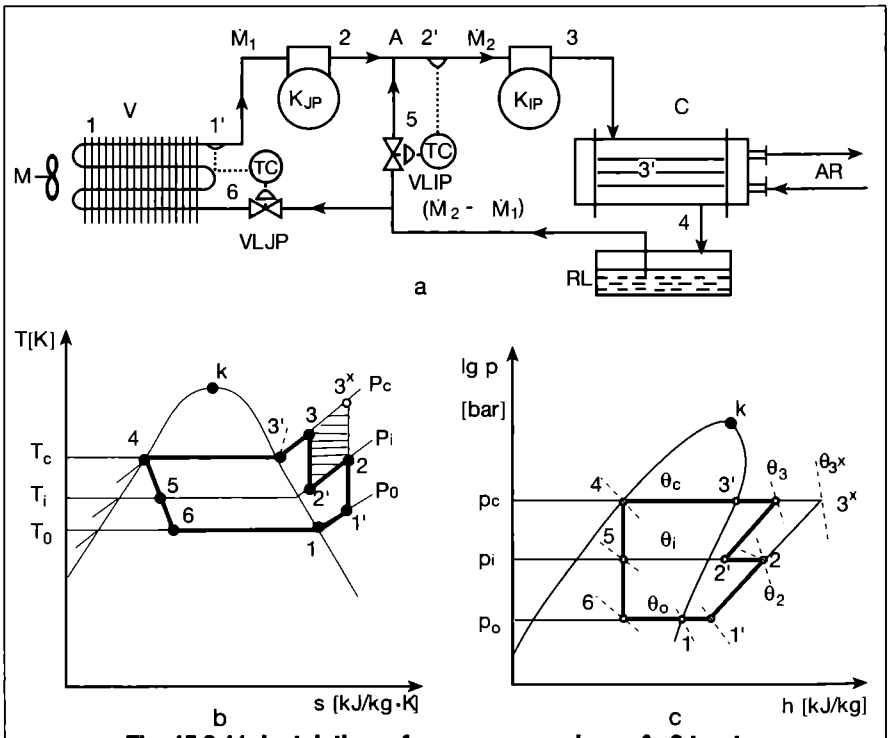


Fig. 15.3.11. Instalație cu freon, cu comprimare în 2 trepte:
a - schema; b - ciclul teoretic de funcționare, în diagrama T-s; c - idem, în diagrama lg p-h;
K_{JP} - compresor de presiune joasă; K_{IP} - compresor de presiune înaltă; C - condensator; RL - rezervor de lichid; VLIP - ventil de laminare de presiune înaltă; VLJP - ventil de laminare de presiune joasă; V - vaporizator; AR - agent de răcire.

și economia energetică realizată prin răcirea intermediară (echivalentul ariei hașurate din diagrama T-s).

Pentru realizarea unei comprimări duble se poate prevedea fie un singur compresor, care funcționează în 2 trepte, fie 2 compresoare într-o treaptă, înseriate.

În cazul compresorului în 2 trepte, presiunea intermediară va fi, în realitate, determinată de raportul fix (dat de geometria compresorului) al cilindreelor celor 2 trepte (fig. 15.3.12). De regulă, aceste compresoare au 3 sau 6 cilindri lucrând cu 2 (4) în treapta I-a și cu 1(2) în treapta a II-a asigurându-se un debit volumic dublu în treapta de joasă presiune.

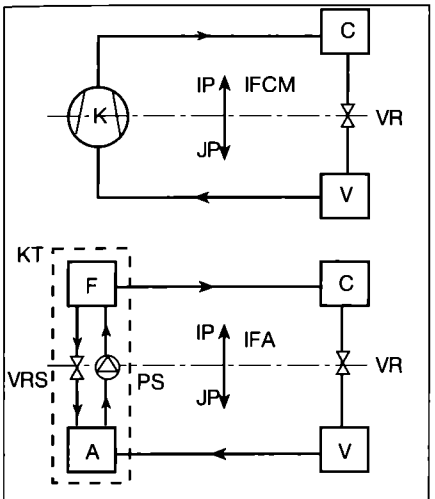


Fig. 15.3.13. Comparație între instalația frigorifică cu comprimare mecanică (IFCM) și cea de absorbție (IFA): K - compresor; KT - compresor termochimic; C - condensator; VR - ventil de reglare; V - vaporizator; F - fierbător; A - absorbitor; VRS - ventil de reglare pentru soluție; PS - pompă de soluție; IP - presiune înaltă; JP - presiune joasă.

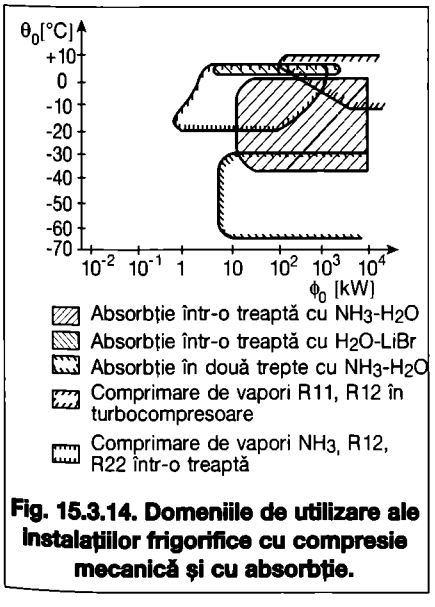


Fig. 15.3.14. Domeniile de utilizare ale instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică și cu absorbție.

15.3.2.2 Instalații cu absorbție

În fig. 15.3.13 este prezentată schema de funcționare a instalației frigorifice cu absorbție, comparativ cu cea a instalației frigorifice cu comprimare mecanică.

Aspirația și refularea vaporilor de agent frigorific în/din compresorul mecanic sunt înlocuite de două procese termochimice: absorbția și desorbția vaporilor în/din mediul dizolvant. Aceste procese sunt însoțite de transferuri termice: către mediul exterior, în timpul absorbției, și către soluție, în timpul desorbției. Ridicarea presiunii soluției de la cea la care are loc absorbția vaporilor până la cea la care are loc desorbția lor se realizează cu pompa PS, iar reducerea presiunii, în sens invers; pentru reluarea ciclului, este realizată cu ventilul de laminare VRS.

Similitudinea cu compresorul mecanic (se realizează, și aici, toate cele patru etape de funcționare: aspirația, comprimarea, refularea și destinderea) a condus la denumirea acestui ansamblu de utilaje (absorbitor, pompă, fierbător și ventil de laminare) de **compresor termochimic**. Restul instalației cuprinde aceleași elemente ca la instalația cu comprimare mecanică: condensatorul C, ventilul de laminare al agentului frigorific VR și vaporizatorul V. Se disting deci 2 circuite: cel al soluției binare din compresorul termochimic KT (între absorbitorul A și fierbătorul F) și cel al agentului frigorific din compresorul termochimic prin condensatorul C, ventilul de laminare VR, vaporizatorul V și, din nou, în compresorul termochimic. Aceste instalații, cu pompa de soluție PS, singura piesă în mișcare, sunt mai fiabile și mai silențioase. Energia de acționare este, în mare parte, sub formă termică, pentru alimentarea fierbătorului, cea necesară pompei de soluție, electrică, fiind neînsemnată. Deși, cantitativ, această energie termică este cu mult mai mare decât cea mecanică (electrică), necesară antrenării compresoarelor mecanice, producerea ei este mai facilă (se obține cu randamente

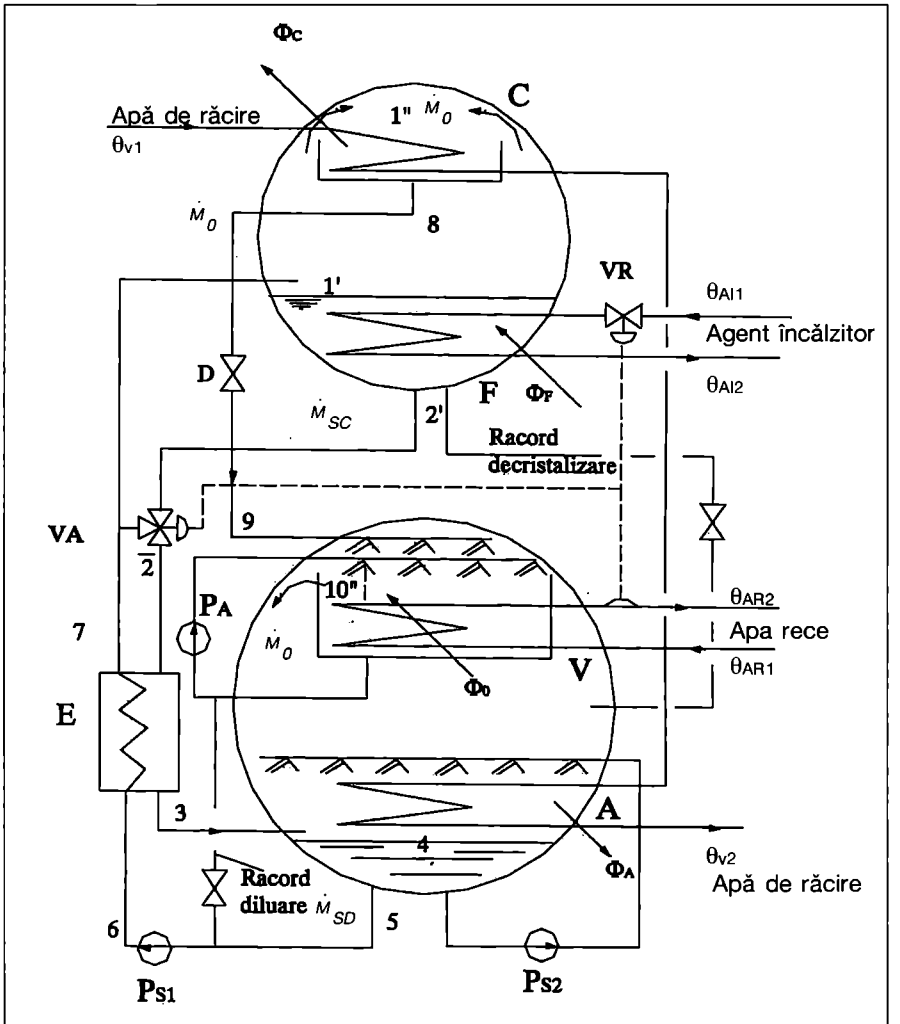


Fig. 15.3.15. Schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție BrLi - apă (Carrier): F - fierbător; C - condensator; A - absorbitor; V - vaporizator; E - economizor; D - duză; P_A - pompă recirculare apă; P_{S1} - pompă soluție; P_{S2} - pompă recirculare soluție; VR - ventil de reglare agent încălzitor; VA - ventil de amestec

mai mari) și deci este mai ieftină. Aceste instalații devin mult mai eficiente atunci când se dispune de un agent încălzitor deșeu (abur de contrapresiune, condensat, o resursă energetică secundară) sau se utilizează arderea directă în fierbător a unui combustibil.

O comparație privind domeniile de utilizare ale instalațiilor cu absorbție, față de sistemele cu comprimare mecanică, ținând seama de costuri apropiate ale frigului produs, este prezentată în fig. 15.3.14.

15.3.2.2.1 Instalații cu absorbție în soluție BrLi - apă

Instalațiile, realizate inițial de firma ARCLA-SERVEL pentru puteri frigorifice reduse (10...15 kW), au fost extinse până la 200 kW, fiind utilizate pentru climatizarea locuințelor și birourilor, producând simultan sau alternativ apă rece și caldă. Căldura necesară fierbătorului pentru desorbția soluției este asigurată, fie de un agent încălzitor (abur, apă fierbinte), fie prin arderea unui combustibil.

Conceperea instalațiilor de puteri mari (350...600 kW), prin realizările firmelor CARRIER (cu două corpuri, unul de înaltă, iar celălalt de joasă presiune), TRANE sau YORK (cu unic corp), le-au extins aplicațiile la climatizarea de confort a hotelurilor, spitalelor, supermagazinelor sau la climatizarea tehnologică din industria textilă și chimică.

În fig. 15.3.15 este prezentată schema instalației Carrier. În recipientul de înaltă presiune (95...100 mbar) sunt plasate fierbătorul F și condensatorul C, iar în cel de joasă presiune (8...9 mbar) sunt plasate vaporizatorul V și absorbitorul A. În fierbător, prin aportul de căldură Φ_F de la agentul încălzitor, soluția de stare 1' eliberează vaporii de apă (debitul $\dot{M}_0$), concentrându-se în BrLi până la starea 2'. Serpentina fierbătorului este scufundată în lichid pentru a se diminua coroziunea cauzată de acțiunea soluției de BrLi în prezența aerului. Soluția fierbinte, concentrată prin fierbere, se scurge gravimetric către absorbitor. În prealabil, se realizează o amestecare între debitele de soluție concentrată de stare 2' ($\dot{M}_{SC}$) și de soluție diluată de stare 7 ($\dot{M}_{SD}$), cu ajutorul ventilului de amestec VA, obținându-se starea $\bar{2}$, după care se realizează răcirea până la starea 3 în economizorul E, prin schimb de căldură cu soluția diluată ce alimentează fierbătorul, care astfel se preîncălzește. Diluarea soluției rezultate din fierbător evită

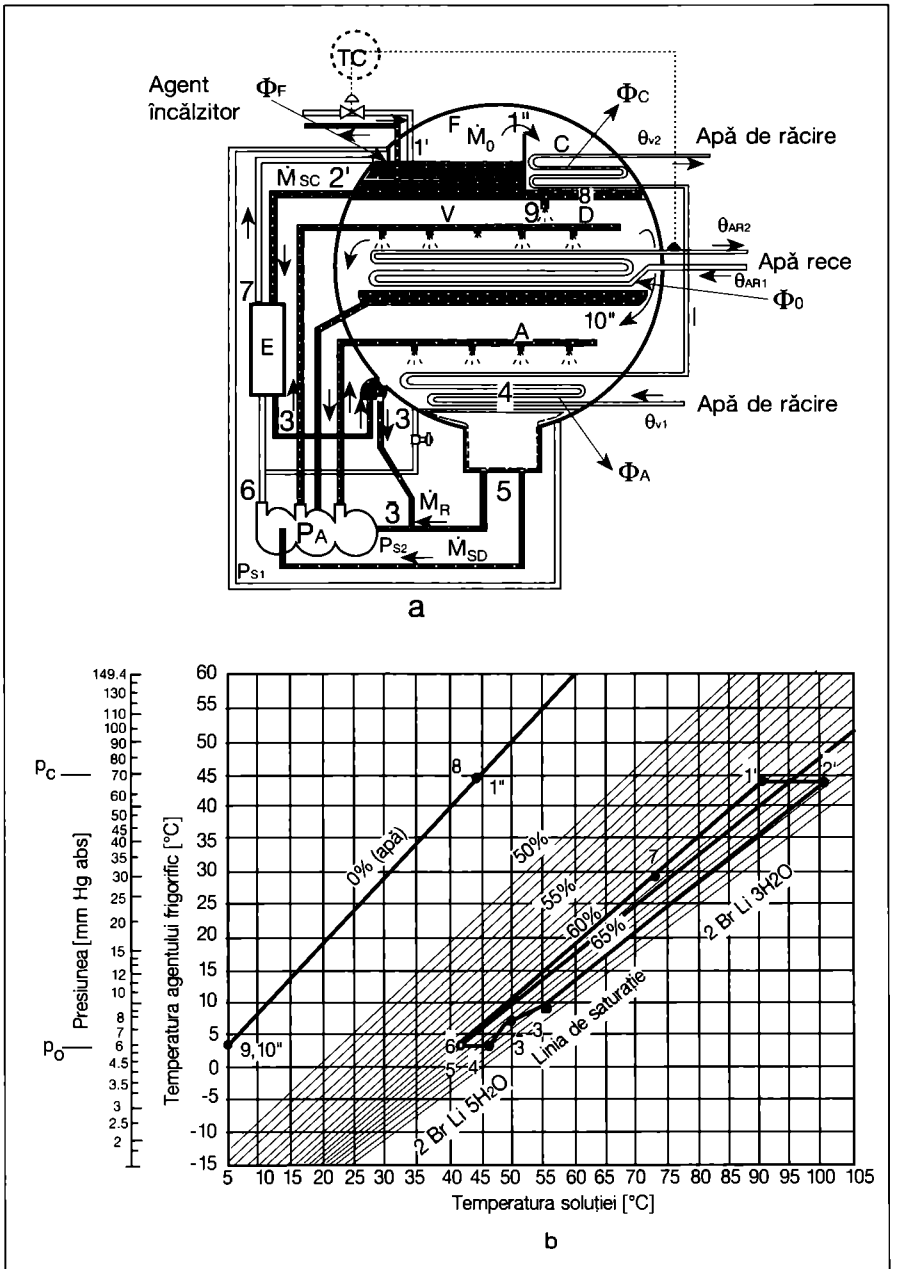


Fig. 15.3.16. Instalație frigorifică cu absorbție în soluție BrLi - apă, tip Trane: *a - schema; b - ciclul teoretic de funcționare.*

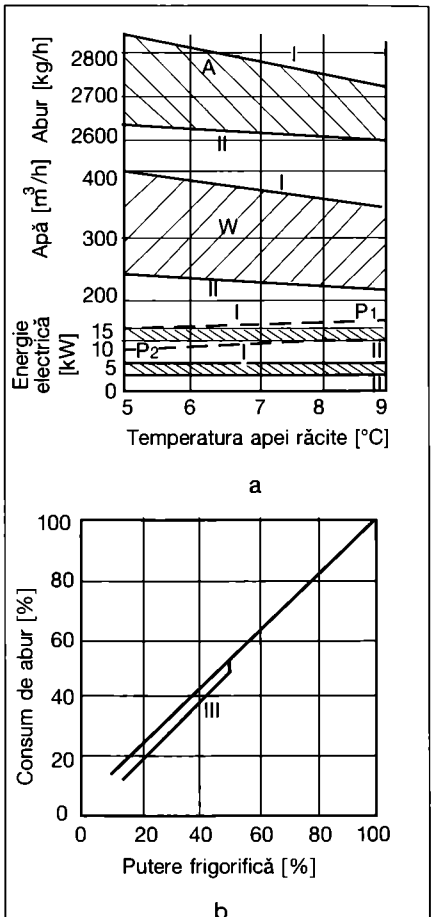


Fig. 15.3.17. Consumurile de energie și de apă de răcire (a) și dependența puterii frigorifice de consumul de abur (b), la o instalație cu absorbție în soluție BrLi-apă:
I-p_{ABUR}=1,6 bar, θ_{v1}=32 °C;
II- p_{ABUR}=1,9 bar, θ_{v1} = 27 °C;
P_1 - instalații mici, P_2 -instalații mari;
III - cu economizor în sarcina parțială până la 750 kg vapori/1.163 kW.

apariția cristalizării. Prezența economizorului, prin diminuarea consumurilor de agent încălzitor și de apă de răcire, conduce la creșterea eficienței frigorifice a instalației. Vaporii de apă rezultați din fierbător (debitul $\dot{M}_0$), de stare 1", condensează pe serpentina condensatorului, prin cedarea fluxului de căldură Φ_C către apa de răcire. Lichidul rezultat, de stare 8 (apă), este destins în duza D până la starea 9, cu care este alimentat vaporizatorul. Aici, prin vaporizarea apei pe seama fluxului de căldură Φ_0, preluat de la apa rece din serpentină, este realizat efectul frigorific al instalației (apa de la consumator este răcită de la temperatura θ_{AR1} la θ_{AR2}). Vaporii de apă din vaporizator, de stare 10", sunt introduși în absorbitor, unde sunt absorbiți în soluția concentrată în BrLi, venită din economizor. Procesul de absorbție, exoterm, se realizează prin cedarea continuă a fluxului de căldură Φ_A către apa de răcire. Intensitatea procesului de absobție este mai intensă la început, când soluția este mai concentrată în BrLi, diminuându-se pe măsura absorbției vaporilor de apă, încât soluția evoluează de la starea 3 la starea intermediară 4 și apoi la starea finală 5, când se obține debitul de soluție diluată $\dot{M}_{SD}$. Acesta este preluat de pompa de soluție P_{S1} și pompat (procesul 5-6) prin economizor, unde se preîncălzește (procesul 6-7), ajungând în final în fierbător.

Diferența redusă de presiune dintre fierbător și absorbitor (cca 90 mbar) permite eliminarea ventilului de laminare VRS, căderea de presiune fiind realizată prin parcurgerea de către soluție a traseului fierbător - economizor - absorbitor, dimensionat corespunzător. Însă, pentru realizarea aceleiași căderi de presiune dintre condensator și vaporizator, având în vedere că traseul este mai scurt, se introduce duza D. Deoarece în vaporizator presiunea este foarte redusă (cca 9 mbar), și acumularea de apă nevaporizată, prin presiunea hidrostatică suplimentară, ar conduce la creșterea temperaturii de vaporizare (deci pe cea a apei răcite), acest schimbător de căldură se realizează pelicular (apa se scurge peste serpentina cu apa răcită) și se asigură o recirculare continuă a apei cu pompa P_A. Similar, și absorbitorul este realizat pelicular, soluția de BrLi - apa fiind recirculată cu pompa P_{S2}. Cristalizarea soluției în absorbitor este evitată prin amestecarea cu apa (se prevede un racord de diluare), iar în situația în care s-a produs cristalizarea (în timpul perioadelor de oprire a instalației) se alimentează absorbitorul cu soluție fierbinte prin racordul de decristalizare.

Varianta firmei TRANE (fig. 15.3.16) este mai compactă. Se evidențiază deplasarea ciclului către concentrații mai mici, pe măsură ce soluția se răcește, prin amestecarea soluției concentrate (starea 3) cu soluție diluată (starea 5), rezultând starea $\bar{3}$, evitându-se astfel cristalizarea în absorbitor. Funcționarea instalației se face între concentrațiile 59,6 și 64 % și presiunile 9, respectiv 102 mbar.

Fierberea soluției se desfășoară pe ecartul de temperatură 89/100°C, cu agent încălzitor, fie abur cu presiunea minimă de 1,1 bar și presiunea maximă de 1,85 bar, fie cu apă fierbinte cu temperatura de *110...150*°C. Vaporizarea se realizează la θ_0 = 4,4°C, apa sosită de la consumator fiind răcită de la 12,2 la 6,7°C. Apa de răcire sosită de la turnul de răcire cu θ_{w1} = *29,4*°C părăsește absorbitorul cu *35*°C și condensatorul cu θ_{w2} = *39,4*°C. În economizor soluția concentrată este răcită pe ecartul *100/57*°C, asigurând încălzirea soluției diluate de la *39* la *74*°C. În condiții nominale (θ_{w1} = *29,4*°C; θ_{AR} =*12,2/6,7*°C și p_{ABUR} = *1,85* bar) coeficientul de performanță al instalației ε_{iF} =*0,6...0,65*. Consumurile de energie termică (abur), electrică și de apă de răcire, dependente de condițiile de lucru (θ_0, p_{ABUR}, θ_{wI}) și de capacitatea

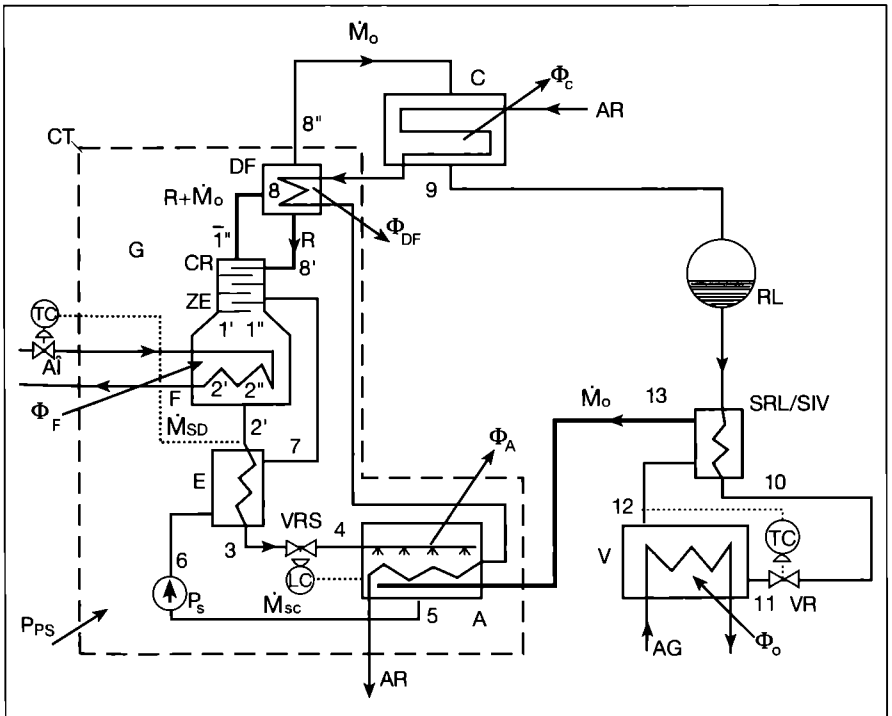


Fig.15.3.18. Schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție apă-amoniac, într-o treaptă

G - generator de vapori; F - fierbător; E - economizor; VRS - ventil de reglare pentru soluție; A - absorbitor; Ps - pompă de soluție; C - condensator; RL - rezervor de lichid; SRL - subrăcitor de lichid; SIV - supraîncălzitor de vapori; VR - ventil de reglare; AG - agent răcit; AÎ - agent încălzitor; AR - apă de răcire; CT - compresor termochimic; DF - deflegmator; CR - coloană de rectificare; ZE - zonă de epuizare.

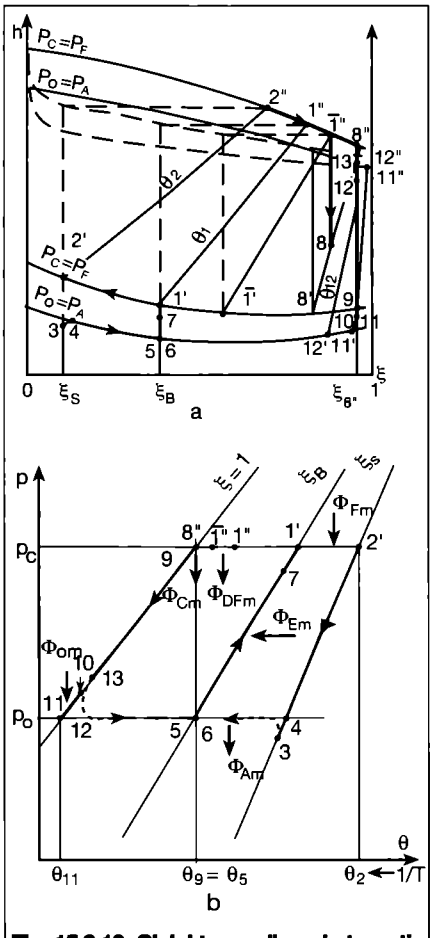


Fig. 15.3.19. Ciclul termodinamic teoretic al instalației frigorifice cu absorbție în soluție apă-amoniac - într-o treaptă în coordonate h-ξ *(a)* și p-θ *(b)*.

instalației, sunt prezentate în fig. 15.3.17.

Instalațiile cu BrLi - apă sunt bine adaptate la funcționarea în sarcină parțială în instalațiile de climatizare a aerului, puterea frigorifică Φ_0 putând fi reglată continuu, între 100 și 10%. Când necesarul de frig scade, debitul de agent încălzitor se reduce (fig. 15.3.17), în funcție de temperatura apei răcite. Debitul și temperatura apei de răcire și puterea consumată de pompe rămân neschimbate.

Tabelul 15.3.8. Dependența eficienței cu temperatura de vaporizare, la instalațiile frigorifice cu absorbție în soluție hidroamoniacală.

Temperatura de vaporizare θ_o [°C]	ε_{IF}
0 ... -10	0,63 ... 0,58
-20 ... -30	0,53 ... 0,47
-20 ... -50	0,40 ... 0,33

15.3.2.2.2 Instalații cu absorbție în soluție apă - amoniac

Comparativ cu instalația frigorifică cu absorbție în soluție BrLi - apă, instalația cu absorbție în soluție apă-amoniac are un regim de presiuni mult diferit (P_0 =*1...3* bar și P_C = 12...16 bar), conducând la utilaje individuale care necesită spații mai mari de amplasare.

Variația de temperatură în timpul vaporizării agentului frigorific (apă-amoniac) are implicații asupra temperaturii agentului răcit. Pentru a reduce acest inconvenient este necesară concentrarea vaporilor de amoniac rezultați din fierbător, printr-un proces de rectificare.

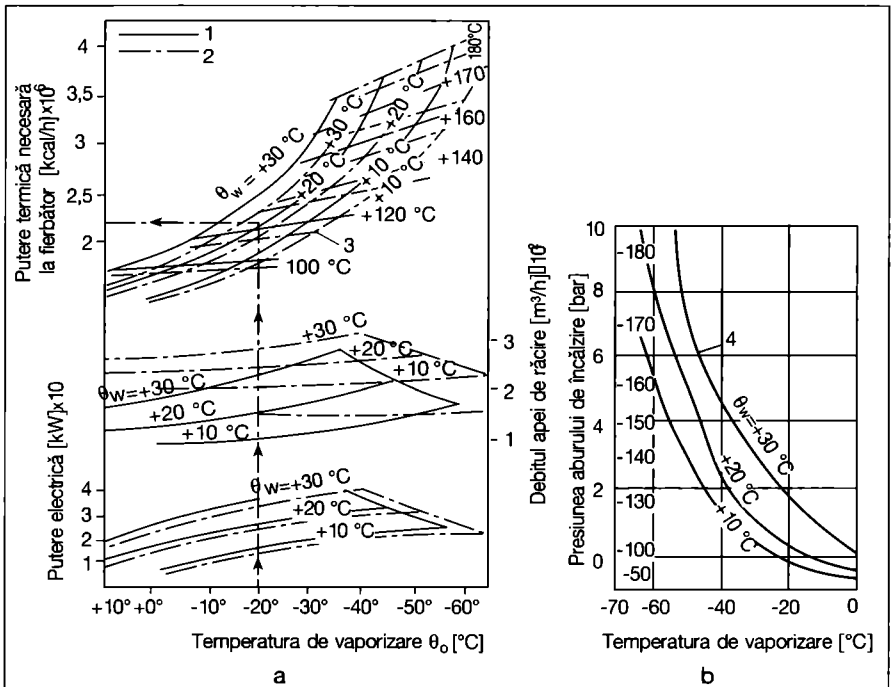
Dacă se dorește realizarea unei temperaturi de vaporizare mai scăzute a fluidului răcit *(-15...-25* °C), sau chiar când se prepară apă rece pentru climatizare (cu temperatura *5...7* °C), dar se dispune, fie de agent de răcire (apă, aer) cu temperatura mai ridicată *(35...40* °C), fie de agent încălzitor cu temperatura mai coborâtă *(100...90* °C), se va utiliza o instalație în două trepte.

În fig. 15.3.18 este prezentată schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție apă-amoniac într-o treaptă iar în fig. 15.3.19 este figurat ciclul termodinamic corespunzător în diagramele *p-h-ξ* și *p-θ-ξ* .

Compresorul termochimic CT include absorbitorul A, pompa de soluție *Ps*, economizorul E, generatorul de vapori G și ventilul de laminare a soluției diluate VRs.

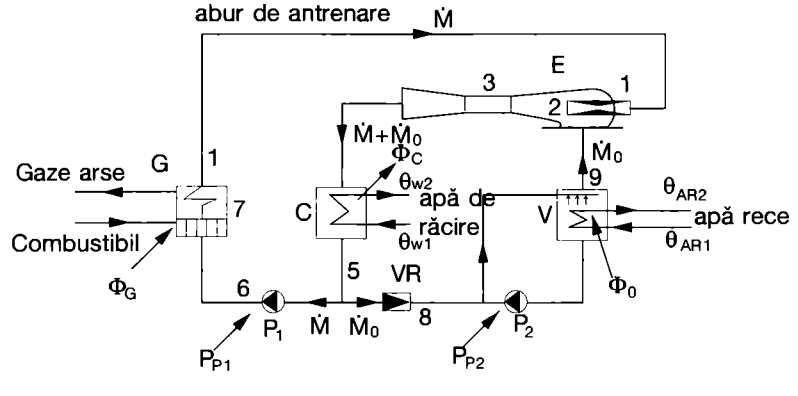
Soluția concentrată în amoniac din absorbitor *($\dot{M}_{SC}$)* este pompată și încălzită în economizor până la starea 7. Aducerea ei la starea de saturație 1' (epuizarea) se realizează în contact cu vaporii fierbinți de stare 1", rezultați din fierbătorul F, în zona de epuizare 2E.

Fierberea soluției poate avea loc în spațiul intertubular la fierbătoarele orizontale alimentate cu apă fierbinte sau în interiorul țevilor, la fierbătoarele verticale, alimentate cu abur. În ultimul caz, soluția curge pelicular, pe peretele interior al țevilor, permițând formarea vaporilor și circulația lor ascendentă în



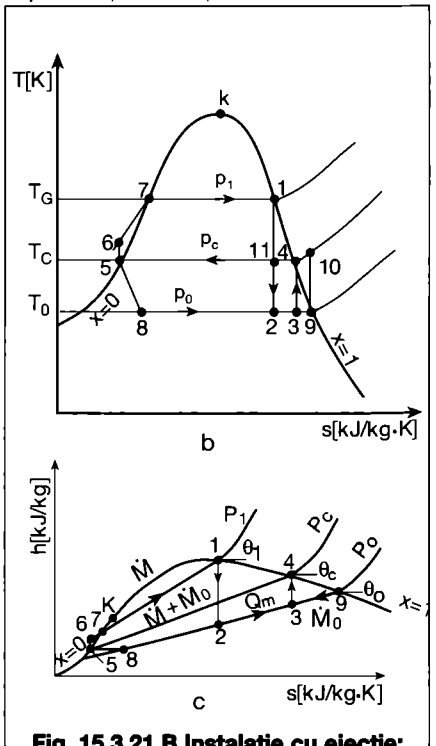
a b

Fig. 15.3.20. Instalația frigorifică cu absorbție în soluție apă-amoniac, într-o treaptă:
a- consumurile specifice; b - domeniul de funcționare;
1- absorbitor și condensator răcite în serie; 2 - absorbitor și condensator răcite în paralel; 3 - temperatura minimă de încălzire; 4 - temperatura apei de răcire.



a

Fig. 15.3.21 A Instalație cu ejecție:
a - schema teoretică;
G - generator de abur de lucru; E - ejector; V - vaporizator; C - condensator; VR - ventil de reglare; P_1, P_2 - pompe de apă.



b c

Fig. 15.3.21 B Instalație cu ejecție:
b - ciclul termodinamic în diagrama T-s;
c - idem, în diagrama h-s;

spațiul gol din axul țevilor.

Soluția diluată $\dot{M}_{SD}$, de stare 2' este răcită în economizor, destinsă în ventilul de laminare VRS și introdusă în absorbitor.

Zona de epuizare ZE realizează și o prerectificare a vaporilor rezultați din fierbător, printr-un schimb de căldură (de la vapori la soluție) și de masă (în dublu sens: vaporii condensează parțial concentrându-se în amoniac, iar soluția se încălzește și vaporizează parțial astfel încât debitele masice rămân constante). Schimbul de căldură din ZE este intern, nefiind necesare răciri sau încălziri din exterior. Pentru realizarea unui contact cât mai intim între vapori și soluție, se utilizează o umplutură din inele ceramice sau metalice.

Concentrarea vaporilor în amoniac continuă în coloana de rectificare CR și în deflegmatorul DF. Deflegmatorul are ca scop condensarea parțială a vaporilor în vederea obținerii unei soluții (reflux) care să servească la schimbul de căldură și masă din CR. Condensarea refluxului R se realizează prin cedarea căldurii Φ_{DF} către un mediu exterior de răcire. În coloana de rectificare au loc condensări succesive ale vaporilor și deci concentrarea lor în amoniac, prin schimb de căldură și masă cu refluxul R. Sunt prevăzute mai multe etaje (2...4), de regulă, din

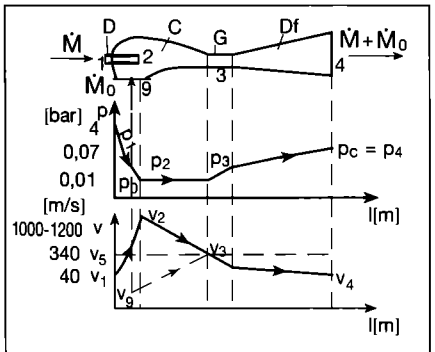


Fig. 15.3.22. Funcționarea teoretică a ejectorului:
D - duză (ajutaj); C - cameră de aspirație; G - gât; Df - cameră de compresie (difuzor).

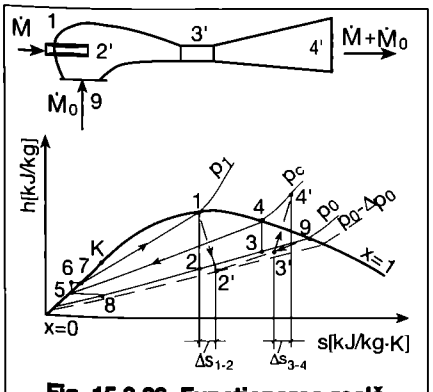


Fig. 15.3.23. Funcționarea reală a ejectorului.

talere cu clopoței. Vaporii rezultați din CR, cu starea $\overline{1}$", sunt în final concentrați în deflegmator până la starea 8" ($\xi_{8"}$ = 0,997...0,999), rezultând debitul $\dot{M}_0$ care intră în condensatorul C.

Schimbătorul de căldură SRL/SIV are ca scop subrăcirea amoniacului condensat (procesul 9-10), în vederea creșterii puterii frigorifice masice Φ_{0m}.

Agentul frigorific este apoi laminat în VR și introdus în vaporizatorul V, unde vaporizează pe seama căldurii Φ_0 primită de la agentul răcit. Cum puritatea amoniacului nu este perfectă (există încă 0,3...0,1 % apă), vaporizarea se face pe un interval de temperaturi de 2...4°C, între θ_{11} și θ_{12}.

Vaporii rezultați sunt supraîncălziți în SIV (procesul 12-13) și apoi sunt absorbiți în soluția diluată, din absorbitor, de unde ciclul se reia.

Eficiența depinde în mod esențial de temperatura de vaporizare (tab. 15.3.8), dar este influențată și de temperatura apei de răcire θ_W, de temperatura agentului încălzitor θ_{AI} sau de concentrațiile soluției. Pentru o funcționare continuă, se impune intervalul de degazare

$\Delta\xi = \xi_B - \xi_S \geq 5$ %.

În fig. 15.3.20 sunt prezentate consumurile specifice de utilități (agent încălzitor, apă de răcire, energie electrică) la o instalație cu absorbție în soluție hidroamoniacală cu o putere frigorifică $\Phi_0 = 1\ 163$ kW și funcționare într-o treaptă.

15.3.2.3 Instalații cu ejecție

Pot funcționa cu orice agent frigorific, dar singurele care s-au impus sunt cele cu vapori de apă (apa fiind atât agentul frigorific cât și cel de antrenare).

Avantajele și dezavantajele utilizării apei ca agent frigorific au fost menționate în capitolele referitoare la agenții frigorifici (15.2.1.2) și la soluțiile pentru instalații cu absorbție (15.2.3) în varianta BrLi - apă. În plus, utilizarea compresoarelor cu jet implică: avantajele date de construcția simplă, ieftină, fără piese în mișcare deci o lipsă aproape totală de uzură; dezavantajele sunt legate de consumul mare de energie de acționare (abur de lucru) și de apă de răcire.

Domeniul de utilizare cel mai indicat este cel al climatizării (se prepară apă rece cu $\theta_{AR} = 5...10$ °C).

Instalațiile frigorifice cu ejecție pot fi realizate cu circuite închise (se separă circuitele apei răcite și ale apei de răcire de circuitul agentului frigorific și de al celui de antrenare, prin suprafețe de transfer de căldură) sau cu circuite deschise (lipsa suprafețelor de transfer de căldură introduce avantajul apropierii temperaturilor fluidelor, dar și dezavantajul legat de impurificarea circuitului de condensat al cazanului).

15.3.2.3.1 Instalația teoretică (cu circuite închise)

În fig. 15.3.21 sunt prezentate schema și ciclul termodinamic teoretic corespunzător. În vaporizatorul V are loc vaporizarea agentului frigorific (apa) în contact cu serpentina prin care circulă apa sosită de la consumatorul de frig care, cedând fluxul de căldură Φ_0, se răcește de la θ_{AR1} la θ_{AR2}. Recircularea continuă a apei nevaporizate, cu pompa P2, împiedică acumularea unei coloane de lichid și, deci, menținerea presiunii de vaporizare p_0 dorite. Vaporii reci de apă $\dot{M}_0$ (starea 9) sunt aspirați în camera de aspirație a ejectorului E. Aici se produce o depresiune, prin destinderea puternică a aburului de antrenare $\dot{M}$, în ajutajul convergent-divergent (de tip Laval) al ejectorului (procesul 1-2), încât aburul capătă viteze supersonice.

Amestecarea debitului de vapori aspirați $\dot{M}_0$ cu aburul destins $\dot{M}$ (procesul 2+9=3) se finalizează în gâtul ejectorului. În continuare, printr-un transfer continuu de energie cinetică în energie potențială, amestecul de vapori este comprimat (scade viteza și crește presiunea, ca în fig. 15.3.22), până la presiunea din condensator P_c (procesul 3-4).

Vaporii refulați din ejector sunt condensați în condensatorul C (procesul 4-5), prin cedarea fluxului de căldură Φ_C către apa de răcire.

O parte din condensat $(\dot{M}_0)$ este laminat, în ventilul de reglare VR (procesul 5-8), până la presiunea P_0 din vaporizator, reluând ciclul de producere a frigului prin vaporizare (procesul 8-9). Restul de condensat $\dot{M}$ este pompat de pompa P_1 până la presiunea $p_1 = 4...5$ bar (procesul 5-6) și introdus în generatorul de abur G. Aici, prin preluarea fluxului de căldură Φ_G, are loc preîncălzirea 6-7 și fierberea 7-1, aburul saturat produs alimentând ejectorul E.

15.3.2.3.2 Instalația reală (cu circuite deschise)

- ***Funcționarea reală a ejectorului***

Datorită ireversibilității proceselor termodinamice și a construcției ejectorului, în procesele reale intervin o serie de pierderi (la amestecarea debitelor de vapori, la destinderea aburului de antrenare în ajutajul ejectorului, la comprimarea amestecului de vapori în difuzorul ejectorului), încât aceste procese (fig. 15.3.23) conduc la un consum mai mare de abur de antrenare decât în procesul teoretic.

Mărimea inversă a consumului specific de abur de antrenare ***a*** este denumită **coeficient de ejecție, *u***:

$$u = \frac{1}{a} = \frac{\dot{M}_o}{\dot{M}} \quad \left[\frac{kg\ vapori\ aspirați}{kg\ abur\ de\ antrenare}\right] \qquad (15.3.19).$$

După unele transformări coeficientul de ejecție se poate calcula cu expresia:

$$u = \sqrt{\lambda \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3}} - 1 \qquad (15.3.20),$$

cu:

h_1, h_2, h_3, h_4 - entalpiile masice (fig. 15.3.23);

$\lambda = \eta_D \cdot \eta_C$ - grad de perfecțiune al ejectorului, cu valori 0,6...0,65;

η_D, η_C - randamentul destinderii, respectiv, al comprimării.

Coeficientul real de ejecție u_r ~ 0,33, deci consumul real de abur este de 4,5...5 ori mai mare decât cel teoretic. Se poate defini astfel un randament termodinamic η_T al ejectorului (tab. 15.3.9):

$$\eta_T = \frac{Q_t}{Q_r} = f(\theta_0, p_1, \theta_c) \qquad (15.3.21)$$

valorile foarte scăzute fiind cauzate, în principal, de procesul ireversibil de amestecare a debitelor de abur.

Schema reală a instalației (fig. 15.3.24)

Vaporizatorul V și condensatorul C sunt de amestec, fără suprafață de separare a fluidelor în contact.

Debitul de apă rece $\dot{M}_l$, cu temperatura θ_{AR1}, de la consumatorul de frig CF, este pulverizat în V. Aici, datorită depresiunii p_0 create de ejectorul principal Ep, o parte din apă $\dot{M}_v$ vaporizează, preluând căldura necesară Φ_0 de la restul de apă $\dot{M}_l - \dot{M}_v$, care se răcește. Diferența mare dintre căldura latentă de vaporizare (l_V) și cea sensibilă ($c_p \Delta T$) conduce la un debit de vapori $\dot{M}_v$ foarte mic (pentru ΔT=5 K, $\dot{M}_v \sim 0{,}01\ \dot{M}_l$).

Apa răcită, cu temperatura $\theta_{AR2} = \theta_0$, este colectată într-un bazin deschis BAR, de unde este preluată cu pompa P1 și retrimisă consumatorului de frig.

Ținând seama de depresiunea p_0 din V, pentru a nu se inunda vaporizatorul cu

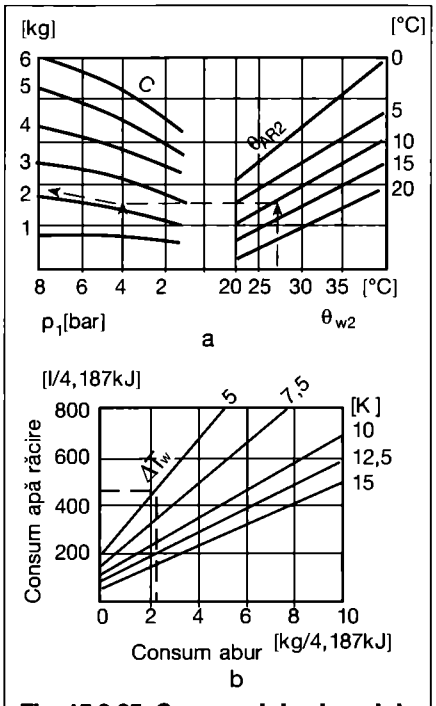


Fig. 15.3.25. Consumul de abur și de apă de răcire la instalațiile cu ejecție:
a *- nomogramă pentru determinarea consumului de abur (la 1,163 kW), în funcție de presiunea aburului* p_1, temperatura apei răcite la ieșirea din vaporizator, θ_{AR2} și temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator, θ_{w2}; ex: pentru p_1 = 4 bar, θ_{AR2}=10°C și θ_{w2}=27°C, rezultă un consum de abur de 2,2 kg/1,163 kW; C - consum de abur (1 000 kcal);
b *- nomogramă pentru determinarea consumului de apă de răcire în funcție de consumul de abur și de diferența de temperatură a apei de răcire în condensator* (ΔT_w); ex: la un consum de abur de 2,2 kg/1,163 kW și ΔT_w=5 K, rezultă un consum de apă de răcire de 460 l/1,163 kW.

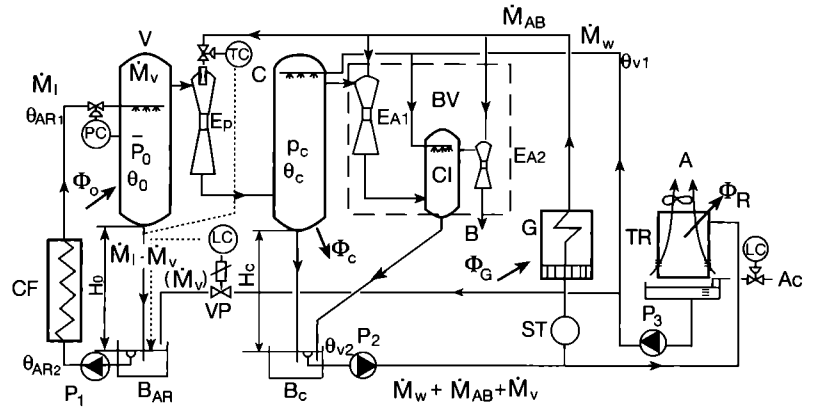


Fig. 15.3.24. Schema reală a instalației frigorifice cu ejecție, cu montare barometrică:
CF - consumator de frig; V - vaporizator; BAR - bazin apă rece,; Bc - bazin condensat; C - condensator; CI - condensator intermediar; Ep - ejector principal; EA1, EA2 - ejectoare auxiliare; BV - baterie de vacuumare; G - generator de vapori; ST - stație de tratare; TR - turn de răcire; P1, P2, P3 - pompe apă, A - aer; Ac - apă de completare.

Tabelul 15.3.9. Variația randamentului termodinamic al ejectorului și temperatura de vaporizare θ_0, presiunea aburului de lucru p_1 și temperatura de condensare θ_C.

p_1 [bar]	θ_o [°C]	Valorile η_T pentru θ_c [°C]			
		+25	+25,5	+30	+35
2	5	0,2204	0,2221	0,2260	0,2264
	8	0,2149	0,2178	0,2248	0,2262
	10	0,2102	0,2135	0,2229	0,2261
	12	0,2035	0,2075	0,2207	0,2257
	15	0,1911	0,1968	0,2146	0,2236
4	5	0,2158	0,2179	0,2242	0,2262
	8	0,2095	0,2125	0,2216	0,2256
	10	0,2038	0,2072	0,2185	0,2246
	12	0,1964	0,2007	0,2158	0,2231
	15	0,1832	0,1891	0,2082	0,2194
6	5	0,2129	0,2151	0,2225	0,2257
	8	0,2063	0,2093	0,2193	0,2245
	10	0,2001	0,2038	0,2158	0,2231
	12	0,1926	0,1970	0,2128	0,2211
	15	0,1790	0,1848	0,2045	0,2166
8	5	0,2109	0,2130	0,2212	0,2251
	8	0,2040	0,2070	0,2176	0,2234
	10	0,1976	0,2014	0,2139	0,2218
	12	0,1898	0,1943	0,2105	0,2195
	15	0,1763	0,1823	0,2021	0,2147

apa din BAR, se impune amplasarea acestuia la o înălțime H_0, dată de relația:
$\rho \cdot g \cdot H_0 + p_0 = B + \Delta p$ [bar] (15.3.22);
unde:
B - este presiunea barometrică locală;
g - accelerația gravitației;
Δp - căderea de presiune în conducta de legătură V-BAR.

Vaporii reci aspirați de ejectorul principal EP cu ajutorul aburului de antrenare destins în ajutajul acestuia, sunt comprimați până la presiunea din condensator p_c. Aici, în contact direct cu apa de răcire, are loc condensarea amestecului de vapori.

Apa de răcire, încălzită de la θ_{w1} la θ_{w2} prin preluarea fluxului de căldură Φ_C, și condensatul format se colectează în bazinul de condensat BC. O relație similară cu (15.3.22) poate fi scrisă și pentru determinarea înălțimii de montare a condensatorului HC. Astfel, aceste instalații, cu montare barometrică, sunt amplasate în aer liber, pe o platformă situată la cota H_0 ~ 10 m ($H_C < H_0$). Există și montări nebarometrice, renunțându-se la bazinele deschise BAR și BC de la sol.

Pompa P_2 trimite condensatul atât la generatorul de abur G (în prealabil, printr-o stație de tratare ST) cât și la turnul de răcire TR, de la acestea reluându-se circuitele de abur ($\dot{M}_{AB}$) și de apă de răcire ($\dot{M}_w$). Pentru compensarea debitului de vapori $\dot{M}_v$ antrenat de EP acest debit este returnat în BAR.

În schemă este prevăzută și bateria de vacuumare BV. Aceasta aspiră aerul și vaporii necondensați din C și îi evacuează în atmosferă. Cum raportul optim de comprimare (într-o treaptă), de 8...8,5, este depășit de B/pc, este realizată o comprimare în două trepte, utilizând două ejectoare auxiliare EA1 și EA2 și un condensator intermediar CI.

În instalația într-o treaptă apa este răcită cu 2...3 °C. Pentru o răcire pe un ecart de temperatură mai mare se utilizează instalații în mai multe trepte. Se folosesc vaporizatoare și condensatoare compartimentate, apa alimentându-le în serie, gravimetric. Ejectoarele pot fi dispuse în paralel, lucrând cu rapoarte de comprimare din ce în ce mai mari sau încrucișat, cu rapoarte de comprimare apropiate, deci recomandate prin consumul mai mic de abur de antrenare.

Consumurile de utilități ale unei instalații frigorifice cu ejecție se pot determina din nomograme (fig. 15.3.25).

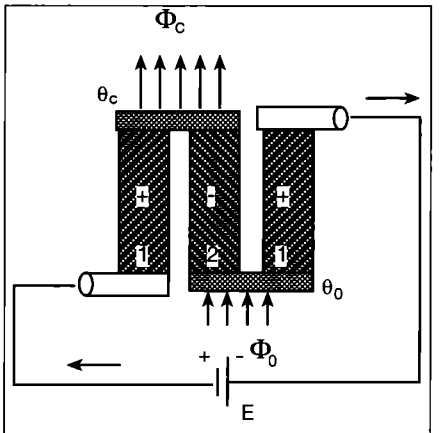


Fig. 15.3.26. Schema unui modul de răcire prin efect Peltier:
E - sursă de curent continuu;
1 - material cu nivel superior de energie;
2 - material cu nivel inferior de energie;
θ_o = temperatura scăzută;
θ_c = temperatura ridicată.

15.3.3. Instalații bazate pe efectul Peltier

În 1934, Peltier a constatat că, într-un circuit compus din două conductoare diferite, sudate la capete și traversate de un curent continuu, apare o diferență de temperatură: o sudură se răcește iar cealaltă se încălzește. La schimbarea sensului curentului se inversează și punctele reci și calde ale circuitului.

La baza teoretică a **efectului de răcire Peltier** și-au adus contribuții deosebite Altenkirch (pentru cuplurile metalice) și Joffe (pentru semiconductoare).

Un modul termoelectric se compune dintr-o alternanță de două conductoare diferite, asociate în serie prin punți din cupru (fig. 15.3.26) și o sursă de curent continuu. O sudură se încălzește, degajând fluxul de căldură Φ_C la temperatura θ_C, cealaltă se răcește putând prelua fluxul de căldură Φ_0 la temperatura θ_0.

Fenomenul are următoarea explicație: sub acțiunea câmpului electric, electronii liberi trec de la un nivel de energie la altul, în zona de contact a celor două materiale diferite. Trecerea de la un nivel superior de energie (+) la altul inferior (-) eliberează energia suplimentară producând încălzirea. Când trecerea se face de la un nivel mai scăzut la un nivel mai ridicat de energie, necesarul suplimentar de energie este preluat din afară, încât locul de contact se răcește.

Redus la materiale conductoare, acest efect devine mult mai important prin utilizarea semiconductoarelor, mai ales când acestea prezintă adaosuri donoare sau acceptoare de electroni liberi. Utilizându-se aliaje de Sb_2Te_3 (antimontelurid) și Bi_2Te_3 (bismuttelurid) s-au obținut diferențe de temperatură între cele două suduri, $\Delta T = \theta_C - \theta_0 = 60$ K.

Deși realizează o putere frigorifică redusă, cu o eficiență de cca 5 ori mai mică decât la sistemele cu compresie mecanică, totuși, simplitatea, fiabilitatea ridicată și posibilitatea reglării temperaturii dorite fac utilizabilă această instalație, mai ales când se solicită, simultan sau alternativ, și efectul de încălzire.

F. Instalații frigorifice

Capitolul 16
Elemente componente ale instalațiilor frigorifice

Elementele esențiale ale unei instalații frigorifice sunt:
- compresorul,
- condensatorul,
- ventilul de laminare și
- vaporizatorul.

Pentru o funcționare sigură și eficientă ele sunt completate de aparatura auxiliară și de cea de reglare și comandă.

16.1. Compresoare

Compresorul aspiră vaporii de agent frigorific rezultați din vaporizator la o presiune p_0, corespunzătoare condițiilor de funcționare solicitate de consumatorul de frig, îi comprimă și îi refulează la o presiune mai ridicată în condensator p_c, încât să permită condensarea lor, în concordanță cu temperatura mediului ambiant.

16.1.1. Clasificarea compresoarelor

Procesul de comprimare poate fi realizat în compresoare: *mecanice, termochimice și cu jet (ejectoare).*

Ultimele variante au fost detaliate la instalațiile cu absorbție, respectiv, ejecție (§15.3.2.2 și 15.3.2.3).

Compresoarele mecanice sunt de tipuri foarte diferite, evoluția lor continuând încă. După principiul de funcționare, acestea pot fi: *volumice și rotodinamice.*

La compresoarele volumice mișcarea gazului are loc într-un cilindru, sub acțiunea unui piston. Compresia vaporilor se face, fie prin deplasarea rectilinie-alternativă a pistonului într-un cilindru orizontal sau vertical, la compresoarele alternative, fie prin rotația pistonului (rotorul) într-un cilindru (statorul), la compresoarele rotative. Compresoarele rotodinamice deplasează gazul sub acțiunea forțelor centrifuge dezvoltate de un rotor cu palete, iar comprimarea se realizează prin transformarea energiei cinetice în energie potențială. Aceste compresoare sunt denumite și *compresoare centrifugale* sau *turbocompresoare.*

16.1.2. Compresoare volumice

În tabelul 16.1.1 sunt prezentate tipurile de compresoare volumice.

Compresoarele alternative orizontale, primele utilizate, fiind lente, grele și cu dimensiuni mari, au fost, treptat, înlocuite de cele verticale, cu carter închis, mai rapide și mai performante.

Compresoarele rotative, înlocuind mișcarea sacadată a pistonului în cilindru, de la compresoarele alternative, cu una de rotație, au o construcție foarte echilibrată, un mers mai silențios, încât pot lucra cu turații ridicate, conducând la debite de gaz (puteri frigorifice) mari, la dimensiuni mai reduse și fundații mai ușoare.

Compresoarele rotative pot avea comprimarea:
- *interioară*, prin variația volumului spațiului de comprimare (compresorul cu rotorul rostogolitor cu lamelă culisantă în stator, compresorul Wankel și compresorul cu lamele culisante în rotor);
- *exterioară*, la care rotorul produce doar transportul gazului, comprimarea realizându-se în momentul legării compresorului la rețeaua exterioară (suflantă de gaz, cu rotor profilat);
- *mixtă*, realizată, parțial, din variația volumului și, parțial, prin comprimare exterioară (compresorul elicoidal).

16.1.2.1 Mărimi caracteristice ale compresoarelor volumice

Mărimile caracteristice sunt de ordin geometric, mecanic, frigorific și calitativ.

16.1.2.1.1 Caracteristici geometrice

Sunt date de alezajul cilindrului, cursa pistonului, numărul de cilindri și viteza de rotație (la compresoarele alternative) și de diametrul statorului, lățimea lor, numărul de celule formate între stator și rotor de lamelele culisante și viteza de rotație (la compresoarele rotative).

La compresoarele elicoidale, caracteristicile geometrice sunt în funcție de diametrul rotoarelor, lungimea lor și turație.

Aceste caracteristici geometrice sunt:
- cilindreea;
- debitul volumic baleiat;
- debitul masic de fluid aspirat.

• Cilindreea C este volumul baleiat de piston, între cele două puncte moarte, în timpul unei rotații a arborelui.

Pentru compresoarele alternative, se determină cu relația:

$$C = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot N \quad [m^3] \qquad (16.1.1),$$

unde:
d este alezajul cilindrului [m];
l - cursa pistonului [m];
N - numărul de cilindri.

La compresoarele rotative cu lamele, cilindreea reprezintă volumul generat de lamele, la o rotație a rotorului. La un compresor monocelular (§ 16.1.2.2.);

$$C = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l \quad [m^3] \qquad (16.1.2),$$

unde:
D este alezajul statorului [m];
d - diametrul rotorului [m];
l - lățimea comună a statorului și a rotorului [m].

În cazul compresoarelor elicoidale:

$C = d^2 \cdot l$ [m³] (16.1.3),

unde:
d - este diametrul rotoarelor [m];
l - lungimea rotoarelor [m].

• Debitul volumic baleiat Q_v, reprezintă cilindreea realizată într-un interval de timp. În 1s:

$$\dot{V} = C \cdot \frac{n}{60} \quad [m^3/s] \qquad (16.1.4),$$

cu:
n - rotația arborelui, rot/min

Cilindreea orară:

$\dot{V}_h = C \cdot n \cdot 60$ [m³/h] (16.1.5).

La compresoarele elicoidale, importantă este viteza periferică, u:

$$u = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad [m/s] \qquad (16.1.6).$$

Debitul volumic baleiat,

$$\dot{V} = A \cdot d^3 \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{n}{60} \quad [m^3/s] \qquad (16.1.7),$$

cu:
A - constantă în funcție de tipul de compresor (monorotor, birotor), de

Tabelul 16.1.1. Clasificarea compresoarelor volumice.

	TIP	Concepție și construcție		Mod de comprimare
Cu piston cu mișcare alternativă	Cu simplu sau dublu efect	Fără carter - Cu carter deschis -	orizontale verticale	Compresie simplă
	Cu simplu efect	Cu carter închis -	verticale	Compresie simplă sau etajată
	Cu simplu efect	Ermetice	Motocompresoare	Compresie simplă sau etajată
		Semiermetice		
Cu piston cu mișcare rotativă	Cu spațiu variabil	Cu comandă exterioară	Verticale sau orizontale	Compresie simplă
	Cu piston rostogolitor	Semiermetice	Motocompresoare verticale sau orizontale	
	Cu palete	Ermetice		
	Cu șurub (elicoidale)	Cu comandă exterioară	orizontale	Compresie simplă și/sau supraalimentare
		Semiermetice	orizontale sau verticale	
		Ermetice		

diametrul rotorului, de unghiul de înfășurare a șurubului și de forma lobilor.

• Debitul masic de fluid $\dot{M}$ depinde de condițiile de funcționare a compresorului, fiind determinat de debitul volumic și de volumul masic al vaporilor de agent frigorific, în aspirația compresorului, v_A [m³/kg]:

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}}{v_A} \quad [kg/s] \quad (16.1.8).$$

16.1.2.1.2 Caracteristici mecanice

Rezultă din funcționarea compresorului și din analiza diagramei de funcționare.

Acestea sunt:

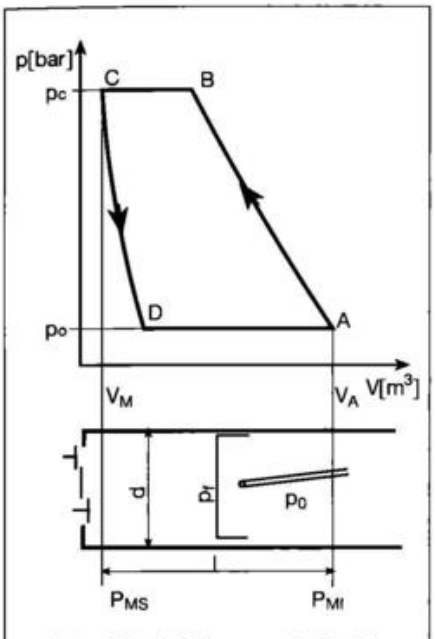


Fig. 16.1.1. Diagrama indicată a compresorului cu piston cu mișcare alternativă:
V_A - volum aspirat, VM - volum mort, PMI - punct mort inferior, PMS -punct mort superior, d - alezaj cilindru, l - cursa piston.

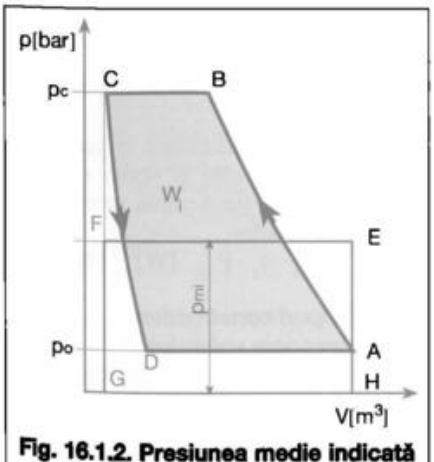


Fig. 16.1.2. Presiunea medie indicată p_{mi} și lucrul mecanic indicat W_i, la un compresor cu piston alternativ.

- presiunea medie indicată;
- lucrul mecanic indicat;
- puterea indicată;
- puterea efectivă.

Compresia fluidului are loc similar, în compresoarele alternative sau rotative, caracteristicile mecanice se determină cu aceleași metode, cu rezultate asemănătoare.

Diagrama indicată a compresorului cu piston alternativ, în condiții teoretice, arată variația presiunii fluidului p_f în funcție de poziția pistonului în cilindru (fig. 16.1.1).

Când pistonul termină cursa de aspirație, în punctul mort inferior PMI (starea A), cilindrul este umplut cu vapori, la presiunea de aspirație p_0. Pistonul începe cursa de compresie (supapele de aspirație și de refulare sunt închise), volumul vaporilor scade pe măsură ce presiunea lor p_f crește. În punctul B, când se atinge presiunea de condensare, se deschide supapa de refulare și vaporii comprimați sunt evacuați. Evacuarea se încheie în punctul C (punctul mort superior PMS), când supapa de refulare se închide. În cilindru există un spațiu neparcurs de piston, care conduce la un volum mort, V_M. Necesitatea lui, din considerente mecanice, face ca aspirația să se facă cu întârziere, din punctul D, după destinderea vaporilor din spațiul mort, când se deschide supapa de aspirație.

• *Presiunea medie indicată* p_{mi} reprezintă presiunea medie din cilindru, în timpul unei rotații a arborelui. Cu ea se poate echivala lucrul mecanic indicat, reprezentat de aria ABCD, cu cea a dreptunghiului HEFG, mai ușor de determinat (fig. 16.1.2).

• *Lucrul mecanic indicat* W_i este energia care trebuie dată pistonului pentru a-l deplasa cu cursa l, învingând forța vaporilor existenți în cilindru.

$W_i = p_{mi} \cdot l \cdot A$ [J/ciclu] (16.1.9),

unde:

A - suprafața pistonului [m²].

• *Puterea indicată* P_i este

$$P_i = \frac{W_i \cdot n}{60} \quad [W] \quad (16.1.10).$$

• *Puterea efectivă* P_e

În realitate, compresorul funcționează ca în fig. 16.1.3, de la o presiune mai mică de aspirație $p_0 - \Delta p_0$, până la o presiune mai mare în refulare $p_c + \Delta p_c$, Δp_0 și Δp_c fiind necesare la învingerea inerției și frecărilor din supape. În plus, puterea furnizată arborelui compresorului trebuie să învingă și frecările din lagăre, bielă, manivelă și segmenți - cilindru, încât puterea efectivă, consumată de compresor, este mai mare decât cea indicată:

$P_e = P_i + P_F$ [W] (16.1.11),

unde:

P_F - este puterea de frecare, dată de relația:

$P_F = p_F \cdot \dot{V}$ [W] (16.1.12),

cu:

p_F - presiunea de frecare având valori de $(0,4...0,6)\cdot 10^5$ N/m² la compresoarele în echicurent și de $(0,2...0,4)\cdot 10^5$ N/m² la cele în contracurent.

16.1.2.1.3 Caracteristici frigorifice

Acestea sunt: puterea frigorifică brută; puterea frigorifică masică; puterea frigorifică volumică; producția frigorifică specifică.

• *Puterea frigorifică brută* Φ_{OK} este cea dezvoltată de compresor, fiind determinată de caracteristicile sale geometrice (debitul volumic baleiat) cât și de caracteristicile termodinamice ale fluidului, de condițiile de lucru și de randamentul volumic al compresorului, care condiționează volumul real aspirat. Se măsoară în W.

Este dată de constructor sub formă de tabele sau diagrame, la diferite condiții de lucru. Pentru compararea performanțelor, Institutul Internațional al Frigului (IIF) a propus condițiile de referință (normale) prezentate în tabelul 16.1.2.

• *Puterea frigorifică masică* Φ_{om} raportează puterea frigorifică brută la debitul masic de agent frigorific:

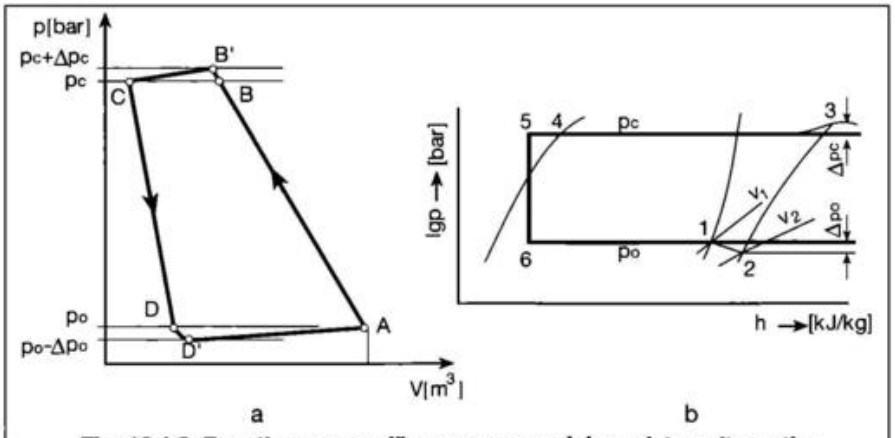


Fig. 16.1.3. Funcționarea reală a compresorului cu piston alternativ:
a - diagrama indicată reală, b - ciclul termodinamic real.

$$\Phi_{om} = \frac{\Phi_{0K}}{\dot{M}} \quad [J/kg] \qquad (16.1.13).$$

• *Puterea frigorifică volumică* Φ_{ov} reprezintă căldura absorbită de 1 m^3 vapori aspirați:

$$\Phi_{ov} = \frac{\Phi_{0K}}{\dot{V}} \quad [J/m^3] \qquad (16.1.14).$$

• *Producția frigorifică specifică K* raportează puterea frigorifică brută la puterea indicată sau la cea efectivă, obținând:

- producția frigorifică specifică indicată:

$$K_i = \frac{\Phi_{0K}}{P_i} \qquad (16.1.15);$$

- producția frigorifică specifică efectivă:

$$K_e = \frac{\Phi_{0K}}{P_e} \qquad (16.1.16).$$

16.1.2.1.4 Caracteristici calitative

Acestea sunt:
- coeficientul de performanță;
- raportul de compresie;
- randamentul volumic;
- randamentul mecanic;
- randamentul indicat.

• *Coeficientul de performanță* COP numit și *eficiență frigorifică* ε_{if} raportează efectul frigorific realizat Φ_{0K} la puterea efectivă consumată de compresor P_c pentru a obține acest rezultat:

$$COP = \frac{\Phi_{0K}}{P_C} \qquad (16.1.17).$$

Această mărime poate fi determinată cu valori instantanee sau cumulate pe o perioadă de timp (sezoniere), de exemplu: 1 an.

• *Raportul de compresie* π raportează valoarea presiunii de refulare p_R la cea a presiunii de aspirație p_A:

$$\pi = \frac{p_R}{p_A} \qquad (16.1.18).$$

• *Randamentul volumic* η_v denumit și *grad de livrare* al compresorului, apreciază scăderea debitului aspirat de compresor, în condiții reale, prin existența spațiului mort, a laminării vaporilor la curgerea prin supapa de aspirație, a supraîncălzirii vaporilor în aspirație și a pierderilor de gaz prin neetanșeități. Astfel:

$$\eta_V = \frac{\dot{V}_R}{\dot{V}} \qquad (16.1.19).$$

Din nomogramele prezentate în fig. 16.1.4 se pot determina randamentele volumice la compresorul alternativ și cel cu șurub, în funcție de raportul de compresie π. La compresorul cu șurub, prin inexistența supapelor, pierderile de debit sunt cauzate doar de curgerile interne de gaz, deci η_v are valori mai mari.

Randamentul mecanic η_m raportează puterea indicată la cea efectivă:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \qquad (16.1.20).$$

• *Randamentul indicat,* η_i, compară puterea teoretică cu cea indicată. Puterea teoretică depinde de lucrul mecanic masic, teoretic, de comprimare adiabatică $W_{m,k}$ (diferența de entalpii între refulare h_r și aspirație h_a) și de debitul masic de vapori aspirați în compresor:

$$P_{th} = W_{m,k} \cdot \dot{M} = (h_r - h_a) \cdot \frac{\dot{V}}{V_A} \quad [W] \qquad (16.1.21).$$

Se obține astfel:

$$\eta_i = \frac{P_{th}}{P_i} \qquad (16.1.22).$$

• *Puterea totală consumată de motorul de antrenare a compresorului,* P_T, este apreciată de *randamentul transmisiei* de la motor la compresor:

$$\eta_{tr} = \frac{P_e}{P_T} \qquad (16.1.23),$$

cu valoarea subunitară la transmisii elastice (prin curele) și egală cu 1 la transmisii rigide (prin cuplă directă).

Obținem astfel:

$$P_T = \eta_{tr} \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot P_{th} \quad [W] \qquad (16.1.24).$$

Tabelul 16.1.2. Condiții normale de funcționare a compresoarelor (după IIF).

Grupa	Temperatura de vaporizare [°C]	Temperatura agentului frigorific în ștuțul de aspirație în compresor [°C]	Temperatura de condensare [°C]	Domenii de utilizare
I	-25	+20	+40	Agenți halogenați (Freoni)
II	-25	+20	+40	
III	-5	+20	+40	
IV	+5	+20	+45	
V	-25	-10	+35	Amoniac
VI	-15	0	+35	
VII	-5	+5	+40	
VIII	+5	+15	+40	
IX	-40	-25	+35	Compresie în mai multe trepte
X	-40	-25	+5	
XI	-40	-25	-15	
XII	-30	-15	+5	Compresor booster
XIII	-30	-15	-15	

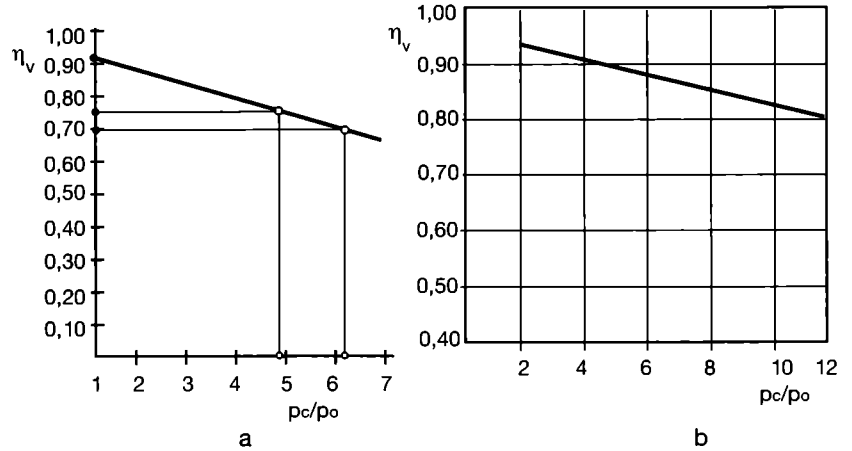


Fig. 16.1.4. Randamentul volumic, în funcție de raportul de compresie π pentru amoniac, la θ_C = 35 °C:
a - la compresorul alternativ; b - la compresorul cu șurub.

16.1.2.2 Tipuri constructive de compresoare volumice

16.1.2.2.1 Compresoare cu piston alternativ

Pentru puteri frigorifice reduse (până la 40 kW) se utilizează compresoare *ermetice (capsulate).* Montate împreună cu motorul, într-o carcasă etanșă construită

Tabel 16.1.3. Performanțe ale unor compresoare alternative ermetice în condiții de lucru θ_0/θ_C = 0/35 °C

Model	Cilindree orară [m³/h]	R22		R134a		R404A		R407C	
		Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]
MANEUROP									
MTZ081	10,1	20	5,01	12,5	3,22	22,3	5,94	18,9	4,84
MTZ160	10,1	37,7	9,7	25	6,49	43,1	11,68	37,6	9,63
UNITÉ HERMETIQUE									
CAJ4511Y	32,7	-	-	2,16	-	-	-	-	-
CAJ4511Y	34,45	3,6	-	-	-	3,76	-	-	-
FH4531F	56,65	5,67	-	-	-	-	-	-	-
FH4525Y	74,25	-	-	4,24	-	7,28	-	-	-

din două părți sudate, demontarea lor în vederea unei depanări se poate realiza numai în uzină. Rotorul motorului este montat direct pe arbore, fiind scăldat de vaporii aspirați, asigurându-i astfel răcirea. În fig. 16.1.5 este prezentată secțiunea unui compresor ermetic cu piston alternativ.

Precizia de fabricație a acestor compresoare este foarte mare. Pistonul nu are segmenți, deci jocul piston - cilindru este mic (4...6 μm), etanșeizarea realizându-se prin filmul de ulei existent între cilindru și piston. Circuitul frigorific este montat în uzină, constructorul garantându-l o perioadă îndelungată.

Etanșeitatea față de exterior este totală și garantată fără limită, fiecare compresor ermetic fiind testat în uzină. Cum toată durata sa de funcționare utilizează același ulei, acesta trebuie să fie de lungă durată (curat, fără apă, compuși parafinici sau aer).

Un model recent îl constituie compresorul ermetic cu rotorul motorului carcasat, realizat de firma FRIGOPOL. Carcasarea rotorului, printr-un înveliș de 0,2 mm cromnichel, separă etanș circuitul frigorific de cel electric, încât o eventuală defecțiune a motorului nu afectează circuitul frigorific. Bielele sunt montate astfel încât permit distribuirea cilindrilor pe același plan perpendicular pe arborele cotit, încât funcționarea, cu doi sau trei cilindri, se realizează fără vibrații și fără zgomot. Statorul motorului rămâne la exterior, nervurile prevăzute pe el asigurând astfel o bună răcire.

Compresoarele ermetice cu piston alternativ sunt realizate, în special, pentru freonii clasici R22 și R502 sau pentru înlocuitori ai acestora (R134a, amestecurile R404A și R407C), cât și pentru noi fluide ca propan, izobutan și chiar amoniac.

Construcția lor și a echipamentelor de măsurare și siguranță sunt concepute pentru un anumit fluid, încât utilizarea altor fluide implică modificări ale acestor echipamente.

Compresoarele ermetice nu dispun de posibilități de reglare a puterii frigorifice, aceasta putând fi variată doar prin oprirea - pornirea compresorului.

Realizate, inițial, cu puteri frigorifice foarte mici, în prezent pot atinge 50 kW.

Performanțele unor compresoare ermetice alternative (în condiții de lucru θ_0 = 0 °C, θ_C = 35 °C) sunt prezentate în tabelul 16.1.3.

Compresoarele ermetice sunt, deseori, montate în uzină împreună cu condensatorul, formând astfel un grup frigorific. Condensatorul este răcit cu aer, circulația acestuia realizându-se forțat, cu ventilatoare, ca în modelul firmei ASPERA, construit pentru R22 sau R134a. Prin extinderea gamei către puteri mai mari s-au realizat și grupuri cu condensatoare cu plăci, răcite cu apă.

Pentru puteri frigorifice medii (50 - 300 kW), întâlnite adesea la climatizarea

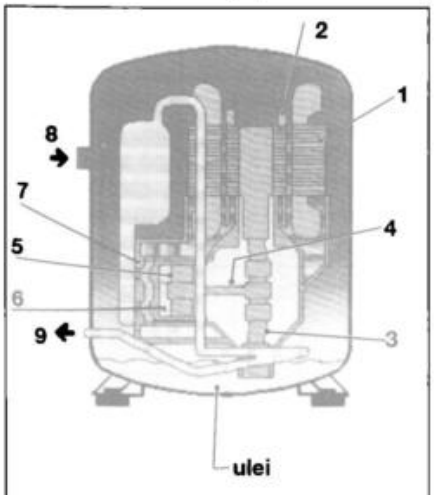


Fig. 16.1.5. Motocompresor ermetic cu piston alternativ:
1 - stator; 2 - rotor; 3 - arbore; 4 - bielă; 5 - piston; 6 - cilindru; 7 - chiulasă; 8 - galerie de aspirație; 9 - galerie de refulare.

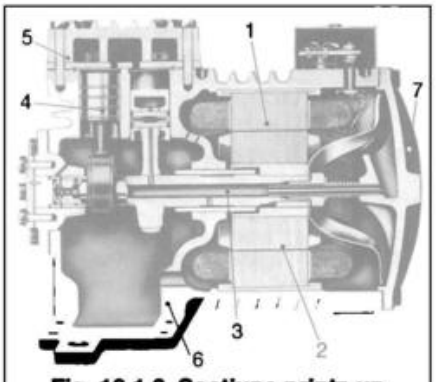


Fig. 16.1.6. Secțiune printr-un compresor semiermetic (Copeland):
1 - stator; 2 - rotor; 3 - arbore; 4 - piston; 5 - chiulasă; 6 - carcasă comună pentru compresor și motor; 7 - capac demontabil.

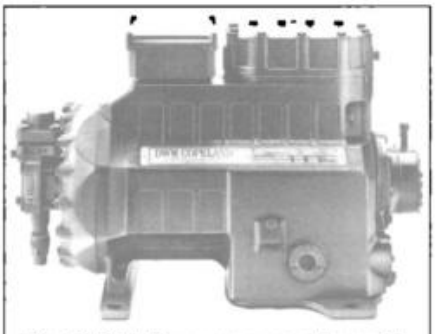


Fig. 16.1.7. Compresor semiermetic DISCUS (COPELAND).

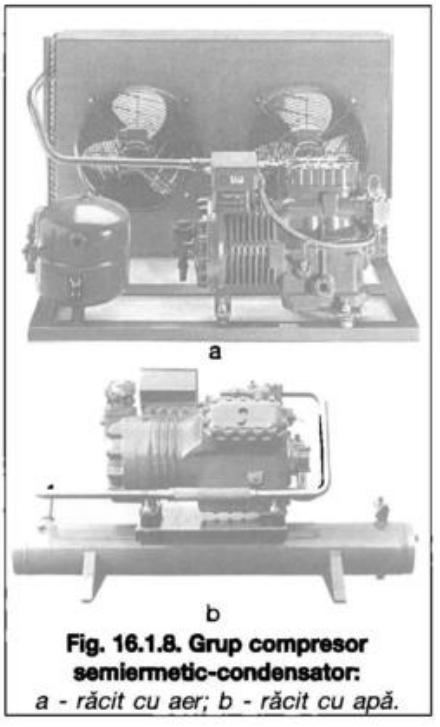


Fig. 16.1.8. Grup compresor semiermetic-condensator:
a - răcit cu aer; b - răcit cu apă.

aerului, se utilizează compresoarele alternative *semiermetice* (*ermetic - accesibile*). Motorul este inclus într-un carter demontabil (nesudat, dar prins în buloane), permițând deschiderea în vederea reparațiilor, chiar la utilizator (fig. 16.1.6).

Căldura degajată de motor este evacuată aerului exterior printr-o suprafață nervurată sau printr-un circuit de apă de răcire, care înconjoară carcasa. La puteri mai mari, răcirea motorului se realizează de către vaporii reci aspirați din vaporizator. Puterea frigorifică poate fi modificată numai prin scoaterea din funcțiune a unor cilindri, deci printr-o reglare în trepte.

Sunt realizate pentru agenții clasici (R22, R502) și înlocuitorii lor.

În tabelul 16.1.4. sunt prezentate performanțele unor compresoare semiermetice alternative (în condițiile de lucru $\theta_0 = 0$ °C, $\theta_C = 35$ °C.

Un model mai performant care introduce o supapă de refulare - *discus*, din material plastic fără uzură, a cărei configurație reduce spațiul mort, este realizat de firma COPELAND (fig. 16.1.7). Este echipat și cu un dispozitiv de securitate (Demand Cooling) care permite limitarea temperaturii vaporilor refulați.

Compresoarele semiermetice cu $\Phi_0 < 100$ kW sunt asamblate, de obicei, cu condensatorul răcit cu aer sau apă, ca în fig. 16.1.8. Compactitatea lor compensează adaptarea mai dificilă a condensatorului la condițiile optime de lucru.

Compresoarele alternative *deschise* realizează puteri frigorifice medii sau mari (50...1000 kW).

Antrenarea compresorului se realizează, printr-un sistem de transmisie rigid (cuplă) sau elastic (curele), de la un motor electric sau termic independent.

Comprimarea vaporilor are loc în unul sau mai mulți cilindri, dispuși vertical în linie, în unghi, dubluunghi sau stea, cu pistoanele acționate de același arbore cotit. În fig. 16.1.9 este prezentată o secțiune printr-un compresor cu doi cilindri verticali în linie (tip SAMIFI - BABCOOK), iar în fig. 16.1.10 este prezentat un compresor al firmei GRASSO, cu cilindrii în unghi (V).

Etanșarea arborelui se realizează pe partea antrenării. Ungerea se face prin barbotare sau cu pompe. Căldura degajată în procesul de comprimare este evacuată, fie în aerul exterior printr–o suprafață nervurată sau printr-un circuit de apă de răcire ce înconjoară cilindrul, fie în vaporii reci, aspirați din vaporizator.

Constructorii cei mai cunoscuți de compresoare alternative deschise sunt: COPELAND, BITZER, YORK-SABROE, GEA-GRASSO, CARRIER-CARLYLE, DORIN, MYCOM și BOCK. Agenții frigorifici utilizați sunt freonii puri (R22, R134a), amestecurile de freoni (R404A, R407C, R507) și amoniacul. Performanțele acestor compresoare sunt prezentate, pentru diferite condiții de lucru, în tabelul 16.1.5.

Φ_0 este dată de relația:

$$\Phi_0 = \Phi_{0v} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot \frac{n}{60} \cdot N \text{ [W]} \quad (16.1.25),$$

cu:

Φ_{0v} - puterea frigorifică volumică [J/m^3];

reglarea se face prin acționarea asupra uneia din mărimile care o determină.

Reglarea puterii frigorifice poate fi făcută în trepte sau continuu.

Reglarea în trepte, mai simplă, poate fi realizată prin:
- porniri și opriri succesive ale compresorului, în cazul celor de putere redusă, a unor cilindri, la cele policilindrice, sau a unuia din mai multe compresoare care funcționează în paralel;
- mers în gol, compresorul, deși este în funcțiune, nu livrează vapori comprimați, supapa de aspirație blocându-se în poziția deschis;
- mărirea spațiului mort, anexând o cameră suplimentară la cilindru (metodă utilizată la compresoarele DISCUS);
- variația turației, la cele antrenate prin curele, modificând palierul de antrenare.

Reglarea continuă este mai dificilă și mai costisitoare făcându-se prin:
- variația vitezei, cu cuplaje electrice diferite ale bobinelor statorice ale motorului sau cu un variator automat de viteză (metodă scumpă necesitând dispozitive suplimentare);
- laminarea vaporilor aspirați, înainte de pătrunderea în supapa de aspirație (STAL). Prin această detentă crește volumul masic și deci scade debitul de vapori aspirați (fig. 16.1.11). Pentru ca acesta să nu scadă prea mult, făcând imposibilă antrenarea uleiului din vaporizator, la o treime

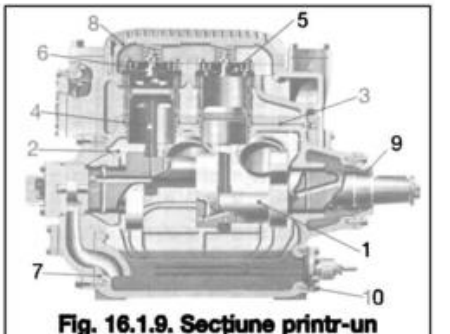


Fig. 16.1.9. Secțiune printr-un compresor deschis cu piston alternativ și cu doi cilindri verticali în linie (SAMIFI-BABCOOK):
1 - arbore cotit; 2 - bielă; 3 - piston; 4 - cilindru; 5,6 - supape aspirație și refulare; 7 - carter; 8 - chiulasă; 9 - presetupă de etansare; 10 - încălzitor de ulei.

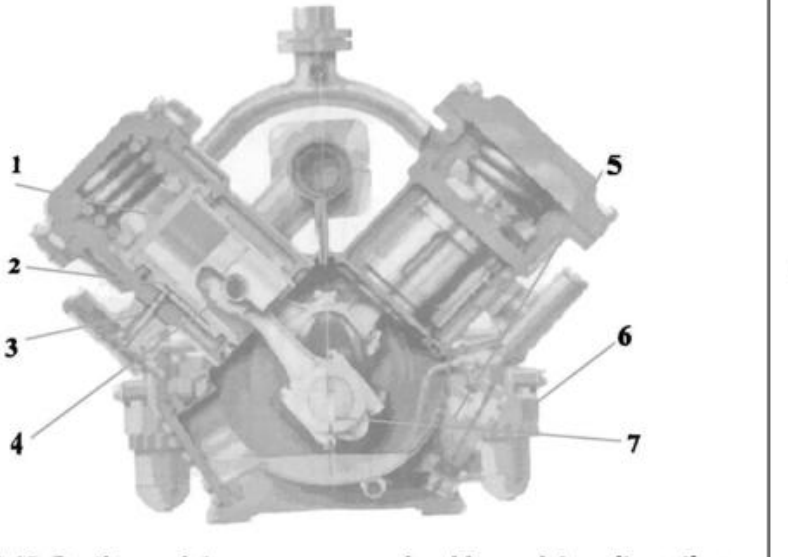


Fig. 16.1.10. Secțiune printr-un compresor deschis cu piston alternativ cu doi cilindri verticali în unghi (V) pentru amoniac (model RC9 - Grasso)
1 - spațiu mort, 2 - Cilindru, 3 - Aspirație, 4 - Bolț bielă, 5 - Carter, 6 - Separator de ulei, 7 - Arbore cotit.

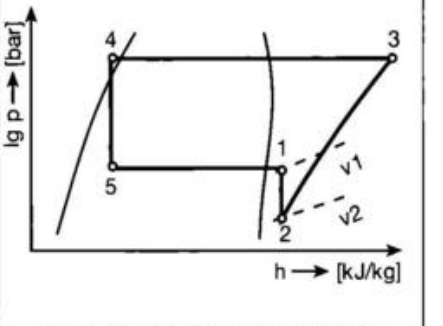


Fig. 16.1.11. Reglarea puterii frigorifice (Stal).

Tabel 16.1.4. Performanțe ale unor compresoare alternative semiermetice în condițiile de lucru θ_0/θ_C = 0/35 °C.

Model	Cilindree orară (m^3/h)	R22		R134a		R404A		R407C		R410A		R507	
		Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]
a) FRASCOLD													
S1539HY	38,25	-	-	-	-	-	-	-	-	44,64	12,08	-	-
V3293Y	93,07	77,16	18,26	48,91	13,5	83	21,75	80	21,42	-	-	88,36	22,51
Z50154Y	154,38	124,13	28,56	67,6	16,53	136,2	35,7	128,62	31,28	-	-	143,08	35,69
W80240Y	239,02	202,19	47,72	129,97	31,1	206,51	53,89	204,75	47,86	-	-	227,12	52,56
b) CARRIER CARLYLE													
06EA599	168,3	95,31	34,82	61,59	24,41	103,49	45,64	86,5	36,89	-	-	102,63	46,89
c) BOCK													
HGX6/1410-4S	122,4	106,13	23,1	65,63	17,14	104,39	31,44	94,71	23,35	-	-	-	-
HGX7/2110-4S	183,6	146,1	36,57	92,56	23,39	146,21	46,35	134,33	37,31	-	-	-	-
HGX8/3220-4S	279,8	217,3	63,07	138,37	37,39	220,41	69,94	210,52	56,91	-	-	-	-
d) COPELAND													
D8SJ-500X	181	179	38	90,5	24,75	150,5	41,9	136,25	35,65	-	-	-	-
e) DORIN													
Y7580CC	199,8	-	-	-	-	-	-	154,83	39,4	-	-	-	-
K11000CC	299,79	252,5	63	157,12	39,8	258,68	73,9	-	-	-	-	-	-
K13000CC	349,79	294,13	73,7	183,03	46,8	301,33	86,3	-	-	-	-	-	-
K15000CC	399,72	335,43	83,9	208,72	53,5	343,63	98,7	-	-	-	-	-	-
f) BITZER													
4NDC-20Y-20P	46,9	-	-	-	-	-	-	-	-	56,1	13,64	-	-
6H-35.2 40P	110,5	90,7	21	95,2	25,1	97,2	26,1	91	22,2	-	-	99	26,8
8GC-60.2-40P	185	157,8	37,6	112,2	29,5	159,5	44,9	156,6	39,2	-	-	162,6	46,1

din cilindri nu se prevede această reglare;
- închiderea întârziată a supapei de aspirație, cu pistoane acționate pneumatic, electromagnetic sau chiar de presiunea agentului frigorific (BORSIG);
- variația dinamică (SULZER, fig. 16.1.12) menține deschisă supapa de aspirație 1 la începutul compresiei prin resortul 3, vaporii curgând din cilindru în canalul de aspirație 5. Ei presează clopotul 2, încât, în final, va fi învinsă forța resortului și supapa se va închide, continuând compresia normală.
- recircularea de vapori comprimați în aspirația compresorului (fig. 16.1.13). Când Φ_0 scade, scade și p_0, crescând diferența de presiune $\Delta p = p_c - p_0$, sesizată de presostatul diferențial ΔPC. Acesta comandă deschiderea ventilului de reglare VR_1, recirculând o parte din vaporii comprimați în aspirație. În vaporizator ajunge doar restul debitului, diminuând puterea frigorifică. Dacă temperatura vaporilor aspirați crește peste limita admisă, sesizată de termostatul TC, care comandă deschiderea ventilului de reglare VR_2, se injectează agent frigorific condensat în aspirație. Lichidul vaporizează brusc și răcește vaporii aspirați de compresor. Această metodă, deși neeconomică (puterea consumată rămânând constantă), permite o reglare a puterii frigorifice între 0 și 100 %.

16.1.2.2.2 Compresoare rotative

Sunt lipsite de supape, realizând randamente volumice și rapoarte de compresie mai ridicate, dar au o construcție mai exactă (toleranța piston-cilindru - 5 μm).

Compresoare cu compresie interioară

• *Compresorul cu piston rostogolitor și lamelă culisantă în stator* (fig. 16.1.14).

În cilindrul (stator) - 1, cu axul O, se deplasează pistonul cilindric (rotor) - 2, cu axul excentric O_1, încât el rămâne tangent interior cilindrului, executând o mișcare de rostogolire în interiorul acestuia. Mișcarea de rotație este transmisă de arborele - 3, concentric cu statorul. Lamela - 4, culisantă într-un spațiu practicat în stator, presează pe rotor, datorită resortului - 5, formând astfel două camere de lucru, de aspirație A și de refulare B, cu volume variabile. Prin rotirea pistonului, volumul camerei de aspirație crește până la valoarea maximă, după care ea devine cameră de refulare cu supapa de refulare - 6, în timp ce se formează o nouă cameră de aspirație. Uleiul, cu rol minor în diminuarea frecărilor, folosit pentru etanșare și răcire, circulă sub efectul presiunii de condensare. Răcirea se realizează și printr-un circuit de apă, prin canale prevăzute în mantaua statorului.

Neexistând supapă de aspirație, pierderile de presiune din circuitul vaporilor aspirați sunt reduse, putându-se realiza temperaturi de vaporizare mai scăzute, la funcționarea într-o treaptă (-40°C).

În fig. 16.1.15 este prezentat modul de funcționare al variantei ROTASCO (ESCHER - WYSS), care poate produce Φ_0=5,8...675 kW, cu amoniac, și 0,5...417 kW, cu R22, la θ_0=-10 °C și θ_c=25 °C.

În cilindrul 1, antrenarea pistonului excentric - 2, se realizează prin arborele - 3. Lamela glisantă - 4 are o mișcare oscilantă datorită articulației - 5, sincronizată cu arborele motor.

Etanșarea lamelă - piston se realizează cu segmentul - 7. Pentru realizarea etanșării dintre piston și cilindru, pe piston se prevede bucșa elastică din oțel -6. Între piston și bucșă rămâne un spațiu gol în care, prin orificiile prevăzute în bucșă, pătrunde agent frigorific comprimat care presează bucșa pe suprafața cilindrului.

Fig. 16.1.16 prezintă modul de lucru al variantei WANKEL (BORSIG). În cilindrul - 1 se rotește liber un piston lentilă - 2, excentric față de axul cilindrului. Prin cuplarea dinților pinionului de angrenare - 4 cu cei interiori - 3 ai pistonului, la un raport al diametrelor roților dințate 1:2 se execută o dublă rotire a pistonului la o rotire a arborelui. Este caracterizat de turații foarte mari (9000 rot/min), fiind utilizat la instalațiile de climatizare a mijloacelor de transport.

• *Compresorul rotativ celular, cu lamele culisante în rotor*

Poate fi realizat cu una sau mai multe celule. În fig. 16.1.17 este prezentat un compresor monocelular. În cilindrul 1, cu axul O, se rotește pistonul 2, având axul excentric O_1 (excentricitate „e"). În spațiul 3 prevăzut în rotor poate culisa lamela 4, în contact permanent cu interiorul cilindrului, datorită forței centrifuge sau a unui resort. Lamela determină două camere în spațiul inelar format între stator și rotor A de aspirație și B de refulare, al căror volum variază continuu. În fig.

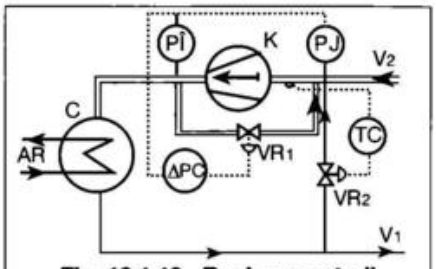


Fig. 16.1.13. Reglarea puterii frigorifice prin recircularea de vapori comprimați în aspirație:
K - compresor; C - condensator; PJ, PÎ - manometre de presiune joasă și înaltă; ΔPC - presostat diferențial; TC - termostat; VR_1, VR_2 - ventile de reglare; V_1 - la vaporizator; V_2 - de la vaporizator; AR - apă de răcire.

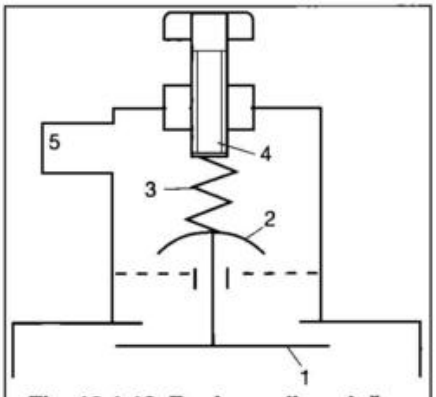


Fig. 16.1.12. Reglarea dinamică a puterii frigorifice (Sulzer):
1 - supapă de aspirație; 2 - clopot; 3 - resort; 4 - șurub de reglare; 5 - canal de aspirație.

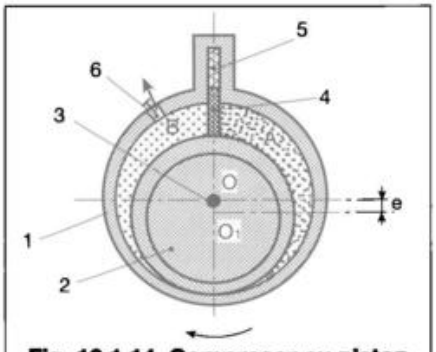


Fig. 16.1.14. Compresor cu piston rostogolitor și lamelă culisantă în stator:
1 - cilindru (stator); 2 - piston (rotor); 3 - arbore; 4 - lamelă culisantă; 5 - resort; 6 - supapă de refulare.

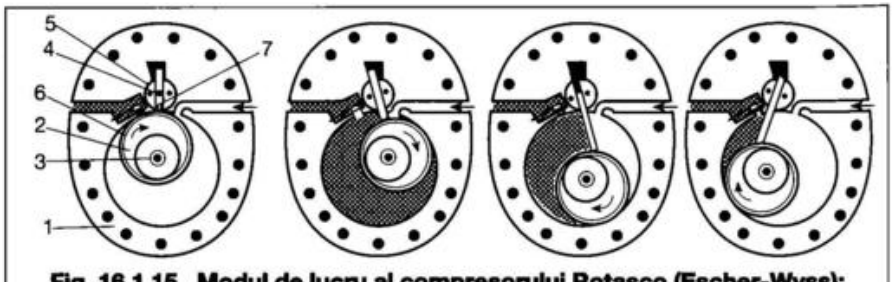


Fig. 16.1.15. Modul de lucru al compresorului Rotasco (Escher-Wyss):
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - arbore; 4 - lamelă glisantă; 5 - articulație; 6 - bucșă; 7 - segment.

Tabel 16.1.5. Performanțe ale unor compresoare alternative deschise în condițiile de lucru θ_0/θ_C = 0/35 °C.

Model	Cilindree orară [m³/h]	R22		R134a		R404A		R407C		R507		R717	
		Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]
a) GEA GRASSO													
210	145,4	111	25,6	77,6	16	102,1	29,5	-	-	102,3	30,6	121,9	24,8
310	171,6	149,6	32,2	93,6	26,4	139,3	37,9	-	-	139,8	39,3	145,5	28,5
410	290	164,3	39	123,5	34,5	148,7	38,7	-	-	149,2	40,1	147,1	36,5
46	134,8	126,2	10,1	80,4	10,2	95,3	10,7	-	-	96,7	11	133,9	11,8
66	202,2	146	14,1	120	15,2	142,7	16	-	-	144,8	16,5	136,4	11,9
86	269,7	148,9	23,3	141,8	16,5	146,8	17,6	-	-	148,9	17,5	145,5	12,8
b) YORK – SABROE*													
CMO34	114	97	143,75									100	126,4
CMO36	170	145	206,25									149	175,4
CMO38	227	193	268,75									199	224,4
SMC116S	532	880,3	200									535,2	138,8
SMC116L	666	767,6	168,65									690,1	177,6
SMC116E	905	515	118,5					435	-			834	211,6
SMC186	1283	823,9	189,6					-	-			802,8	203,7
SMC188	1710	768	251,5					655	-			1632	270,9
c) COPELAND													
4CC–75 L	84,57	67	15,8	42,5	10,4	71,5	18	67,5	16,2	-	-	-	-
6 CC–75 L	126,86	99	23,7	62,5	16	105,5	27	99,5	24,3	-	-	-	-
8 CC–75 L	180,9	146	33,3	93	20,9	155,5	38	147,5	34,1	-	-	-	-
d) BOCK													
F16/1751	152,2	122,25	26,73	76,93	16,8	132,72	30,63	110,05	26	-	-	104,5	22,66
F16/2051	178,4	143,29	31,33	90,18	19,69	155,57	35,9	129	39,3	-	-	156,75	33,99
e) CARRIER CARLYLE													
5H126	346	358,15	110,04	216,21	74,8	343,07	130,07	364,39	128,57	339,05	134,08	-	-
6 G,2	126,8	107,4	23,3	69,2	15,67	115,3	28,3	-	-	117,9	28,9	-	-
f) BITZER													
6 F,2	151,6	127,5	27,8	82,6	18,09	138,1	34,6	-	-	140,9	35,5	-	-
W6GA	126,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	111,5	21,7
W6FA	151,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	132,6	26
g) MYCOM													
8K	318,6	223,5	40,1	126,9	27,6	-	-	-	-	-	-	-	-
N8L	785	316,5	91,42	-	-	-	-	-	-	-	-	300,7**	86,71
F12WB5	954,3	835,4	171,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
N12WB	954,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	823,4	155,7
h) DORIN													
51 VSR	949	53,73	20	35,88	18,5	-	-	-	-	-	-	60,42	22,3
62VS	1245	107,86	35	52,41	25	-	-	-	-	-	-	133,69	40
80VS	1865	156,69	55	82,33	33,4	-	-	-	-	-	-	173,16	57,8

*în condiții de lucru θ_0/θ_C = *-10/35* °C; **în condiții de lucru θ_0/θ_C = *-12/35* °C

16.1.18 (cu reperele din fig. 16.1.17) în poziția (a), orificiul de aspirație - 5 este obturat, încât camera A are volumul nul, întreg spațiul inelar este plin de vapori cu presiunea de aspirație $p_A=p_0$. Prin deplasarea lamelei, volumul camerei A, în care sunt aspirați noi vapori cu presiunea p_0, crește pe seama diminuării volumului camerei B, în care are loc comprimarea (poziția b). Presiunea vaporilor crește în camera B până la p_R, când supapa de refulare - 7 se deschide, evacuând vaporii comprimați prin orificiul de refulare 6 (poziția c), până când lamela revine în punctul de tangență al rotorului cu statorul, lăsând în urmă un spațiu complet umplut cu vapori cu presiunea p_0, reluându-se un nou ciclu.

Modelul SULZER, multicelular (fig. 16.1.19) este prevăzut cu 12 lamele dispuse radial sau înclinat în direcția rotației, pentru reducerea frecării cu cilindrul. Lamelele sunt realizate din fibră de carbon sau material plastic impregnat cu rășini sintetice. Nu are supape de aspirație și nici de refulare. Vaporii aspirați într-o celulă, realizată de două lamele consecutive, sunt apoi comprimați prin micșorarea volumului celulei. Raportul de compresie este dat de raportul volumelor celulelor inițiale și finale și de coeficientul politropic al comprimării, având valori de 5...6.

Se pot întâlni trei situații în funcție de valoarea presiunii de refulare p_R a vaporilor față de cea a contrapresiunii p_c din conducta de legătură cu condensatorul:

- $p_R<p_c$, se va produce și o comprimare exterioară, vaporii din conducta de refulare vor comprima izocor vaporii refulați din ultima celulă;
- $p_R>p_c$, vaporii refulați din ultima celulă se vor destinde brusc până la p_c, în acest caz s-a consumat inutil o parte a energiei de comprimare:
- $p_R=p_c$, situația ideală.

Nesincronizarea dintre cele două presiuni produce zgomote și vibrații neplăcute sau pierderi energetice.

Mărirea numărului de lamele, deci

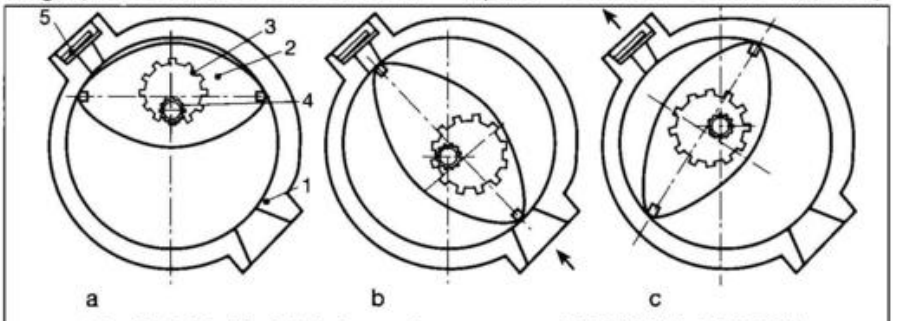


Fig. 16.1.16. Modul de lucru al compresorului WANKEL (BORSIG):
a - punct mort; b - sfârșitul destinderii și începutul aspirației, c - sfârșitul compresiei și începutul evacuării;
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - roată dințată interioară a pistonului; 4 - roata dințată exterioară a arborelui; 5 - supapa de refulare.

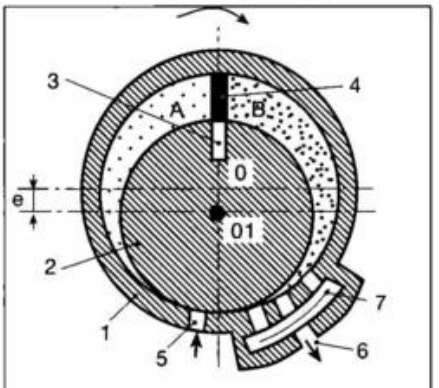


Fig. 16.1.17. Compresor rotativ monocelular, cu lamelă culisantă în rotor:
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - crestătură în rotor; 4 - lamelă; 5 - orificiu de aspirație; 6 - orificiu de refulare; 7 - supapă de refulare, e - excentricitate.

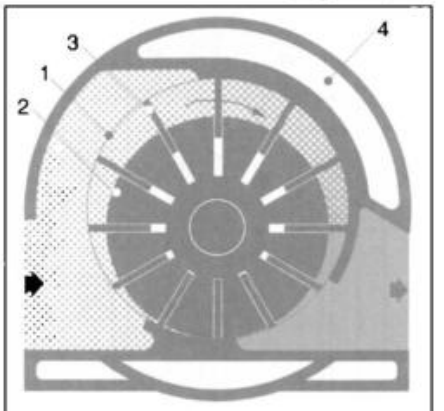


Fig. 16.1.19. Compresor rotativ monocelular, cu lamele culisante în rotor (Sulzer):
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - lamelă; 4 - canal apă de răcire.

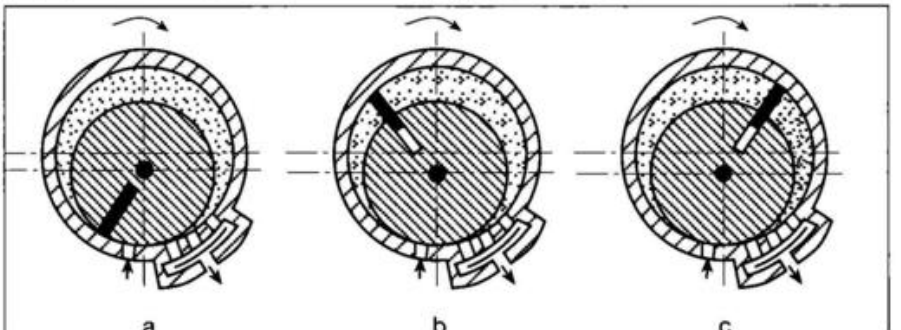


Fig. 16.1.18. Modul de lucru al compresorului rotativ, cu lamelă culisantă în rotor:
a - sfârșitul aspirației și începutul compresiei; b - începutul unei noi aspirații și continuarea compresiei; c - sfârșitul compresiei și începutul evacuării.

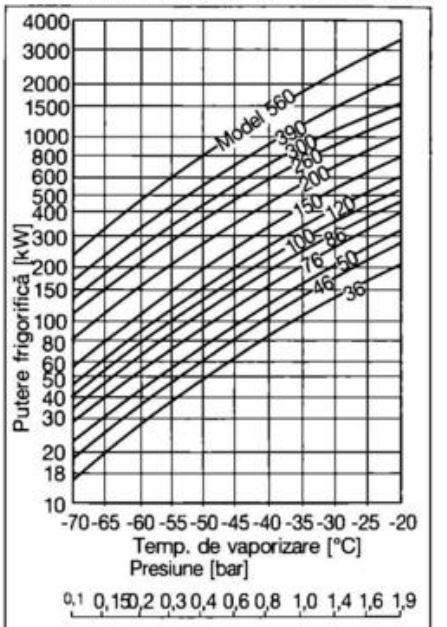


Fig. 16.1.20. Curbele caracteristice ale compresoarelor rotative cu lamele culisante în rotor (KSB), funcționând cu amoniac la $\theta_C = 35$ °C și diferite temperaturi de vaporizare.

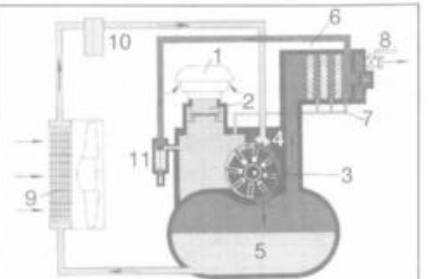


Fig. 16.1.21. Circuitul uleiului la compresorul rotativ cu lamele culisante în rotor:
1 - filtru de praf; 2 - clapetă de sens; 3 - compresor; 4 - aspirație ulei; 5 - rezervor de ulei; 6 - separator de ulei; 7 - ulei de întoarcere în aspirația compresorului; 8 - ventil de refulare aer; 9 - răcitor de ulei; 10 - filtru de ulei; 11 - presostat.

Tabelul 16.1.6. Raportul de compresie al compresorului elicoidal cu două rotoare, în funcție de raportul intern pentru R22 și amoniac (NH_3).

Raportul intern, V_i	R22	R717
2,6	3,1	3,5
3,6	4,4	5,3
5,0	6,4	8,0

de celule, conduce la creșterea debitului și la diminuarea scăpărilor de gaz între celule, dar complică construcția compresorului și mărește frecările între lamele și cilindru. Plank a arătat că numărul optim este 10, avantajele introduse de un număr sporit nefiind justificate de dificultățile constructive.

Antrenarea de motorul electric se face direct, la turații de 1500...3000 rot/min.

Puterile frigorifice dezvoltate acoperă o gamă foarte largă, de la 2,5 la 3000...4000 kW, fluidele frigorifice utilizate fiind R502, R22 și amoniacul.

În fig. 16.1.20 sunt prezentate curbele caracteristice ale compresoarelor rotative tip KSB, pentru amoniac, la θ_c=35°C și diferite temperaturi de vaporizare.

Răcirea se realizează cu apă care circulă prin canalele-4 (fig. 16.1.19) practicate în zona de compresie a cilindrului și cu ulei injectat în spațiul de aspirație.

Ungerea este asigurată fie de o pompă antrenată de arbore, fie sub efectul presiunii de refulare. Uleiul servește la ungere, la preluarea căldurii de frecare și de comprimare și la etanșarea jocurilor dintre lamele și cilindru. Cantitatea de ulei antrenată de vaporii de agent frigorific într-un compresor rotativ este mai mare decât la compresoarele alternative, încât este indispensabil separatorul de ulei. În fig.16.1.21

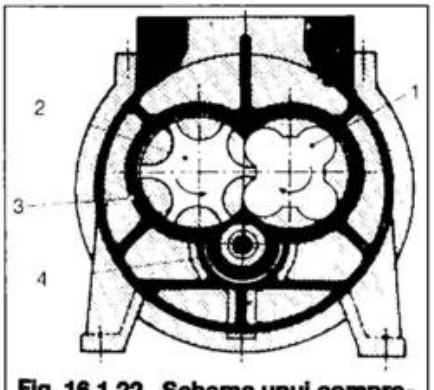


Fig. 16.1.22. Schema unui compresor cu șurub cu două rotoare:
1 - rotor masculin; 2 - rotor feminin; 3 - carter; 4 - dispozitiv de reglare a puterii frigorifice.

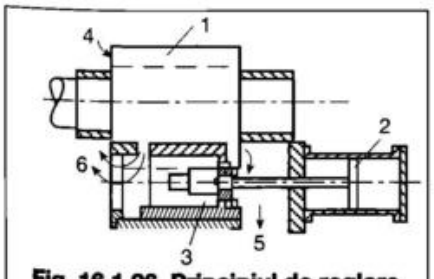


Fig. 16.1.26. Principiul de reglare a puterii frigorifice la compresorul elicoidal birotor:
1 - rotor; 2 - piston de reglare; 3 - sertar; 4 - aspirație; 5 - refulare; 6 - recirculare.

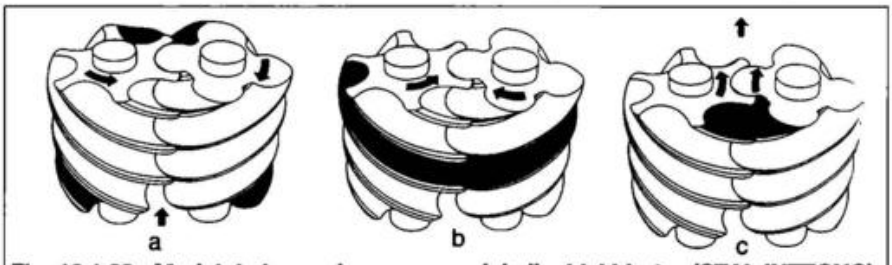


Fig. 16.1.23. Modul de lucru al compresorului elicoidal birotor (STAL INTECNO):
a - aspirație; b - compresie; c - refulare.

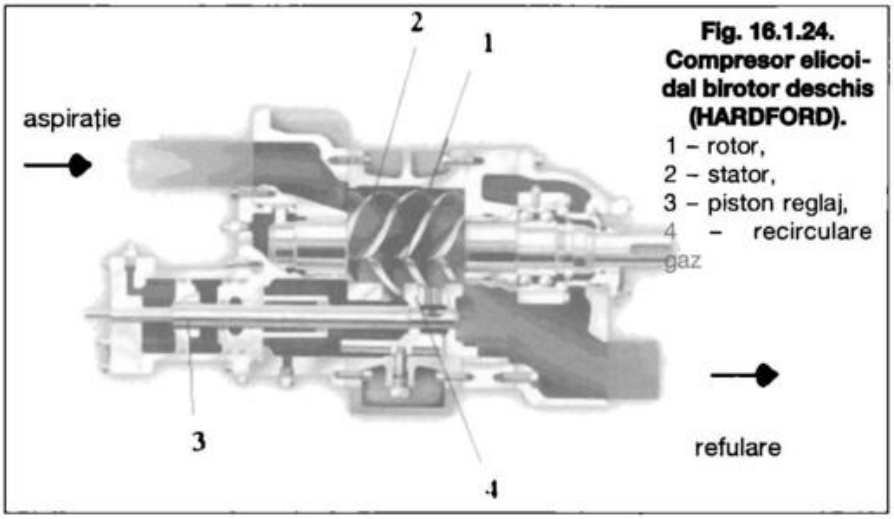


Fig. 16.1.24. Compresor elicoidal birotor deschis (HARDFORD).
1 – rotor,
2 – stator,
3 – piston reglaj,
4 – recirculare gaz

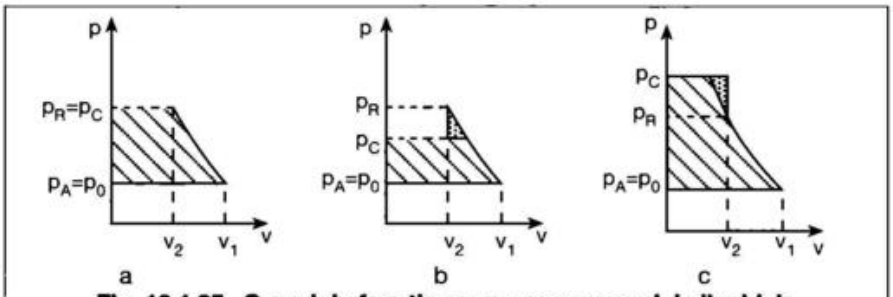


Fig. 16.1.25. Cazuri de funcționare a compresorului elicoidal:
a - funcționare ideală, cu $p_R=p_C$; b - compresie excesivă, cu $p_R>p_C$; c - compresie insuficientă, cu $p_R<p_C$.

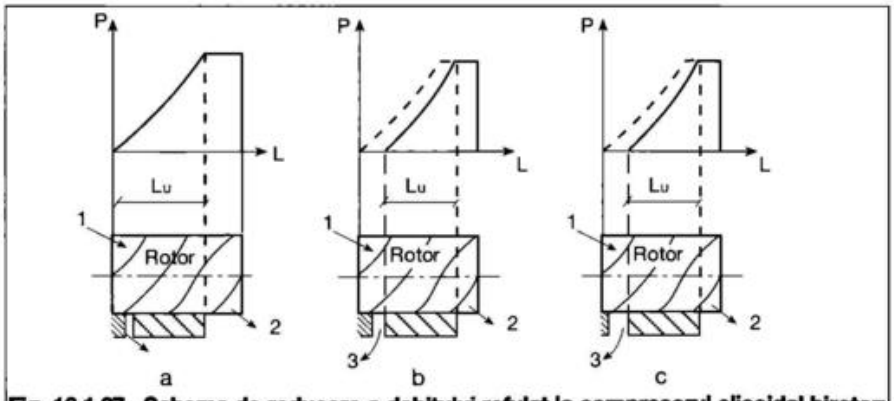


Fig. 16.1.27. Schema de reducere a debitului refulat la compresorul elicoidal birotor:
a - debit livrat 100 %, b - debit livrat 50 %, c - debit livrat 10 %;
1 - aspirație; 2 - refulare; 3 - recirculare în aspirație; Lu - lungime utilă a rotoarelor.

este prezentat circuitul uleiului la un compresor de aer realizat de firma SULZER. Uleiul circulă sub efectul presiunii de refulare, fiind răcit de aerul atmosferic, filtrat și reintrodus în aspirația compresorului.

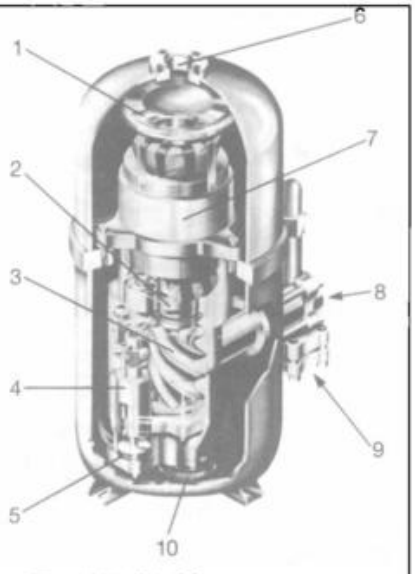


Fig. 16.1.31. Motocompresor ermetic cu șurub birotor (Dunham-Bush):
1 - deflector de ulei; 2 - palier principal; 3 - rotor; 4 - sertar culisant; 5 - piston de reglare a puterii frigorifice; 6 - orificiu de refulare; 7 - stator motor; 8 - robinet de aspirație; 9 - orificiu de aspirație; 10 - filtru de ulei.

Compresoare cu compresie mixtă

Acestea pot fi: cu șurub (elicoidale), cu unul sau două rotoare; cu spirală (Scroll).

În 1930, suedezul Lysholm a brevetat compresorul cu șurub birotor, iar în 1960, francezul B. Zimmern a inventat compresorul cu șurub monorotor cu sateliți. Numeroase firme le fabrică în prezent: DUNHAM-BUSH, GHH, YORK, STAL, MYCOM, GRASSO, DAIKIN, BITZER, COPELAND într-o gamă întinsă de puteri frigorifice, de la 100 la 5000 kW, suprapunându-se atât compresoarelor cu piston alternativ, cât și celor centrifugale. Constructiv, pot fi ermetice, semiermetice și deschise. Folosesc agenți frigorifici clasici (R22, amoniac) și substituenți (R134a, amestecuri ca R407C).

• *Compresorul elicoidal cu două rotoare*

Într-un carter din fontă rezistentă la presiune sunt amplasate două rotoare elicoidale, prelucrate cu o precizie deosebită. Rotorul masculin -1 cu patru lobi, de regulă cu rol conducător, se angrenează în cele 6 cavități ale rotorului feminin -2, condus (fig. 16.1.22).

Variația volumului ocupat de fluid deci comprimarea sa este realizată prin deplasarea relativă a celor două rotoare în interiorul carterului - 3. În timpul rotației, contactul profilurilor celor două rotoare se deplasează în lungul axului compresorului, creând astfel refularea axială a fluidului prins în alveolă de lobul corespunzător (fig. 16.1.23). Alveola are rolul cilindrului al cărui volum se reduce progresiv, în timp ce lobul are rolul pistonului.

În fig. 16.1.24 se prezintă secțiunea longitudinală printr-un compresor cu șurub birotor (model HARDFORD).

Se remarcă lipsa spațiului mort și absența completă a supapelor, la extremități având doar două orificii, dimensionate astfel încât prin cel de aspirație să pătrundă debitul volumic $\dot{V}_1$, la presiunea p_A și care să ocupe volumul V_1 la închiderea lobilor în aspirație, iar prin cel de refulare să se evacueze debitul volumic $\dot{V}_2$ la presiunea p_R și care corespunde eliberării gazului din volumul V_2 dintre lobi, în momentul deschiderii acestora la sfârșitul compresiei. Raportul celor două debite, denumit raport intern V_i determină raportul intern de compresie π_i:

$$\pi_i = \frac{p_R}{p_A} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}\right)^k = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = (V_i)^k \qquad (16.1.26),$$

unde:

k - este exponentul adiabatic al fluidu-

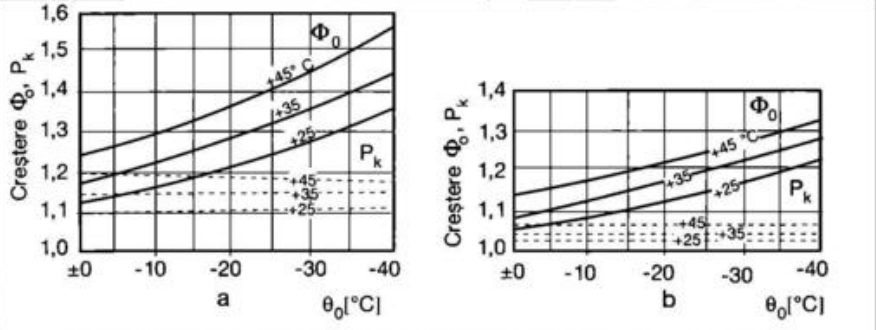


Fig. 16.1.30. Variația puterii frigorifice Φ_0 și a celei consumate P_K, la compresorul elicoidal birotor, prevăzut cu economizor (York):
a - pentru R22; b - pentru amoniac.

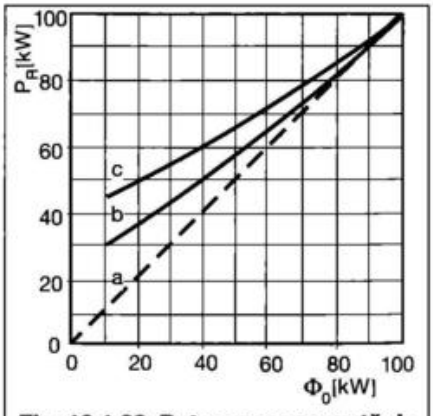


Fig. 16.1.28. Puterea consumată de un compresor elicoidal birotor, la sarcină frigorifică variabilă:
a - p=pR/pA=1 (curba ideală); b - p=2,5; c - p=5.

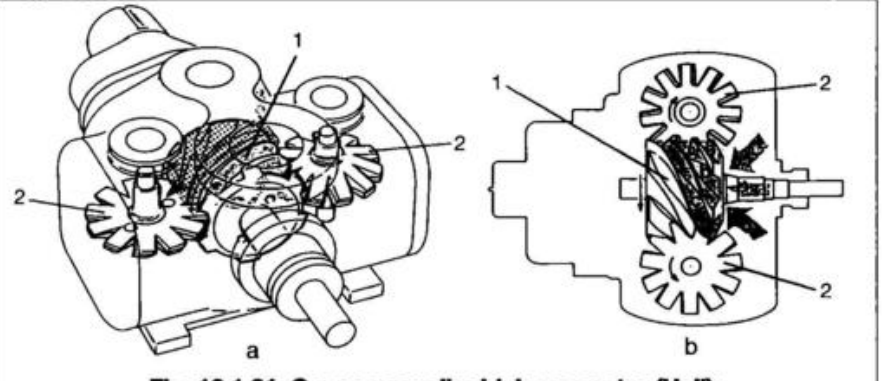


Fig. 16.1.31. Compresor elicoidal monorotor (Hall):
a - cu sateliți orizontali; b - cu sateliți verticali;
1 - rotor; 2 - pinion (satelit).

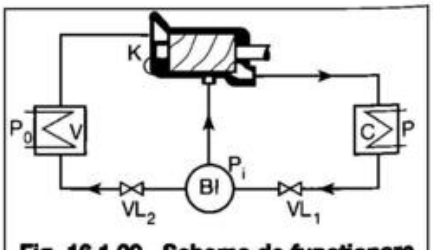


Fig. 16.1.29. Schema de funcționare a compresorului elicoidal cu economizor:
K - compresor; C - condensator; VL1 - ventil de laminare de presiune înaltă; VL2 - ventil de laminare de presiune joasă; V - vaporizator; BI - butelie intermediară.

lui utilizat.

În tabelul 16.1.6 este prezentat raportul de compresie în funcție de raportul intern, pentru R22 și amoniac.

Funcționarea ideală este cea la care raportul de compresie real $\pi=p_c/p_0$, este egal cu cel intern π_i, adică presiunea de refulare p_R este egală cu contrapresiunea din conducta de legătură cu condensatorul p_c. În caz contrar, compresia va fi fie excesivă, fie insuficientă (fig. 16.1.25 b,c). Alegerea compresorului trebuie făcută în funcție de raportul de compresie cel mai interesant pentru instalație.

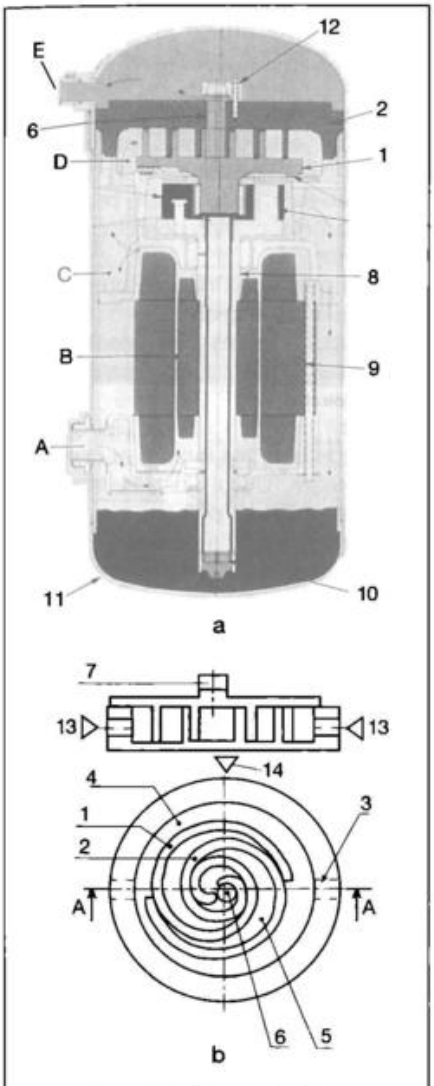


Fig. 16.1.36. Elementele compresorului Scroll (Trane):
a - secțiune axială;
b - secțiune transversală;
1 - spirală mobilă; 2 - spirală fixă; 3 - orificiu de aspirație; 4 - cameră de aspirație; 5 - vapori în faza de comprimare; 6 - orificiu de refulare; 7 - cuplajul cu sistemul de antrenare; 8 - arbore; 9 - motor; 10 - pompă de ulei; 11 - carter; 12 - clapetă antiretur; 13 - acces vapori; 14 - ieșire vapori; A, B, C, D, E - circuitul vaporilor de la aspirație la refulare.

Unii constructori (YORK, STAL) prevăd compresorul cu un dispozitiv de variație progresivă a raportului intern V_i, între valorile 2,2 și 5, conducând la un raport de compresie optim în tot timpul funcționării.

Reglarea puterii frigorifice se poate face prin reglarea progresivă a debitului refulat, cu un dispozitiv montat în stator, sub rotoare și care eliberează un orificiu prin care o parte din debit este recirculat în aspirație (fig. 16.1.26). Se modifică astfel lungimea L_u a rotoarelor, ca în fig. 16.1.27, încât Φ_0 variază între 10 și 100 %. Simultan se reduce și puterea consumată de com-presor, dar într-o măsură mai mică, dependent de raportul de compresie (fig. 16.1.28).

Compresoarele elicoidale sunt recomandate atât la puteri reduse, chiar inferioare celor cu piston alternativ, cât și la puteri ridicate, întâlnite la turbocompresoare.

Datorită randamentului volumic foarte bun (nu are spațiu mort, nici supape) și a temperaturii reduse în refulare (prin răcirea cu ulei), pot realiza temperaturi de vaporizare mai scăzute decât cele obținute cu compresoarele alternative, încât sunt recomandate la diferențe de presiune și rapoarte de compresie mari. Scade însă puterea frigorifică realizată, prin cantitatea mare de vapori obținută în urma destinderii. Pentru limitarea acestui incon-

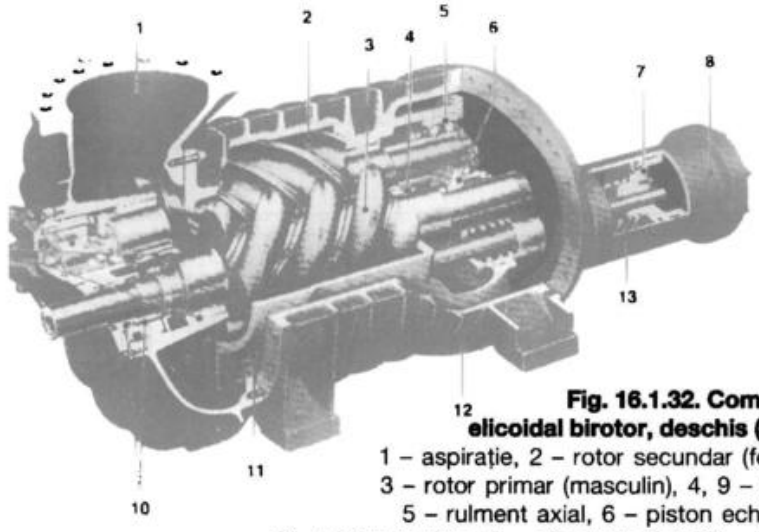


Fig. 16.1.32. Compresor elicoidal birotor, deschis (STAL).
1 – aspirație, 2 – rotor secundar (feminin), 3 – rotor primar (masculin), 4, 9 – paliere, 5 – rulment axial, 6 – piston echilibrare, 7 – piston reglare, 8 – cilindru reglaj, 10 – garnituri etanșare, 11 – recirculare gaz, 12 – refulare, 13 – resort, 14 – pompă ulei.

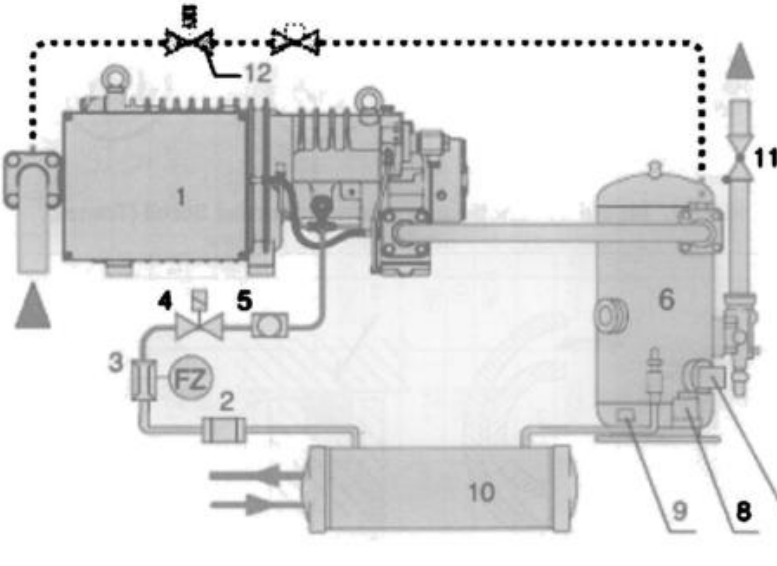


Fig. 16.1.33. Circuitul de ulei al unui compresor cu șurub birotor.
1 - compresor, 2 - filtru ulei, 3, 11 - ventil de închidere, 4, 12 - valvă solenoidă, 5 - supraveghetor de curgere, 6 - separator de ulei, 7 - indicator nivel, 8 - termostat, 9 - încălzitor, 10 - răcitor

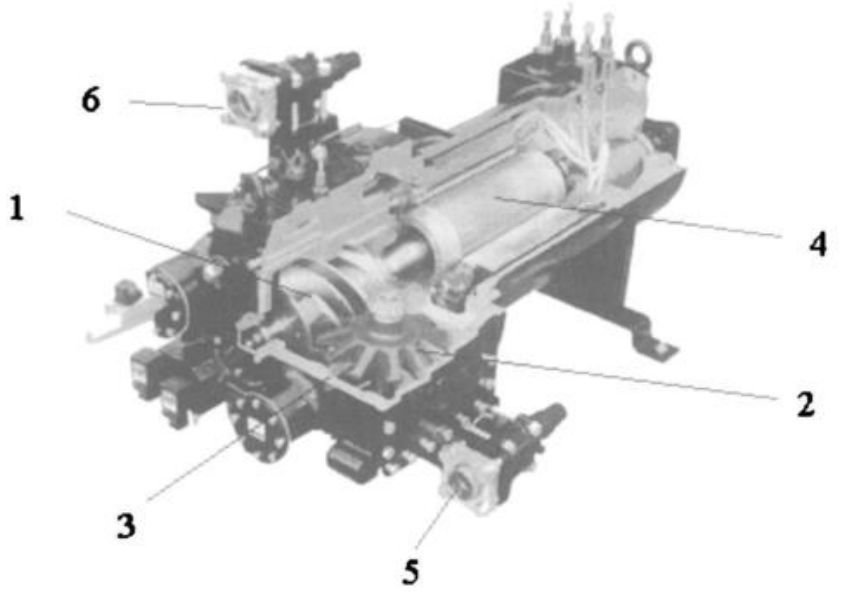


Fig. 16.1.35. Compresor cu șurub monorotor semiermetic al firmei McQuay (tip STARGATE).
1 – rotor, 2 – satelit, 3 – carter, 4 – motor electric, 5 – racord aspirație, 6 – racord refulare.

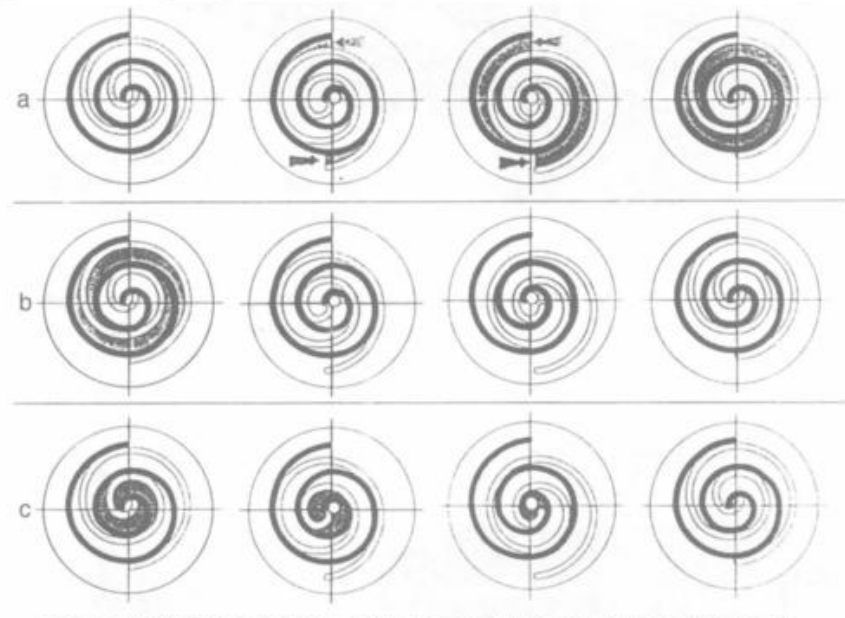


Fig. 16.1.37. Modul de funcționare a compresorului Scroll (Trane):
a - aspirație; b - compresie; c - refulare.

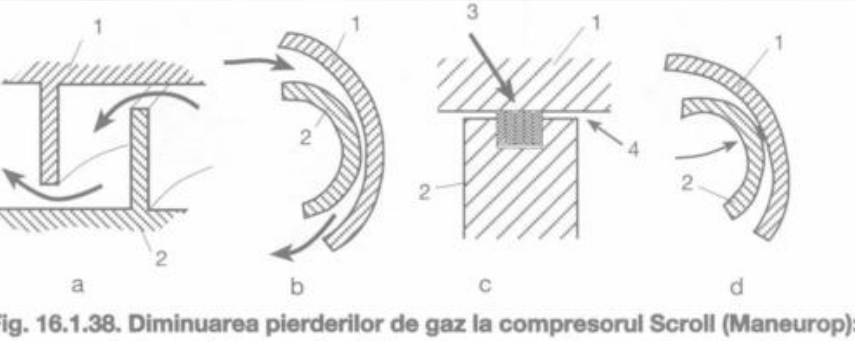


Fig. 16.1.38. Diminuarea pierderilor de gaz la compresorul Scroll (Maneurop):
a - pierderi axiale; b - pierderi radiale; c - profilarea spiralei mobile; d - limitare joc (1 mm);
1 - spirală fixă; 2 - spirală mobilă; 3 - profil; 4 - joc minim.

venient, se introduce o aspirație intermediară (supraalimentare), funcționarea, denumită cu economizor, fiind de fapt în două trepte (fig. 16.1.29), cu orice fluid frigorific. Volumul gazului aspirat, la presiunea p_0, nu este afectat de creșterea debitului introdus prin orificiul adițional. În fig. 16.1.30 se prezintă variația puterii frigorifice și a puterii consumate de compresor, funcționând cu R22 sau cu amoniac, echipat cu un dispozitiv de aspirație intermediară.

În fig. 16.1.31 se prezintă modelul ermetic al firmei DUNHAM BUSH. Este un motocompresor vertical care are cu cca 20 % mai puține piese decât un compresor echivalent cu un piston alternativ.

Pentru puteri frigorifice mai mari construcția este deschisă, ca la modelul firmei STAL, prezentat în fig. 16.1.32.

În tabelul 16.1.7 sunt prezentate performanțele compresoarelor cu șurub birotor.

Cum cele două rotoare nu se ating în procesul de deplasare și comprimare a gazului, etanșarea internă (între spațiile cu presiunea mai mare și cele anterioare cu presiunea mai mică) se realizează prin pelicula de ulei care se depune pe peretele interior al carterului și pe rotoare. Uleiul servește și pentru evacuarea căldurii preluate de la gazul comprimat, încât necesită o răcire continuă, ca în schema prezentată în fig. 16.1.33.

• *Compresorul elicoidal monorotor*

Într-un carter etanș, un rotor cilindric -1, cu dantură elicoidală, angrenează două pinioane -2 (sateliți) identice, opuse, situate în planul axial al rotorului (fig. 16.1.34).

Deplasarea și compresia fluidului sunt realizate ca la compresorul elicoidal birotor, rotorul feminin fiind înlocuit de cele două pistoane. Un dinte al pinionului în fiecare canal al rotorului, închide complet secțiunea acestuia. Prin deplasarea dintelui în canal se realizează transportul și compresia vaporilor până când ajung la extremitatea canalului care comunică cu orificiul de refulare.

Volumul V al canalului rotorului, dependent de diametrul acestuia, determină puterea frigorifică. Reglarea ei se obține prin reducerea progresivă a volumului canalului, întârziind începerea compresiei. Această întârziere se realizează prin comunicarea canalului cu camera de aspirație printr-un orificiu, după obturarea lui de un dinte al pinionului, pentru un anumit timp. Lățimea orificiului poate fi reglată cu un dispozitiv comandat din exterior, Φ_0 variind astfel de la 20 la 100%.

Variația raportului intern V_i, supraalimentarea și circuitul uleiului sunt

Tabel 16.1.7. Performanțe ale unor compresoare elicoidale birotor în condițiile de lucru θ_0/θ_C = 0/35 °C.

Model	Cilindree orară [m³/h]	R22		R134a		R404A		R407C		R410A		R507		R717	
		Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]
a) ERMETICE															
BITZER															
VSK4151-25Y	71	-	-	40,2	9,92	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
VSK4161-25Y	80	-	-	45,1	11,14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
b) SEMIERMETICE															
BITZER															
OSK5341-K	101	92	18,75	46,7	10,52	93,2	22,4	90,2	21,1	-	-	94,7	23	94,4	21,4
HSKC7471-90-40P	250	210	52,2	135,5	32,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
HSK8571-140-40F	410	359	82,8	235	51,7	389	94,1	364	87,5	-	-	396	96,5	-	-
CSH9591-300-40D	910	780	174,5	507	112,2	-	-	803	177,7	-	-	-	-	-	-
FRASCOLD															
CTSH8-40-120	120	100,11	26,39	-	-	103,8	28,5	-	-	108,8	29,3	-	-	-	-
CTSH8-50-186	186	-	-	101,5	24,36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CXH10-110-316Y	316	232,12	65	-	-	-	-	252,66	67,3	-	-	-	-	-	-
CXH10-110-398Y	398	-	-	239,25	56,99	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
MYCOM															
160VLD	749,7	368,66	132,46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	547,53	126,9
GEA GRASSO															
D52	135	86,2	27,7	81,5	26	-	-	-	-	-	-	-	-	93	27,1
E52	164	105	30,2			95	40,4	-	-	-	-	97,2	41,3	112,7	32,5
G52	190	128	38,5			115,8	46,9	-	-	-	-	118,2	47,8	137,5	37,7
HANBELL															
RC2-1520 BF	1523	1446,8	291,1	921,5	186,2	1415,2	328,3	1368,7	281,4	-	-	1415,2	328,3	-	-
c) DESCHISE															
YORK SABROE															
SAB 28BE	3998	2579	-	-	-	2714	-	-	-	-	-	-	-	2696	-
SAB 355L	6766	3621	-	-	-	3826	-	-	-	-	-	-	-	3810	-
SAB 335X	9053	-	-	-	-	4994	-	-	-	-	-	-	-	5992	-

similare compresorului elicoidal birotor.

În fig. 16.1.35 este prezentată o secțiune printr-un compresor cu surub monorotor al firmei McQuay (model STARGATE).

Mișcarea rotorului se realizează în două direcții: radial și axial. Durata de viață a lagărelor este de 3-4 ori mai mare decât la compresoarele screw twin. Aceste modele sunt prevăzute cu injectarea uleiului pentru creșterea coeficientului de performanță. Puterea frigorifică este reglată la minim 25% din puterea totală dată de compresor, cu ajutorul unui microprocesor. Pornirea compresorului este stea-triunghi.

• *Compresorul spiroorbital (SCROLL)*

Inventat de francezul Leon Creux, în 1905, a cunoscut o dezvoltare în SUA începând cu 1970. În prezent este fabricat și în Japonia, de DAIKIN, HITACHI, și în Europa, de TRANE, COPELAND, MANEUROP, BITZER, atingând puteri frigorifice de peste 100 kW.

Are două spirale, plasate față în față, în cea superioară - 2, fixă, în care este plasat central orificiul de refulare -6, (fig. 16.1.36) se rotește spirala mobilă -1 excentrică față de cea fixă, permițând variația volumului cuprins între ele.

Vaporii sunt aspirați pe la periferia sistemului, prin orificiul -3, în camera de aspirație -4. Vaporii aspirați (A) circulă inițial printre stator și rotor (B), răcind motorul, apoi umplu carcasa compresorului (C). Aici, având o viteză mică, se realizează și o separare de uleiul antrenat. Pătrund apoi în camera de aspirație (D) care înconjoară spiralele, sunt comprimați de spirale și evacuați prin orificiul -6. Zona superioară a compresorului servește la atenuarea pulsațiilor vaporilor, înainte de refulare (E). Clapeta antiretur -12, plasată deasupra orificiului de refulare, împiedică întoarcerea vaporilor comprimați la oprirea compresorului.

Mișcarea orbitală creează spații închise între spirale, de volum descrescător, realizând compresia și refularea vaporilor aspirați, ca în fig. 16.1.37.

Pierderile de gaz sunt axiale sau radiale (fig. 16.1.38 a, b). Etanșarea axială este realizată prin profilarea spiralelor, ca un segment al compresorului alternativ (c) iar cea radială, prin limitarea jocului între spirale (max. 1 μm) și prin filmul de ulei (d).

Fluxul vaporilor este continuu, neexistând nici supape de aspirație sau refulare, nici spațiu mort, încât compresorul are un randament volumic

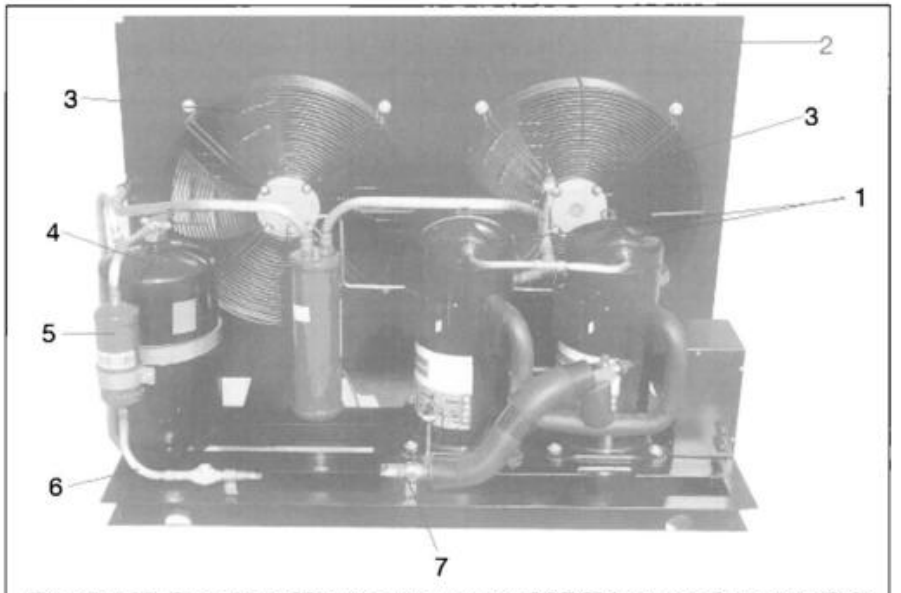


Fig. 16.1.39. Grup frigorific cu compresoare SCROLL cu condensator răcit cu aer:
1 - compresor ermetic SCROLL; 2 - condensator răcit cu aer; 3 - ventilatoare; 4 - rezervor freon; 5 - filtru deshidrator; 6 - racord freon lichid (spre vaporizator); 7 - racord freon vapori (de la vaporizator)

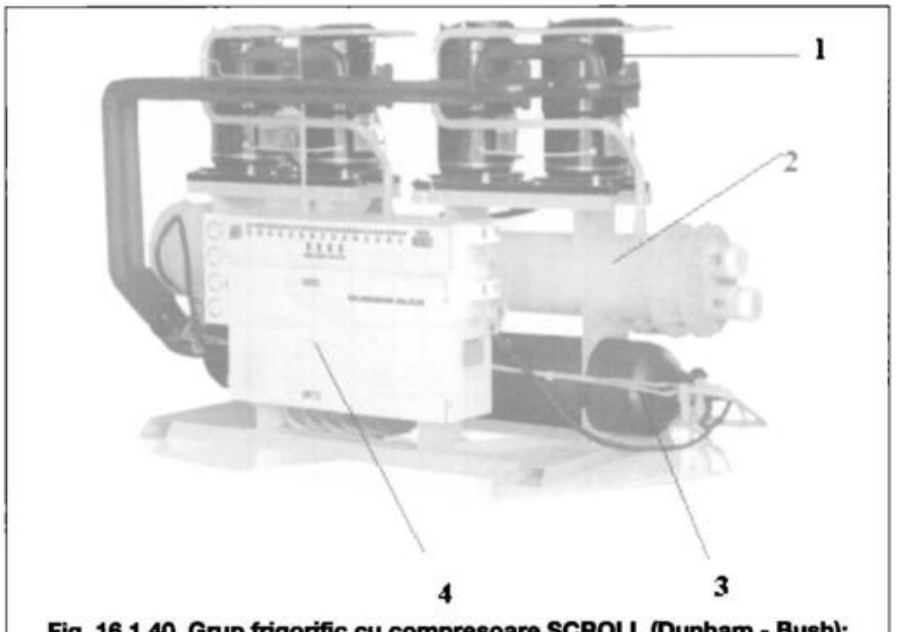


Fig. 16.1.40. Grup frigorific cu compresoare SCROLL (Dunham - Bush):
1 - compresor; 2 - condensator; 3 - vaporizator; 4 - panou automatizare

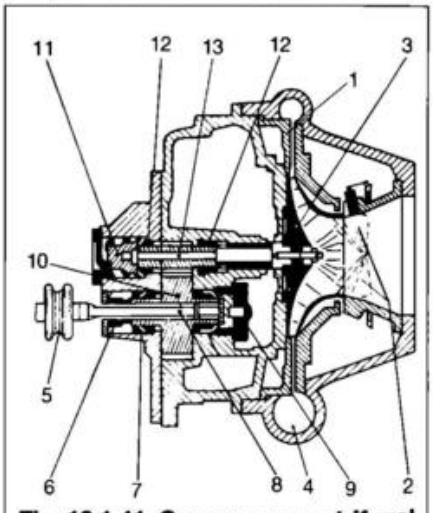


Fig. 16.1.41. Compresor centrifugal cu un rotor (York):
1 - stator; 2 - profil de prerotație; 3 - rotor; 4 - volută; 5 - manson cuplare motor; 6 - garnitură de etanșare; 7 - palier turație mică; 8 - arbore turație mică; 9 - pompă ulei turație mică; 10 - multiplicator de viteză; 11 - pompă ulei turație mare; 12 - palier turație mare; 13 - arbore turație mare.

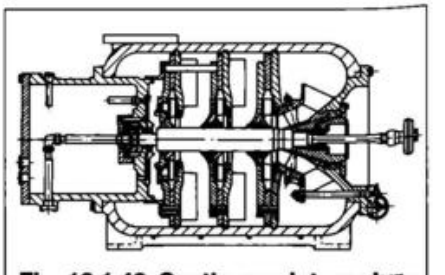


Fig. 16.1.42. Secțiune printr-un turbocompresor cu trei rotoare (York).

Tabel 16.1.8. Performanțe ale unor compresoare Scroll în condițiile de lucru θ_0/θ_C = 0/35 °C.

Model	Cilindree	R22		R134a		R404A		R407C		R410A		R507	
	orară (m^3/h)	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]	Φ_0 [kW]	P_K [kW]
CARRIER CARLYLE													
XNY682AU	6,68									16,71	3,51		
SRY942AU	130,07	21,4	4,72					20,8	4,52				
BITZER													
ESH730Y – 40S	30	27	5,95	17,95	4,05	29,5	6,78	28	6,03	-	-	30,1	6,99
ESH736Y – 40S	36	32,5	7,14	21,5	4,87	35,5	8,17	33,6	7,24	-	-	36,1	8,38
ESH743Y – 40S	43	38,8	8,52	25,7	5,81	42,2	9,72-	40,1	8,65	-	-	43,2	10,01
DAIKIN													
JT170G-P8Y1	17	-	-	--	-	-	-	-	-	15,91	5,2	-	-
JT335D-YE	33,5	40,1	11,8	-	-	-	-	34	10,7	-	-	-	-
COPELAND													
ZB1 1MCE – TWD	42,1	38,75	9,25	25,5	5,9	43	10,65	39,5	9,35	-	-	-	-
ZR760 KCE – FWM	175,65	163,5	35,6	-	-	-	-	171,5	37,5	-	-	-	-
MANEUROP													
MFZ250*	43,5	-	-	-	-	26,9	12,11	-	-	-	-	-	-
SM370	87	83,2	18,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SZ600	153,8	-	-	91,3	21,2	-	-	132,9	28,9	-	-	-	-
SH760-4	176,51	-	-	-	-	-	-	-	-	37,8	120	-	-
SY760	184,8	173,5	37,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

*în condiții de lucru θ_0/θ_C = *-10/45* °C

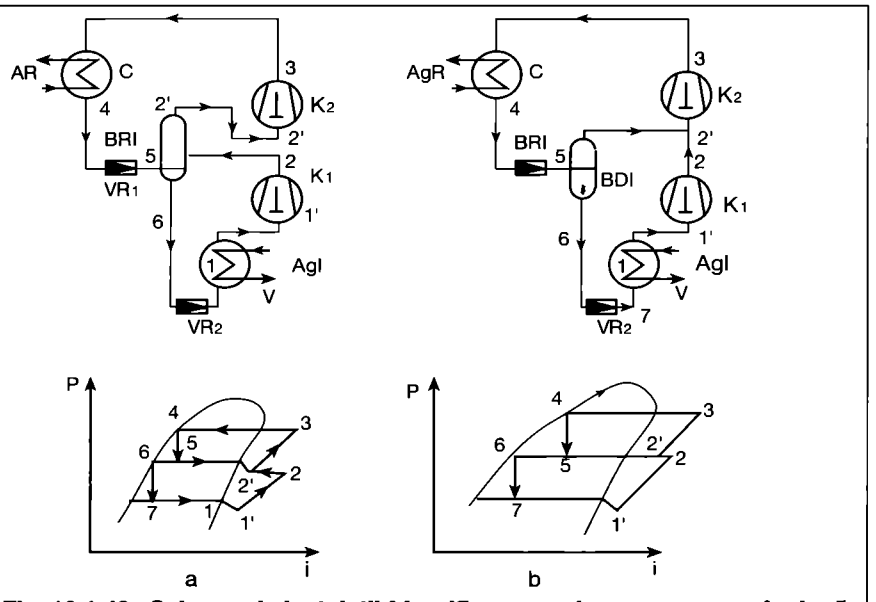


Fig. 16.1.43. Scheme de instalații frigorifice, cu turbocompresoare în două trepte, cu răcire intermediară și ciclurile termodinamice corespunzătoare:
a - cu răcire în butelie intermediară; b - cu destindere intermediară;
K1 - treapta I de comprimare; K2 - treapta II de comprimare; C - condensator; VR1 - ventil de reglare de presiune înaltă; VR2 - ventil de reglare de presiune joasă; V - vaporizator; BRI - butelie de răcire intermediară; BDI - butelie de destindere intermediară; AR - apă de răcire; AgR - agent de răcire; AgI - agent intermediar.

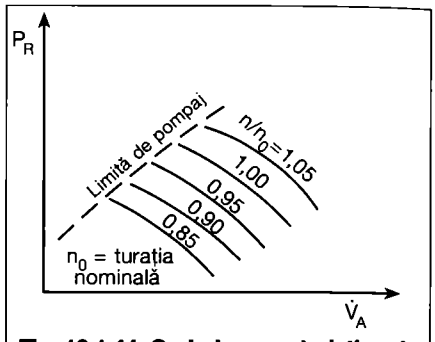


Fig. 16.1.44. Curbele caracteristice de funcționare a unui turbocompresor.

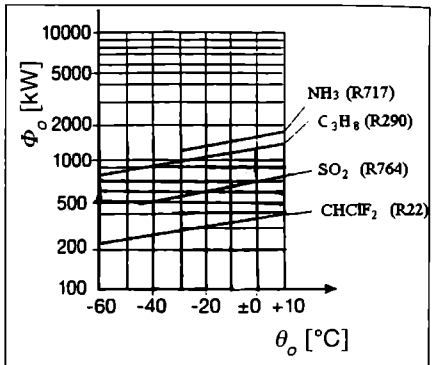


Fig. 16.1.45. Puterile frigorifice minime pentru care turbocompresorul funcționează economic, în functie de θ_0 și agentul frigorific utilizat.

ridicat, este silențios și compact. Ungerea se asigură cu o pompă centrifugală, plasată pe arbore și imersată în carter. Construcția este ermetică, iar agenții frigorifici utilizați sunt R22, R134a, R404A, R407C, R410A și R507.

Funcționarea compresorului SCROLL poate conduce la aceleași situații descrise la compresorul cu șurub (fig. 16.1.25)

În tabelul 16.1.8 sunt prezentate performanțele compresoarelor SCROLL pentru $\theta_0 = 0$ °C și $\theta_c = 35$ °C.

Unul sau mai multe asemenea compresoare pot fi cuplate cu condensatorul, răcit cu aer sau apă, și eventual cu vaporizatorul, formând grupuri frigorifice. Folosind compresorul 3D SCROLL, cu R134a, TRANE produce grupuri cu Φ_0= *50-170* kW, la θ_0=*0* °C, θ_c=*35* °C, ca în fig. 16.1.39.

În fig. 16.1.40 este prezentat un grup frigorific pentru prepararea de apă rece, realizat de Dunham Bush, echipat cu 4 compresoare Scroll (1) și cu schimbătoare de căldură multitubulare: condensator (2) și vaporizator (3).

16.1.3. Compresoare centrifugale (turbocompresoare)

Compresorul centrifugal derivă din turbina cu vapori, imaginată în anii 1880 de francezul Laval, dar, doar la începutul secolului XX, Rateau a realizat prima suflantă centrifugală. Prima utilizare a compresorului centrifugal în instalațiile frigorifice a fost făcută în 1911 de francezul Leblanc.

Compresorul centrifugal, numit și turbocompresor, utilizează creșterea de energie cinetică a fluidului, pe baza forței centrifuge provocate de marea viteză periferică cu care fluidul părăsește rotorul, pentru a și-o diminua în difuzor, unde pe seama acestei scăderi de viteză se realizează o creștere a presiunii.

Compresorul centrifugal are unul sau mai multe rotoare, după fluidul utilizat și după aplicația dorită. În climatizare se folosesc cele cu unul sau două rotoare.

În fig. 16.1.41 este prezentat un turbocompresor cu un rotor. În statorul (difuzorul) - 1 este plasat rotorul - 3, profilat pentru realizarea unei prerotații. Antrenarea se face prin multiplicatorul de viteză - 10 sau direct de la o turbină cu abur.

Rotorul și arborii sunt perfect echilibrați, atât static cât și dinamic, întâi separat, apoi tot ansamblul mobil, încât acest compresor este silențios și necesită fundații ușoare, chiar la turații foarte ridicate.

Viteza de rotație poate varia de la 3000 la 25.000 rot/min, conducând la viteze periferice de 150...200 m/s și chiar supersonice, în funcție de agentul utilizat.

Conține două pompe de ulei, una, -9, pentru ungerea palierelor arborelui de mică viteză - 8 și alta, - 11, pentru palierele arborelui de mare viteză - 12.

Când rotorul este pus în mișcare, vaporii sunt aspirați în partea lui centrală, circulând de la centru spre periferie, prin canalele formate de palete. Creșterea energiei în rotor provine din creșterea momentului său cinetic, rezultând, simultan, și o creștere a vitezei absolute. La ieșirea din rotor, vaporii pătrund în camera spirală (voluta) -4 a difuzorului unde are loc creșterea presiunii prin convertirea vitezei lor în presiune, iar apoi sunt evacuați.

Rotorul și difuzorul formează împreună un etaj de comprimare.

Profilurile de prerotație -2, prin reglarea unghiului de intrare a vaporilor în rotor, permit variația Φ_0 de la 5 la 100 % din valoarea nominală.

Datorită vitezelor ridicate, turbocompresorul vehiculează debite mari de vapori, realizând Φ_0 foarte mari (5...10.000 kW), păstrând dimensiuni reduse.

Un singur rotor nu asigură, de regulă, raportul de compresie dorit, mult mai mic decât cel realizat de compresorul cu piston, încât se utilizează mai multe rotoare (fig. 16.1.42). Difuzorul primului rotor se prelungește cu un canal care conduce vaporii comprimați în următorul rotor.

La turbocompresorul cu mai multe rotoare, se poate reduce puterea consumată, prin răciri intermediare. În fig. 16.1.43 sunt prezentate două scheme, cu ciclurile corespunzătoare. În prima, vaporii refulați din primul rotor (K_1) sunt introduși în butelia de răcire intermediară (BRI), sunt răciți aproape de

starea de saturație, după care sunt aspirați de rotorul următor. În a doua variantă, butelia intermediară servește doar la destinderea lichidului ieșit din condensator până la presiunea intermediară, vaporii rezultați fiind aspirați în al doilea rotor, răcind astfel vaporii refulați din primul rotor K_1. Richter arată că, prin aceste răciri intermediare, se obțin economii de energie de comprimare de 7, respectiv, 4%.

Diferența de presiune, între cea de refulare și cea de aspirație, $\Delta p=p_R-p_A$, ce trebuie învinsă în turbocompresor, are o influență puternică asupra debitului de vapori aspirați. La creșterea ei, debitul scade până la o valoare limită la care procesul de comprimare încetează, devenind instabil, prin desprinderea fluidului de pe paletă și realizarea unei curgeri inverse a gazului. Acest fenomen are un caracter ciclic și este denumit *pompaj*, fiind nedorit prin oscilațiile transmise instalației și uzura lagărelor. Fiecare turbocompresor are un domeniu de utilizare limitat de curba de pompaj (fig.16.1.44). Curbele, caracteristice unor anumite turații, indică dependența debitului volumic aspirat $\dot{V}_A$ de presiunea de refulare p_R, fiecărei turații corespunzându-i un debit minim, la care turbocompresorul poate funcționa.

Funcționarea cu debite reduse conduce însă la dimensiuni prea mici ale canalelor de scurgere a vaporilor deci la pierderi mari de sarcină, crescând puterea necesară comprimării. Astfel ultimul rotor trebuie realizat cu dimensiuni mai mari decât cele minime admise. Pentru amoniac, ultimul rotor trebuie să aibă $d_2>350$ mm și o lățime a canalului peste 10 mm. Impunerea unor dimensiuni mai mari necesită o turație mai mare sau un număr mai mare de rotoare, pentru comprimarea unui anumit debit la o presiune dată.

Turația n este însă limitată de viteza periferică a rotorului u_2 prin relația:

$$u_2 = \omega \cdot r^2 = 2\pi \cdot n \cdot r_2 \qquad (16.1.27).$$

În fig. 16.1.45 sunt prezentate puterile frigorifice minime (deci debitele minime de vapori aspirați), pentru diferiți agenți frigorifici, pentru care turbocompresorul funcționează economic.

Sistemul de reglare al unui turbocompresor urmărește:
- reglarea puterii frigorifice (a debitului de vapori aspirați);
- menținerea constantă a presiunii de vaporizare, temperatura agentului răcit sau presiunii finale;
- evitarea funcționării în zona de pompaj;
- evitarea supraîncălzirii motorului de antrenare.

Puterea frigorifică poate varia prin: reglarea presiunii de aspirație, cu o clapetă plasată în tubulatura de aspirare; prerotația vaporilor aspirați, prin variația pierderii de sarcină a acestora; modificarea turației, în cazul antrenării de o turbină; reglarea difuzorului, prin modificarea poziției paletelor lui.

Pompajul este evitat prin recircularea unei părți a debitului refulat în aspirare.

Pentru instalațiile de climatizare, cu răcire indirectă, turbocompresorul se grupează cu condensatorul și cu evaporatorul, formând un grup de răcire a apei (sau a soluției apoase). În fig. 16.1.46 este prezentată schema propusă de firma CARRIER pentru producerea apei glaciale, cu un turbocompresor.

În fig. 16.1.47 se prezintă domeniul de utilizare a diferitelor compresoare iar în tabelul 16.1.10 sunt prezentate, comparativ, caracteristicile lor principale.

Alegerea tipului și numărului de compresoare necesare unei instalații de climatizare se face în două moduri:
- pe baza debitului de vapori de agent frigorific real aspirat în compresor, $\dot{V}_R$, determinat de relația 16.1.9;
- pe baza puterii frigorifice Φ_{0K} realizate de compresor în condițiile de lucru (prezentate de constructori în

Tabelul 16.1.9. Principalele caracteristici ale compresoarelor frigorifice.

Tip de compresor	Cu piston alternativ	Cu piston rotativ	Elicoidal	Turbocompresor
Principiu de funcționare	volumetric cu piston alternativ	volumetric cu piston rotativ	volumetric cu șurub	cu impulsuri
Compresie	statică	statică	statică	dinamică
Cilindree	determinată geometric	determinată geometric	determinată geometric	în funcție de contrapresiune
Debit la presiune variabilă	aproape constant	aproape constant	aproape constant	cu fluctuații importante
Refulare	pulsatorie	aproape continuă	aproape continuă	aproape continuă
Gama de debite [m³/h]	10...1.800	350...5.600	100...9.000	800...45.000
Raport de compresie [l·tr]	8...10	5...6	25...30	3,5...4
Variație a puterii	prin paliere (limitată)	dificilă și foarte limitată	progresivă și nelimitată	progresivă dar limitată de pompaj
Circuit de ulei	da (nu la cele uscate)	da	da	nu
Sensibil la agent frigorific lichid	da	da	nu	puțin
Mase libere	da	nu	nu	nu
Producere de vibrații	da	nu	nu	nu
Uzura organelor de compresie	da	da	nu	nu
Nivel de zgomot la 1 m distanță față de motor [dB]	65...90 la frecvențe medii	80...90 la frecvențe medii	85...95 la frecvențe medii	88...100 la frecvențe ridicate

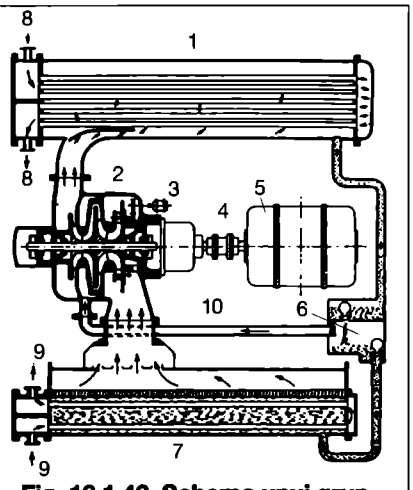


Fig. 16.1.46. Schema unui grup de produs apă glacială, cu turbocompresor (Carrier):
1 - condensator; 2 - turbocompresor; 3 - dispozitiv de reglare a paletelor de prerotație; 4 - cuplare; 5 - motor, 6 - cameră de destindere intermediară; 7 - vaporizator; 8 - apă de răcire; 9 - apă glacială; 10 - aspirație.

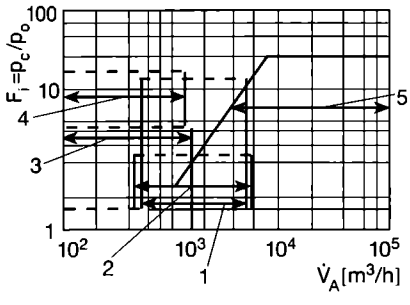


Fig. 16.1.47. Domeniile de aplicație a compresoarelor frigorifice:
1 - compresor cu șurub; 2 - compresor cu piston rotativ; 3 - compresor cu piston alternativ - o treaptă; 4 - compresor cu piston alternativ - două trepte; 5 - turbocompresor.

tabele sau nomograme).

Din totalitatea tipurilor de compresoare disponibile se va alege tipul și numărul necesar, care vor reprezenta un optim, atât al consumului de energie, cât și al investiției și exploatării. Cum puterea frigorifică necesară climatizării variază mult (în funcție de temperatura exterioară), pentru acoperirea cât mai economică de către compresoarele alese, se recomandă un număr de 2...6 compresoare alternative sau Scroll și 1...2 compresoare cu șurub sau turbocompresoare.

16.2. Condensatoare frigorifice

Sunt schimbătoare de căldură prin intermediul cărora agentul frigorific cedează, direct mediului ambiant (aerul exterior) sau printr-un agent de răcire (apa), căldura absorbită în timpul desfășurării ciclului frigorific, în procesele de vaporizare și de comprimare.

16.2.1. Considerații teoretice

Puterea termică a condensatorului, Φ_C, rezultă din bilanțul instalației. La instalațiile cu freon, unde subrăcirea lichidului este realizată cu vapori reci, produși în vaporizator, transferul de căldură fiind intern, sau la instalațiile cu amoniac, de putere redusă, unde prezența subrăcitorului de lichid nu se justifică, obținem:

$\Phi_C=\Phi_0+P_K$ [kW] (16.2.1),

unde:

Φ_C, Φ_0 - sunt puterile termice ale condensatorului, respectiv, vaporizatorului [kW],

P_K - este puterea de comprimare [kW].

La instalațiile cu amoniac, de putere mare, existența și a unui subrăcitor de lichid extern conduce la relația:

$\Phi_C=\Phi_0+P_K-\Phi_{SR}$ [kW] (16.2.2),

unde:

Φ_{SR} - puterea termică a subrăcitorului [kW].

Această putere termică Φ_C rezultă, de asemenea, din relația:

$\Phi_C=\dot{M}\cdot\Phi_{Cm}$ [kW] (16.2.3),

unde:

$\dot{M}$ - este debitul masic de agent frigorific [kg/s], iar

Φ_{Cm} - puterea termică masică de condensare [kJ/kg]

Puterea termică masică de condensare este dată de fluxul termic sensibil, cedat de 1 kg de vapori care sunt răciți de la starea de supraîncălzire 2 (ieșirea din compresor) până la starea de saturație 2' q_{SRV} și de fluxul termic latent de condensare al acestor vapor, l_C (fig. 16.2.1):

$\Phi_{Cm}=\Phi_{SRV}+l_C=(h_2-h_{2'})+(h_{2'}-h_3)=h_2-h_3$ [kJ/kg] (16.2.4).

Căldura cedată de agentul frigorific în condensator este preluată de mediul de răcire, apa sau aerul, care, astfel, va suferi o încălzire de la θ_{AR1} la θ_{AR2} (fig. 16.2.2).

În practică se admite că temperatura de condensare θ_C se stabilește la *3...4* °C peste cea de ieșire a apei (la un condensator răcit cu apă) și la *6...8* °C peste cea de ieșire a aerului (la un condensator răcit cu aer).

La agenții halogenați cu miscibilitate redusă față de ulei sau la amoniac, în timpul funcționării condensatorului, pe partea agentului frigorific se depune o peliculă din uleiul antrenat în compresor. Pentru calcul, se consideră o grosime δ_u *=0,05...0,08* mm, conductivitatea termică λ_u având valoarea de *0,12...0,15* W/m·K.

Pe partea apei de răcire se depune un strat de piatră (din sărurile dizolvate în apă) a cărui grosime variază cu calitatea apei.

Pentru calcul, se admite o grosime maximă δ_p *=0,5* mm, cu o conductivitate termică λ_p de 1...3 W/m·K.

În cazul utilizării aerului la răcirea condensatorului, acesta poate antrena praf sau alte impurități, care se depun pe suprafața exterioară.

Din faza de concepție, constructorul trebuie să urmărească realizarea unui transfer de căldură *U* cât mai mare, asigurând curgerea fluidelor cu viteze optime, distribuția favorabilă a suprafeței de transfer de căldură, alegerea materialelor în funcție de agentul frigorific.

În timpul exploatării, condensatorul trebuie menținut într-o stare de funcționare apropiată de cea inițială, asigurând

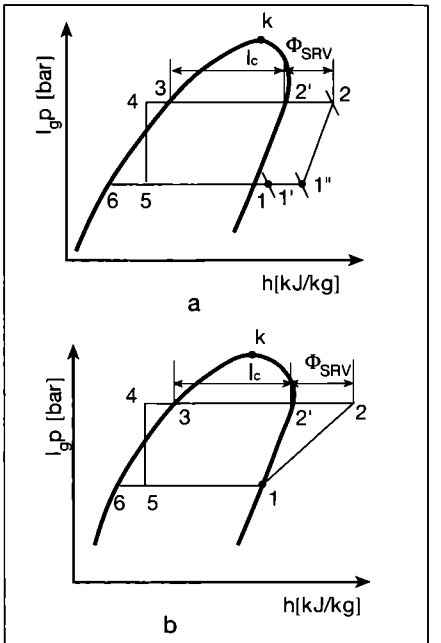


Fig. 16.2.1. Ciclul termodinamic al instalației cu compresie mecanică:
a - cu freon; b - cu amoniac.

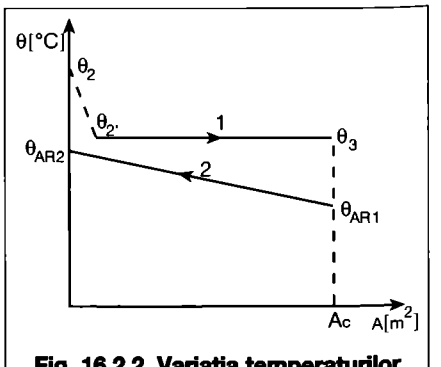


Fig. 16.2.2. Variația temperaturilor agenților în condensator, la circulația în contracurent:
1 - agent frigorific; 2 - agent de răcire.

o suprafață de transfer de căldură cât mai curată.

După mediul de răcire, se disting variante funcționale de condensatoare răcite cu aer, apă sau mixt (cu apă și aer).

16.2.2. Condensatoare răcite cu aer

Coeficientul de transfer termic al aerului fiind foarte scăzut, aceste condensatoare sunt întâlnite pentru puteri termice mici, în general până la 10 kW. Totuși, ținând seama de prețul din ce în ce mai mare al apei și de restricțiile de consum impuse, uneori, există tendința de a se extinde domeniul de utilizare a condensatoarelor răcite cu aer și la puteri mari și foarte mari, atingând 1000 kW.

Suprafața de transfer de căldură pe partea aerului este mărită, prin nervurare, de cca 20 de ori. Ameliorarea transferului de căldură se realizează prin intensificarea vitezei aerului, asigurând circulația forțată cu ventilatoare.

Acest tip de condensator se compune din mai multe rânduri de țevi cu aripioare care asigură suprafața de transfer de căldură necesară (fig. 16.2.3.) Astfel, suprafața de condensare A_C este dată de relația:

$A_C = A_1 \cdot L \cdot n \cdot N$ [m²] (16.2.5),

unde:

A_1 - este suprafața exterioară oferită de 1 m țeavă cu aripioare (incluzând atât suprafața țevii netede cât și cele două fețe ale fiecărei aripioare dispuse pe țeavă),

L, n, N - având semnificația din fig. 16.2.3.

Se folosesc conducte din cupru, de 10...15 mm diametru (pentru freoni) și din oțel fără sudură de 15...25 mm diametru (pentru amoniac). Aripioarele sunt realizate din cupru, aluminiu sau oțel și sunt dispuse cu un pas de 3...5 mm.

Aerul parcurge spațiul dintre aripioare, traversând perpendicular țevile, preluând căldura cedată de agentul frigorific care condensează în interiorul țevilor. Pentru menținerea unei temperaturi de condensare minime, chiar atunci când temperatura exterioară este ridicată, se reduce diferența de temperatură între medii la valoarea minimă, încât sunt necesare debite mari de aer. Din acest motiv este bine ca aceste condensatoare să fie amplasate în spații deschise, umbrite și ferite de praf.

Pentru puteri termice reduse (la frigiderele casnice, la instalațiile comerciale) aerul are circulație naturală, în timp ce la puteri termice mari, se asigură circulația forțată cu ventilatoare.

Viteza aerului, la circulația forțată, este de 2...3 m/s în secțiunea frontală, liberă, și de maximum 7 m/s printre aripioare. Viteze mai mari conduc la un zgomot dezagreabil și la pierderi de sarcină însemnate pe circuitul de aer.

Încălzirea aerului are loc cu un ecart de 5...6 K.

Coeficientul global de transfer de căldură, U are valori de 10...15 W/m²·K la circulația naturală a aerului, și de 25...30 W/m²·K la circulația forțată a aerului.

În fig. 16.2.4 este prezentat un condensator răcit cu aer, cu circulație forțată de un ventilator centrifugal al firmei GRASSO.

Utilizarea ventilatoarelor elicoidale, mai echilibrate și deci mai silențioase, a permis realizarea unor baterii de condensatoare, pornind de la elemente bloc, putându-se obține o creștere ulterioară a capacității, prin simpla adăugare a altor elemente.

Fig. 16.2.5 prezintă variantele verticale, cu unul (a) sau două elemente (b).

Modelul orizontal al firmei HELPMAN (fig. 16.2.6.), cu 6 elemente, utilizat atât pentru freoni cât și pentru amoniac are putere termică de 9...900 kW. Bateria de țevi cu aripioare, 1, este suspendată liber în carcasă, putându-se dilata sau contracta fără probleme. Țevile sunt prevăzute la interior cu spirale care asigură o turbulență sporită. Aripioarele au un pas minim. Ventilatoarele elicoidale 2, perfect echilibrate, sunt lipsite de vibrații, cu un nivel scăzut de zgomot. Plăcile 3, demontabile, permit inspecția și curățirea periodică a suprafeței de transfer de căldură.

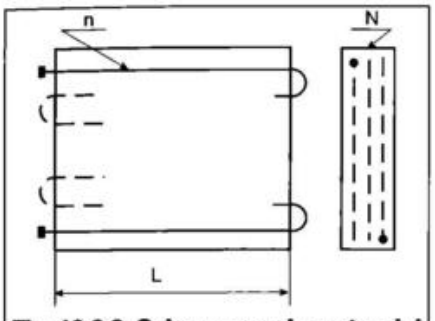


Fig. 16.2.3. Schema condensatorului răcit cu aer:
n - numărul de țevi suprapuse; N - numărul de rânduri în calea aerului; L - lungimea unei țevi.

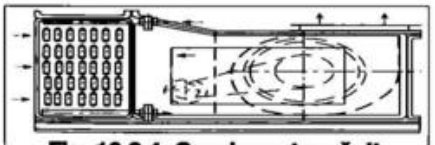


Fig. 16.2.4. Condensator răcit cu aer, cu ventilator centrifugal (tip Grasso).

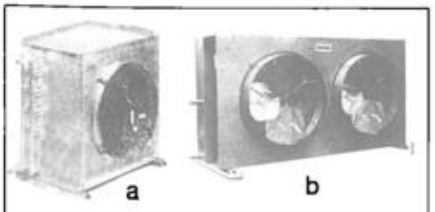


Fig. 16.2.5. Condensator răcit cu aer, cu ventilator vertical, axial:
a - cu un element;
b - cu două elemente.

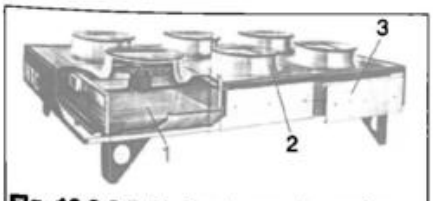


Fig. 16.2.6.Baterie de condensatoare orizontale cu 6 elemente (tip Helpman):
1 - țevi cu aripioare; 2 - ventilator elicoidal; 3 - carcasă demontabilă.

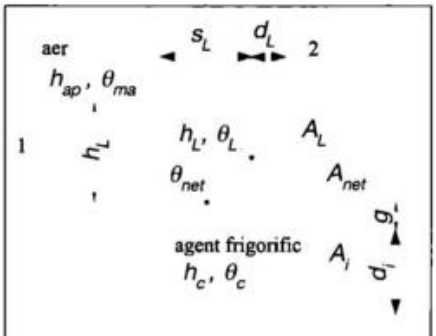


Fig. 16.2.7. Schema de calcul a unui condensator răcit cu aer

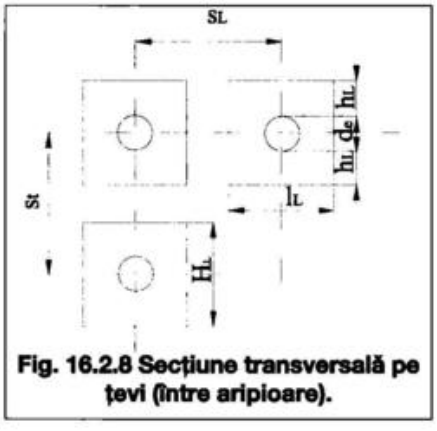


Fig. 16.2.8 Secțiune transversală pe țevi (între aripioare).

Exemplul de calcul 16.2.1.

Să se dimensioneze un condensator frigorific funcționând cu R134a cu puterea termică $\Phi_C = 20$ kW și cu un debit masic de freon $\dot{M} = 0{,}118$ kg/s, dacă este răcit cu aer cu starea inițială $\theta_{A1} = 32$ °C, $\varphi_1 = 48\%$ și starea finală $\theta_{A2} = 38$ °C, $\varphi_2 = 35\%$ (procesul de încălzire a aerului se face la x = constant).

Rezolvare

Considerăm un condensator gen baterie din țevi cu aripioare realizat din țevi orizontale din cupru ($\lambda_{cu} = 370$ W/m·K) cu D=18 x 1 mm, cu aripioare

din aluminiu (λ_{al} = 230 W/mK) cu h_L = 7 mm, d_L = 0,4 mm și pasul s_L = 4 mm cu notațiile din fig. 16.2.7.

Debitul volumic de aer de răcire:

$$\dot{V}_A = \frac{\Phi_C}{\rho_A \cdot c_{pA} \cdot (\theta_{A1} - \theta_{A2})} =$$

$$= \frac{20}{1,15 \cdot 1,005 \cdot (38 - 32)} = 2,88 \text{ m}^3/\text{s}$$

Considerăm că aerul circulă forțat cu viteza în secțiunea frontală cu v_{A0} = 2,5 m/s, deci secțiunea frontală a condensatorului este:

$$A_0 = \frac{\dot{V}_A}{v_{A0}} = \frac{2,88}{2,5} = 1,15 m^2$$

Alegem dimensiunile secțiunii:
H x l = 0,8 x 1,45 m².

Conductele sunt așezate în coridor, cu pasul (atât în secțiune transversală cât și longitudinală) $s_t = s_L$ = 40 mm. Lamelele au $H_L = l_L$ = 32 mm (fig. 16.2.8).

Mărimile geometrice ale condensatorului.

Numărul de lamele pe 1m de conductă:

$$n_{L1} = \frac{1}{s_L + d_L} = \frac{1}{0,004 + 0,0004} =$$

$$= 227 \frac{\text{lamele}}{\text{m de conductă}}$$

$$A_{net1} = \pi \cdot d_e - n_{L1} \cdot \pi \cdot d_e \cdot d_L =$$

$$= \pi \cdot 0,018 \cdot (1 - 227 \cdot 0,0004) =$$

$$= 0,0514 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$A_{L1} = 2 \cdot n_{L1} \cdot (H_L^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2) =$$

$$= 2 \cdot 227 \cdot (0,032^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 0,018^2) =$$

$$= 0,3494 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$A_{T1} = A_{net1} + A_{L1} = 0,0514 + 0,3494 =$$

$$= 0,4008 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$A_i = \pi \cdot d_i = \pi \cdot 0,016 = 0,0502 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$A_e = \pi \cdot d_e = \pi \cdot 0,018 = 0,0565 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

$$\varphi_{net} = \frac{A_{net1}}{A_{T1}} = \frac{0,0514}{0,4008} = 0,128$$

$$\varphi_L = \frac{A_{L1}}{A_{T1}} = \frac{0,3494}{0,4008} = 0,872$$

Viteza aerului în secțiunea îngustă între conductele cu lamele este:

$$A_{ing} = A_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_e}{s_t} + 2 \cdot d_L \cdot h_L \cdot \left(1 - \frac{d_e}{s_t}\right)\right)\right] = 1,15 \cdot$$

$$\cdot \left[1 - \left(\frac{0,018}{0,04} + 2 \cdot 0,0004 \cdot 0,007 \cdot \left(1 - \frac{0,018}{0,04}\right)\right)\right] =$$

$$= 0,633 \text{ m}^2$$

$$v_A = \frac{\dot{V}_A}{A_{ing}} = \frac{2,88}{0,633} = 4,56 \text{ m/s}$$

Suprafața de transfer de caldură a condensatorului se determină cu relația:

$$A_C = \frac{\Phi_C}{U \cdot \Delta T_m} \quad [\text{m}^2] \qquad (16.2.6)$$

unde:

U - este coeficientul global de transfer de căldură, dat de relația:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{AP}} + \frac{A_{T1}}{A_i}\left(\frac{1}{h_C} + \sum \frac{d}{\lambda}\right)} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \qquad (16.2.7)$$

Coeficientul aparent de transfer termic convectiv pe partea aerului, h_{AP} se determină cu relația:

$$h_{AP} = h_L \cdot (\varphi_{net} + \eta_L \cdot \varphi_L) \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \qquad (16.2.8)$$

h_L - coeficietul superficial de transfer de căldură al lamelei.

Acest coeficient se poate calcula cu ajutorul relației lui Th. E. Schmidt pentru așezarea țevilor în coridor:

$$h_L = 0,3 \cdot R \cdot e^{0,625} \cdot \left(\frac{A_{T1}}{A_e}\right)^{-0,375} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda}{d_e}$$

[W/m²·K] (16.2.9)

Cu parametrii termofizici ai aerului aleși la temperatura medie
$\theta_{Am} = (32 + 38)/2 = 35$ °C;
$\lambda_A = 0,0263$ W/m·K;
$\nu_A = 16,55 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_A = 0,726$.
Obținem:

$$Re = \frac{w_A \cdot d_e}{\nu_A} = \frac{4,56 \cdot 0,018}{16,55 \cdot 10^{-6}} = 4959$$

Rezultă: h_L = 38,59 W/m²·K

$$\eta_L = \frac{th(m \cdot h)}{m \cdot h} = \frac{th(29 \cdot 0,018)}{29 \cdot 0,018} =$$

$$= 0,9146$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_L}{\lambda_L \cdot d_L}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 38,59}{230 \cdot 0,0004}} = 29$$

$$h = \frac{d_e}{2}(\varphi - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi) \quad \text{cu}$$

$$\varphi = 1,28 \frac{s_t}{d_e} \sqrt{\frac{s_L}{s_t} - 0,2} = 2,05$$

$$h = \frac{0,018}{2}(2,05 - 1)(1 + 0,35 \ln 2,05) =$$

$$= 0,018 \text{ m}$$

Astfel coeficientul de transfer de căldură aparent devine:
$h_{AP} = 38,59 \cdot (0,128 + 0,9146 \cdot 0,872) =$
$= 35,72$ [W/m²·K]

Coeficientul de transfer de căldura la condensarea în interiorul țevilor orizontale, h_C se calculează utilizând relația lui Cavallini-Zecchin:

$$h_C = 0,05 \, Re_{ec}^{0,8} \, Pr_l^{0,33} \frac{\lambda_l}{d_i} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \qquad (16.2.10)$$

unde numărul Reynolds echivalent este dat de relația:

$$Re_{ec} = Re_V \left(\frac{\mu_V}{\mu_l}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_V}\right)^{0,5} + Re_l \qquad (16.2.11)$$

$$Re_V = \frac{G \cdot d_i}{\mu_V} = \frac{29,39 \cdot 0,016}{0,000013} = 36313,6$$

$$Re_l = \frac{G \cdot d_i}{\mu_l} = \frac{29,39 \cdot 0,016}{0,00015} = 3110,3$$

$$G = \frac{4 \cdot \dot{M}}{n_t \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,118}{20 \cdot \pi \cdot 0,016^2} =$$

$$= 29,39 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$n_t = \frac{H}{s_t} = \frac{0,8}{0,04} = 20$$

Pe baza variației de temperatură a fluidelor (freon și aer) în condensator (fig. 16.2.2.), cu:
$\Delta T_C = \theta_C - \theta_{AR2} = 6...8$ K, rezultă temperatura de condensare θ_C = 45°C.

Datele criteriale pentru R134a la θ_C = 45 °C sunt:
$\rho_l = 1125$ kg/m³,
$\rho_V = 57,66$ kg/m³,
$\mu_l = 0,00015$ Pas,
$\mu_V = 0,000013$ Pas,
$\lambda_l = 0,073$ W/mK,
$Pr_l = 3,234$.

$$Re_{ec} = 36313,6 \cdot \left(\frac{0,000013}{0,00015}\right) \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{1125}{57,66}\right)^{0,5} + 3110,3 = 16848,8$$

$$h_C = 0,05 \cdot 16848,8^{0,8} \cdot$$

$$\cdot 3,234^{0,33} \cdot \frac{0,073}{0,016} = 809,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{35,72} + \frac{0,4008}{0,0502}\left(\frac{1}{809,5} + \frac{0,06 \cdot 10^{-3}}{0,13} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{370}\right)} =$$

$$= 24,1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Diferența medie de temperatură între agentul frigorific și aer este dată de relația:

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_C - \theta_{A2}) - (\theta_C - \theta_{A1})}{ln\frac{\theta_C - \theta_{A2}}{\theta_C - \theta_{A1}}} \quad [K] \qquad (16.2.12)$$

$$\Delta T_m = \frac{(45-38)-(45-32)}{ln\frac{45-38}{45-32}} = 9,69\,K$$

Suprafața condensatorului:

$$A_C = \frac{20000}{24,1 \cdot 9,69} = 85,7\,m^2$$

Lungimea totală a conductelor:

$$L = \frac{A_C}{A_{T1}} = \frac{85,7}{0,4008} = 213,9\,m$$

Numărul de rânduri de țevi pe direcția aerului:

$$n_L = \frac{A_C}{n_t \cdot l \cdot A_{T1}} = \frac{85,7}{20 \cdot 1,45 \cdot 0,4008} = 18,4$$

se aleg 19 rânduri.

16.2.3. Condensatoare răcite cu apă

Sunt utilizate pentru puteri termice medii (250...1000 kW) și mari (peste 1000 kW), fiind realizate în trei variante constructive cu: țevi coaxiale (țeavă în țeavă); fascicul multitubular plasat într-o manta cilindrică; plăci.

16.2.3.1 Condensatoare cu țevi coaxiale

Apa de răcire circulă prin țeava interioară, asigurându-se o viteza suficientă unui bun transfer termic (1...2 m/s) și curățirea peretelui interior (fig. 16.2.9). În spațiul inelar, dintre țevi, condensează vaporii de agent frigorific, lichidul format fiind acumulat în rezervorul plasat sub condensator. Sunt utilizate pentru Φ_C de 250...300 kW.

16.2.3.2 Condensatoare multitubulare

Când Φ_C > 300 kW sunt necesare multe țevi de răcire, acestea se pot grupa într-un fascicul introdus într-o manta cilindrică, orizontală sau verticală. Țevile prin care circulă apa de răcire sunt prinse în plăcile tubulare, prin mandrinare sau sudură.

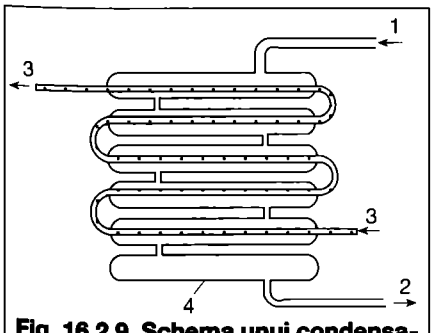


Fig. 16.2.9. Schema unui condensator cu țevi coaxiale:
1 - agent frigorific vapori;
2 - agent frigorific lichid;
3 - apă; 4 - rezervor de lichid.

• *Varianta orizontală* (fig. 16.2.10), are capacele (pe care se plasează racordurile de apă) prevăzute cu șicane (fig. 16.2.11) care dirijează circulația apei prin condensator (realizând trecerile apei prin țevi, într-un sens sau altul), în vederea obținerii unor viteze suficiente unui bun transfer termic (1...2 m/s). Nu se recomandă viteze mai mari de 2,5 m/s, deoarece cresc pierderile de sarcină pe circuitul apei, deci energia de pompare. Capacele sunt demontabile, permițând curățirea fasciculului de țevi de depunerile de săruri, care ar diminua transferul termic.

Ecartul de temperatură, în care se încălzește apa este de: 2...3 K, la condensatoarele cu apă de mare; 4...6 K la condensatoarele cu apă recirculată prin turnuri de răcire; 8...12 K, la condensatoarele alimentate cu apă în circuit deschis (de râu, lac).

Țevile sunt din cupru (pentru freoni) sau din oțel fără sudură (pentru amoniac) cu diametrul de 25...40 mm. Așezarea lor în placa tubulară se face în eșichier sau Ginabad cu un pas de (1,3...1,5) d_e.

Virola este realizată din țeavă din oțel, la diametre mici, sau cu tablă din oțel, sudată. Plăcile tubulare sunt din oțel. Capacele se execută din fontă sau cu tablă din oțel, sudată.

În spațiul intertubular dintre țevi și manta condensează agentul frigorific. Pelicula de condensat, formată la exteriorul țevilor reci, se scurge de pe o țeavă pe alta, cedând căldura apei de răcire.

Coeficientul global de transfer termic depinde de viteza apei, materialul țevilor și de gradul de ancrasare cu săruri. Condensatoarele multitubulare cu amoniac au U=700...1200 W/m²·K.

La freoni, care au un coeficient de transfer termic la condensare inferior amoniacului și chiar apei care circulă prin țevi, se folosesc țevi nervurate la exterior (prin extrudare).

În fig. 16.2.12 este prezentat modelul orizontal al firmei CIAT, pentru R22, iar în fig. 16.2.13 este prezentat un model orizontal, pentru amoniac, al firmei LINDE.

• *Varianta verticală a condensatorului* multitubular este solicitată când nu se dispune de un spațiu mare de montare.

Condensatorul multitubular, vertical, utilizat pentru freoni (fig. 16.2.14), este realizat dintr-un fascicul de țevi din cupru sau din oțel inoxidabil de diametru mic (D=15...20 mm), cu o geometrie particulară (în spirală), foarte compact. Apa circulă prin țevi, cu viteză mare (2...2,5 m/s) iar freonul condensează în spațiul intertubular, pe țevile reci. Capacele sunt demontabile, permițând accesul la țevi dar forma acestora face dificilă curățirea interioară, încât acest model se utilizează doar cu apă demineralizată.

În fig. 16.2.15 este prezentat un condensator multitubular vertical, pentru amoniac. Apa de răcire este adusă în rezervorul superior printr-un ventil de reglare cu plutitor, asigurându-se un debit constant. Condensatorul este parcurs de apă o singură dată, descendent. Pentru asigurarea unor viteze mari, apa este distribuită în fiecare țeavă cu ajutorul unor fante elicoidale și se scurge pelicular, în spirală, pe peretele interior al țevilor. Țevile au diametrul mare, 50...60 mm, fiind ușor

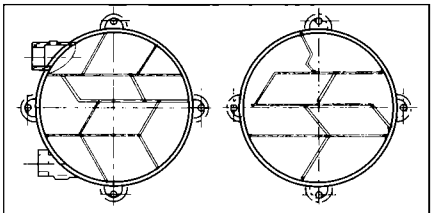


Fig. 16.2.11. Vedere interioară a capacelor condensatorului multitubular orizontal.

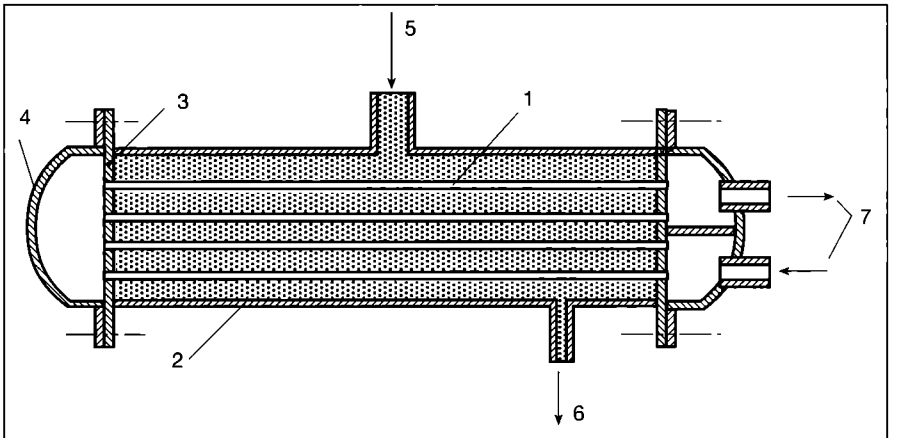


Fig. 16.2.10. Schema unui condensator multitubular orizontal:
1 - țeavă de răcire; 2 - virolă; 3 - placă tubulară; 4 - capac; 5 - agent frigorific vapori; 6 - agent frigorific lichid; 7 - apă de răcire.

de curățat. Partea centrală a lor rămâne liberă, încât, prin vortexul creat, se realizează o circulație ascendentă a unui curent de aer care favorizează o vaporizare parțială a apei, intensificând efectul de răcire, astfel că apa se încălzește pe un ecart mic de temperatură, 2...3 K.

Apa caldă este colectată în rezervorul inferior, de unde este evacuată (în cazul circuitului deschis) sau preluată de pompă și recirculată către un turn de răcire.

Vaporii de amoniac sunt introduși în spațiul intertubular, delimitat de manta și de plăcile tubulare, condensând pelicular pe suprafața exterioară a țevilor și cedând acestora căldura de condensare, către apa din interiorul lor; U este dependent de grosimea peliculelor de amoniac și de apă, deci de debitul acestora, având valori de 800...1400 W/m²·K.

16.2.3.3 Condensatoare cu plăci

Utilizarea tot mai frecventă a schimbătoarelor de căldură cu plăci, în ultima perioadă, a condus la folosirea lor și la condensarea fluidelor frigorifice.

Distanța mică dintre plăci și numeroasele canale interioare (fig. 16.2.16), cu schimbări dese de direcție, favorizează o hiperturbulență pentru ambele fluide și o mare viteză care conduc la coeficienți de transfer termic foarte mari, de 5000...8000 W/m²·K, la un gabarit redus.

• Condensatorul cu plăci în casetă (fig. 16.2.17) este alcătuit dintr-un pachet de plăci asamblate în paralel care formează canale, închise prin sudură, alternând cu canale închise cu ajutorul unor garnituri obișnuite. Fiecare pereche de plăci au prevăzute două garnituri de etanșare, la nivelul racordurilor de intrare - ieșire ale agentului frigorific. Aceste garnituri pot fi confecționate dintr-un elastomer, rezistent la presiune ridicată.

Agentul frigorific condensează în canalele sudate, apa de răcire parcurge canalele prevăzute cu garnituri. Astfel se permite demontarea ușoară a plăcilor, pentru inspecție și, eventuala, curățire periodică, eficientă a circuitului de apă.

• Condensatorul cu plăci brazate este alcătuit din mai multe plăci metalice (oțel inoxidabil) ambutisate, dar fără garnituri, fără tiranți și fără placă de bază (șasiul). Se compune doar din plăcile de transfer termic și din plăcile terminale, lipite împreună într-un cuptor, sub vid, formând astfel un ansamblu rigid, compact și rezistent la presiune.

Condensatoarele cu plăci pot fi utilizate pentru toți agenții frigorifici dar în cazul utilizării amoniacului trebuie verificată compatibilitatea cu materialele frigorifice folosite (se exclud cuprul și aliajele lui).

Printre avantajele principale introduse la condensatoarele cu plăci menționăm: ecart scăzut de temperatură între agentul frigorific și apa de răcire (1...2 K); coeficient global de transfer termic foarte mare; ancrasare cu săruri scăzută, datorită suprafeței fără rugozități a plăcilor și a turbulenței ridicate a fluidelor care circulă printre plăci; cantitate de fluid frigorific foarte scăzută, comparativ cu cea din condensatoarele multitubulare; gabarit și greutate reduse, aceste aparate fiind foarte compacte; asamblare și testare în uzină ceea ce le face mult mai fiabile, durata lor de viață fiind de 25...30 ani.

În tabelul 16.2.1, sunt prezentate, în

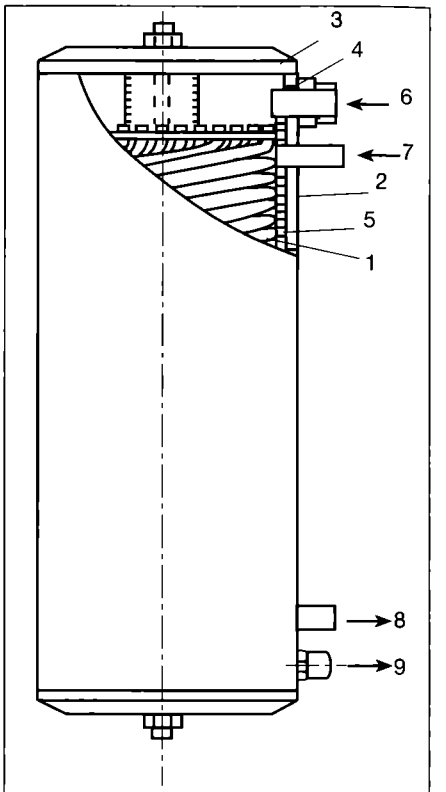


Fig. 16.2.14. Condensator multitubular vertical pentru freoni:
1 - țeavă elicoidală; 2 - manta; 3 - capac; 4 - garnitură; 5 - izolație; 6 - intrare apă; 7 - freon vapori; 8 - freon lichid; 9 - ieșire apă.

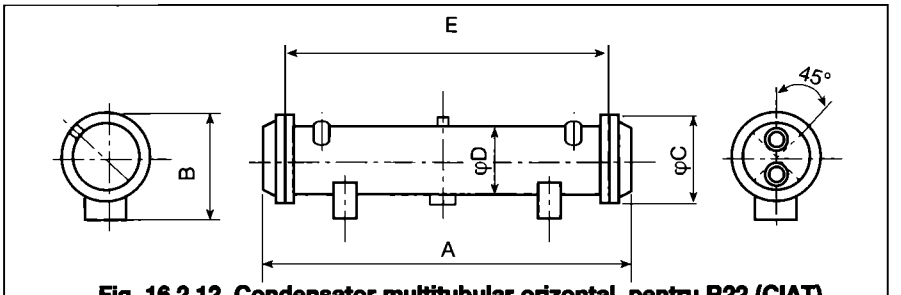


Fig. 16.2.12. Condensator multitubular orizontal, pentru R22 (CIAT).

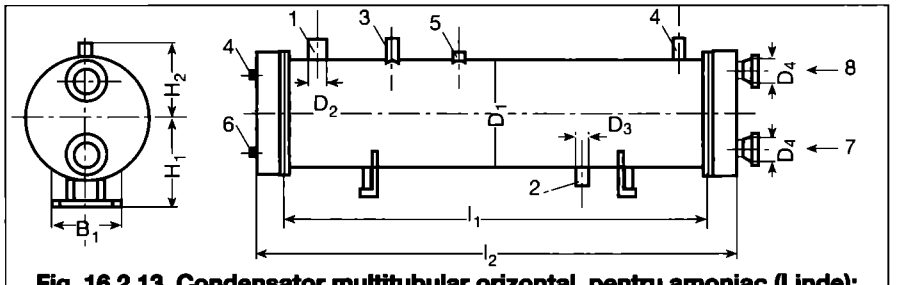


Fig. 16.2.13. Condensator multitubular orizontal, pentru amoniac (Linde):
1 - amoniac vapori; 2 - amoniac lichid; 3 - supapă de siguranță; 4 - aerisire; 5 - placă timbru; 6 - golire; 7,8 - apă.

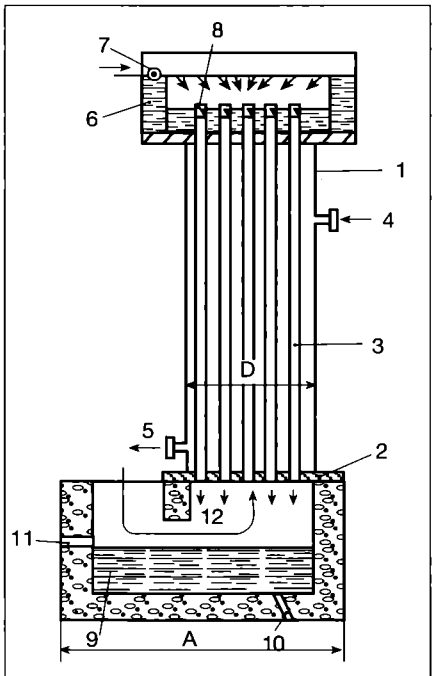


Fig. 16.2.15. Condensator multitubular vertical pentru amoniac:
1 - virolă cilindrică; 2 - placă tubulară; 3 - țevi de răcire; 4 - amoniac vapori; 5 - amoniac lichid; 6 - rezervor apă rece; 7 - robinet cu plutitor; 8 - fantă elicoidală; 9 - rezervor apă caldă; 10 - evacuare apă; 11 - preaplin; 12 - aer.

detaliu, caracteristicile tehnice ale unor modele cu plăci brazate, ale firmei ALPHA-LAVAL.

Condensatoarele răcite cu aer sau cu apă se livrează, de regulă, umplute cu gaz inert, această operație fiind realizată, după vidare, în uzină. Prin acest procedeu se protejează suprafața interioară a condensatorului contra coroziunii datorită umidității din aer în perioada de depozitare și transport.

Condesatoarele de putere joasă și medie (10...100 kW) sunt adesea montate împreună cu compresorul și rezervorul de lichid pe un șasiu alcătuind un grup compresor - condensator.

Exemplul de calcul 16.2.2.

Să se determine suprafața de transfer de căldură A_C și dimensiunile constructive pentru un condensator frigorific cu amoniac, cu puterea Φ_C = 500 kW la temperatura de condensare θ_C = 35 °C, dacă este răcit cu apă cu temperaturile θ_{w1}/θ_{w2} = 27 °C/32 °C.

Considerăm un condensator multitubular orizontal (fig. 16.2.10) cu țevi din oțel cu D=32 x 3 mm, cu λ_{OL} = 55 W/m·K. Pelicula de ulei are grosimea $d_u = 0{,}06 \cdot 10^{-3}$ m cu λ_u = 0,14 W/mK iar depunerea de piatră are grosimea $d_p = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ m și λ_p = 2 W/mK.

Fig. 16.2.16. Schema curgerii fluidelor intr-un condensator cu plăci (Alpha-Laval).

Modelul de calcul.

Trecerea căldurii se face de la agentul frigorific care condensează la tem-

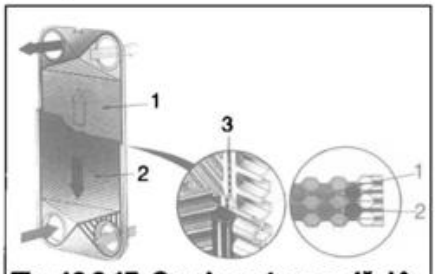
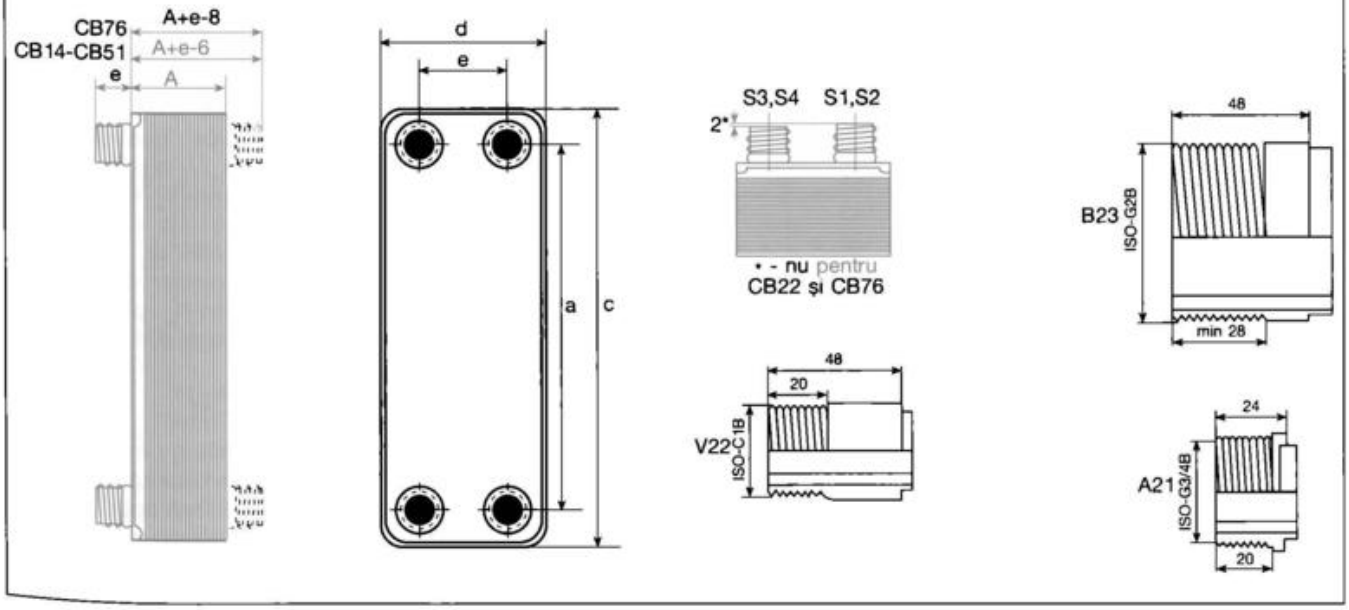


Fig. 16.2.17. Condensator cu plăci în casetă (Alpha-Laval):
1 - canal sudat; 2 - canal cu garnitură; 3 - sudură periferică.

Tabelul 16.2.1. Caracteristici tehnice și dimensiuni principale ale condensatoarelor cu plăci brazate (ALPHA-LAVAL)

Date standard	CB14	CB22	CB26	CB51	CB76
Temperatura min. de lucru [°C]	-160	-160	-160	-160	-160
Temperatura max. de lucru [°C]	225	225	225	225	225
Presiune min. de lucru [bar]	vacuum	vacuum	vacuum	vacuum	vacuum
Presiune max. de lucru [bar]	30	30	30	30	30
Presiune de probă [bar]	45	45	45	45	45
Volumul unui canal [l]	0,02	0,04	0,05	0,094	0,25
Debit max.* [m³/h]	3,6	3,6	8,1	8,1	39
Nr. standard de plăci buc.	14,20		10,18,24,34, 50,70,100,120	10,20,30, 40,50,60	20,30,40,50,60,70, 80,90,100,110,120, 130,140,150

Tip\dimensiune [mm]	a	b	c	d	e	A	Masa [kg]
CB14	172	42	208	78	24	8+n x 2,35	0,7+n x 0,06
CB22	279	42	318	78	24	9+n x 2,35	1,0+n x 0,11
CB26 H	250	50	310	112	45	9+n x 2,40	1,2+n x 0,13
CB51	466	50	526	112	45	10+n x 2,40	1,9+n x 0,23
CB76 H	519	92	618	191	48	10+n x 2,85	7,0+n x 0,44



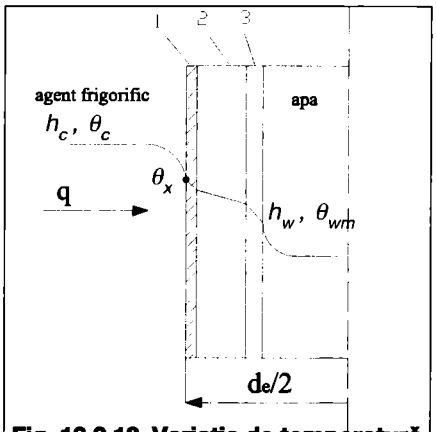


Fig. 16.2.18. Variația de temperatură într-un perete compus.
1 - pelicula de ulei; 2 - material conductă, depunere de piatră

peratura θ_C, prin convecție, spre pelicula de ulei cu temperatura θ_x (fig. 16.2.18). De aici, fluxul termic străbate prin conducție straturile de ulei, metal si piatră, ca în final căldura să fie transferată convectiv către apa din țeavă. Temperatura caracteristică pentru apă este cea medie: $\theta_{wm} = (\theta_{w1} + \theta_{w2})/2$.

Suprafața de transfer de căldură a condensatorului se determină cu relația:

$$A_C = \frac{\Phi_C}{\Phi} \quad [m^2] \qquad (16.2.13)$$

unde:

Φ - este densitatea de flux termic la condensare, în W/m².

Conservarea densității de flux termic, utilizând relația simplificată de la pereți plani paraleli compuși (fig. 16.2.18), conduce la:

$$\Phi = \frac{\theta_c - \theta_x}{\frac{1}{h_c}} = \frac{\theta_x - \theta_{wm}}{\sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_w}} \quad [W/m^2] \qquad (16.2.14)$$

unde:

h_c, h_w - sunt coeficienții de transfer convectiv la condensarea fluidului frigorific, respectiv la încălzirea apei în țevi, în W/m²·K;

$\sum \frac{d}{\lambda}$ este rezistența opusă la trecerea căldurii prin conducție termică, la străbaterea straturilor de ulei, metal și piatră de grosime d(m) și conductibilitate termică λ(W/m·K).

Deoarece temperatura peliculei de ulei θ_x, cu rol hotărâtor în determinarea lui h_c, este necunoscută, calculul se desfășoară fie iterativ propunând valori pentru θ_x și verificând relația (16.2.9), fie grafoanalitic. În ultimul caz, se determină două funcții dependente de θ_x:

$$\Phi_1 = \frac{\theta_c - \theta_x}{\frac{1}{h_c}} \quad \Phi_2 = \frac{\theta_x - \theta_{wm}}{\sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_w}} \qquad (16.2.15)$$

care reprezentate grafic vor conduce la soluția problemei când $\Phi = \Phi_1 = \Phi_2$.

Determinarea funcției Φ_1.

Coeficientul de transfer termic la condensare h_C rezultă din relația lui Nusselt:

$$Nu_C = C \cdot (Ga \cdot Pr \cdot Ku)^m \qquad (16.2.16)$$

unde:

$Nu_C = \frac{h_c \cdot d_e}{\lambda}$ este criteriul Nusselt pentru condensarea la exteriorul țevilor orizontale;

$Ga = \frac{g \cdot (d_e)^3}{\nu^2}$ este criteriul Galilei;

$Ku = \frac{l_c}{c_p \cdot (\theta_c - \theta_x)}$ este criteriul Kutateladze.

Constantele C și m au valorile $C = 0{,}724$, $m = 0{,}25$.

Datele termofizice pentru fluidul frigorific (λ, ν, Pr, c_p, l_c și ρ_w) se determină la temperatura θ_c din tabelele 16.2.2...7.

Determinarea funcției Φ_2.

Coeficientul de transfer convectiv la încălzirea apei în țevi h_w, pentru regim turbulent de curgere *(Re > 10.000)* rezultă din relația:

$$Nu_w = C \cdot (Re_w)^m \cdot (Pr_w)^n \qquad (16.2.17)$$

unde:

$Nu_w = \frac{h_w \cdot d_i}{\lambda_w}$ este criteriul Nusselt la încălzirea apei în țevi;

$Re_w = \frac{v_w \cdot d_i}{\nu_w}$ este criteriul Reynolds;

Tabelul 16.2.2. Parametrii termofizici pentru R717 lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică ν·10⁶ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	0,6385	4,6	0,297	539	1,617
10	0,6247	4,64	0,272	516	1,529
20	0,6103	4,715	0,239	491,5	1,401
30	0,5952	4,78	0,228	470	1,383
40	0,5795	4,87	0,210	446,5	1,325
50	0,5628	4,98	0,194	423	1,283
60	0,5452	5,111	0,173	400	1,208

Tabelul 16.2.3. Parametrii termofizici pentru R22 lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică ν·10⁶ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	1,285	1,175	0,813	100,05	2,38
10	1,250	1,200	0,176	95,1	2,39
20	1,213	1,230	0,170	90,2	2,42
30	1,174	1,27	0,165	85,2	2,49
40	1,131	1,325	0,163	80,3	2,62
50	1,085	1,400	0,161	75,3	2,79
60	1,032	1,490	0,157	70,35	2,95

Tabelul 16.2.4. Parametrii termofizici pentru R134a lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică ν·10⁶ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	1293,7	1,335	0,222	93,4	2,97
10	1260,2	1,367	0,202	88,8	2,76
20	1224,9	1,404	0,184	84,2	2,59
30	1187,2	1,447	0,169	79,6	2,45
40	1146,5	1,5	0,155	75	2,33
50	1102	1,569	0,143	70,4	2,25
60	1052,4	1,663	0,132	65,8	2,19

Tabelul 16.2.5. Parametrii termofizici pentru R407C lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică ν·10⁶ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	1234	1,475	1,664	0,0948	3,193
10	1196	1,525	1,514	0,0904	3,054
20	1157	1,58	1,385	0,0861	2,938
30	1115	1,642	1,275	0,0819	2,848
40	1071	1,717	1,181	0,0778	2,79
50	1023	1,819	1,101	0,0737	2,779
60	970,1	1,99	1,031	0,0695	2,863

Pr_w este criteriul Prandtl.

După Miheev, constantele C, m, n au valorile $C = 0,023$, $m = 0,8$, $n = 0,4$.

Datele termofizice pentru apă (λ_w, ν_w, Pr_w, c_{pw} și ρ_w) se determină la temperatura θ_{wm} din tabelul 16.2.8.

Viteza apei în țevi, v_w, se recomandă 1...2 m/s pentru a se realiza regimul turbulent de curgere *(Re > 10.000)*.

În tabelele 16.2.2...8 sunt prezentate proprietățile termofizice ale unor agenți frigorifici lichizi și ai apei la saturație.

Calculul termic.

Pentru amoniac, din tabelul 16.2.2, la $\theta_C = 35$ °C rezultă: $\lambda = 0,458$ W/mK; $\nu = 0,219 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr = 1,354$; $c_p = 4,835$ kJ/kgK.

Din exemplul de calcul 15.3.5 (tab. 15.3.6) rezultă căldura latentă de condensare,

$l_C = h_2' - h_3 = 1125,4$ kJ/kg.

Din tabelul 16.2.8 pentru apa cu $\theta_{wm} = (27+32)/2 = 29,5$ °C rezultă: $\lambda_w = 0,613$ W/m·K; $\nu_w = 0,811 \cdot 10^{-6}$ m²/s; $Pr_w = 5,51$; $c_{pw} = 4,187$ kJ/kg·K; $\rho_w = 995,78$ kg/m³.

Determinarea funcției Φ_1:

$$\Phi_1 = 0,724 \cdot \frac{\lambda}{d_e}\left(\frac{9,81 \cdot d_e^3}{\nu^2} \cdot Pr \cdot \frac{l_c}{c_p}\right)^{0,25} \cdot$$

$$\cdot\left(\theta_C - \theta_x\right)^{0,75} = 0,724 \cdot \frac{0,458}{0,032} \cdot$$

$$\cdot\left(\frac{9,81 \cdot 0,032^3}{0,219^2 \cdot 10^{-12}} \cdot 1,354 \cdot \frac{1125,4}{4,835}\right)^{0,25}$$

$$\cdot\left(\theta_C - \theta_x\right)^{0,75} = 12492 \cdot \left(\theta_C - \theta_x\right)^{0,75}$$

Determinarea funcției Φ_2:

Alegem $w_w = 1,5$ m/s

$$Re_w = \frac{v_w \cdot d_i}{\nu_w} = \frac{1.5 \cdot 0,026}{0,811 \cdot 10^{-6}} =$$

$$= 48089 > 10^4$$

$$\Phi_2 = \frac{\left(\theta_x - \theta_{wm}\right)}{\frac{d_u}{\lambda_u} + \frac{d_{ol}}{\lambda_{ol}} + \frac{d_p}{\lambda_p} + \frac{1}{0,023 \cdot \frac{\lambda_w}{d_i} \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4}}} =$$

$$= \frac{\left(\theta_x - \theta_{wm}\right)}{\frac{0,06 \cdot 10^{-3}}{0,14} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{55} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{1}{0,023 \cdot \frac{0,613}{0,026} \cdot 48089^{0,8} \cdot 5,51^{0,4}}} =$$

$$= 1319,9 \cdot (\theta_x - \theta_{wm})\ \text{W/m}^2$$

Se trasează graficul de variație $\Phi_1(\theta_x)$ și $\Phi_2(\theta_x)$ determinând: $\theta_x = 34,57$ °C și $\Phi = 6663$ W/m².

Suprafața de condensare:

$$A_C = \frac{500000}{6663} = 75,04\ \text{m}^2$$

Debitul masic de apă:

$$\dot{M}_w = \frac{\Phi_C}{c_{pw} \cdot \left(\theta_{w2} - \theta_{w1}\right)} =$$

$$= \frac{500}{4,187 \cdot \left(32 - 27\right)} = 23,88\ \text{kg/s}$$

Debitul volumic de apă:

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{M}_w}{\rho_w} = \frac{23,88}{998,07} = 0,0239\ \text{m}^3/\text{s}$$

Dimensionarea constructivă.

Numărul de țevi pe o trecere a apei:

$$n = \frac{4 \cdot \dot{V}_w}{\pi \cdot d_i^2 \cdot v_w} = \frac{4 \cdot 0,0239}{\pi \cdot 0,026^2 \cdot 1,5} = 30\ \text{țevi}$$

Pentru un număr de treceri N = 6 (se recomandă 2...24 treceri) lungimea fasciculului de țevi este:

$$L = \frac{A_C}{n \cdot \pi \cdot d_m \cdot N} = \frac{75,04}{30 \cdot \pi \cdot 0,029 \cdot 6} = 4,578\ \text{m}$$

Numărul teoretic total de țevi din manta: $z_t = n \cdot N = 30 \cdot 6 = 180$ țevi

Din tabelul 16.2.9 se deduce numărul real z = 187 țevi și m = 14.

Din tabelul 16.2.10, pentru țevi mandrinate cu D=32x3 mm, rezultă $t = 0,0416$ mm și $d = 0,096$ m.

Diametrul interior al mantalei va fi:

$$D_i = D' + d_e + 2 \cdot d =$$

$$= m \cdot t + d_e + 2 \cdot d =$$

$$= 14 \cdot 0,0416 + 0,032 + 2 \cdot 0,0096 =$$

$$= 0,634\ \text{m}$$

Diametrul exterior al mantalei va fi:

$$D_e = D_i + 2 \cdot g_m = 0,634 + 2 \cdot 0,013 =$$

$$= 0,66\ \text{m}$$

unde:

g_m - grosimea mantalei (se recomandă g = 10...15 mm).

Racordurile:

Pentru amoniac lichid:

Debitul masic de amoniac:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_C}{h_2 - h_3} = \frac{500}{1825 - 586,41} =$$

$$= 0,404\ \text{kg/s}$$

Din exemplul de calcul 15.3.5 (tab.15.3.6) $v_3 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ m³/kg.

$$d_{NH_3,l} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M} \cdot v_3}{\pi \cdot v}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,404 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,024\ \text{m}$$

Se alege D=30 x 3 mm.

Pentru amoniac vapori:

Din exemplul de calcul 15.3.5 (tab.

Tabelul 16.2.6. Parametrii termofizici pentru R404A lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică $\nu \cdot 10^6$ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	1148	1,38	1,528	0,0764	3,167
10	1109	1,422	1,385	0,0698	2,986
20	1066	1,472	1,261	0,0664	2,835
30	1019	1,534	1,153	0,0627	2,718
40	966,9	1,618	1,061	0,0587	2,645
50	903	1,752	0,9817	0,0539	2,645
60	821	2,046	0,9104	0,0732	2,838

Tabelul 16.2.7. Parametrii termofizici pentru R410A lichid pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică $\nu \cdot 10^6$ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	1176	1,524	1,43	0,1045	2,452
10	1133	1,575	1,299	0,0981	2,363
20	1087	1,637	1,183	0,0916	2,298
30	1036	1,717	1,082	0,0849	2,267
40	978,7	1,833	0,996	0,0779	2,291
50	911,2	2,04	0,922	0,0705	2,433
60	824,5	2,526	0,86	0,0618	2,899

Tabelul 16.2.8. Parametrii termofizici pentru apă pe curba de saturație.

θ [°C]	Densitatea ρ [kg/m³]	Căldura specifică c_p [kJ/kgK]	Viscozitatea cinematică $\nu \cdot 10^6$ [m²/s]	Conductivitatea termică λ[W/mK]	Prandtl [-]
0	999,8	4,187	1,792	0,552	13,67
10	999,7	4,187	1,304	0,578	9,47
20	998,2	4,187	1,004	0,597	7,01
30	995,65	4,187	0,801	0,614	5,43
40	992,2	4,187	0,658	0,628	4,34
50	988	4,187	0,553	0,641	3,56
60	983,2	4,187	0,474	0,651	2,99

Tabelul 16.2.9. Coeficientul „m" în funcție de numărul z de conducte

z	m	z	m	z	m	z	m
1	0	439	22	1003	33,0154	1561	41,5652
7	2	451	22,271	1015	33,2866	1573	41,6174
13	3,4612	463	22,5388	1027	33,4058	1585	41,7612
19	4	475	22,7156	1039	33,6452	1597	41,9046
31	5,2916	499	23,0652	1045	34	1615	42
37	6	511	23,5795	1057	34,1174	1627	42,1426
43	6,9282	517	24	1069	34,176	1639	42,332
55	7,2112	535	24,2485	1075	34,641	1651	42,5576
61	8	547	24,331	1099	34,6933	1663	42,7552
73	8,7178	559	24,5764	1111	34,8712	1675	43,0348
85	9,1652	571	24,89	1123	35,0428	1687	43,2656
91	10	583	25	1135	35,1568	1711	43,3128
97	10,3824	595	25,5342	1147	35,3836	1723	43,405
109	10,583	613	26	1159	35,5528	1735	43,589
121	11,1356	625	26,534	1165	36	1759	43,8531
127	12	637	26,2289	1177	36,0556	1765	44
139	12,1656	649	26,4576	1189	36,1632	1777	44,1352
151	12,49	661	26,9072	1201	36,3868	1789	44,2206
163	13,1148	673	27,0554	1213	36,4956	1801	44,5122
169	13,8564	685	27,4954	1225	36,6606	1813	44,6788
187	14	691	27,7128	1237	36,7152	1831	45,0334
199	14,4222	703	27,7848	1261	37,0406	1843	45,0773
211	15,0395	721	28	1273	37,363	1867	45,2103
223	15,6294	733	28,2134	1285	37,4709	1879	45,289
235	15,8746	745	28,3548	1303	38	1891	45,4312
241	16	757	28,8444	1309	38,1052	1903	45,7384
253	16,3708	769	29,0516	1333	38,1576	1915	45,8258
265	17,058	793	29,4618	1345	38,3144	1921	46
271	17,3205	805	29,5972	1357	38,5746	1945	46,1302
283	17,4356	817	29,8364	1369	38,6264	1957	46,5188
295	17,7764	823	30	1381	38,9358	1969	46,6018
301	18	835	30,1894	1393	39,0384	1981	46,7783
313	18,3304	847	30,2654	1405	39,3144	1993	46,8614
337	19,0788	859	30,7895	1417	39,3954	2017	47,032
349	19,2874	871	31,0184	1429	39,8498	2029	47,1894
361	19,6978	877	31,177	1453	39,95	2053	47,2882
367	20	889	31,241	1459	40	2065	47,6236
379	20,2978	913	31,4324	1483	40,1493	2077	47,7912
385	20,7846	925	31,749	1495	40,4474	2083	48
397	30,8806	931	32	1507	40,5956	2095	48,0416
409	21,0714	955	32,187	1519	40,8412	2107	48,1248
421	21,168	967	32,7414	1531	41,0386		
433	21,6334	979	32,9242	1555	41,328		

15.3.6) $v_2 = 0,151$ m³/kg.

$$d_{NH_3,v} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M} \cdot v_2}{\pi \cdot v}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,404 \cdot 0,151}{\pi \cdot 13,5}} = 0,0758 \text{ m}$$

Se alege D=83 x 3,5 mm.
Pentru apa de răcire:

$$d_w = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_w}{\pi \cdot v_w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0239}{\pi \cdot 1,5}} = 0,142 \text{ m}$$

Se alege D=152 x 5,5 mm.

16.2.4. Condensatoare răcite mixt (evaporative)

Condensatoarele răcite numai cu aer sau numai cu apă, realizează preluarea căldurii de condensare de la agentul frigorific doar prin căldura sensibilă a agentului de răcire conducând la debite importante de aer sau apă. În același timp, încălzirea acestui agent de răcire conduce la o temperatură de condensare mai ridicată.

Ameliorări ale acestor două inconveniente se pot obține prin utilizarea unor condensatoare răcite mixt, cu apă și aer. Apa preia căldura de condensare de la agentul frigorific și vaporizează parțial. Prin această vaporizare, cât și printr-un schimb de căldură între apă și aer, apa care se scurge pe suprafața condensatorului își menține, practic, temperatura constantă, putând fi recirculată și utilizată din nou în procesul de răcire. În acest mod se menține o temperatură de condensare coborâtă, cu doar 2...3°C mai mare decât temperatura apei, și sunt necesare debite mai mici de apă, respectiv, de aer.

Cum sistemul de răcire este bazat pe evaporarea apei și preluarea acestor vapori de către aer, starea higrometrică a aerului are o importanță mare asupra funcționării condensatorului. Acesta va fi mai eficace când aerul va avea o umiditate relativă mai mică. Temperatura de condensare a agentului frigorific depinde deci și de starea aerului ambiant, astfel:

$\theta_C = \theta_\tau + 10...12$ [°C] (16.2.18),

unde:

θ_τ - este temperatura punctului de rouă al aerului [°C].

Pierderile de apă, prin vaporizare și prin antrenare a picăturilor fine de către aer, impun o completare continuă a circuitului de apă de răcire. În plus, prin evaporare cât și prin contactul apei cu praful din aer, apa devine tot mai concentrată în săruri. Sunt necesare purjări periodice care vor necesita alte debite de apă de adaos. Se apreciază că, în total, este necesar un debit de apă de completare de cca 3...5 % din debitul recirculat.

În funcție de modul de circulație a aerului, se disting două variante de condensatoare evaporative: cu circulație naturală (condensatoare atmosferice) sau cu circulație forțată (condensatoare cu evaporare forțată).

Tabel 16.2.10. Pasul și distanța minimă între conducte.

Tip țeavă	Țevi sudate		Țevi mandrinate	
	t (mm)	d (mm)	t (mm)	d (mm)
D=10x0,5 mm	12,5	2,5	13	3
D=12x1 mm	15	3	15,6	3,6
D=15x1 mm	18,75	3,75	19,5	4,5
D=18x1 mm	22,5	4,5	23,4	5,4
D=20x1 mm	25	5	26	6
D=25x2,5 mm	31,25	6,25	32,5	7,5
D=28x3 mm	35	7	36,4	8,4
D=30x3 mm	37,5	7,5	39	9
D=32x3 mm	40	8	41,6	9,6
D=34x3 mm	42,5	8,5	44,2	10,2
D=38x3 mm	47,5	9,5	49,4	11,4
D=42x3 mm	52,5	10,5	54,6	12,6

16.2.4.1 Condensatoare atmosferice

Vaporii de agent frigorific condensează în interiorul unor țevi orizontale sau verticale, peste care este distribuită, pelicular, apa de răcire care vaporizează parțial.

Aerul exterior participă la răcirea apei și, prin încălzire, are o mișcare ascendentă, naturală, preluând și vaporii de apă formați.

În fig. 16.2.19 este prezentat un condensator atmosferic, cu circulație descendentă a agentului frigorific (în echicurent cu apa). Apa este recirculată între tava colectoare - 3 și cea distribuitoare - 2, cu pompa - 5. Circuitul apei este completat printr-un ventil de reglare cu plutitor - 4.

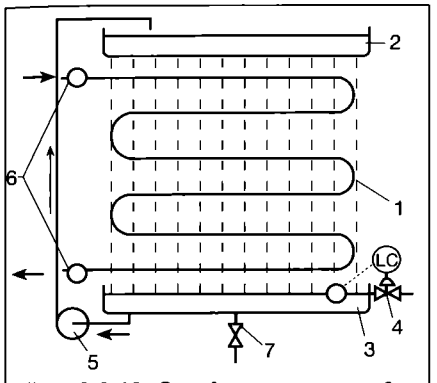


Fig. 16.2.19. Condensator atmosferic cu țevi orizontale în echicurent: 1 - țevi de răcire; 2 - tavă distribuitoare; 3 - tavă colectoare; 4 - ventil de reglare cu plutitor; 5 - pompă; 6 - agent frigorific; 7 - robinet de purjare; LC - regulator de nivel.

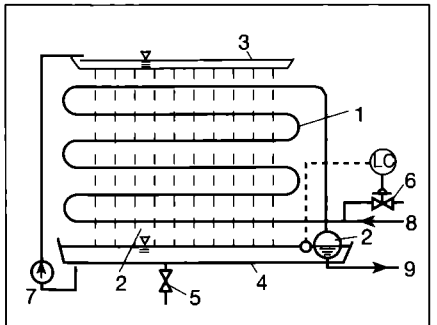


Fig. 16.2.20. Condensator atmosferic cu țevi orizontale, cu prize intermediare de condensat: 1 - țevi de răcire; 2 - rezervor de condensat; 3 - distribuitor; 4 - colector; 5 - robinet de purjare; 6 - ventil de reglare cu plutitor; 7 - pompă; 8 - apă proaspătă; 9 - agent frigorific; LC - regulator de nivel.

Tabelul 16.2.11. Caracteristici tehnice ale panoului condensator atmosferic vertical (FRIGOTEHNICA).

Tip	Suprafața [m²]	Volum [l]	Lungime [mm]	Masa netă [kg]
CA 16	16	146	2900	340
CA 22	22	202	3940	470
CA 30	30	273	5305	623
CA 36	36	315	6345	712

Agentul frigorific, pe măsură ce condensează, ocupă o parte tot mai mare din volumul interior al țevilor, încât se reduce progresiv suprafața de transfer termic între vapori și apă.

Acest neajuns este eliminat prin introducerea unor prize intermediare de condensat (și ulei, în cazul utilizării freonilor nemiscibili cu uleiul sau a amoniacului), realizând astfel un transfer de căldură mai intens (fig. 16.2.20). Totodată, se asigură și o circulație în contracurent a agentului frigorific cu apa de răcire. Agentul frigorific condensat este colectat într-un rezervor de lichid, plasat în apa din tava inferioară, încât se realizează o ușoară subrăcire a lui.

Condensatorul BLOCK (fig. 16.2.21) menține o cantitate redusă de agent frigorific, condensat în țevi, asigurând o circulație în contracurent a agentului frigorific și a apei. Prin construcția specială a coturilor se păstrează o proporție constantă de vapori și lichid, în fiecare țeavă (detaliul a), factor care conduce la un transfer de căldură mult mai bun. Când o țeavă se inundă cu condesat formându-se un dop de lichid, vaporii formați în țeava inferioară presează lichidul din țeava inundată și antrenează cantitatea de lichid, în exces, în țeava superioară (detaliul b). Astfel, condensatul este antrenat din țeavă în țeavă și, în final, este evacuat în rezervorul de lichid.

Un tip de condensator atmosferic, cu peformanțe bune, este cel cu conducte verticale (fig. 16.2.22) realizat de FRIGOTEHNICA București. În tabelul 16.2.11 sunt prezentate caracteristicile tehnice ale panourilor de condensator. Se asigură circulația mai bună a agentului frigorific prin țevi, la transferul de căldură participând întreaga suprafață a țevii. Trebuie asigurată însă o distribuție exactă a apei, pe țevile de răcire, pentru un contact cât mai uniform. În acest sens, tava distribuitoare este prevăzută cu un picurător care dirijează apa deasupra fiecărei țevi.

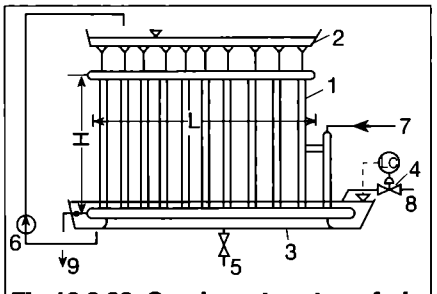


Fig 16.2.22. Condensator atmosferic cu panouri verticale (Frigotehnica): 1 - panou vertical de țevi; 2 - distribuitor cu picurător; 3 - colector; 4 - ventil de reglare cu plutitor; 5 - robinet de purjare; 6 - pompă; 7 - agent frigorific vapori; 8 - apă proaspătă; 9 - agent frigorific lichid; LC - regulator de nivel.

Condensatoarele atmosferice se amplasează în exteriorul centralei frigorifice, în locuri deschise, ferite de praf și de radiație solară, prin împrejmuire cu o carcasă de lemn, prevăzută cu jaluzele pentru accesul aerului. Periodic, țevile de răcire se curăță de depunerile acumulate (piatră, alge).

Exemplul de calcul 16.2.3.

Să se determine suprafața de transfer de căldură A_C și debitele de apă (recirculată G_W și proaspătă G_{wp}) pentru un condensator frigorific cu puterea termică Φ_C = 142 kW, funcționând cu amoniac, fiind răcit mixt, cu apă cu temperatura θ_{w1}/θ_{w2} = *29/31*°C și cu aer cu circulație naturală cu θ_E = *28*°C și φ_E = *50* %.

Considerăm un condensator atmosferic cu conducte verticale netede (fig. 16.2.23).

$$G_{wp} = G_w + G_{wc} \qquad (16.2.19)$$

cu:

G_{wc} - debitul de apă la canalizare.

Ecuația de bilanț termic este dată de relația:

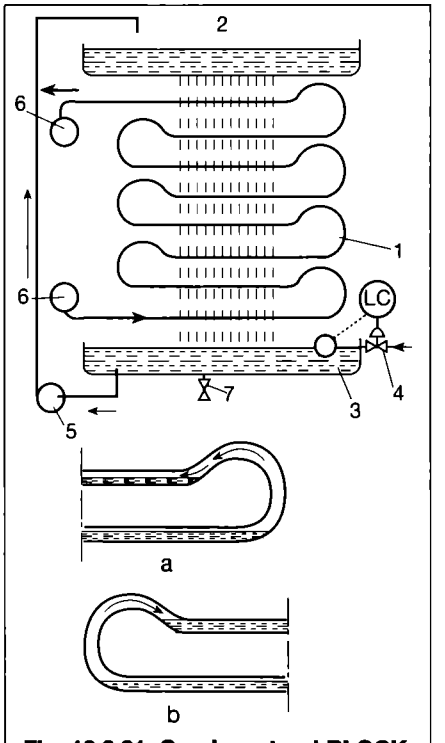


Fig. 16.2.21. Condensatorul BLOCK: 1 - țevi de răcire; 2 - distribuitor; 3 - colector; 4 - ventil reglare cu plutitor; 5 - pompă; 6 - agent frigorific; 7 - robinet de purjare; LC - regulator de nivel.

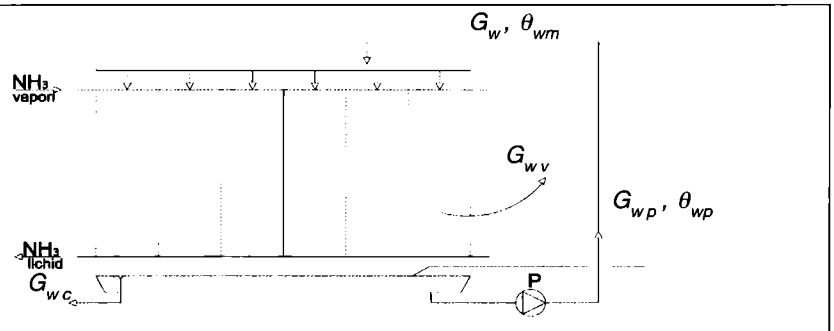


Fig. 16.2.23. Schema de calcul a condensatorului atmosferic cu conducte verticale netede.

$$\Phi_C = \Phi_1 + \Phi_2 = A \cdot s \cdot A_C \cdot \sigma \cdot (h_{wm} - h) + \\ + (G_w - G_{wp}) \cdot \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} \cdot (\theta_{wm} - \theta_{wp}) \qquad (16.2.20)$$

unde:

Φ_1, Φ_2, - sunt fluxurile de căldură cedate aerului, respectiv apei;

A - coeficient de corecție ce ține seama de neglijarea căldurii sensibile a vaporilor de apă ce trec în aer;

$s = A_W / A_C$

A_W - suprafața peliculei de apă pe conducta verticală,

A_C - suprafața exterioară a conductelor);

σ - coeficient de transfer de substanță [kg/m²·s];

h_{wm} - entalpia aerului umed la suprafața peliculei de apă (kJ/kg);

h - entalpia aerului departe de peliculă (kJ/kg);

$\xi = G_{wp} / G_w$, fracția de apă proaspătă;

θ_{wm}, - temperatura medie a peliculei de apă,

θ_{wp} - temperatura medie a apei proaspete.

Alegem:

- conducte verticale din oțel cu ∅38 x 3 mm și H = 3 m;
- temperatura medie a apei: $\theta_{wm} = 30$°C;
- temperatura medie a apei proaspete: $\theta_{wp} = 20$ °C;
- $A = 0,95$, $\xi = 0,03$.

Din diagrama h - x pentru aer umed rezultă:

$h = 58,67$ kJ/kg;

$x = 1,185 \cdot 10^{-2}$ kg/kg aer uscat;

$h_{wm} = 100$ kJ/kg;

$x_{wm} = 2,73 \cdot 10^{-2}$ kg/kg aer uscat.

Folosim relația lui Lewis:

$$\frac{h}{\sigma \cdot c_{paerm}} = 1 \qquad (16.2.21)$$

Alegem:

$h = 11,6$ kJ/m²·s·K și

$c_{paerm} = 1,0545$ kJ/kgK.

Rezultă:

$\sigma = 1,1 \cdot 10^{-2}$ kg/m²·s.

Calculul preliminar.

Suprafața de transfer de căldură se determină cu relația:

$$A_C = \frac{\Phi_C}{\Phi} = \frac{\Phi_C}{U \cdot \Delta T_m} \quad [m^2] \qquad (16.2.22)$$

Alegem încărcarea termică $\Phi = 2100$ W/m² și diferența minimă de temperatură între agentul frigorific și apă:

$\Delta T_c = \theta_C - \theta_{w2} = 2,5$K cu care rezultă temperatura de condensare $\theta_C = 33,5$°C.

Diferența medie de temperatură dintre agentul frigorific și apă (fig. 16.2.24) se determină cu relația:

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_C - \theta_{w1}) - (\theta_C - \theta_{w2})}{\ln \frac{\theta_C - \theta_{w1}}{\theta_C - \theta_{w2}}} \quad [K] \qquad (16.2.23)$$

$$\Delta T_m = \frac{(33,5 - 29) - (33,5 - 31)}{\ln \frac{33,5 - 29}{33,5 - 31}} = 3,4 \text{ K}$$

$$A_C = \frac{\Phi_C}{\Phi} = \frac{142000}{2100} = 67,62 \text{ m}^2$$

Numărul de conducte necesare este:

$$n = \frac{A_C}{\pi \cdot d_e \cdot H} = \frac{67,62}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3} = 188,9$$

Se aleg 189 de bucăți.

Debitul de apă ce spală suprafața conductelor.

Se determină densitatea de stropire care să realizeze o peliculă continuă pe conducte, care să fie stabilă, să nu se rupă *(150 ≤ Re ≤ 800)*.

Criteriul Reynolds este:

$$Re = \frac{G_s}{\mu} = \frac{v \cdot d_e}{\nu} \qquad (16.2.24)$$

G_s - debitul de stropire pe unitatea de perimetru udat [kg/ms];

μ - coeficientul dinamic de viscozitate, $\mu = 83,28 \cdot 10^{-5}$ Pas;

v - viteza peliculei [m/s];

d - grosimea peliculei [m].

Alegem $Re = 452$ pentru care rezultă debitul de stropire:

$G_s = 452 \cdot 83,28 \cdot 10^{-5} = 0,3764$ kg/m·s

Debitul total de apă ce spală suprafața conductelor este:

$G_w = G_s \cdot \pi \cdot d_e \cdot n =$

$= 0,3764 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 189 = 8,489$ kg/s;

$G_{wp} = \xi \cdot G_w = 0,03 \cdot 8,489 =$

$= 0,2547$ kg/s.

Rezultă:

$$\Phi_1 = A \cdot s \cdot A_C \cdot \sigma \cdot (h_{wm} - h) =$$

$$= 0,95 \cdot 2 \cdot 67,62 \cdot 0,011 \cdot (100 - 58,67) = 58,41 \text{ kW}$$

$$\Phi_2 = (G_w - G_{wp}) \cdot \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} \cdot (\theta_{wm} - \theta_{wp}) =$$

$$= (8,489 - 0,2547) \cdot \frac{1}{1 - 0,5 \cdot 0,03} \cdot (30 - 20) = 83,59 \text{ kW}$$

Avem:

$\Phi_C = \Phi_1 + \Phi_2 = 58,41 + 83,59 = 142$ kW

Rezultă un coeficient global de transfer de căldură:

$$U = \frac{\Phi_C}{A_C \cdot \Delta T_m} = \frac{142000}{67,62 \cdot 3,4} =$$

$= 617,64$ W/m²K

16.2.4.2 Condensatoare cu evaporare forțată

În scopul ameliorării transferului termic, foarte scăzut la aer cu circulație naturală, se amplasează țevile de răcire într-o carcasă metalică și se asigură o circulație forțată a aerului, cu ventilatoare de tip aspirant sau refulant. Se

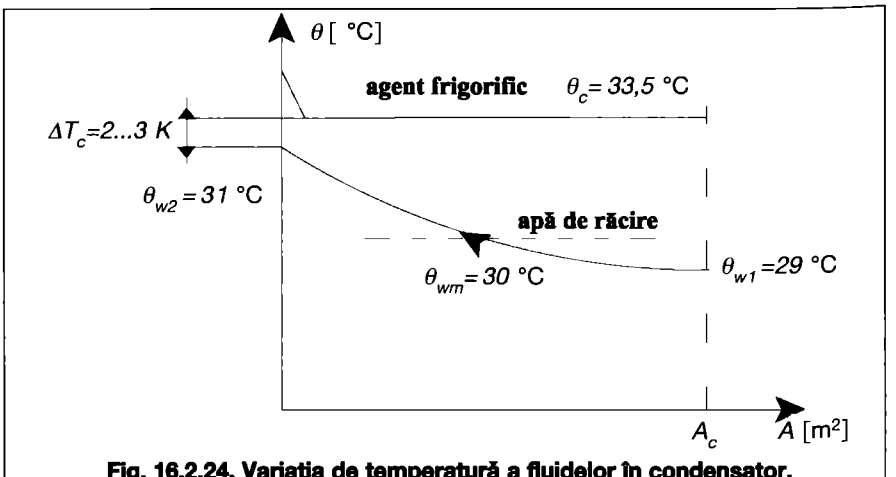


Fig. 16.2.24. Variația de temperatură a fluidelor în condensator.

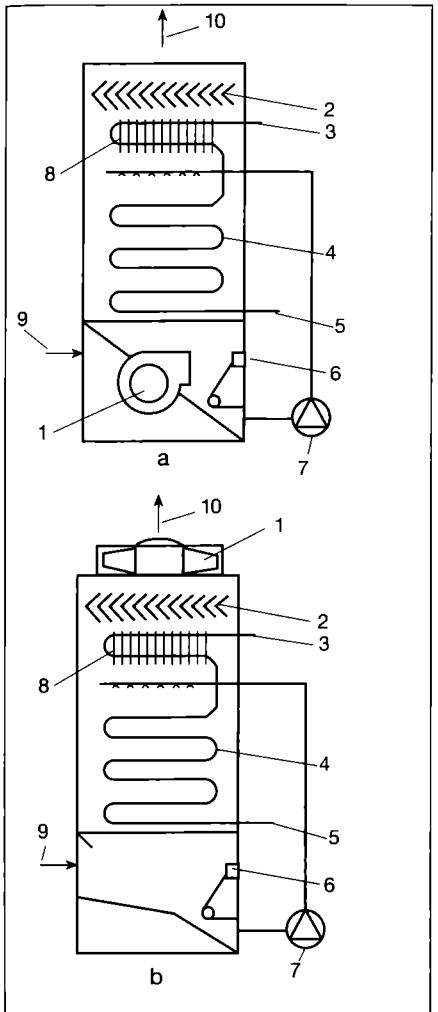


Fig. 16.2.25. Schema de funcționare a condensatorului cu evaporare forțată:
a - cu ventilator refulant;
b - cu ventilator aspirant;
1 - ventilator; 2 - separator de picături; 3 - agent frigorific vapori; 4 - țevi de condensare; 5 - agent frigorific lichid; 6 - apă de adaus; 7 - pompă; 8 - supraîncălzitor; 9 - intrare aer; 10 - ieșire aer.

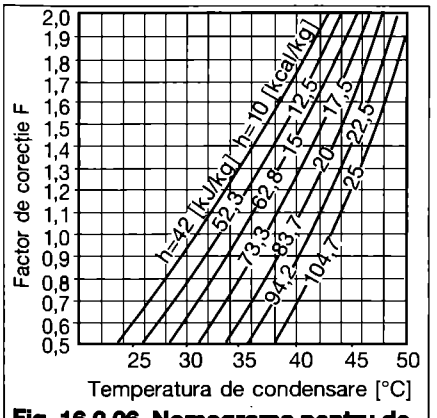


Fig. 16.2.26. Nomograma pentru determinarea factorului de corecție a puterii termice de condensare, la funcționarea în condiții reale a unui condensator cu evaporare forțată.

obține astfel un utilaj mai performant, cu gabarit redus. Viteza mare a aerului (2...3 m/s) intensifică atât vaporizarea apei cât și antrenarea picăturilor de apă de către aer. Pentru diminuarea pierderilor de apă, aerul evacuat din condensator este introdus într-un separator de picături. Totodată, aerul umed care părăsește condensatorul este folosit la desupraîncălzirea vaporilor de agent frigorific. Țevile desupraîncălzitorului sunt prevăzute cu aripioare, iar cele ale condensatorului sunt netede sau nervurate. Agentul frigorific impune materialul: cupru pentru freoni, oțel pentru amoniac.

Dispozitivul de stropire a apei peste țevile de răcire este realizat din duze din oțel inoxidabil, bronz sau plastic, ușor de curățat. Numărul duzelor trebuie determinat astfel încât să se asigure o stropire uniformă a suprafeței de răcire. Ventilatorul, carcasa și separatorul de picături sunt realizate din materiale rezistente la coroziune (tablă zincată sau tratată prin acoperire cu rășini epoxidice).

În sezonul rece, răcirea se face cu apă doar cât timp aceasta are o temperatură pozitivă (de regulă, peste *4*°C). Sub această temperatură există pericolul de formare a gheții, atât pe suprafața exterioară a țevilor de răcire (diminuând transferul termic) cât și în separatorul de picături și ventilator, obturând circulația aerului. În această situație, atât desupraîncălzirea cât și condensarea agentului frigorific se realizează numai cu aer *(sistem free - cooling).*

În fig. 16.2.25 este prezentată schema de funcționare a unui condensator cu evaporare forțată, prevăzut cu un ventilator centrifugal refulant (a) sau elicoidal aspirant (b).

Consumul total de apă la condensatoarele cu evaporare forțată este de ordinul 2,5...4,5 l/kW. Coeficientul global de transfer de căldură are valori de ordinul 500...900 W/m²·K.

În condiții reale de funcționare, condensatoarele cu evaporare forțată prezintă abateri importante față de puterea termică nominală de condensare. Puterea termică reală poate fi apreciată cu ajutorul unui factor de corecție, aplicat puterii nominale, determinat de nomograme (fig. 16.2.26). Astfel, dacă la o temperatură de condensare a agentului frigorific θ_c=*35* °C și o entalpie a aerului *h=62,8* kJ/kg puterea termică nominală a condensatorului este Φ_{CN}, în alte condiții de lucru ca, de exemplu, μ_c=*32,5* °C și aceeași entalpie a aerului (*h=62,8* kJ/kg), rezultă un factor de corecție *F=0,8* pentru care puterea termică reală a condensatorului devine:

$$\Phi_{CR} = \frac{\Phi_{CN}}{F} \quad [kW] \qquad (16.2.25).$$

În tabelul 16.2.12 sunt prezentați coeficienții globali de transfer termic ai condensatoarelor frigorifice. Se poate constata ameliorarea acestor valori, la trecerea de la aer la apă, cât și prin intensificarea vitezei de circulație a agentului de răcire.

Exemplu de calcul 16.2.4.

Să se determine suprafața de transfer de căldură A_C și debitele de apă (recirculată G_W și proaspătă G_{wp}) pentru un condensator frigorific cu puterea termică Φ_C = *116* kW, pentru amoniac, fiind răcit mixt cu apă cu temperatura θ_{w1}/θ_{w2} = *32/34* °C și cu aer cu circulație forțată cu θ_E = *28* °C și φ_E = *40%*.

Considerăm un condensator cu conducte verticale netede. Schema de calcul este prezentată în fig. 16.2.27:

Alegem: conducte din oțel cu D=38 x 3 mm și H = 2,5 m.

Starea aerului la intrare pentru θ_E = *28* °C și φ_E = *40* % din diagrama h-x este: h_1 = *52* kJ/kg; x_1 = *0,01443* kg/kg aer uscat.

Din tabelele pentru aer rezultă:
c_{pA} = *1042,7* J/kgK și ρ_A = *1,13* kg/m³.

Conform recomandărilor (100...200 m³/h de aer pentru o putere termică de 116 W), alegem debitul de aer:
$\dot{V}_A$ = *10.000* m³/h.

Secțiunea în plan a condensatorului:

Alegem viteza de circulație a aerului în

Tabelul 16.2.12. Coeficienții globali de transfer termic ai condensatoarelor frigorifice.

Tip condensator	k [W/m²·K]
Răcit natural cu aer	10 ... 15
Răcit forțat cu aer	25 ... 30
Evaporativ atmosferic, în contracurent	230 ... 250
Evaporativ atmosferic, cu prize de condensat	250 ... 300
Evaporativ atmosferic, BLOCK	300 ... 350
Evaporativ atmosferic, vertical (FRIGOTEHNICA)	350 ... 400
Cu evaporare forțată, cu țevi netede	500 ... 900
Cu evaporare forțată, cu țevi cu aripioare	200 ... 250
Răcit cu apă, cu țevi coaxiale	700 ... 900
Răcit cu apă, multitubulator orizontal	700 ... 1200
Răcit cu apă, multitubulator vertical	800 ... 1400
Răcit cu apă, cu plăci	5000 ... 8000

Tabel 16.2.13. Constanta b pentru diferite fluide frigorifice.

Temperatura de condensare θ_C [°C]	R717 b	R22 b
20	1644	550,7
30	1586	525,3
40	1526	503,2

secțiunea condensatorului: $v_A = 2,5$ m/s și secțiunea transversală va fi:

$$A = \frac{\dot{V}_A}{v_A} = \frac{10000}{3600 \cdot 2,5} = 1,1 \text{ m}^2$$

Alegem raportul laturilor secțiunii în plan $\frac{b}{a} = \frac{3}{4}$ și rezultă: $a = 1,22$ m; $b = 0,9$ m.

Coeficientul de transfer superficial de căldură pe partea aerului.

Coeficientul de transfer de căldură pe partea aerului este recomandat $h_A = 35...45$ W/m²·K; se propune o valoare preliminară $h_{AP} = 43,4$ W/m²·K.

Din relația lui Lewis (16.2.16) rezultă coeficientul de schimb de substanță:

$$\sigma = \frac{h_A}{c_{pA}} = \frac{43,4}{1042,7} = 4,16 \cdot 10^{-2} \text{ kg/m}^2\text{·s}$$

Entalpia aerului la ieșire:

$$h_2 = h_1 + \frac{\Phi_C}{\dot{V}_A \cdot \rho_A} =$$

$$= 52 + \frac{116}{10000 \cdot 1,13} = 88,96 \text{ kJ/kg}$$

Coeficientul de transfer global de căldură între agentul frigorific și pelicula de apă, folosind formula simplificată pentru pereți plani paraleli:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_C} + \sum\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_p}} \quad [\text{W/m}^2\text{·K}] \qquad (16.2.26)$$

Coeficientul de transfer superficial la condensare se determină cu relația lui Nusselt – Kutateladze:

$$h_C = C \cdot b \cdot \sqrt[4]{l_C} \cdot \frac{1}{\sqrt{H \cdot (\theta_C - \theta_{wm})}}$$

[W/m²·K] (16.2.27)

Alegem $\Delta T = \theta_C - \theta_{wm} = 2$ K.

Căldura latentă de condensare a agentului frigorific la 35 °C (din tabelele la saturație pentru amoniac):

$l_C = h'' - h' = 1711,81-586,41 =$
$= 1125,4$ kJ/kg.

Constanta C = 1,13 iar b = 1556 (din tabelul 16.2.13 funcție de agentul frigorific).

$$h_C = 1,13 \cdot 1556 \cdot \sqrt[4]{1125,4} \cdot \frac{1}{\sqrt{2,5 \cdot 2}} =$$

$= 4554,4$ W/m²·K.

Coeficientul de transfer de căldură pe partea peliculei de apă.

Alegem un regim laminar de curgere a peliculei de apă, pentru care se propune o valoare a criteriului Reynolds (ca pelicula să nu se rupă se impune *Re: 150...800)*:

$$Re = \frac{G_s}{m} = \frac{v \cdot d_p}{\nu} \qquad (16.2.28)$$

G_s - densitatea de stropire pe unitatea de lungime a perimetrului [kg/m·s];

Pentru temperatura medie a peliculei $\theta_{wm} = 33$ °C rezultă proprietățile termofizice pentru apă (tabel 16.2.8):

$\nu = 7,533 \cdot 10^{-7}$ m²/s;

$\mu = 74,93 \cdot 10^{-5}$ kgfs/m², $Pr = 5,16$,

$\lambda = 0,618$ W/m·K.

Pentru $Re = 475$ rezultă:

$G_s = 0,378$ kg/ms.

Pentru o viteză a peliculei de apă de 0,65 m/s rezultă grosimea peliculei de apă pe conducta verticală:

$$d_p = \frac{Re \cdot \nu}{v} = \frac{475 \cdot 7,533 \cdot 10^{-7}}{0,65} =$$

$= 5,73 \cdot 10^{-3}$ m

Criteriul *„Nu"* pentru pelicule de apă ce se evaporă este dat de relația lui Miheev:

$$Nu_p = \frac{h_p \cdot d_p}{\lambda_p} = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m \qquad (16.2.29)$$

unde: $C = 1,18$, $m = 1/8$ conform tabelului 16.2.14.

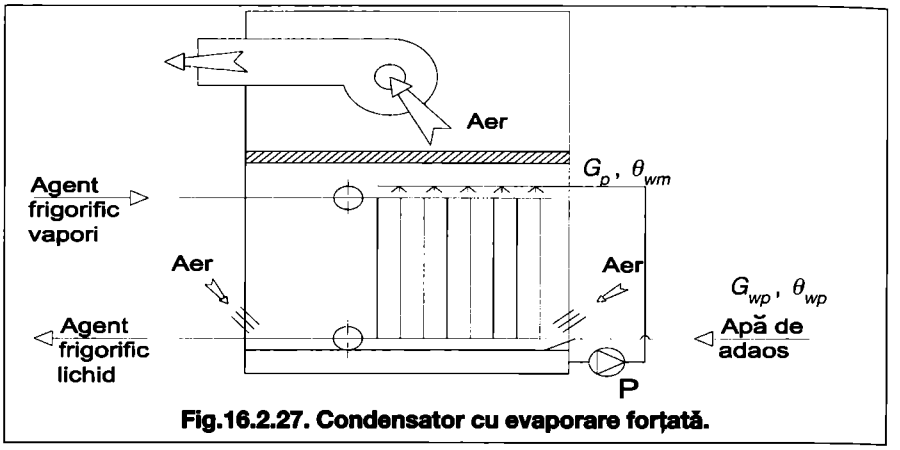


Fig.16.2.27. Condensator cu evaporare forțată.

$$Gr = \frac{g \cdot d_p^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T =$$

$$= \frac{9,81 \cdot (5,73 \cdot 10^{-4})^3}{(7,533 \cdot 10^{-7})^2} \cdot 3,25 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 =$$

$= 19,75$

$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{273 + \left(\frac{32+34}{2}\right)} = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Se propune temperatura peretelui conductei $\theta_p = 34,5$ °C, deci:

$\Delta T = \theta_p - \theta_{wm} = 34,5-33 = 1,5$ K

$$Nu_p = 1,18 \cdot (19,75 \cdot 5,16)^{1/8} = 2,91$$

Rezultă:

$$h_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{d_p} = \frac{2,91 \cdot 0,618}{5,73 \cdot 10^{-4}} =$$

$= 3141,7$ W/m²·K

Rezistența termică conductivă a peretelui cu depunerile de piatră și ulei:

$$\sum\frac{d}{\lambda} = \frac{d_{ulei}}{\lambda_{ulei}} + \frac{d_{OL}}{\lambda_{OL}} + \frac{d_{piatra}}{\lambda_{piatra}} =$$

$$= \frac{0,06 \cdot 10^{-3}}{0,14} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{55} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} =$$

$= 0,000733$ m²·K/W

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4554,4} + 0,000733 + \frac{1}{3141,7}} =$$

$= 786,8$ W/m²·K

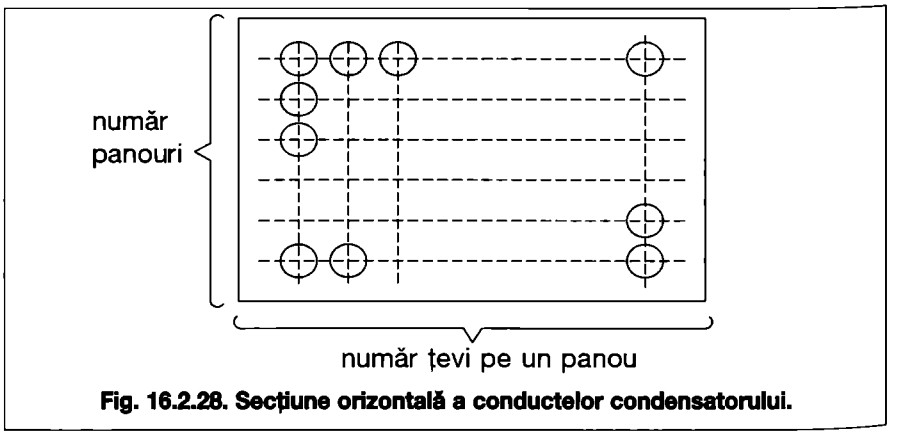


Fig. 16.2.28. Secțiune orizontală a conductelor condensatorului.

Tabel 16.2.14. Constantele C, m în funcție de regimul de curgere.

Nr. crt.	Regim de mișcare	C	m
1	laminar ($Gr \cdot Pr = 10^{-3}...5\_10^{2}$)	1,18	1/8
2	tranzitoriu ($Gr \cdot Pr = 5\_10^{2}...2\_10^{7}$)	0,54	1/4
3	turbulent ($Gr \cdot Pr = 2\_10^{7}...10^{13}$)	0,135	1/3

Suprafața de transfer de căldură a condensatorului se determină din relațiile:

$$A_C = \frac{\Phi_C}{U \cdot (\theta_C - \theta_{wm})} = \frac{\Phi_C}{A \cdot \sigma \cdot \Delta h_m} \quad (16.2.30)$$

unde:

A - este un coeficient de corecție ce ține seama de neglijarea căldurii sensibile a vaporilor de apă ce trec în aer (alegem $A = 0,95$).

$$\Delta h_m = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h_{A_{wm}} - h_1}{h_{A_{wm}} - h_2}} =$$

$$= \frac{88,96 - 52}{\ln \frac{116,43 - 52}{116,43 - 88,96}} = 43,41 \text{ kJ/kg}$$

cu:

h_{Awm} - entalpia aerului saturat de la suprafața peliculei de apă pentru umiditate de 100% (din diagrama h-x rezultă 116,43 kJ/kg).

$\Phi_1 = U \cdot (\theta_c - \theta_{wm}) = 786,8 \cdot (35-33) =$
$= 1573,6$ W/m^2

$\Phi_2 = 0,95 \cdot 43,41 \cdot 10^3 \cdot 4,16 \cdot 10^{-2} =$
$= 1716,4$ W/m^2

Dacă $\Phi_1 \neq \Phi_2$ se recalculează Φ_1 prin alegerea unui nou Re. Se propune $Re = 580$ cu care rezultă:

$G_s = 0,462$ kg/m·s;
$d_p = 7 \cdot 10^{-4}$ m;
$h_p = 4684,2$ W/m^2·K;
$U = 857$ W/m^2·K și
$\Phi_1 = 1715$ W/m^2.

$$\Phi_m = \frac{\Phi_1 + \Phi_2}{2} = \frac{1715 + 1716,4}{2} =$$

$$= 1715,7 \text{ W/m}^2$$

$$A_C = \frac{\Phi_C}{\Phi_m} = \frac{116 \cdot 1000}{1715,7} = 67,61 \text{ m}^2$$

Numărul de conducte verticale:

$$n = \frac{A_C}{\pi \cdot d_e \cdot H} = \frac{67,61}{\pi \cdot 0,038 \cdot 2,5} = 226,7$$

Se prevăd 13 panouri cu câte 18 țevi verticale, deci numărul real de țevi:
$n_R = 234$.

Debitul de apă recirculată:

$G_w = G_s \cdot n_R \cdot \pi \cdot d_e =$
$= 0,462 \cdot 234 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 3600 = 46438$ kg/h.

Debitul apei de adaos, care trebuie să acopere pierderile prin evaporare (G_{wv}) și purjările de apă la canalizare.

$G_{wv} = \dot{V}_A \cdot \rho_A \cdot (x_2 - x_1) =$
$= 10000 \cdot 1,13 \cdot (0,026 - 0,01443) =$
$= 150,4$ kg/h.

Pentru determinarea lui „x_2" am considerat că aerul părăsește condensatorul cu $\varphi_2 = 0,95$, pentru care $x_2 = 0,026$ kg/kg aer uscat.

Admitem că pierderile totale de apă,

$$\xi = \frac{G_{wp}}{G_w} = 0,05$$

deci debitul de apă proaspătă va fi:
$G_{wp} = \xi \cdot G_w = 0,05 \cdot 46,438 = 2322$ kg/h.

16.3. Vaporizatoare

16.3.1. Probleme generale

Vaporizatoarele sunt schimbătoare de căldură în care se realizează transferul termic de la mediul supus răcirii, către fluidul frigorific care vaporizează. Fiind utilajul în care se realizează frigul, cu un rol esențial în instalație, este important să aibă un bun coeficient global de transfer termic, încât trecerea căldurii să se facă, la o suprafață dată, cu o diferență minimă de temperatură, între cei doi agenți termici. În cazul freonilor, fluidul introdus în vaporizator este un amestec eterogen de lichid și vapori, obținut în urma ventilului de laminare. Titlul vaporilor x crește, continuu până la valoarea 1, când tot lichidul a vaporizat, temperatura menținându-se constantă $\theta_5 = \theta_1 = \theta_0$ (fig. 16.3.1a). În ultima parte a vaporizatorului are loc o supraîncălzire a vaporilor (procesul 1-1'). În acest caz, puterea frigorifică masică este compusă atât dintr-o parte a căldurii latente de vaporizare l_v, cât și din căldura de supraîncălzire a vaporilor Φ_{sim}:

$$\Phi_0 = l_v + \Phi_{sim} = (h_1 - h_5) + (h_{1'} - h_1) = h_{1'} - h_5 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16.3.1)$$

În cazul amoniacului, fluidul este introdus în vaporizator după parcurgerea unui separator de lichid, crescând astfel eficacitatea frigorifică, prin utilizarea întregii călduri latente de vaporizare,

$$\Phi_{0m} = l_v = h_1 - h_6 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16.3.2).$$

Vaporii evacuați din vaporizator au starea de saturație 1, în acest caz temperatura agentului frigorific este constantă în tot vaporizatorul $\theta_6 = \theta_1 = \theta_0$. (fig. 16.3.1b).

Agentul secundar, cedând căldură în vaporizator, se răcește de la θ_{AR1} la θ_{AR2}.

În fig. 16.3.1 sunt prezentate variațiile de temperatură ale agenților, în vaporizator, la circulația în contracurent, în cazul freonilor (a) sau al amoniacului (b).

Diferența de temperatură, minimă, dintre fluide ΔT_0 este dependentă de natura agentului răcit. Când acesta este un lichid $\Delta T_0 = 3...5$K, iar când este aer $\Delta T_0 = 4...14$K, după gradul de umiditate dorit pentru aerul răcit.

Cantitatea de frig absorbită în vaporizator, deci puterea frigorifică a instalației Φ_0, depinde de debitul de agent răcit și de evoluția lui în vaporizator ($\theta_{AR1} - \theta_{AR2}$).

Pentru aer, când răcirea lui are loc cu umiditatea absolută constantă:

$$\Phi_0 = \dot{M}_A \cdot c_{pA} (\theta_{A1} - \theta_{A2}) \quad [\text{kW}] \quad (16.3.3),$$

unde:

$\dot{M}_A$ - este debitul masic de aer [kg/s];
c_{pA} - căldura specifică la presiune constantă, medie, a aerului [kJ/kg·K];
θ_{A1}, θ_{A2} - sunt temperaturile aerului, la intrarea și ieșirea din vaporizator [°C].

Când în timpul răcirii aerului evoluează și umiditatea sa absolută,

$$\Phi_0 = \dot{M}_A (h_{A1} - h_{A2}) \quad [\text{kW}] \quad (16.3.4),$$

cu:

h_{A1}, h_{A2} - entalpiile masice ale aerului la intrare, ieșire din vaporizator [kJ/kg].

Când este răcit un lichid,

$$\Phi_0 = \dot{M}_L \cdot c_{pL} (\theta_{L1} - \theta_{L2}) \quad [\text{kW}] \quad (16.3.5)$$

cu mărimile similare celor din relația (16.3.3), dar caracteristice lichidului.

Cu transferul global de căldură, puterea termică a vaporizatorului este:

$$\Phi_0 = U \cdot A_0 \cdot \Delta T_m \quad [\text{kW}] \quad (16.3.6),$$

unde:

U - este coeficientul global de transfer de căldură în vaporizator [W/m^2·K];
A_0 - suprafața de transfer termic, între

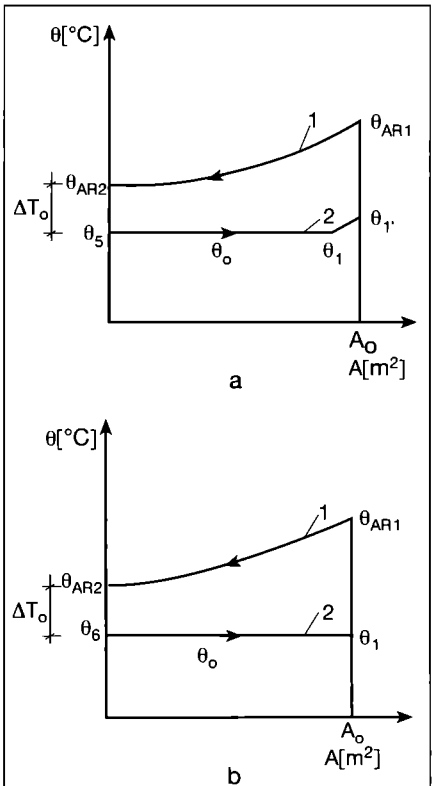


Fig. 16.3.1. Variația temperaturii agenților în vaporizator, la circulația în contracurent:
a - la freoni; b - la amoniac;
1 - agent răcit; 2 - agent frigorific.

cele două fluide [m²];

ΔT_m - diferența medie, logaritmică, de temperatură, dintre cele două fluide [K].

Cu datele din fig. 16.3.1, ΔT_m se poate scrie:

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_{AR1} - \theta_0) - (\theta_{AR2} - \theta_0)}{\ln \frac{\theta_{AR1} - \theta_0}{\theta_{AR2} - \theta_0}} \quad [K] \qquad (16.3.7),$$

U depinde de construcția vaporizatorului, de coeficienții de transfer convectivi ai fluidelor și de transferul conductiv prin materialul ce le separă. Similar ca la condensatoare, putem utiliza relația simplificată preluată de la transferul de căldură prin pereți plani, paraleli:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{AR}} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_0}} \quad [W/m^2 \cdot K], \qquad (16.3.8)$$

unde:

h_{AR}, h_0 - sunt coeficienții de transfer convectiv, pentru agentul răcit, respectiv pentru agentul frigorific, [W/m²·K]; ei depind de modul de curgere prin vaporizator, de particularitățile geometrice ale suprafeței de contact și de temperatură, putându-se determina, în fiecare caz particular, cu relațiile prezentate în literatura de specialitate;

$\sum \frac{d}{\lambda}$ - este rezistența opusă la trecerea căldurii prin straturile de praf, piatră, gheață, metal și ulei, de la caz la caz, de grosime d [m] și conductivitate termică λ [W/m·K].

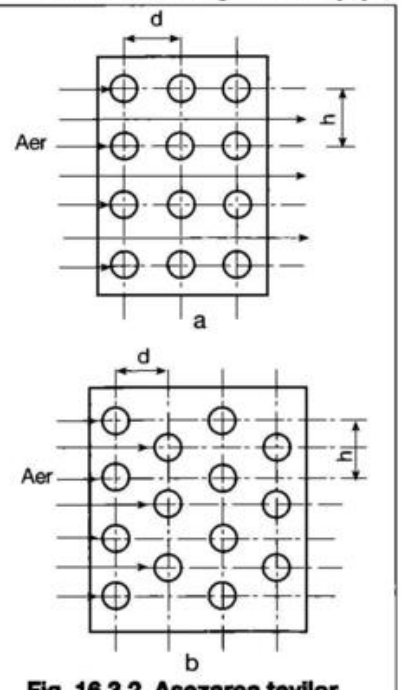


Fig. 16.3.2. Așezarea țevilor în bateria de răcire cu aripioare:
a - în coridor; b - în șah;
h - pasul pe verticală;
d - pasul pe orizontală.

La răcirea aerului, acesta poate depune pe suprafața exterioară un strat de impurități (praf); când este răcit sub temperatura punctului de rouă τ, o parte din vaporii de apă condensează, iar dacă răcirea se face sub 0°C pe suprafața vaporizatorului se formează un strat de gheață.

Când este răcit un lichid (apă, soluție apoasă), pe partea acestui fluid se poate forma un strat de piatră (din sărurile dizolvate în apă) a cărui grosime variază cu calitatea apei. Pentru calcul, se admite o grosime maximă d_p=*0,5* mm; cu o conductivitate termică λ_p=*1...3* W/m·K.

Când vaporizatorul este utilizat ca acumulator de frig, pe partea lichidului răcit se poate forma un strat de gheață, cu grosime variabilă.

În cazul utilizării agenților halogenați cu miscibilitate redusă față de ulei sau a amoniacului, pe peretele separator, pe partea acestor fluide, se depune o peliculă de ulei. Pentru calcul, se poate considera o grosime d_u=*0,05...0,1* mm, cu conductivitatea termică λ_u= *0,12...0,15* W/m·K.

Cum depunerile sunt mult mai puțin conducătoare de căldură decât metalul suprafeței de transfer termic, încă din faza de concepție, constructorul trebuie să urmărească limitarea lor, iar în timpul funcționării, vaporizatorul trebuie menținut într-o stare de curățenie apropiată de cea inițială. Totodată, trebuie asigurate viteze optime de curgere a fluidelor, o distribuție favorabilă a suprafeței de transfer de căldură și o alegere corectă a materialelor, în concordanță cu fluidele de lucru.

După scop, vaporizatoarele pot fi: *răcitoare de aer; răcitoare de lichide; congelatoare.* În tabelul 16.3.1 sunt prezentate diferite tipuri de vaporizatoare.

16.3.2. Vaporizatoare răcitoare de aer

Sunt utilizate în cazul instalațiilor cu răcire (detentă) directă, aerul răcit servind la realizarea unui microclimat în spații situate în industria alimentară, chimică, ușoară sau în domeniul social - cultural și rezidențial.

16.3.2.1 Considerații practice

Pentru puteri frigorifice reduse, sunt realizate din serpentine cu țevi netede fixate pe plafon sau pe perete. În țevi vaporizează agentul frigorific (freon sau amoniac), aerul prin contactul cu țeava se răcește, devine mai greu și coboară, fiind înlocuit de aer mai cald. Circulația aerului este naturală, transferul termic fiind foarte scăzut.

Pentru diminuarea căderii de presiune pe circuitul agentului frigorific raportul L/d_i se limitează la 2000 pentru

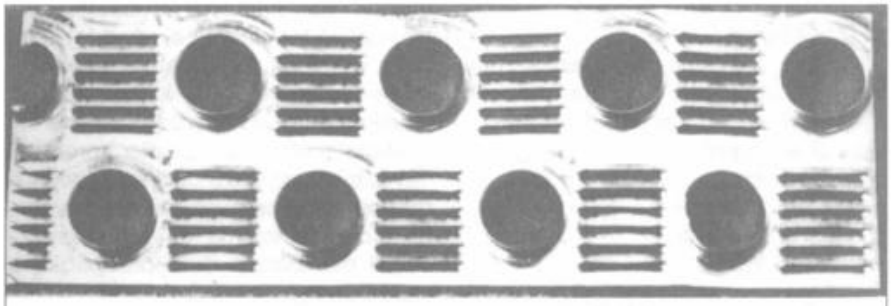


Fig. 16.3.3. Intensificarea transferului termic sporind turbulența, pe partea aerului, prin profilarea suprafeței.

Tabelul 16.3.1. Clasifcarea vaporizatoarelor.

Scop	Funcționare	Construcție
Răcitoare de aer	circulație naturală	țevi netede
	circulație forțată	țevi cu aripioare
Racitoare de lichide	imersate	serpentină
		panou
		placă
	coaxiale	elicoidale
		drepte
	multitubulare	orizontale
		verticale
	cu plăci	sudate
	speciale	ploaie
Congelatoare	pentru gheață	tambur rotitor
		manta dublă
	acumulatoare de frig	cu manșon de gheață

freoni și 3000 pentru amoniac.

În cazul unor puteri frigorifice mai mari, ținând seama că aerul are un coeficient scăzut de transfer convectiv, se mărește suprafața exterioară de 10...20 ori, prin prevederea unor aripioare. Țevile sunt dispuse în mai multe rânduri suprapuse n_s cât și în calea aerului N alcătuind o baterie de răcire.

Suprafața de transfer termic de la aer la agentul frigorific A_0 este:

$A_0=A_{TI}\cdot L\cdot n_s\cdot N$ [m²] (16.3.9),

unde:

A_{TI} - este suprafața exterioară oferită de 1 m țeavă cu aripioare [m²/m];

L - lungimea unui rând de țevi [m];

n_s - numărul de țevi suprapuse;

N - numărul de țevi în calea aerului.

Agentul frigorific impune materialul țevilor: cupru pentru freoni și oțel pentru amoniac. Aripioarele pot fi din cupru, aluminiu sau oțel.

Așezarea țevilor în baterie se face în coridor sau șah (fig. 16.3.2). Cea în șah, utilizată în cazul în care țevile au o aripioară comună, elimină apariția unor circuite favorizante ale aerului, având ca efect un transfer termic mai bun. În tabelul 16.3.2 sunt prezentate caracteristicile geometrice ale țevilor unei baterii de răcire cu aripioare. Pasul aripioarelor este de 4...16 mm, în funcție de umiditatea aerului și de temperatura până la care este răcit. Un vaporizator poate avea aripioare cu pas variabil, crescător în sensul circulației aerului.

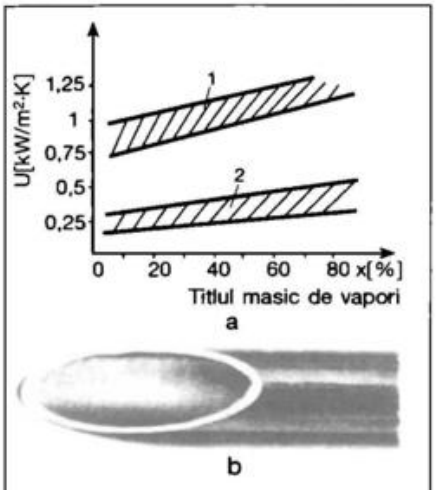


Fig. 16.3.4. Ameliorarea coeficientului u:
a - valorile lui U pentru R22;
b - secțiune prin țeavă cu rizuri;
1 - țeava cu rizuri interne; 2- țeava lisă.

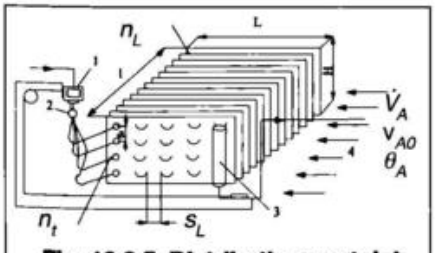


Fig. 16.3.5. Distribuția agentului frigorific într-un vaporizator răcitor de aer:
1 - detentor termostatic, 2 - distribuitor de lichid, 3 - colector de vapori, 4 - aer cu debitul volumic $\dot{V}_A$, viteza v_{A0} și temperatura θ_A; L, l, H – lungimea, lățimea și înălțimea vaporizatorului; s_L, s_t – pasul longitudinal si transversal dintre țevi; n_L, n_t – numărul de țevi pe lungime și înălțime.

Circulația aerului poate fi naturală sau forțată (cu ventilatoare), intensificându-se transferul termic. În ultimul caz, bateria de răcire este amplasată într-o carcasă metalică. Viteza aerului atinge 2...4 m/s, în secțiunea frontală (liberă), și maximum 7 m/s printre aripioare. Viteze mai mari conduc la o pierdere de sarcină însemnată pe circuitul de aer și la un zgomot neplăcut.

În vederea unei intensificări și mai mari a transferului termic, pe partea aerului se creează turbulențe sporite, aripioarele având ambutisate nervuri de diverse forme și profiluri (fig. 16.3.3). Aripioarele pot fi individuale sau comune pentru mai multe țevi, în acest caz ansamblul devine mai rigid, se diminuează pierderea de sarcină și se facilitează degivrarea. În cazul freonilor, care au un coeficient de transfer convectiv inferior amoniacului, se prevăd țevi cu rizuri elicoidale la interior, pentru a mări turbulența. Astfel, suprafața internă de transfer termic crește cu peste 50 %, iar coeficientul de transfer termic al freonului se triplează (fig. 16.3.4).

Pentru realizarea unor temperaturi uniforme ale aerului răcit, se asigură debite egale fiecărui circuit de agent frigorific, deci pierderi de sarcină egale (fig. 16.3.5). Evacuarea vaporilor se face printr-un racord plasat pe colector, sub nivelul rândului inferior de țevi, pentru a fi antrenat și uleiul acumulat. Cum în cazul freonilor, vaporii sunt supraîncălziți în zona finală a vaporizatorului, aerul circulă în contracurent.

În fig. 16.3.6 este prezentată variația temperaturii freonului, a suprafeței de răcire și a aerului, într-un vaporizator

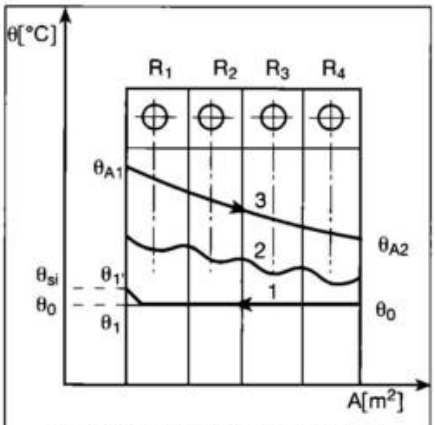


Fig. 16.3.6. Variația temperaturii freonului, a suprafeței de răcire și a aerului într-un vaporizator răcitor de aer cu aripioare:
R_1...R_4 - rânduri de țevi cu aripioare; θ_{A1},θ_{A2} - temperatura aerului la intrare, respectiv, ieșire; θ_0 - temperatura de vaporizare; θ_{SI} - temperatura de supraîncălzire a vaporilor de freon; 1 - freon; 2 - suprafață aripioare; 3 - aer.

răcitor de aer, cu aripioare.

Când temperatura suprafeței de răcire scade sub punctul de rouă al aerului, vaporii de apă din aer condensează parțial pe suprafața rece, iar la temperaturi negative, condensatul se transformă în zăpadă, și prin topiri și reînghețări repetate zăpada devine gheață (fig. 16.3.7). Umezirea suprafeței conduce inițial la creșterea coeficientului de transfer termic, dar zăpada introduce o conductivitate termică foarte scăzută. Pe măsură ce zăpada îngheață, fiind mai compactă, conductivitatea termică a stratului depus crește, rămânând însă scăzută, depunerea comportându-se ca o izolație termică, diminuând substanțial transferul de căldură. Ca urmare: temperatura de vaporizare a agentului frigorific tinde să scadă, diminuând puterea frigorifică a instalației și mărind consumul de energie de comprimare; diferența de temperatură a aerului răcit scade, pe măsura dezvoltării stratului de gheață.

În același timp, gheața formată obturează spațiul pentru circulația aerului, conducând la creșterea pierderii de

Tabelul 16.3.2. Amplasarea țevilor într-o baterie de răcire cu aripioare.

Material	Dimensiune țeavă de -g [mm]	Distanța între țevi [mm]	
		pe verticală (h)	pe orizontală (d)
cupru	10-0,75	25	25
	12-1	35	35
	15-1	50	50
	15-1,5	50	50
oțel	16-2	50	50
	22-2	60	60
	25-2,5	60	60
	28-3	75	75
	30-3	80	80

sarcină pe acest circuit și deci la scăderea debitului de aer vehiculat; la răciri sub 0°C, se alege un pas mai mare al aripioarelor, acest lucru diminuând însă suprafața de transfer termic. Este deci necesară o dezghețare periodică a suprafeței vaporizatorului.

Coeficientul global de transfer termic depinde de starea aerului, de viteză, de geometria bateriei de răcire și de agentul frigorific (tab. 16.3.3). Valorile prezentate corespund unui raport $L/d_i = 1000$, o viteză frontală a aerului de 3 m/s și o grosime medie de gheață. Pentru freoni s-a considerat o supraîncălzire de 3 K. În fig. 16.3.8 sunt prezentați coeficienții de transfer termic U și pierderea de sarcină Δp în funcție de viteza frontală a aerului și pasul aripioarelor.

În cazul givrării vaporizatorului, U și Δp, în funcție de diferite viteze frontale ale aerului și depuneri de gheață G, sunt prezentate în fig. 16.3.9.

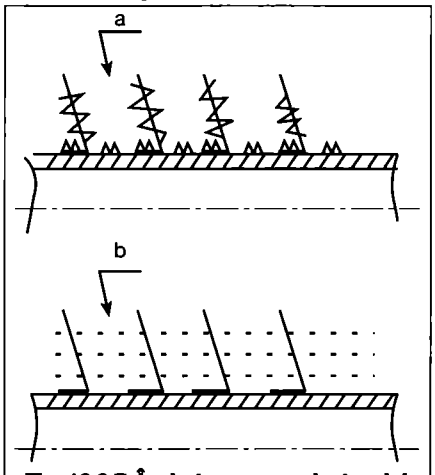


Fig. 16.3.7. Înghețarea vaporizatorului: *a - formarea cristalelor de zăpadă; b - formarea stratului compact de gheață.*

16.3.2.2 Decongelarea vaporizatoarelor

Decongelarea (degivrarea) se poate realiza prin procedee externe, mai simple și mai ieftine, dar mai lente, sau prin procedee interne, mai complicate deci mai scumpe, dar mai eficiente și mai rapide.

• **Procedee externe.** Topirea gheții se realizează de la periferie, deci pentru eliberarea suprafeței de transfer termic este necesară topirea completă a stratului de gheață format.

Operațiile sunt:
- *perierea manuală* a gheții, în special la vaporizatoarele cu conducte netede;
- *oprirea instalației și circulația forțată a aerului* peste suprafața de răcire;
- *pulverizarea de apă sau saramură, pe suprafața înghețată,* (pentru accelerarea procesului apa poate fi încălzită în condensator) suflarea de aer cald peste *suprafața vaporizatorului,* încălzit, eventual, cu rezistențe electrice plasate între țevile acestuia (fig. 16.3.10).

Puterea termică necesară este de 80...100 W/m² suprafață de vaporizator, o parte însemnată a acesteia pierzându-se prin radiație către mediul înconjurător. Cum degivrarea are loc într-un spațiu izolat, nu se modifică temperatura și umiditatea din încăperea climatizată. Dacă există mai multe vaporizatoare în încăpere, ele se degivrează alternativ, cele rămase în funcțiune menținând temperatura din încăpere.

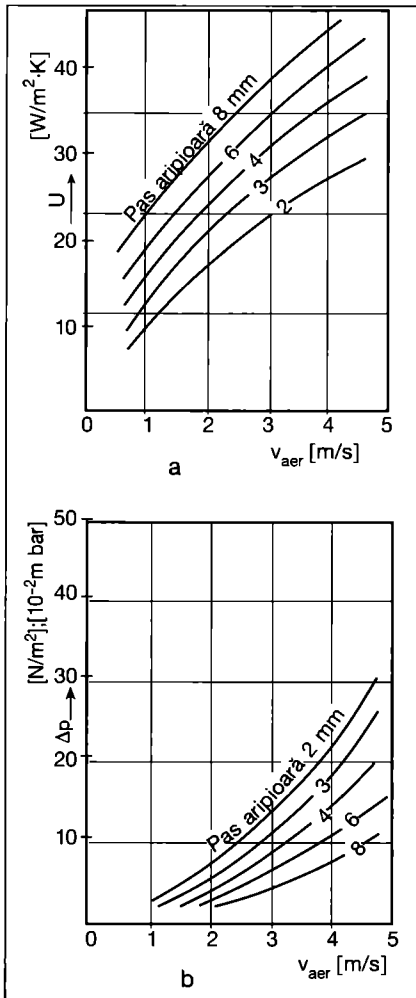


Fig. 16.3.8. Performanțele vaporizatoarelor răcitoare de aer cu aripioare. *a - coeficientul global de transfer termic, U; b - pierderea de sarcină, Dp.*

Tabelul 16.3.3. Coeficienți globali de transfer termic la vaporizatoarele cu țevi cu aripioare.

Geometria bateriei											
material țevi, aripioare		Cu, Al		Cu, Al		Cu, Al		Cu, Al	oțel,oțel		
d_e·g [mm]		10x0,75		12x1		15x1		10x0,75	15x1,5	25x2,5	
pas țevi, a·b [mm]		25x25		35x35		50x50		50x50	50x50	60x60	80x80
pas aripioare, D_L [mm]		3,2		3,8		4,5	10	10	10	10	10
grosime aripioară, d_L [mm]		0,4		0,4		0,4		0,4	0,5	0,6	0,6
Temp. vaporizare θ_0 [°C]		10	0	10	0	0	-10	-10	-10	-10	-10
Temp aer θ_A [°C]		20	10	20	10	10	0	0	0	0	0
Agent	Densitate flux termic [W/m²]	coeficient global de transfer termic, U [W/m²·K]frigorific									
R12	100	18	16,7	15	14,3	11,9	11,4	18,3	16	13,8	11
	200	29,4	26,1	23,8	21,7	16,8	16,1	23,4	19,5	17,5	12,9
	300	37	32,4	30	25,8	20,1	17,6	25,2	20,5	19,3	13,6
	400	41,2	35,1	31,7	26,6	20,6	17,9	26,2	21,3	19,8	14,9
R22	100	22,6	20,8	18,6	17,5	13,9	13,4				
	200	36	32,3	28,7	26,2	19,9	19,3				
	300	45,1	39,2	36,4	31,4	23,9	23,5				
	400	51,6	44,2	40,7	34,4	25,4	25				
R502	100	18,4	17,2	15,9	15,1	11,9	11,8				
	200	30,3	27,4	25,4	22,7	17,6	17,5				
	300	39	34,1	30,8	27,2	20,4	18,9				
	400	44,9	37,4	34,7	28,7	21,3	19,7				
NH_3	100								19,5	17,3	13,5
	200								22,7	20,8	15,3
	300								22,8	22,2	16,2
	400								24,5	23	16,5

• **Procedee interne.** Stratul de gheață este topit începând de la contactul cu suprafața de răcire, desprinzându-se în bucăți încât suprafața este eliberată mai rapid. Aceste procedee permit o dezghețare ciclică și completă a vaporizatorului, printr-un dispozitiv temporal de acționare în afara consumului de vârf (degivrare nocturnă, de exemplu).

Procedeele sunt:

- *amorsarea unor rezistențe electrice plasate în țevile vaporizatorului* (fig. 16.3.11). Cum întregul flux termic este utilizat pentru degivrare, se recomandă o putere electrică doar de cca 40 W/m² încât temperatura superficială a rezistențelor electrice să nu depășească *60*°C, pierderile prin radiație fiind diminuate;

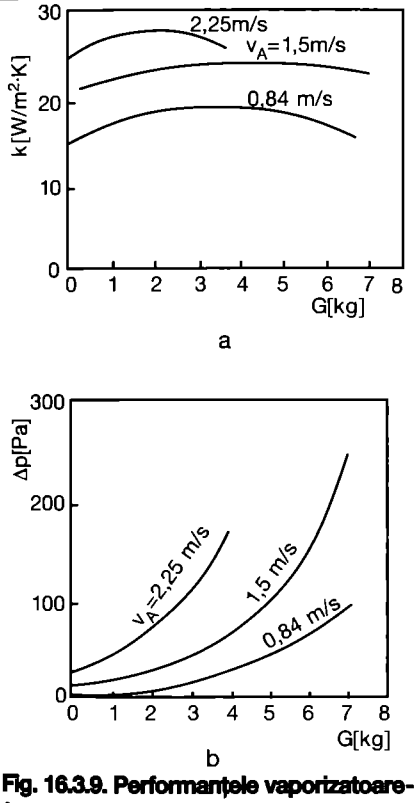


Fig. 16.3.9. Performanțele vaporizatoarelor răcitoare de aer, la depunerea gheții:
a - coeficientul global de transfer termic U;
b - pierderea de sarcină, Δp.

- *introducerea în vaporizator a vaporilor supraîncălziți, refulați de compresor* (fig. 16.3.12). Ținând seama că pentru 1 kW consumat de compresor, se eliberează 3...5 kW în condensator, acest mod de degivrare este foarte eficient, deși potențialul termic al vaporilor calzi este inferior rezistenței electrice. Prin conducta - 1 se trimit vaporii calzi din compresor, direct în vaporizator, la acționarea vanelor magnetice - 3 (se deschide) și - 4 (se închide). Clapeta de sens - 2 împiedică pătrunderea în vaporizator a lichidului din condensator iar dispozitivul de reevaporare - 5, a lichidului format în vaporizator în perioada degivrării, evită șocurile hidraulice în compresor.
- *inversarea ciclului termodinamic* este un procedeu mai eficace decât cel cu vapori calzi. Prin inversarea condensatorului cu vaporizatorul, în vaporizator este utilizată întreaga căldură de condensare pentru decongelare, iar lichidul format este vaporizat în condensator. Această inversare se poate realiza, fie cu 4 vane magnetice, fie

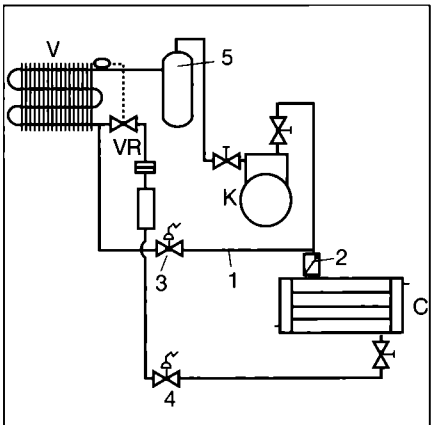


Fig. 16.3.12. Schema de degivrare cu vapori calzi:
K - compresor; C - condensator; VR - ventil de reglare; V - vaporizator; 1 - conductă de alimentare a vaporizatorului cu vapori calzi; 2 - clapetă de sens; 3,4 - vane magnetice; 5 - dispozitiv de reevaporare.

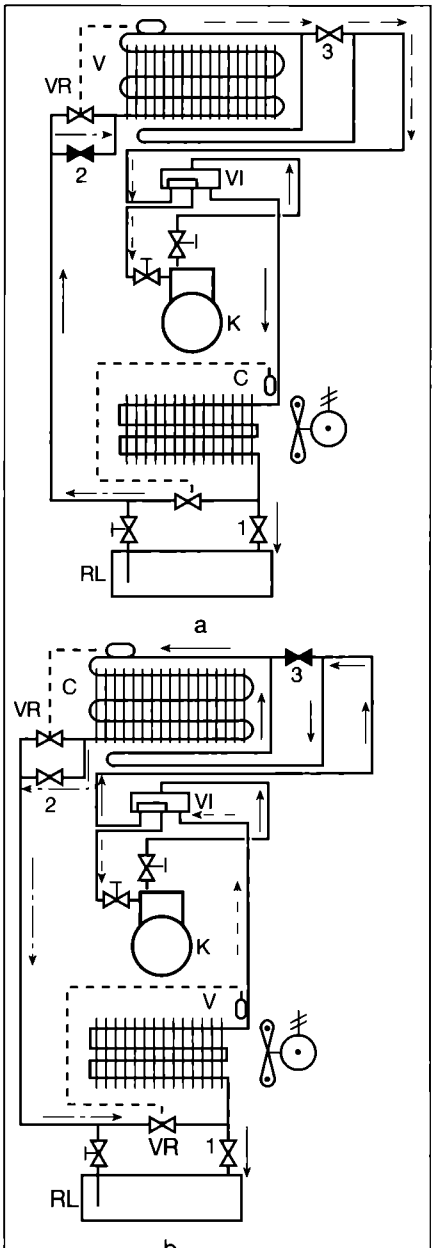


Fig. 16.3.13. Degivrarea prin inversarea ciclului:
a - funcționare normală, b - degivrare;
K - compresor; C - condensator; RL - rezervor de lichid; VR - ventil de reglare; V - vaporizator; VI - vană de inversiune; 1, 2, 3 - clapete de sens.

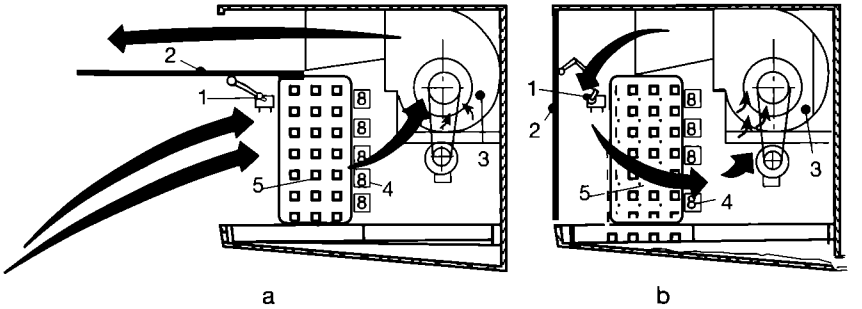


Fig. 16.3.10. Degivrarea vaporizatorului cu aer cald (YORK):
a - funcționare normală; b - degivrare;
1 - dispozitiv automat de închidere a carcasei; 2 - ramă pivotantă; 3 - ventilator; 4 - rezistență electrică; 5 - vaporizator.

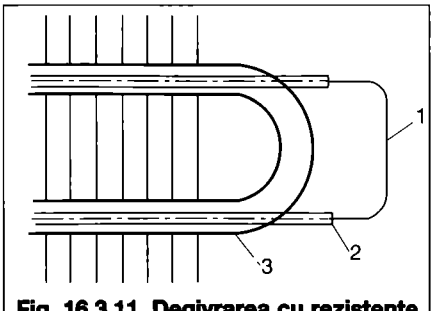


Fig. 16.3.11. Degivrarea cu rezistențe electrice plasate în țevile vaporizatorului:
1 - rezistență electrică; 2 - teacă de protecție; 3 - țeavă vaporizator.

cu o vană specială de inversiune (fig. 16.3.13). Vana de inversiune VI și clapetele de sens 1, 2 și 3 asigură funcționarea în sensul dorit. Acest procedeu se utilizează și la instalațiile cu mai multe vaporizatoare, degivrarea lor făcându-se alternativ.

Degivrarea prin inversarea ciclului este foarte rapidă, în 5...15 min, sistemul putând fi utilizat la încăperi cu temperatură scăzută (-25 °C).

16.3.2.3 Dimensionarea vaporizatoarelor - răcitoare de aer

Răcirea aerului se poate face la umiditatea absolută *x* constantă, când temperatura punctului de rouă $\theta_{\tau 1}$ este inferioară temperaturii suprafeței bateriei de răcire θ_{SBR} (fig. 16.3.14 a). Când aerul are punctul de rouă superior temperaturii suprafeței reci $\theta_{\tau 1}>\theta_{SBR}$ simultan cu răcirea aerului are loc și condensarea vaporilor de apă din aer, conducând la scăderea umidității absolute x (fig. 16.3.14 b). Când $\theta_{SBR}<0$°C, condensatul se transformă în zăpadă și gheață, producând givrarea vaporizatorului.

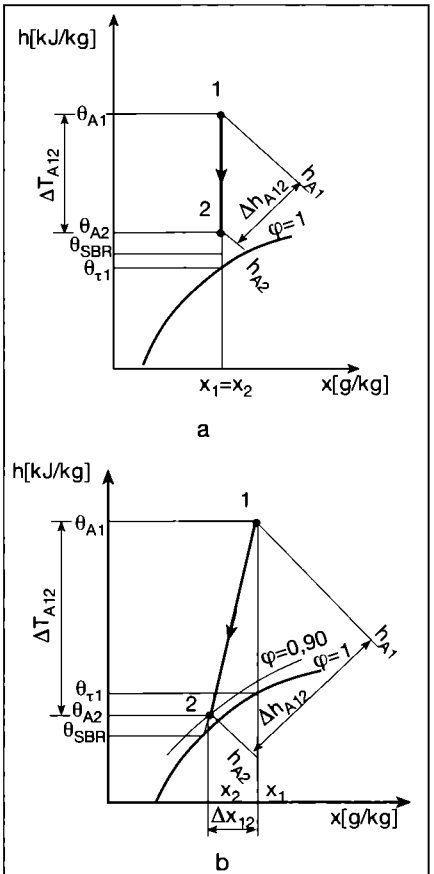


Fig. 16.3.14. Procesul aerului în vaporizator:
a - răcire la x=ct,
b - răcire și uscare;
θ_{A1}, θ_{A2} - temperatura aerului la intrare și ieșire din vaporizator;
θ_{SBR} - temperatura suprafeței exterioare a bateriei de răcire; $\theta_{\tau 1}$ - temperatura punctului de rouă al aerului inițial; h_{A1}, h_{A2} - entalpia masică a aerului la intrare si ieșire din vaporizator; x_1, x_2 - umiditatea absolută a aerului la intrare și ieșire din vaporizator.

Pentru dimensionarea unui vaporizator răcitor de aer se cunosc:
- debitul masic Q_{mA} [kg/s] sau volumic Q_{vA} [m³/s] de aer;
- parametrii de stare ai aerului la intrare θ_{A1} [°C], x_1 [g/kg], h_1 [kJ/kg];
- parametrii de stare ai aerului la ieșire, θ_{A2} [°C], x_2 [g/kg], h_2 [kJ/kg].

Se fixează: temperatura de vaporizare a agentului frigorific (fig. 16.3.1) și apoi se trasează procesul de tratare a aerului (fig. 16.3.14).

Se aleg: materialul pentru țevi și aripioare, în concordanță cu agentul frigorific și pasul aripioarelor, corespunzător procesului de tratare a aerului.

Se determină: suprafața vaporizatorului A_0 [m²] și geometria acestuia (lungime țevi, număr de rânduri, pas de așezare).

Puterea frigorifică a vaporizatorului, Φ_0, se determină cu relația (16.3.3) sau (16.3.4). Din relația (16.3.6) rezultă suprafața vaporizatorului:

$$A_0 = \frac{\Phi_0}{U \cdot \Delta T_m} \quad [m^2] \qquad (16.3.10),$$

cu:
ΔT_m - diferența medie logaritmică de temperatură între aer și agentul frigorific [K], dată de relația (16.3.7);
U - coeficientul global de transfer termic [W/m²·K].

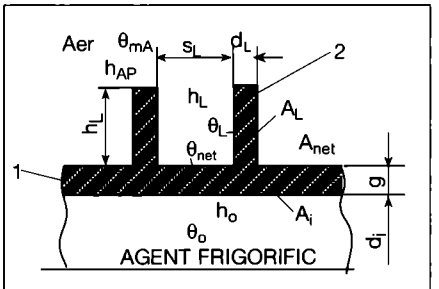


Fig. 16.3.15. Datele de calcul ale unui vaporizator răcitor de aer:
1 - țeavă; 2 - aripioară; d_i - diametrul interior al țevii; g - grosimea peretelui țevii; h_L - înălțimea aripioarei; d_L - grosimea aripioarei; s_L - pasul aripioarei; A_i - suprafața interna a țevii; A_{net} - suprafața exterioară a țevii netede; A_L - suprafața aripioarelor; θ_0 - temperatura de vaporizare a agentului frigorific; θ_{net} - temperatura suprafeței netede; θ_L - temperatura aripioarei; θ_{mA} - temperatura medie a aerului; h_0 - coeficient de transfer termic convectiv al agentului frigorific care vaporizează; h_L - coeficient de transfer termic superficial al aripioarei; h_{AP} - coeficient aparent de transfer termic convectiv.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{AP}} + \frac{A_{T1}}{A_i}\left(\frac{1}{h_0} + \sum\frac{d}{\lambda}\right)} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.11);$$

unde:
h_{AP} - este coeficientul aparent de transfer termic convectiv, pe partea aerului [W/m²K];
h_0 - coeficientul de transfer termic convectiv, pe partea agentului frigorific care vaporizează [W/m²·K]; se determină cu relațiile recomandate de Bo Pierre și Chawla, pentru vaporizarea în țevi orizontale;
$A_{T1}=A_{net1}+A_{L1}$ - suprafața exterioară totală a țevii cu lungimea de 1 m, formată din suprafața țevii netede A_{net1} și de cea a lamelelor A_{L1} [m²/m] (fig. 16.3.15);
$A_i=\pi \cdot d_i$ - suprafața interioară a țevii cu lungimea de 1m [m²/m].

Când pe suprafața vaporizatorului se depune condensat, coeficientul aparent se determină cu relația:

$$h_{AP}=\xi \cdot h_L \cdot (\varphi_{net}+\eta_L \cdot \varphi_L) \qquad (16.3.12),$$

în care:

$$\xi = \frac{h_{A1}-h_{A2}}{c_{pA}\left(\theta_{A1}-\theta_{A2}\right)}$$ - coeficient de depunere de umiditate;

h_L - coeficient de transfer termic superficial al lamelei, [W/m²·K], ce poate fi determinat în fiecare caz particular de aripioară, cu relațiile oferite de literatura de specialitate (E.S. Karasina sau Th. E. Schmidt);

$$\varphi_{net} = \frac{A_{net1}}{A_{T1}}; \quad \varphi_L = \frac{A_{L1}}{A_{T1}}$$

$$\eta_L = \frac{\theta_{mA}-\theta_L}{\theta_{mA}-\theta_{net}}$$

randamentul aripioarei cu:
θ_{mA} - temperatura medie a aerului, [°C];
θ_L - temperatura aripioarei, [°C];
θ_{net} - temperatura suprafeței netede, [°C].

Când condensatul devine zăpadă sau gheață, h_{AP} se determină cu relația:

$$h_{AP} = \frac{1}{\frac{1}{\xi \cdot h_L} + \frac{d_G}{\lambda_G}} \cdot \left(\varphi_{net} + \eta_L \cdot \varphi_L\right)$$

(16.3.13),

unde:
d_G - este grosimea stratului de zăpadă sau de gheață; se consideră cca 15 % din pasul aripioarelor [mm];
λ_G - conductivitatea termică a zăpezii sau gheții;
pentru zăpadă, $\lambda=0,35...0,3$ W/m·K la temperaturi de *0...-20* °C.

Din practică a rezultat că mărimea vitezei aerului între aripioare conduce la creșterea lui h_L, dar scade η_L. Creș-

terea înălțimii aripioarelor micșorează η_L dar mărește suprafața de transfer termic. Pentru a obține un randament optim al aripioarei η_L=0,7...0,9, se recomandă o înălțime a aripioarei de:

h_L=(0,2...0,4)·d_c, la circulația naturală a aerului;

h_L=(0,4...0,3)·d_c, la o viteză a aerului între aripioare de 5...10 m/s.

Pasul aripioarelor s_L depinde de regimul de lucru al vaporizatorului și de viteza aerului (la viteză mare se alege un pas mic).

$$s_L = \frac{h_L}{3...7} \quad [m] \qquad (16.3.14).$$

Pentru răcire la x=ct, s_L = 4...8 mm, iar la răcire cu depunere de gheață, s_L=8...14 mm. Grosimea aripioarei d_L este 0,4... 1,5 mm.

Coeficientul U la vaporizatoarele răcitoare de aer are valorile:

• pentru circulația naturală a aerului:

U=12...14 W/m²·K, la vaporizatoare cu țevi netede;

U=7...9,2 W/m²·K, la vaporizatoare cu țevi cu aripioare;

• pentru circulația forțată a aerului:

U=30...50 W/m²·K, la vaporizatoare cu țevi netede;

U=20...40 W/m²·K, la vaporizatoare cu aripioare;

În cazul în care vaporizatorul se givrează, U se reduce cu 80...90 %.

Exemplul de calcul 16.3.1

Să se dimensioneze un răcitor de aer prin vaporizarea directă a R134a la temperatura de vaporizare θ_0 = 5°C cunoscând: debitul volumic de aer $\dot{V}_A$ = 2,5 m³/s, cu starea inițială θ_{A1} = 28 °C, φ_1 = 48% și starea finală θ_{A2} = 18 °C, φ_2 = 92%.

Procesul de răcire se face la x = constant (fig. 16.3.14 a), deci puterea frigorifică a răcitorului se determină cu relația (16.3.3):

$$\Phi_0 = \dot{V}_A \cdot \rho_A \cdot c_{pA} \cdot (\theta_{A1} - \theta_{A2}) =$$

$$= 2,5 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (28 - 18) =$$

$$= 30,15 \text{ kW}$$

Rezolvare.

Considerăm că răcitorul este realizat din țevi orizontale din cupru (λ_{cu} = 370 W/m·K) cu C=16 x 0.5 mm, cu aripioare din aluminiu (λ_{al} = 230 W/mK) cu h_L = 6,5 mm, d_L = 0,4 mm și pasul s_L = 4 mm cu notațiile din fig. 16.3.15.

Considerăm că aerul circulă forțat cu viteză în secțiunea frontală v_{A0} = 2,5 m/s, deci secțiunea frontală a răcitorului va fi:

$$A_0 = \frac{\dot{V}_A}{v_{A0}} = \frac{2,5}{2,5} = 1 \text{ m}^2$$

Alegem dimensiunile secțiunii: H x l = 0,61 x 1,64 m².

Conductele sunt așezate în coridor, cu pasul (atât în secțiune transversală cât și longitudinală) $s_t = s_L$ = 37,5 mm. Lamelele au $H_L = l_L$ = 29 mm.

Mărimile geometrice ale răcitorului: Numărul de lamele pe 1m de conductă:

$$n_{L1} = \frac{1}{s_L + d_L} = \frac{1}{0,0044} = 227 \text{ lamele/m}$$

$$A_{net1} = \pi \cdot d_e - n_{L1} \cdot \pi \cdot d_e \cdot d_L =$$

$$= \pi \cdot 0,016 \cdot (1 - 227 \cdot 0,0004) =$$

$$= 0,0457 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_{L1} = 2 \cdot n_{L1} \cdot \left(H_L^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2\right) =$$

$$= 2 \cdot 227 \cdot \left(0,029^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 0,016^2\right) =$$

$$= 0,2906 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_{T1} = A_{net1} + A_{L1} = 0,0457 + 0,2906 =$$

$$= 0,3363 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_i = \pi \cdot d_i = \pi \cdot 0,015 = 0,0471 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A_e = \pi \cdot d_e = \pi \cdot 0,016 = 0,0502 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\varphi_{net} = \frac{A_{net1}}{A_{T1}} = \frac{0,0457}{0,3363} = 0,136$$

$$\varphi_L = \frac{A_{L1}}{A_{T1}} = \frac{0,2906}{0,3363} = 0,864$$

Viteza aerului în secțiunea îngustă între conductele cu lamele este:

$$A_{ing} = A_0 \left[1 - \left(\frac{d_e}{s_t} + 2 \cdot d_L \cdot h_L \left(1 - \frac{d_e}{s_t}\right)\right)\right] = 1 \cdot 1 -$$

$$- \left[\left(\frac{0,016}{0,0375} + 2 \cdot 0,0004 \cdot 0,0065 \left(1 - \frac{0,016}{0,0375}\right)\right)\right] =$$

$$= 0,5733 \text{ m}^2$$

$$v_A = \frac{\dot{V}_A}{A_{ing}} = \frac{2,5}{0,5733} = 4,36 \text{ m/s}$$

Cu relația (16.3.7) rezultă:

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_{A1} - \theta_0) - (\theta_{A2} - \theta_0)}{\ln \frac{\theta_{A1} - \theta_0}{\theta_{A2} - \theta_0}} =$$

$$= \frac{(28-5) - (18-5)}{\ln \frac{28-5}{18-5}} = 17,53 \text{ K}$$

Coeficientul aparent de transfer termic convectiv pe partea aerului, h_{AP} se determină cu relația (16.3.12).

Coeficietul superficial de transfer de căldură al lamelei, h_L se poate calcula cu ajutorul relației lui Th. E. Schmidt pentru așezarea țevilor în coridor:

$$h_L = 0,3 \cdot Re^{0,625} \left(\frac{A_{T1}}{A_e}\right)^{-0,375} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda}{d_e}$$

[W/m²·K] (16.3.15)

Cu parametrii termofizici ai aerului aleși la temperatura medie θ_{Am} = (28 + 18)/2 = 23 °C:

λ_A = 0,0253 W/m·K;

ν_A = 15,4·10⁻⁶ m²/s;

Pr_A = 0,729.

$$Re = \frac{v_A \cdot d_e}{\nu_A} = \frac{4,36 \cdot 0,016}{15,4 \cdot 10^{-6}} = 4521$$

Rezultă:

h_L=40,34

$$\eta_L = \frac{th(m \cdot h)}{m \cdot h} = \frac{th(29,6 \cdot 0,0176)}{29,6 \cdot 0,0176} = 0,914$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_L}{\lambda_L \cdot d_L}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 40,34}{230 \cdot 0,0004}} = 29,6$$

$$h = \frac{d_e}{2}(\varphi - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi)$$

cu

$$\varphi = 1,28 \frac{s_t}{d_e} \sqrt{\frac{s_L}{s_t} - 0,2} = 2,68$$

$$h = \frac{0,016}{2}(2,68 - 1)(1 + 0,35 \cdot \ln 2,68) =$$

$$= 0,0176 \text{ m}$$

Astfel coeficientul de transfer de căldură aparent devine:

$$h_{AP} = 40,34 \cdot (0,136 + 0,914 \cdot 0,864) =$$

$$= 37,34 \text{ W/m}^2\text{·K}$$

Coeficientul de transfer de căldură la interior, la vaporizarea agentului frigorific, h_0 se calculează utilizând relația lui Chawla în cazul vaporizării la interiorul țevilor orizontale:

$$h_0 = A_v \frac{G^{0,1} \cdot q_p^{0,7}}{d_i^{0,7}} \quad [\text{W/m}^2\text{·K}] \qquad (16.3.16)$$

unde:

$$A_v \cong \pi_0^{1/8} \frac{0,79}{m^{0,35}} \quad [\text{W}^{0,5}\text{m}^{0,14}\text{s}^{0,2}/\text{kg}^{0,1}\text{K}]$$

$$G = \frac{4 \cdot \dot{M}_{AF}}{n_t \cdot \pi \cdot d_i^2}$$

$q_p = U_p \cdot \Delta T_m$

μ - masa moleculară a agentului frigorific;

$\pi_0 = \frac{p_0}{p_K}$ - raportul între presiunea de vaporizare și presiunea critică.

În tabelul 15.2.1. se prezintă μ și p_K pentru diferite fluide frigorifice.

$$A_v = \left(\frac{3,5}{40,7}\right)^{1/8} \frac{0,79}{102^{0,35}} = 0,115$$

$$n_t = \frac{H}{s_t} = \frac{0,61}{0,0375} = 16,27$$

se consideră n=17.

Cu datele din exemplul de calcul 15.3.2 (tab. 15.3.3), pentru puterea frigorifică Φ_0 = 30,15 kW, rezultă:

$\dot{M}_{AF} = 0,178$ kg/s deci,

$$G = \frac{4 \cdot 0,178}{17 \cdot 3,14 \cdot 0,015^2} = 59,31 \text{ kg/m}^2\text{·s}$$

Se propune $q_p = 225$ W/m² cu care rezultă:

$$h_0 = 0,115 \frac{59,31^{0,1} \cdot 225^{0,7}}{0,015^{0,7}} = 145,26$$

W/m²·K

Cu relația (16.3.11) obținem:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{37,3} + \frac{0,3363}{0,0471}\left(\frac{1}{145,26} + \frac{0,06 \cdot 10^{-3}}{0,13} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{370}\right)} =$$

$= 12,62$ W/m²·K

Deci

$q_c = U_c \cdot \Delta T_m = 12,62 \cdot 17,53 = 221,2$ W/m²

Se calculează eroarea relativă:

$$\varepsilon = \frac{|q_p - q_c|}{max(q_p, q_c)} 100 = \frac{225 - 221,2}{225} 100 = 1,68\%$$

$$q_m = \frac{q_p + q_c}{2} = \frac{225 + 221,2}{2} =$$

$= 2231,1$ W/m²

Suprafața totală exterioară a bateriei (relația 16.3.10):

$$A_0 = \frac{\Phi_0}{q_m} = \frac{30150}{223,1} = 135,1 \text{ m}^2$$

Lungimea totală a conductelor:

$$L = \frac{A_0}{A_{T1}} = \frac{135,1}{0,3363} = 401,9 \text{ m}$$

Numărul de rânduri de țevi pe direcția aerului:

$$n_L = \frac{A_0}{n_t \cdot l \cdot A_{T1}} = \frac{135,1}{17 \cdot 1,64 \cdot 0,3363} = 14,4$$

Se aleg **15** rânduri.

16.3.2.4 Tipuri constructive de vaporizatoare pentru răcirea aerului

Amplasarea vaporizatorului în spațiul climatizat se poate face pe: plafon; perete; pardoseală.

El constituie, de regulă, elementul interior al unui sistem cu unități separate (split) și are o estetică rafinată, permițând o integrare ușoară în orice încăpere.

În fig. 16.3.16 este prezentat un vaporizator de plafon, cu circulația naturală a aerului, destinat încăperilor cu mișcarea aerului limitată din considerente de confort sau zgomot. Pentru mărirea vitezei aerului, la intrare sunt

Fig. 16.3.16. Vaporizator pentru răcit aer, amplasat pe plafon, cu circulație naturală a aerului (Friga-Bohn).

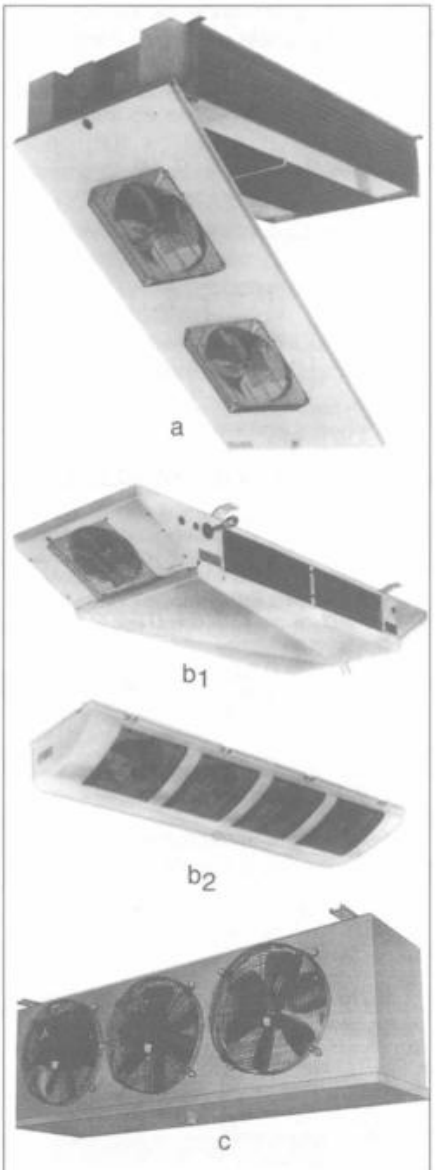


Fig. 16.3.17. Vaporizatoare răcitoare de aer, amplasate pe plafon, cu circulație forțată a aerului (Friga-Bohn):
a - cu ventilatoare plasate dedesubt; b - cu ventilatoare plasate lateral, înclinat; c - cu ventilatoare plasate lateral, vertical.

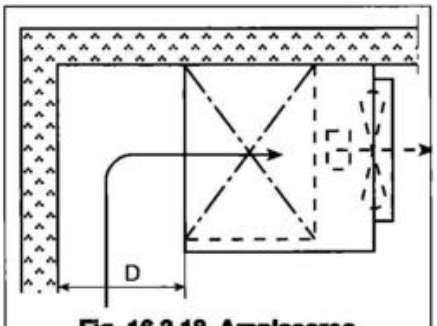


Fig. 16.3.18. Amplasarea vaporizatorului pe plafon.

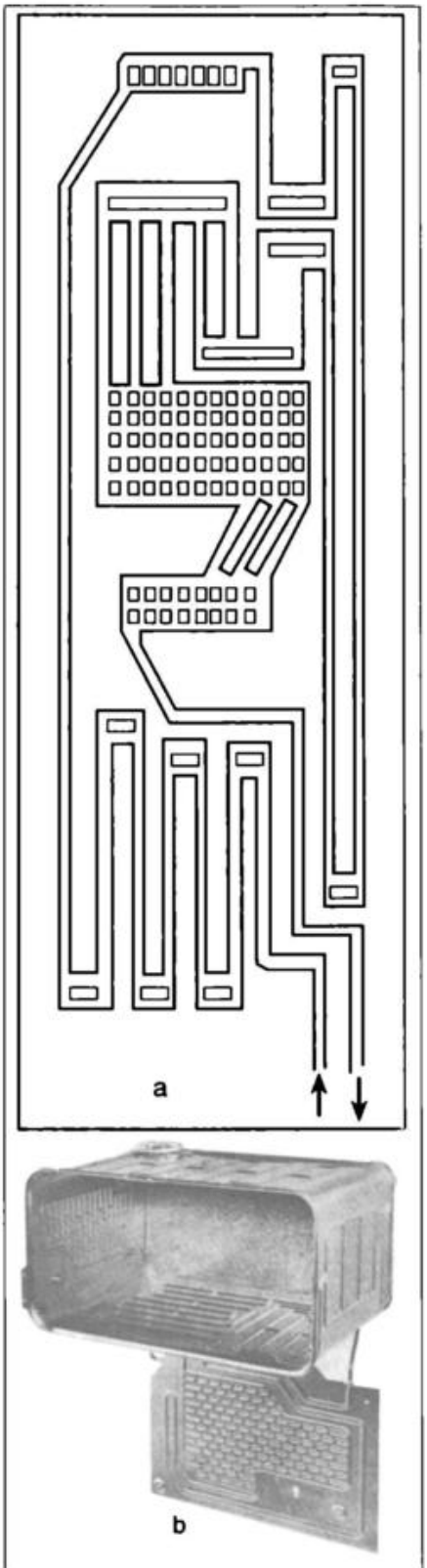


Fig. 16.3.19. Vaporizator menajer:
a - realizarea circuitului de agent frigorific; b - vaporizator finisat, pentru un frigider cu două temperaturi de vaporizare.

prevăzute grile.

La vaporizatoarele de plafon cu circulația forțată a aerului, ventilatoarele axiale, aspirante sau refulante pot fi plasate fie sub baterie, fie lateral, oblic sau vertical și au un zgomot redus (fig. 16.3.17). Varianta „cubică" (c) a firmei PROFROID, destinată climatizării industriale, are o clapetă reglabilă și canale de aspirație a aerului, în scopul limitării încălzirii camerei în perioada de degivrare. Realizează puteri frigorifice Φ_0=*50...100* kW, la o temperatură de vaporizare sub *-20*°C, cu R22 sau R502, la debite de aer de *50.000...90.000* m³/h. Degivrarea este electrică sau cu vapori calzi. Țevile, din cupru de 16 mm, sunt prevăzute cu aripioare din aluminiu, cu pas de 7,5, 10 sau 12 mm, pentru o degivrare mai rară. Ventilatoarele axiale au palete din aluminiu fixate sub presiune, putând realiza viteze ridicate. În jurul virolei ventilatorului sunt prevăzute rezistențe electrice, pentru evitarea blocării elicei la givrare. LUVE CONTARDO, folosind țevi din cupru cu nervuri eliciodale și aripioare cu profil special, ameliorează transferul termic cu cca 15 %.

Distanța D dintre vaporizator și perete (fig. 16.3.18), dependentă de debitul de aer, este de 400...600 mm la vaporizatoarele comerciale și de 700...1200 mm la cele industriale.

• **Vaporizatoarele menajere** sunt destinate răcirii dulapurilor de păstrare a produselor alimentare (frigidere casnice), cu volume de până la 2 m³. Sunt realizate cu folii din aluminiu, laminate la cald după imprimarea circuitului agentului frigorific, cu o pastă adezivă. După curățarea circuitului, gonflarea cu aer comprimat între plăci, degresarea și acoperirea cu o vopsea anticorozivă, vaporizatorul este pliat la forma finală (fig. 16.3.19). Agentul frigorific (R134a, R22, propan) intră și iese din vaporizator prin racorduri din aluminiu sau cupru, sudate.

Depunerea umidității din aer și formarea gheții pe suprafața de transfer termic impun degivrarea periodică. Modelele recente de frigidere casnice realizează degivrarea automat.

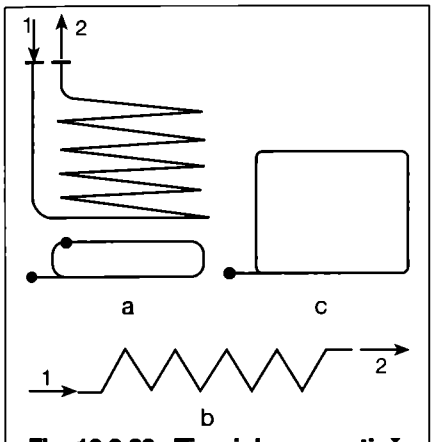


Fig. 16.3.20. Tipuri de serpentină pentru vaporizatoare imersate:
a - în ac; b - în spirală;
c - rectangulară;
1 - agent frigorific lichid;
2 - agent frigorific vapori.

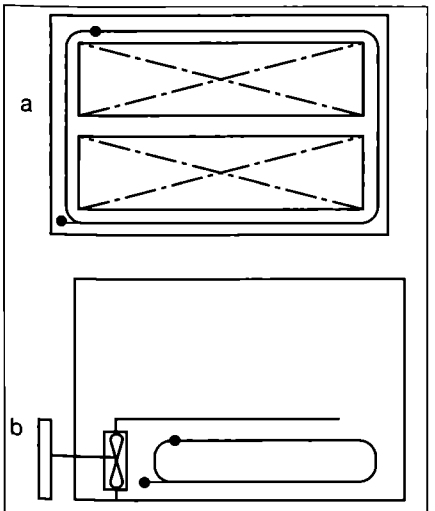


Fig. 16.3.21. Montarea serpentinei în bazinul răcitor:
a - serpentină rectangulară cu circulație naturală a lichidului răcit;
b - serpentină în ac cu circulație forțată a lichidului răcit.

16.3.3. Vaporizatoare răcitoare de lichide

Sunt utilizate în instalațiile cu răcire indirectă (agent frigorific - lichid - aer) servind la răcirea unui lichid incongelabil: apa (la temperaturi pozitive) sau un amestec de apă cu sare sau alcool (la temperaturi negative).

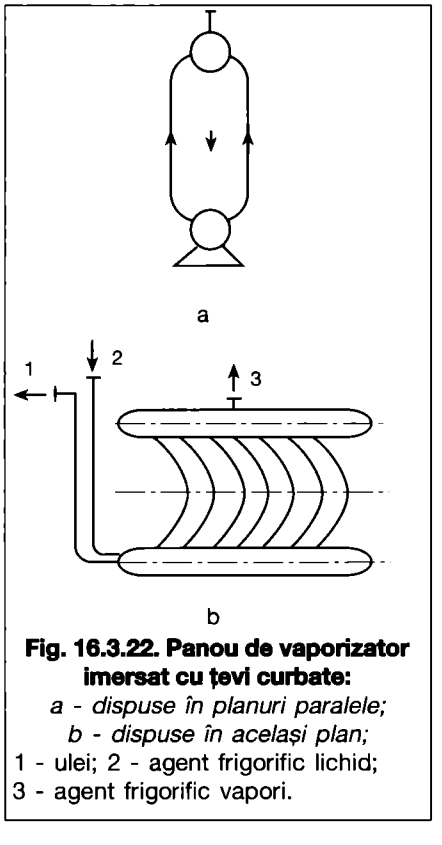


Fig. 16.3.22. Panou de vaporizator imersat cu țevi curbate:
a - dispuse în planuri paralele;
b - dispuse în același plan;
1 - ulei; 2 - agent frigorific lichid;
3 - agent frigorific vapori.

Răcirea lichidului se realizează fie prin scufundarea (imersia) suprafeței de transfer de căldură în lichid, fie prin circulația lichidului de răcit și contactul acestuia cu agentul frigorific prin intermediul unei suprafețe de transfer de căldură.

16.3.3.1 Tipuri constructive de vaporizatoare răcitoare de lichide

• **Vaporizatoare imersate**

- *Vaporizatorul serpentină* este utilizat, pentru puteri frigorifice reduse (sub 20 kW), la freoni, unde se impune o viteză minimă de circulație a amestecului ulei-vapori de freon, pentru antrenarea uleiului în compresor. Serpentina se montează într-un bazin, lichidul răcit circulând la exterior, natural sau forțat, cu ajutorul unor agitatoare. Cum suprafața de transfer termic se realizează pe seama unor lungimi mari ale serpentinei, pentru diminuarea pierderilor de sarcină, raportul *L/d* se limitează la 2000 pentru R22 și la 3000 pentru R134a. Constructiv, aceste vaporizatoare sunt cu serpentina în ac, în spirală sau rectangulară (fig. 16.3.20). La puteri frigorifice reduse se utilizează serpentina rectangulară, cu circulația naturală a lichidului răcit, iar la puteri frigorifice mai mari se preferă serpentina în ac, lichidul răcit având circulația forțată (fig. 16.3.21).

- *Vaporizatorul panou vertical* se utilizează pentru puteri frigorifice medii, la amoniac și R22. Țevile sunt sudate pe distribuitorul și colectorul de agent frigorific, alcătuind panouri (grătare). Se pot cupla maximum 4 panouri la distribuitorul și colectorul principal, formând baterii de vaporizatoare cu o suprafață convenabilă.

Agentul frigorific lichid ajunge în țevile vaporizatorului prin gravitate, din separatorul de lichid, prin distribuitor. Primind căldura de la agentul răcit, are loc vaporizarea în țevi, vaporii formați fiind evacuați prin colector către separatorul de lichid.

Uleiul decantat (datorită nemiscibilității cu agentul frigorific) se elimină printr-un racord plasat pe distribuitor, sub efectul presiunii de vaporizare.

Rigiditatea ansamblului poate conduce la ruperea țevilor în zona sudurilor, fiind eliminată de construcțiile cu țevi curbate (fig. 16.3.22).

- *Vaporizatorul placă* are circuitul frigorific imprimat în relief, prin ambutisarea tablei care amplifică suprafața de transfer ca o aripioară, cu până la 10 m².

Vaporizatoarele imersate pot fi utilizate și ca acumulatoare de frig. În pe-

rioada consumului scăzut, pe suprafața imersată în bazinul de răcire se formează un strat de gheață de 2...3 cm grosime care se topește când consumul de frig crește și agentul răcit se returnează cu o temperatură mai ridicată. În acest caz, la vaporizatoarele panou se asigură un pas mai mare al țevilor de răcire.

Puterea frigorifică consumată Φ_{OC} este diferită de cea produsă Φ_{OP} conducând la depunerea unei grosimi mai mari de gheață sau la topirea ei. Variația grosimii gheții modifică atât U, precum și A_0. În fig. 16.3.23 sunt prezentate influențele grosimii gheții asupra lui U la vaporizatoare cu panouri verticale (a) sau cu plăci (b).

$\Phi_{OC}=A_G \cdot h_e \cdot \Delta T_1$ [W] (16.3.17),

$\Phi_{OP}=A_O \cdot U_G \cdot \Delta T_2$ [W] (16.3.18),

cu:

A_G - suprafața exterioară a manșonului de gheață [m²];

A_0 - suprafața vaporizatorului [m²];

h_e - coeficient de transfer termic de la apă la gheață [W/m²·K]; pentru viteze ale apei de *0,3...0,4* m/s, h_e=*900...1200* [W/m²·K];

U_G - coeficientul de transfer termic de la gheață la fluidul frigorific [W/m²·K];

ΔT_1 - diferența medie de temperatură între apă și gheață [K];

ΔT_2 - diferența medie de temperatură între gheață și agentul frigorific [K].

La dimensionarea vaporizatorului, în funcție de puterea frigorifică solicitată, trebuie avut în vedere că la sfârșitul topirii gheții, suprafața de transfer se reduce la A_o deci:

$$A_O = \frac{\Phi_{OC}}{h_e \cdot \Delta T_1} \quad [m^2] \qquad (16.3.19).$$

În acest caz, vaporizatorul acumulează o putere frigorifică dependentă de grosimea gheții și de diametrul țevilor (fig. 16.3.24).

• Vaporizatoare coaxiale

- *Vaporizatorul coaxial în spirală* este alcătuit din două țevi din cupru, concentrice. În cea centrală circulă agentul frigorific (R22, R134a), iar lichidul răcit în spațiul dintre cele două țevi, în contracurent. Puterea frigorifică atinge 75 kW. Având dificultăți de întreținere, este utilizat doar cu apă curată, demineralizată.

- *Vaporizatorul coaxial orizontal* permite demontarea, inspecția și curățarea țevilor. Poate fi utilizat pentru freoni sau amoniac, la puteri frigorifice de maximum 100 kW.

• Vaporizatoare multitubulare

Construcția lor diferă după agentul frigorific utilizat și prin acesta, de materialul și construcția țevilor, în plus putând fi montate orizontal sau vertical.

- *Vaporizatoarele multitubulare orizontale pentru amoniac.* Sunt similare condensatoarelor (au un fascicul de țevi, sudat sau mandrinat în plăcile tubulare, plasat într-o manta cilindrică) și prezintă, în plus, un dom colector de vapori și un decantor de ulei (fig. 16.3.25). Vaporizarea amoniacului are loc în spațiul dintre țevi și manta, iar lichidul răcit circulă prin țevi, parcurgând vaporizatorul de mai multe ori, dirijat de șicanele prevăzute pe capace, cu o viteză de 0,8...2 m/s.

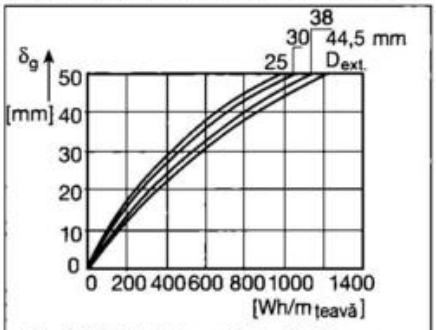


Fig. 16.3.24. Puterea frigorifică acumulată de 1 m de conductă cu gheață.

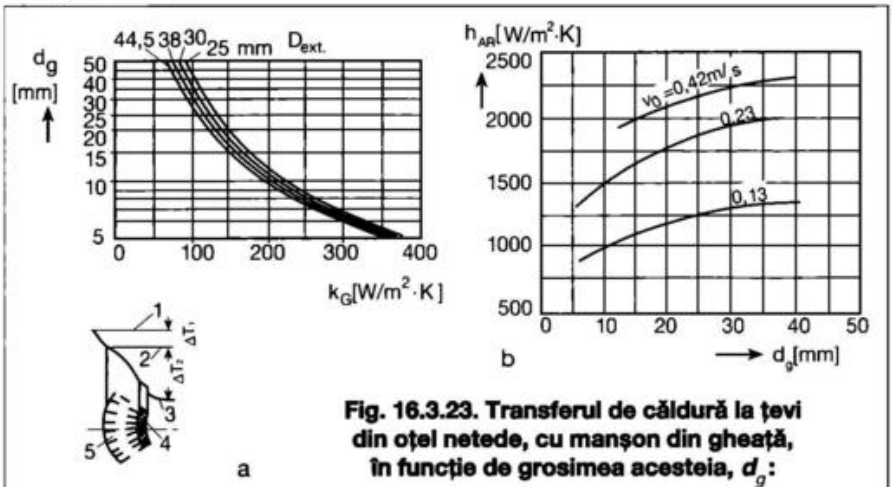


Fig. 16.3.23. Transferul de căldură la țevi din oțel netede, cu manșon din gheață, în funcție de grosimea acesteia, d_g:

a - coeficientul de transfer termic de la gheață la agentul frigorific, UG;
b - coeficientul de transfer termic convectiv de la apă la gheață, hAR;
1 - temperatură apă; 2 - temperatură suprafață gheață; 3 - temperatură de vaporizare; 4 - perete țeavă; 5 - gheață.

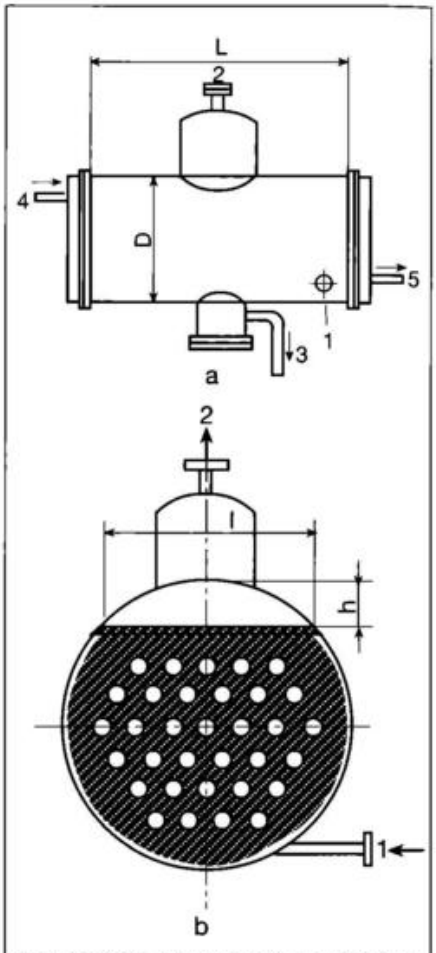


Fig. 16.3.25. Vaporizator multitubular orizontal pentru amoniac:
a - vedere laterală;
b - secțiune transversală;
1 - amoniac lichid; 2 - amoniac vapori; 3 - ulei; 4, 5 - agent răcit.

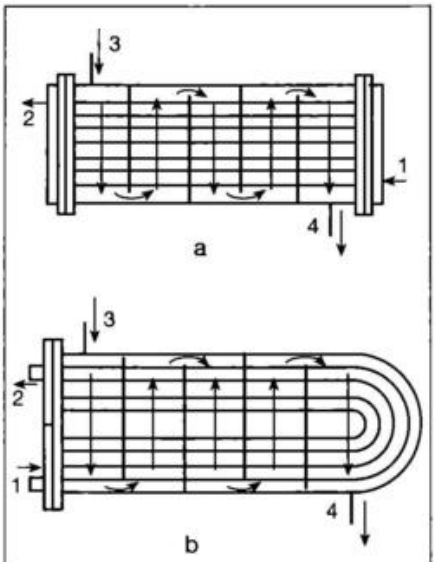


Fig. 16.3.26. Vaporizator multitubular orizontal pentru freoni:
a - cu țevi drepte; b - cu țevi în U;
1 - freon lichid; 2 - freon vapori; 3, 4 - agent răcit.

Alimentarea cu amoniac lichid se face printr-un separator de lichid, țevile de răcire fiind inundate pe o înălțime de cca 80 % din diametru.

Coeficientul global de transfer termic $U=500...910$ W/m²·K, la viteze ale lichidului răcit de $0,8...1,6$ m/s și $\theta_0=-15...+5$ °C.

- *Vaporizatoare multitubulare orizontale pentru freoni.* Sunt înecate sau uscate. Primele sunt utilizate pentru freoni nemicsibili cu uleiul (R22, R 502), antrenarea uleiului în vaporizator fiind redusă. Vaporizarea freonului are loc în spațiul tubular, ca la vaporizatorul multitubular cu amoniac. Se folosesc țevi din cupru cu diametrul mic, nervurate la exterior, ajungând la valori ale lui *U* apropiate amoniacului (480...900 W/m²·K la R22), în aceleași condiții de funcționare. Gradul de umplere cu freon lichid este de cca 60%, vaporizatorul având rol și de separator de picături. Protecția deplină a compresorului se face și printr-un supraîncălzitor de vapori.

La freonii miscibili cu uleiul (R134a, R404A, R407C, R410A și R507), unde antrenarea uleiului în vaporizator este importantă, se utilizează vaporizatoare uscate. Pentru reducerea miscibilității ulei-freon la temperaturi scăzute se impune circulația vaporilor cu viteze sporite, necesare antrenării uleiului din vaporizator în compresor, cât și pentru a nu coborî temperatura de vaporizare prin stratificarea freon lichid-ulei. Cum, în varianta vaporizării în spațiul intertubular, viteza vaporilor oferită de suprafața mare de aspirație (A = L·l) este redusă, vaporizarea freonului se realizează în spații mici, deci în țevi. Lichidul răcit circulă prin spațiul intertubular unde, pentru un bun transfer termic, se prevăd șicane care să-i asigure o viteză de 1...2 m/s (fig. 16.3.26).

Țevile sunt lise sau profilate la exterior și cu rizuri elicoidale interne, pentru ameliorarea suprafeței și a transferului de căldură (*U* atinge 800...1000 W/m²·K) Reprezentate la aceeași scară, două vaporizatoare cu puterea frigorifică identică, aceleași temperaturi ale agentului răcit și același agent frigorific (fig. 16.3.27), este evidentă reducerea gabaritului (cu consecințe economice), dar și a lungimii circuitelor (cu consecințe favorabile asupra pierderilor de sarcină), în varianta țevilor profilate.

La vaporizatoarele de freoni care funcționează în regim uscat, în ultima zonă parcursă de vapori se realizează și supraîncălzirea lor, cu *5...7* °C, asigurând protecția compresorului contra pătrunderii picăturilor de lichid. Alimentarea cu freon lichid se face prin intermediul unui ventil de reglare termostatic care menține constantă această supraîncălzire.

- *Vaporizatoarele multitubulare verticale.* Sunt caracterizate de coeficienți ridicați de transfer termic, dar și de o construcție mai complicată, capabilă să asigure o circulație rațională a lichidului răcit, fiind utilizate, în special, când spațiul de montare este redus.

Vaporizatorul multitubular vertical pentru amoniac (sistem TREPAUD) (fig. 16.3.28) are fasciculul tubular dispus în jurul coloanei centrale și plasat în mantaua cilindrică verticală, între plăcile tubulare. Deasupra țevilor de răcire este realizat un separator de lichid, iar la partea inferioară este prevăzut distribuitorul de amoniac lichid. Deflectorul, plasat deasupra fasciculului tubular, reține picăturile de lichid antrenate și le dirijează către coloana centrală.

Acest vaporizator funcționează în regim înecat. Amoniacul lichid este distribuit în coloana centrală unde nivelul este menținut constant, la cca. 80 % din înălțime, printr-un regulator de debit și ajunge, prin gravitate în distribuitor, alimentând țevile de răcire. Vaporizarea are loc în interiorul acestor țevi de diametru mic, vaporii formați străbat ascendent separatorul de lichid și sunt aspirați de compresor. Lichidul răcit circulă prin spațiul dintre țevi, șicanele elicoidale asigurându-i o viteză suficientă unui bun transfer termic. Uleiul se decantează în zona inferioară a vaporizatorului și este retrimis în compresor.

Valoarea ridicată a lui *U* rezultă atât prin fierberea tumultoasă a amoniacului, datorată secțiunii mici a țevilor, cât și prin curgerea elicoidală a lichidului răcit.

Vaporizatorul multitubular vertical pentru freon (fig. 16.3.29) are o construcție specială a fundurilor, prevăzute

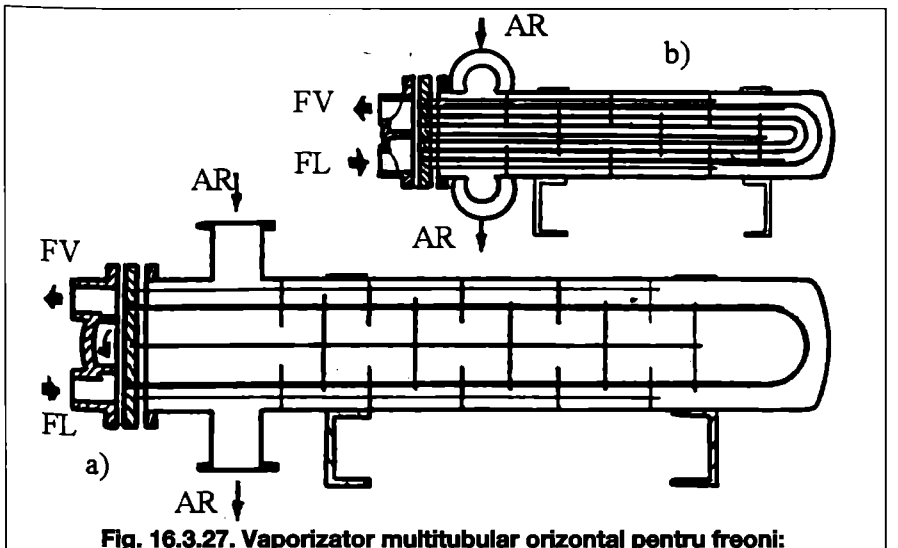


Fig. 16.3.27. Vaporizator multitubular orizontal pentru freoni:
a - cu țevi netede; b - țevi profilate.

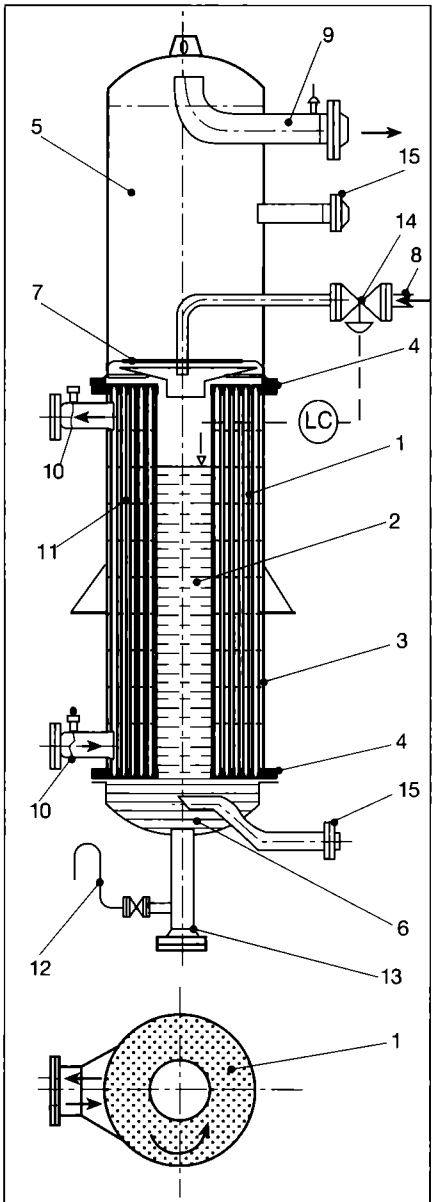


Fig. 16.3.28. Vaporizator multitubular vertical pentru amoniac (sistem Trepaud):
1 - țevi; 2 - coloană centrală; 3 - manta; 4 - placă tubulară; 5 - separator de lichid; 6 - distribuitor de amoniac lichid; 7 - deflector; 8 - amoniac lichid; 9 - amoniac vapori; 10 - lichid răcit; 11 - șicană; 12 - ulei; 13 - golire; 14 - ventil de reglare cu plutitor; 15 - racorduri indicator de nivel.

cu șicane care dirijează freonul, asigurând atât vaporizarea cât și supraîncălzirea vaporilor formați.

• Vaporizatoare cu plăci

Considerațiile referitoare la avantajele și construcția lor sunt similare celor prezentate la condensatoarele cu plăci (§16.2.3.3).

Sunt utilizate atât pentru freoni (R22, R134a), cât și pentru amoniac, fiind realizate fie cu garnituri, fie sudate periferic sau complet. Ansamblul păstrează o elasticitate suficientă la temperatură scăzută, fiind mai rezistente la îngheț decât cele multitubulare, putând livra lichidul răcit, cu temperatura foarte apropiată de limita de îngheț, fără pericol.

Puterile frigorifice realizate sunt de *20...10.000* kW.

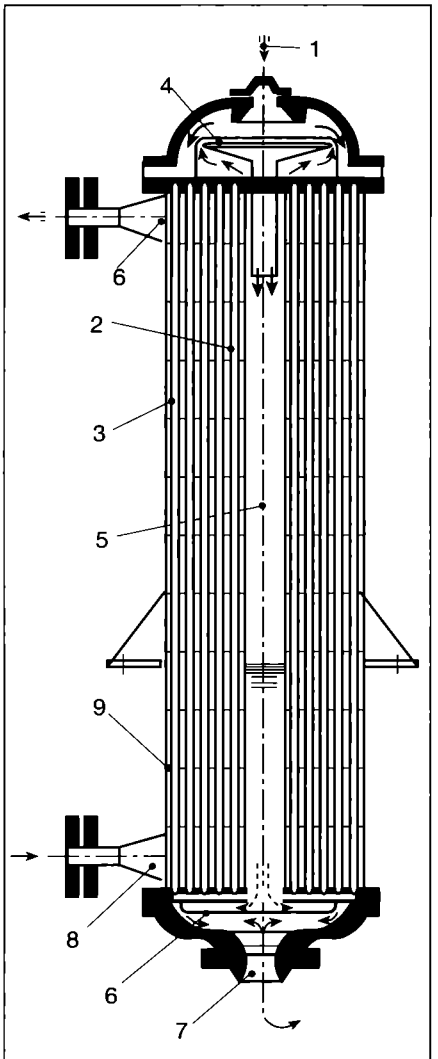


Fig. 16.3.29. Vaporizator multitubular vertical pentru R22 (sistem Trepaud):
1 - freon lichid; 2 - țevi vaporizare; 3 - țevi supraîncălzire; 4 - deflector; 5 - coloană centrală; 6 - distribuitor de freon lichid; 7 - aspirație vapori de freon; 8 - lichid răcit; 9 - șicane.

• Vaporizatoare speciale

Sunt utilizate pentru răcirea lichidelor din industria alimentară, chimică, farmaceutică (lapte, bere, vin, sucuri, creme și fluide tehnologice).

- *Vaporizatorul ploaie* (fig. 16.3.30) cuprinde o serpentină din țeavă orizontală, la interior circulă agentul de răcire, iar pe suprafața exterioară este distribuit lichidul de răcit. Are două trepte de răcire, în prima se utilizează apa, care răcește lichidul de la *75...100* °C până la temperatura mediului ambiant, iar în cea de-a doua agentul frigorific, care vaporizează și răcește lichidul până la temperatura de stocare.

Țevile sunt în contact intim cu două plăci din oțel inoxidabil, pe care se prelinge lichidul de răcit.

Există tendința înlocuirii acestor vaporizatoare cu cele cu plăci, dar curățirea mai comodă a suprafeței de transfer termic după fiecare folosire, le face încă utilizabile.

- *Vaporizatorul cu manta dublă* (fig. 16.3.31) are o cuvă în care este adus lichidul răcit. Un agitator-curățitor asigură omogenizarea temperaturii, cât și desprinderea cristalelor depuse pe peretele interior, lichidul răcit putând fi livrat la o temperatura apropiată de cea de congelare.

- *Vaporizatorul cu tambur rotitor* (fig. 16.3.32) este, de fapt, un congelator care poate servi la producerea gheții sub formă de solzi. Realizat din oțel inoxidabil, are partea inferioară înecată în lichidul de congelat și, printr-o rotație lentă, antrenează pe suprafața sa rece o

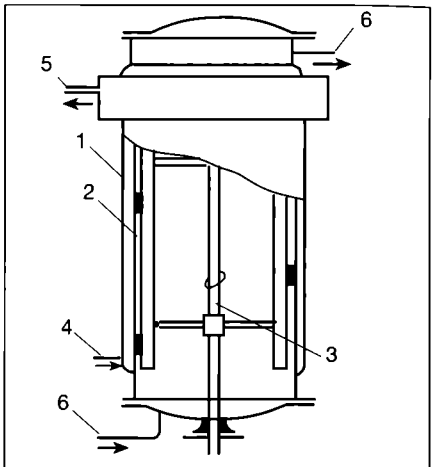


Fig. 16.3.31. Vaporizator cu manta dublă:
1 - manta exterioară; 2 - manta interioară; 3 - agitator; 4 - agent frigorific lichid; 5 - agent frigorific vapori; 6 - agent răcit.

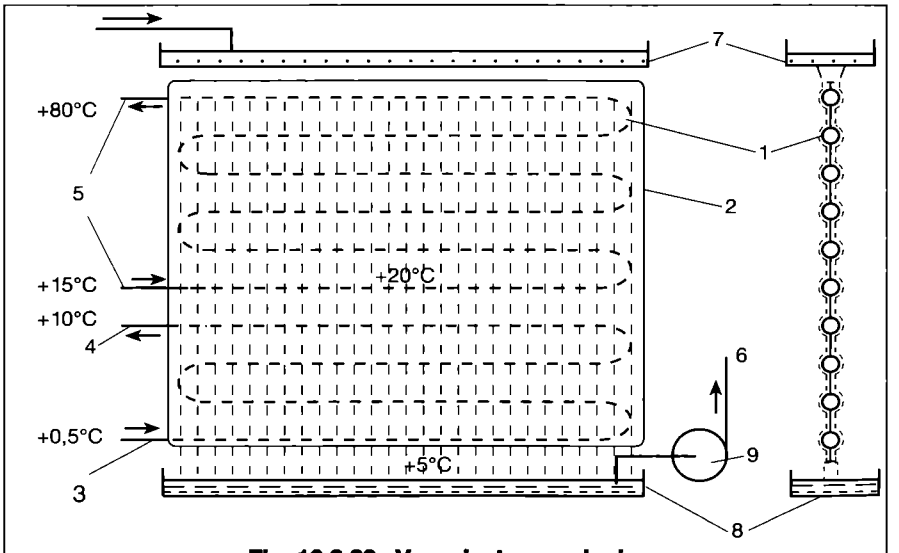


Fig. 16.3.30. Vaporizator cu ploaie:
1 - țeavă de răcire; 2 - placă de răcire; 3 - agent frigorific lichid; 4 - agent frigorific vapori; 5 - apă de răcire; 6 - lichid răcit; 7 - distribuitor; 8 - colector;

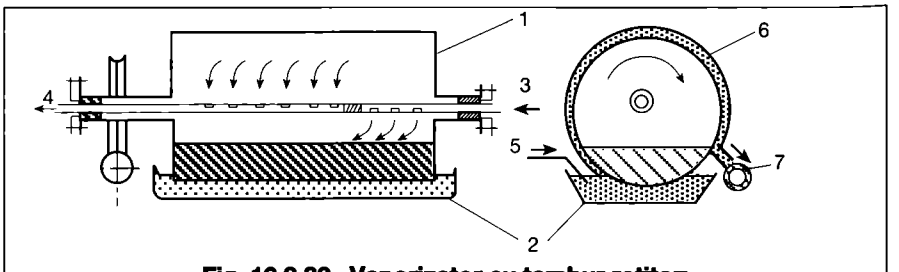


Fig. 16.3.32. Vaporizator cu tambur rotitor:
1 - tambur; 2 - tavă colectoare lichid de răcit; 3 - agent frigorific lichid; 4 - agent frigorific vapori; 5 - lichid de răcit; 6 - lichid congelat; 7 - raclor și transportor cu șurub.

peliculă de lichid care va congela. Frigul necesar este produs prin vaporizarea agentului frigorific în interiorul tamburului. Spațiul interior este folosit și ca separator de lichid pentru vaporii formați și aspirați de compresor.

Lichidul congelat este desprins de pe tambur și transportat de un dispozitiv cu șurub.

16.3.3.2 Dimensionarea vaporizatoarelor răcitoare de lichide

Se cunosc:

- puterea frigorifică netă a vaporizatorului Φ_0 [kW];
- natura lichidului răcit și temperaturile lui la intrarea, ieșirea din vaporizator θ_{AR1}, θ_{AR2} [°C].

Se aleg: materialul țevilor, în concordanță cu agentul frigorific și diametrul lor.

Se fixează: temperatura de vaporizare a agentului frigorific (fig. 16.3.1).

Se determină: suprafața vaporizatorului A_0 [m²] și geometria acestuia (numărul de țevi, număr de treceri, lungime, diametru manta).

Suprafața vaporizatorului rezultă din relația (16.3.6), cu ΔT_m și U date de relațiile 16.3.7 și 16.3.8.

- **Coeficientul de transfer termic convectiv pentru lichidul răcit**

- La circulația în țevi orizontale, în regim laminar (Re_{AR}=10....2200), după condițiile impuse peretelui se recomandă relațiile:

$$Nu_{AR}=\frac{h_{AR}\cdot d_i}{\lambda_{AR}}=4{,}367 \quad \text{(densitate de flux termic constantă)} \qquad (16.3.20)$$

$$Nu_{AR}=3{,}657 \quad \text{(temperatura constantă)} \qquad (16.3.21)$$

valabile pentru o lungime l a tubului superioară lungimii de stabilitate hidraulică (l_H) și termică (l_T):

l_H=0,056 $d\cdot Re_{AR}$; l_T= $c\cdot d\cdot Re_{AR}\cdot Pr_{AR}$

unde:

c=0,043 (densitatea fluxului termic impusă), sau

c=0,33 (temperatura peretelui impusă);

Nu, Re, Pr sunt criteriile Nusselt, Reynolds, Prandtl.

Jakob propune relația:

$$Nu_{AR}=1{,}86\left(Re_{AR}\cdot Pr_{AR}\cdot\frac{d}{l}\right)^{0,33}\cdot\left(\frac{\mu_{AR}}{\mu_P}\right)^{0,14} \qquad (16.3.22),$$

cu:

μ_P - viscozitatea dinamică a lichidului la temperatura peretelui [Ns/m²], valabilă pentru ($Re\ Pr\ d/l$)>20

Se poate utiliza și relația lui Aladiev:

$$Nu_{AR}=\frac{h_{AR}\cdot d_i}{\lambda_{AR}}=0{,}74Re_{AR}^{0,2}\cdot Gr_{AR}^{0,1}\cdot Pr_{AR}^{0,2} \qquad (16.3.23),$$

unde *Gr* este criteriul Grasshoff.

Pentru $l/d \geq 50$, obținem:

$$h_{AR}=C_1\frac{w_{AR}^{0,2}}{d_i^{0,5}}(\Delta T)^{0,1} \quad [W/m^2\cdot K] \qquad (16.3.24),$$

cu:

v_{AR} - viteza lichidului răcit [m/s];

ΔT - diferența de temperatură dintre lichid și peretele țevii [K];

d_i - diametrul interior al țevii [m];

l - lungimea țevii [m];

C_1 - constanta caracteristică lichidului răcit; pentru apă cu temperatură medie θ_m, C_1 are valorile:

θ_m [°C]	0	20	40	60
C_1	83,15	106,8	122,6	134,4

- Pentru țevi verticale, în regim laminar, descendent, h_{AR} este diminuat cu 15 %, iar la circulația ascendentă a lichidului în țevi h_{AR} este majorat cu 15 % față de valoarea de la țevi orizontale.

- Pentru regim turbulent, la curgerea în țevi orizontale (Re_{AR}>10.000), se poate utiliza relația lui Colburn:

$$Nu_{AR}=0{,}023\cdot Re_{AR}^{0,8}\cdot Pr_{AR}^{0,33} \qquad (16.3.25)$$

valabilă pentru l>60 d și 0,7<Pr_{AR}<160.

Dittus și Boelter recomandă relația:

$$Nu_{AR}=0{,}023\cdot Re_{AR}^{0,8}\cdot Pr_{AR}^{0,3} \qquad (16.3.26),$$

iar McAdams propune relația:

$Nu_{AR}=0{,}023\cdot Re_{AR}^{0,8}\cdot Pr_{AR}^{0,4}$ (16.3.27),

cu ultima relație obținem (pentru l/d>50):

$$h_{AR}=C_2\frac{v_{AR}^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad [W/m^2\cdot K] \qquad (16.3.28),$$

unde:

C_2 - este constanta caracteristică lichidului răcit; pentru apa cu temperatură medie θ_m, C_2 are valorile:

θ_m [°C]	0	20	40	60
C_2	1430	1878	2314	2686

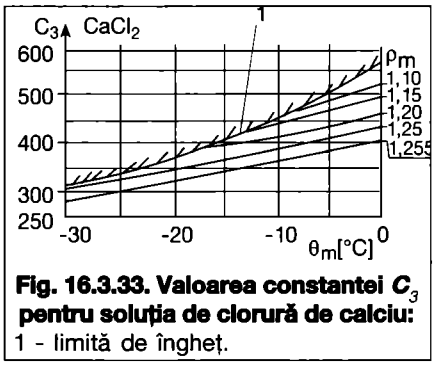


Fig. 16.3.33. Valoarea constantei C_3 pentru soluția de clorură de calciu: 1 - limită de îngheț.

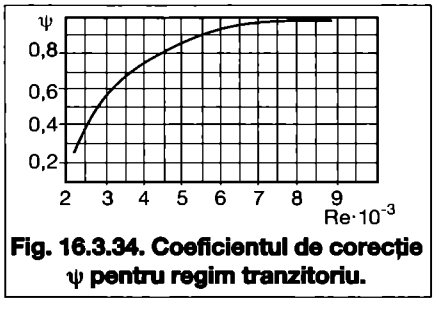


Fig. 16.3.34. Coeficientul de corecție ψ pentru regim tranzitoriu.

- Pentru țevi verticale, la curgerea în regim turbulent, se recomandă relația:

$$h_{AR}=C_3\left(\frac{v_{AR}}{d_i}\right)^{0,5} \quad [W/m^2\cdot K] \qquad (16.3.29)$$

constanta C_3 având valori caracteristice lichidului răcit. Pentru soluția de clorură de calciu, valorile sunt prezentate în nomograma din fig. 16.3.33 în funcție de temperatura medie θ_m și densitatea medie ρ_m.

- Pentru regimul tranzitoriu de curgere (Re_{AR} = 2200 ... 10.000) Gnielinski recomandă relația:

$$Nu_{AR}=\frac{\frac{f}{8}\left(Re_{AR}-1000\right)Pr_{AR}}{1+12{,}7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}\cdot\left(Pr_{AR}^{\frac{2}{3}}-1\right)} \qquad (16.3.30),$$

unde:

f - este coeficientul de pierdere de sarcină, caracteristic regimului de curgere.

$$f=\frac{0{,}3164}{Re_{AR}^{0,5}}$$

Se poate utiliza și relația:

$$h_{AR}=C_2\cdot\psi\cdot\frac{v_{AR}^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad [W/m^2\cdot K] \qquad (16.3.31).$$

Coeficientul de corecție Ψ, dependent de *Re*, rezultă din nomograme (fig. 16.3.34).

- Pentru serpentine în spirală, Skelland ș.a. propun relația:

$$Nu_{AR}=0{,}0573\,Re_{AR}^{0,67}\cdot Pr_{AR}^{0,41}\cdot\left(\frac{\mu_{AR}}{\mu_P}\right)^{0,034}\cdot\left(\frac{d}{D}\right)^{0,572} \qquad (16.3.32),$$

valabilă pentru $1{,}3\cdot10^4$<Re<$1{,}1\cdot10^6$; 3<Pr<300; 0,014<d/D<0,042, unde D este diametrul spiralei [m].

Kirnikov recomandă relația:

$$Nu_{AR}=0{,}04\cdot Re_{AR}^{0,8}\cdot Pr_{AR}^{0,4}\cdot\left(\frac{d}{R}\right)^{0,21} \qquad (16.3.33),$$

unde R este raza spiralei [m].

- La curgerea lichidului transversal pe un fascicul de țevi, pentru Re_{AR}=$2\cdot10^2$...$2\cdot10^5$, *Miheev recomandă relațiile:*

- pentru așezarea în coridor

$Nu_{AR}=0{,}23\cdot Re_{AR}^{0,65}\cdot Pr_{AR}^{0,33}$ (16.3.34),

- pentru așezarea în eșichier

$Nu_{AR}=0{,}41\cdot Re_{AR}^{0,6}\cdot Pr_{AR}^{0,33}$ (16.3.35),

cu d_e lungimea caracteristică.

Rezultă valori pentru h_{AR} corespunzător țevilor din rândului al treilea și următoarele, în direcția curgerii. Pentru primele două rânduri de țevi rezultă valori mai reduse (tab. 16.3.4).

- Curgerea transversală pe un fascicul de țevi cu șicane transversale. Pentru Pr_{AR}=0,5...500 și Re_{AR}=4... 50.000,

$$Nu_{AR}=0,23 \cdot Re_{AR}^{0,6} \cdot Pr_{AR}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_{AR}}{\mu_P}\right)^{0,14} \quad (16.3.36),$$

cu:

μ_P - viscozitatea dinamică a lichidului răcit la temperatura peretelui [N·s/m²].

Tabelul 16.3.4. Coeficientul de convecție pentru I și al II-lea rând de țevi, la curgerea transversală pe un fascicul de țevi.

	Așezarea	
	coridor	eșicher
h_I	$0,6\ h_{III}$	$0,6\ h_{III}$
h_{II}	$0,9\ h_{III}$	$0,7\ h_{III}$

Viteza de curgere se determină în funcție de secțiunea efectivă

$$A_e = \sqrt{A_l \cdot A_{tr}} \quad [m^2] \quad (16.3.37),$$

cu:

A_l - secțiunea liberă la curgerea lichidului peste șicană, în lungul țevilor;

A_{tr} - secțiunea liberă la curgerea lichidului între șicane, transversal pe țevi.

• **Coeficientul de transfer termic convectiv la vaporizarea agentului frigorific** diferă după cum are loc aceasta: în spații mari (între țevi și manta) sau în țevi.

- *Vaporizarea în spații mari* este dependentă de diferența de temperatură între peretele țevii și agentul frigorific, ΔT.

Pentru $\Delta T<2$ K, vaporizarea se realizează prin convecție liberă, fără formare de bule, caracterizată de relația:

la vaporizatoare orizontale,

$Nu=0,16\cdot(Gr\cdot Pr)^{0,33}$ (16.3.38);

la vaporizatoare verticale,

$Nu=0,61\cdot(Gr\cdot Pr)^{0,25}$ (16.3.39).

Datele criteriale corespund agentului frigorific lichid, la temperatura de vaporizare θ_0.

Pentru θ_0=-40...0 °C, pentru amoniac se poate utiliza și relația:

$h_0=92\cdot q^{0,25}$ [W/m²·K] (16.3.40)

unde:

q - este densitatea fluxului termic [W/m²].

Pentru $\Delta T>2$ K, vaporizarea este globulară, cu bule, h_0 depinzând de ΔT.

Pentru amoniac, la θ_0=-40...0 °C, cu relația lui Krujilin obținem:

$h_0=4,2\cdot(1+0,007\cdot\theta_0)\cdot q^{0,7}$ [W/m²·K] (16.3.41).

Pentru R22 Backstrom recomandă relația:

$h_0=37\cdot p_0^{0,75}\cdot(\Delta T)^{1,2}$ [W/m²·K] (16.3.42),

cu:

p_0 - presiunea de vaporizare [bar].

Pentru θ_0=-40....+10 °C, la R22 se poate utiliza și relația:

$h_0=6\cdot q^{0,6}$ [W/m²·K] (16.3.43).

Dacă ΔT depășește valoarea critică (dependentă de lichid, fiind de cca 35°C), h_0 scade puternic, deoarece între perete și lichid se formează un strat de vapori.

- *Vaporizarea în țevi*

Agentul frigorific se deplasează împreună cu vaporii formați, realizându-se un amestec în care conținutul de vapori (x) crește. Peretele țevii este în contact cu un curent bifazic, intensitatea transferului termic depinzând de q, proprietățile lichidului, presiunea de vaporizare, dar și de structura hidrodinamică a curentului bifazic.

- *Pentru țevi verticale* se pot utiliza relațiile de la vaporizarea în spații mari.

- *Pentru țevi orizontale* transferul de căldură depinde esențial de configurația curgerii (fig.16.3.35), adică de repartiția spațială a fazelor de vapori și lichid.

După VDI Wärme Atlas, principalele regimuri de curgere în timpul vaporizării în interiorul țevilor orizontale sunt:

a - curgere cu bule (faza vapori este repartizată în mici bule, în interiorul lichidului);

b - curgere cu pungi (bulele de vapori se unesc în pungi la partea superioară a lichidului);

c - curgere stratificată (la viteze mici, fazele se separă printr-o interfață relativ netedă;

c1 - curgere stratificată lisă - când viteza vaporilor crește, interfața se ondulează și apar valuri care se deplasează în direcția curgerii;

c2 - curgere stratificată cu valuri;

d - curgere cu dopuri (la viteze mari ale vaporilor, amplitudinea valurilor crește generând o udare periodică a părții superioare a tubului, dopurile de lichid fiind separate de pungile de vapori);

e - curgere inelară (la viteze suficient de mari ale vaporilor, se formează un film de lichid la periferia tubului, iar vaporii se concentrează în axul curgerii; interfața lichid-vapori este agitată și picături de lichid sunt antrenate de vapori);

f - curgere dispersată (la viteze foarte mari ale vaporilor peretele tubului este uscat, existând doar picături fine de lichid în interiorul vaporilor).

În timpul vaporizării lichidului, succesiunea acestor regimuri de curgere depinde de: proprietățile fluidului, viteza masică, densitatea fluxului termic, titlul de vapori, condițiile de funcționare și geometria tubului.

Pentru stabilirea regimurilor de curgere se utilizează hărțile curgerii, specifice fluidului. Menționăm pe cele propuse de Kattan pentru R134a și R123. Tranziția de la un regim de curgere la altul este determinată de diverși parametri adimensionali între care cel al lui Martinelli (χ) este esențial:

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_b}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (16.3.44),$$

unde:

x - este titlul de vapori;

ρ_v, ρ_b - densitatea vaporilor și a amestecului bifazic [kg/m³];

μ_L, μ_V - viscozitatea dinamică a lichidului și a vaporilor [N·s/m²].

Transferul de căldură în timpul vaporizării lichidului în interiorul unei țevi orizontale este guvernat, în principal, de două mecanisme fizice:

- *fierberea nucleică,* caracterizată prin schimburi micro-convective, care se traduc prin formarea de bule, creșterea acestora până la desprinderea lor de perete antrenând distrugerea stratului limită termic din vecinătatea peretelui și, în final, antrenarea bulelor în masa lichidului în curgere;
- *fierberea convectivă bifazică,* caracterizată de schimburi macroconvective; principala rezistență termică se situează în filmul lichid care udă peretele tubului (în curgerea inelară).

Parametrii care influențează asupra preponderenței unuia sau altuia din aceste mecanisme de transfer termic sunt: titlul de vapori, densitatea fluxului termic, presiunea, viteza masică și diametrul tubului.

Considerăm curgerea fluidului de la starea de lichid subrăcit, la intrarea în tub, până la starea de vapori supraîncălziți, la ieșirea din tub (fig. 16.3.36).

Între aceste secțiuni se succed configurațiile de curgere și mecanismele de transfer termic.

În prima zonă, pentru lichidul subrăcit, transferul de căldură este realizat prin convecție forțată în faza lichidă.

Pe măsură ce temperatura peretelui este suficientă pentru a se forma primele bule de vapori, acestea condensează în masa lichidului, care este încă subrăcită. Transferul de căldură se

Tabelul 16.3.5. Valorile constantei C4 pentru R22 la vaporizarea convectivă.

θ_0 [°C]	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10
R22	0,635	0,470	0,351	0,272	0,215	0,169	0,138

Tabelul 16.3.6. Valorile constantei C5 pentru R22 la vaporizarea globulară.

θ_0 [°C]	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10
R22	0,116	0,122	0,128	0,134	0,141	0,149	0,158

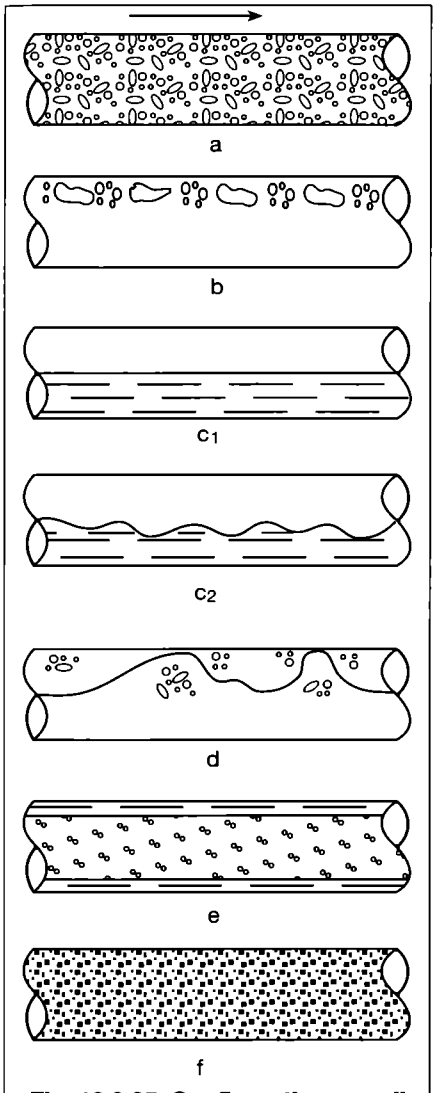


Fig. 16.3.35. Configurația curgerii la țevile orizontale

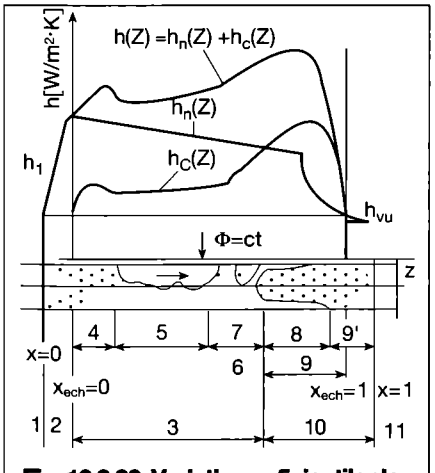


Fig. 16.3.36. Variația coeficienților locali de transfer termic în concordanță cu configurația curgerii fluidului în timpul fierberii într-o țeavă orizontală.
1 - convecție forțată în fază lichidă; 2 - fierbere nucleică subrăcită; 3 - fierbere nucleică saturată; 4 - bule; 5 - stratificată; 6 - intermitent; 7 - dopuri; 8 - inelară; 9 - dispersată; 9 - semi-inelară; 10 - convecție forțată bifazică; 11 - convecție forțată în fază de vapori;

realizează prin *fierbere nucleică subrăcită.*

Când lichidul ajunge la saturație, bulele de vapori ocupă toată secțiunea tubului, iar transferul de căldură se realizează prin *fierbere nucleică saturată.* În continuare (curgere cu pungi și stratificată) coeficientul de transfer termic la fierberea nucleică (h_n) scade continuu odată cu titlul de vapori, căci suprafața udată a peretelui se diminuează, antrenând o reducere a nucleelor de vaporizare. În același timp, efectele convective (h_C) sporesc prin creșterea vitezei vaporilor.

În zona următoare (curgere inelară) transferul de căldură se realizează preponderent prin *convecție forțată bifazică.*

În final, când filmul de lichid dispare (zona de vapori supraîncălziți) transferul de căldură se realizează *prin convecție forțată în faza de vapori,* având loc vaporizarea ultimelor picături de lichid în contact cu peretele și cu vaporii supraîncălziți. Coeficientul de transfer convectiv h scade rapid până la valoarea celui pentru vapori uscați.

Determinarea coeficientului de transfer termic convectiv la vaporizarea în țevi orizontale se poate face în două moduri:
- local, cu relații specifice fiecărui regim de curgere, valoarea totală obținându-se prin intergrarea pe lungimea tubului;
- global, cu relații propuse pentru ansamblul tubului.

Cea mai exactă metodă este, evident, cea locală. În acest caz, coeficientul de transfer termic local h este dat de suma celor două mecanisme de transfer termic, fierberea nucleică și cea convectivă.

Pentru calculul lui h literatura prezintă trei modele:
- modelul suprapunerii,
- modelul intensificării și
- modelul asimptotic.

Modelul suprapunerii

Chen propune relația:

$$h = E \cdot h_1 + S \cdot h_{vas} \qquad (16.3.45),$$

unde:
E - este factor de ameliorare a fierberii convective;
S - factor de suprapunere a fierberii nucleice;
h_1 - este coeficientul de transfer termic în faza lichidă, determinat cu relațiile16.3.23, 16.3.26 pentru regim turbulent, sau 16.3.28, 16.3.29 pentru regim tranzitoriu;
h_{vas} - este coeficientul de transfer termic la fierberea în vas determinat cu relațiile lui Rohsenow, Forster și Zuber, Stephan și Abdelsalam sau Cooper.

Factorii de multiplicare E și S sunt determinați de diverși cercetători (Gungor și Winterton sau Yoshida) pentru cazuri specifice.

Modelul intensificării

Coeficientul de transfer termic se determină cu relația:

$$h = E \cdot h_1 \qquad (16.3.46),$$

unde:
E - este determinat de diferiți cercetători (Shah, Klimenko sau Kandlikar).

Modelul asimptotic

Coeficientul de transfer termic se determină cu relația:

$$h = \left[\left(E \cdot h_1 \right)^n + \left(S \cdot h_{vas} \right)^n \right]^{\frac{1}{n}} \qquad (16.3.47).$$

Liu și Winterton propun $n=2$, iar Steiner propune $n=3$. E și S fiind determinați de aceștia pentru cazuri specifice curgerii.

Pentru modelul global sunt utilizate frecvent relațiile lui Bo-Pierre:
- pentru vaporizare incompletă,

$Nu=0,0009 \cdot Re \cdot K_f^{0,5}$ (16.3.48),

cu:
$K_f = \Delta h / l \cdot g$ - fiind variația entalpiei în procesul de vaporizare;
- pentru vaporizare completă,

$Nu=0,0082 \cdot (Re^2 \cdot K_f)^{0,4}$ (16.3.49).

Pentru R22 aceste relații pot fi scrise sub forma:
- pentru vaporizare incompletă,

$$h_o = 0,001 \cdot \frac{q}{d_i} \cdot \left(\frac{l}{\Delta x} \right)^{0,5} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.48')$$

- pentru vaporizare completă,

$$h_o = 0,0045 \frac{q^{0,8}}{d_i^{0,25} \cdot l^{0,5}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.49').$$

Se pot folosi și relațiile lui Chawla: pentru $x>0,3$ (vaporizare convectivă),

$$h_o = C_4 \frac{m^{1,4}}{d_i^{0,5}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.50),$$

unde:
m - este fluxul masic unitar [kg/m²s];
C_4 - este o constantă dependentă de fluid și θ_0 (tab. 16.3.5).

Pentru $x \sim 0,3$ (vaporizare globulară),

$$h_o = C_5 \frac{G^{0,1} \cdot q^{0,7}}{\left(\frac{A_e}{A_i} \right)^{0,7} \cdot d_i^{0,5}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.51),$$

unde:
A_e, A_i - suprafața exterioară, interioară a țevii [m²];
C_5 - constanta funcție de fluid și θ_0 (tab. 16.3.6.)

Pentru orice fluid frigorific, Chawla propune relația:

$$h_o = A_V \frac{G^{0,1} \cdot q_p^{0,7}}{d_i^{0,7}} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (16.3.52)$$

unde:

$$A_v = \frac{0,79}{\mu^{0,35}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_K}\right)^{1/8}$$

cu:

μ - masa molară a fluidului frigorific [g/mol];

p_0, p_K - presiunea de vaporizare, respective presiunea critica a fluidului frigorific [bari].

Tabelul 16.3.7 prezintă coeficienții de transfer termic pentru câteva tipuri de vaporizatoare răcitoare de lichide.

Exemplul de calcul 16.3.2

Să se dimensioneze un vaporizator răcitor de apă pe ecartul $\theta_{AR1} = 12$ °C, $\theta_{AR2} = 7$ °C, funcționând cu amoniac, pentru o putere frigorifică $\Phi_0 = 400$ kW;

Rezolvare.

Modelul de vaporizator este cel din fig. 16.3.25.

Alegem țevi din oțel de 25 x 2,5 mm și o viteză a apei $v_{AR} = 1,3$ m/s.

Alegem temperatura de vaporizare $\theta_0 = 5$°C, cu relația (16.3.7) obținem diferența medie de temperatură dintre fluide:

$$\Delta T_m = \frac{(12-5)-(7-5)}{\ln\frac{12-5}{7-5}} = 3,99\,\text{K}$$

Propunem $U_P = 525$ W/m^2.

Suprafața de transfer de căldură se determină din relația (16.3.6):

$A_0 = \Phi/U \cdot \Delta T_m$ [m^2]

în care:

U - coeficientul global de transfer de căldură, U, este dat de relația (16.3.8).

Coeficientul de transfer de căldură pe partea apei, h_{AR}, se determină cu relația lui McAdams (16.3.27):

$$h_{AR} = \frac{\lambda}{d_i} 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

Din tabelul 16.2.8 extragem parametrii termofizici ai apei la

$$\theta_m = \frac{12+7}{2} = 9,5\,^\circ\text{C}$$

rezultând:

$\rho = 999,7$ kg/m^3;

$c_p = 4,187$ kJ/kg·K;

$\nu = 1,637 \cdot 10^{-6}$ m^2/s;

$\lambda = 0,562$ W/m·K;

$Pr = 12$.

$$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,02}{1,637 \cdot 10^{-6}} = 15883$$

(deci $Re > 10^4$)

$$h_{AR} = \frac{0,562}{0,02} 0,023 (15883)^{0,8} \cdot 12^{0,4} =$$

$= 4007$ [W/m^{2}K]

Rezistența conductivă va fi:

$$\sum \frac{d}{\lambda} = \frac{d_P}{\lambda_P} + \frac{d_U}{\lambda_U} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{55} + \frac{0,04 \cdot 10^{-3}}{0,14} =$$

$= 0,58 \cdot 10^{-3}$ m^2·K/W

Considerăm că $\Delta T = \theta_P - \theta_0 > 2$K, deci coeficientul de convecție la vaporizarea amoniacului se determină cu relația lui Krujilin (16.3.41):

$$h_0 = 4,2(1+\theta_0)\left[U_P \cdot \Delta T_m\right]^{0,7} =$$

$$= 4,2(1+0,007 \cdot 5)\left[525 \cdot 3,99\right]^{0,7} =$$

$= 918,5$ W/m^2·K

Coeficientul global de transfer termic:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4007} + 0,58 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{918,5}} =$$

$= 512,3$ W/m^2·K

Verificare cu U propus:

$$\varepsilon = \frac{U_p - U}{U_p} 100 = \frac{525 - 521,3}{525} 100 = 0,7\%$$

$$U_m = \frac{525 + 521,3}{2} = 523,15\,\text{W/m}^2\text{·K}$$

Suprafața de vaporizare necesară:

$$A_0 = \frac{\Phi_0}{U_m \cdot \Delta T_m} = \frac{400000}{523,15 \cdot 3,99} = 191,6\,\text{m}^2$$

$$\dot{V}_{apa} = \frac{\Phi_0}{c_p(\theta_{AR1} - \theta_{AR2})\rho} =$$

$$= \frac{400000}{4,187 \cdot 5 \cdot 999,7} = 0,019\,\text{m}^3/\text{s}$$

Numărul de țevi la o trecere a apei prin vaporizator:

$$n = \frac{4\dot{V}_{apa}}{\pi \cdot d_i^2 \cdot v} = \frac{4 \cdot 0,019}{\pi \cdot 0,02^2 \cdot 1,3} = 46,8$$

Deci alegem $n = 47$ țevi pe o trecere.

Lungimea fasciculului de țevi:

$$L = \frac{A_0}{n \cdot \pi \cdot d_m \cdot N} =$$

$$= \frac{191,6}{47 \cdot \pi \cdot 0,0225 \cdot 12} = 4,8m$$

Pentru $z = n \cdot N = 47 \cdot 12 = 564$ țevi amplasate în mantaua vaporizatorului, din tabelul 16.2.9 rezultă m = 24,89, iar numărul real de țevi 571. Din tabelul 16.2.10 se extrage $t = 32,5$ mm și $d = 7,5$ mm.

Diametrul mantalei vaporizatorului:

$D_e = m \cdot t + d_e + 2d + 2 \cdot g_m =$

$= 24,89 \cdot 0,0325 + 0,025 + 2 \cdot 0,0075 + 2 \cdot 0,0105 = 0,87$ m

Racordurile:

Pentru amoniac lichid:

Debitul masic de amoniac, conform exemplului de calcul 15.3.5 este $\dot{M} = 0,356$ kg/s.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,356 \cdot 0,00158}{\pi \cdot 1,5}} = 0,022\,\text{m}$$

se alege D = 28 x 3 mm.

Pentru amoniac vapori:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,356 \cdot 0,242}{\pi \cdot 11}} = 0,1\,\text{m}$$

se alege D = 108 x 4 mm.

Pentru lichidul răcit:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,019}{\pi \cdot 1,5}} = 0,127\,\text{m}$$

Tabelul 16.3.7. Coeficienții globali de transfer termic la vaporizatoarele răcitoare de lichide.

Tip	Agent frigorific	U [W/m^2·K]
Serpentină imersată fără agitator	R22	70...95
cu agitator	R22	230...290
Panou imersat cu agitator	R22	400...580
	amoniac	450...470
cu țevi coaxiale		
	amoniac	350...840
Multitubular orizontal înecat cu țevi lise		
(agentul frigorific la exteriorul țevilor)	amoniac	460...910
nervurate la exterior		
	R22	480...900
Multitubular orizontal uscat cu țevi lise (agentul frigorific la interiorul țevilor)	R22	280...650
cu rizuri interne	R22	520...1000
cu turbulență ridicată	R22	930...1200
Multitubular vertical înecat sistem TREPAUD (agentul frigorific la exteriorul țevilor)	amoniac	850...1200
Multitubular vertical uscat sistem TREPAUD (agentul frigorific la interiorul țevilor)	R22	810...1140
cu ploaie	R22, amoniac	920...1400
cu plăci	R22, amoniac	2300...4600

se alege D = 140 x 5 mm.

Exemplu de calcul 16.3.3.

Să se dimensioneze un vaporizator răcitor de apă pe ecartul $\theta_{AR1} = 12$ °C, $\theta_{AR2} = 7$ °C, funcționând cu R407C, pentru o putere frigorifică $\Phi_0 = 100$ kW.

Rezolvare

Modelul de vaporizator este cel din fig. 16.3.26 a. Alegem țevi din cupru de 12 x 1 mm, $L_p = 6$ m și propunem un coeficient global de transfer de căldură $U_p = 100$ W/m²·K.

Se fixează temperatura de vaporizare medie $\theta_{0m} = 5$ °C, cu care rezultă:

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_{AR1} - \theta_0) - (\theta_{AR2} - \theta_0)}{\ln \frac{(\theta_{AR1} - \theta_0)}{(\theta_{AR2} - \theta_0)}} = \frac{(12-5)-(7-5)}{\ln \frac{12-5}{7-5}} = 3{,}99\,\text{K}$$

Calculul preliminar.

$$A_{0P} = \frac{\Phi_0}{U_p \cdot \Delta T_m} = \frac{100000}{100 \cdot 3{,}99} = 250{,}6\,\text{m}^2$$

Numărul de țevi din vaporizator (se consideră o singură trecere):

$$n = \frac{A_{0P}}{\pi \cdot d_m \cdot L_P} = \frac{250{,}6}{3{,}14 \cdot 0{,}011 \cdot 6} = 1208{,}9 \text{ țevi,}$$

deci $n = 1209$.

Numărul real de țevi $z = 1213$.

Pentru $m = f(z)$ și t, $d = f(d_e)$ la prinderea prin mandrinare, din tabelele 16.2.9 și 16.2.10 rezultă:

$m = f(1213) = 36{,}49$,

$t = 0{,}0156$ m, $d = 0{,}0036$ m.

$D_i = m \cdot t + de + 2 \cdot d = 36{,}49 \cdot 0{,}0156 + 0{,}012 + 2 \cdot 0{,}0036 = 0{,}588$ m.

Distanța dintre șicane:

$s = (0{,}1...0{,}3) \cdot D_i = 0{,}1 \cdot 0{,}588 = 0{,}0588$ m

Secțiunile de curgere a apei în spațiul dintre șicane A_{tr} și pe sub șicana A_i:

$A_{tr} = s \cdot d \cdot [m + 1] = 0{,}0588 \cdot 0{,}0036 \cdot [36 + 1] = 0{,}0078$ m²

$$A_i = \frac{0{,}1 \cdot \pi \left(D_i^2 - n \cdot d_e^2\right)}{4} = \frac{0{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}588^2 - 1213 \cdot 0{,}012^2)}{4} = 0{,}0135\,\text{m}^2$$

Secțiunea efectivă se determină cu relația (16.3.37):

$$A_e = \sqrt{A_{tr} \cdot A_i} = \sqrt{0{,}0078 \cdot 0{,}0135} = 0{,}0103\,\text{m}^2$$

Parametrii termofizici ai apei pentru

$$\theta_m = \frac{12+7}{2} = 9{,}5\,^\circ\text{C}$$

sunt identici cu cei utilizați în exemplul de calcul 16.3.2. Pentru $\theta_p = 7{,}5$ °C rezultă $\nu_{S,P} = 1{,}73 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

Debitul masic de apă:

$$\dot{M}_{AR} = \frac{\Phi_0}{c_{pAR}\left(\theta_{AR1} - \theta_{AR2}\right)} = \frac{100}{4{,}187 \cdot 5} = 4{,}78 \text{ kg/s}$$

Viteza apei:

$$v_{AR} = \frac{\dot{M}_{AR}}{\rho_{AR} \cdot A_e} = \frac{4{,}78}{999{,}7 \cdot 0{,}0103} = 0{,}465 \text{ m/s}$$

Calculul definitiv.

Coeficientul de transfer de căldură pe partea apei, h_{AR}, se determină cu relația (16.3.36):

$$h_{AR} = \frac{\lambda_{AR}}{d_e} \cdot 0{,}23 \cdot Re_{AR}^{0,6} \cdot Pr_{AR}^{0,33} \cdot \left(\frac{\nu_{AR}}{\nu_{AR,P}}\right)^{0,14} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

cu:

$$Re_{AR} = \frac{v_{AR} \cdot d_e}{\nu_{AR}} = \frac{0{,}465 \cdot 0{,}012}{1{,}64 \cdot 10^{-6}} = 3402{,}5$$

$$h_{AR} = \frac{0{,}562}{0{,}012} 0{,}235 \cdot 3402{,}5^{0,6} \cdot 12^{0,33} \left(\frac{1{,}637 \cdot 10^{-6}}{1{,}73 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,14} = 3263\,\text{W/m}^2\text{K}$$

Rezistența conductivă:

$$\sum \frac{d}{\lambda} = \frac{d_p}{\lambda_p} + \frac{d_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{d_u}{\lambda_u} = \frac{0{,}5 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{372} + \frac{0{,}06 \cdot 10^{-3}}{0{,}14} = 0{,}684 \cdot 10^{-3}\,\text{m}^2\text{K/W}$$

Coeficientul de transfer de căldură pe partea freonului, se determină cu relația lui Chavla (16.3.52).

Cu debitul masic de agent frigorific din exemplul de calcul 15.3.4 $\dot{M} = 0{,}563$ kg/s, rezultă:

$$G = \frac{4\dot{M}}{n \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0{,}563}{1213 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 5{,}91\,\text{kg/m}^2\text{s}$$

$$A_v = \left(\frac{p_0}{p_K}\right)^{1/8} \cdot \frac{0{,}79}{\mu^{0,35}} = \left(\frac{6{,}57}{46{,}19}\right)^{1/8} \cdot \frac{0{,}79}{86{,}2^{0,35}} = 0{,}13$$

Presiunea critică, p_K, și masa moleculară μ rezultă din tabelul 15.2.1.

$$h_0 = A_v \frac{G^{0,1} \cdot q_p^{0,7}}{d_i^{0,7}} = 0{,}13 \frac{5{,}91^{0,1} \cdot \left(100 \cdot 3{,}99\right)^{0,7}}{0{,}01^{0,7}} = 90{,}54\,\text{W/m}^2\text{K},$$

Coeficientul global de transfer de căldură, cu relația (16.3.8), este:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{3263} + 0{,}684 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{90{,}54}} = 83{,}1\,\text{W/m}^2\text{K}$$

$$\varepsilon = \frac{U_p - U}{max(U_p, U)} = \frac{100 - 83{,}1}{100} = 16{,}9\%$$

$$U_m = \frac{U_p + U}{2} = 91{,}6\,\text{W/m}^2\text{K}$$

$$A_0 = \frac{\Phi_0}{U_m \cdot \Delta T_m} = \frac{100000}{91{,}6 \cdot 3{,}99} = 273\,\text{m}^2$$

$$L = \frac{A_0}{n \cdot \pi \cdot d_m} = \frac{273{,}7}{1213 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}011} = 6{,}5\,\text{m}$$

Racordurile:

Pentru R407C vapori, cu viteza de 4 m/s (se recomandă 2...8 m/s):

$$d_{R407C,v} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}563 \cdot 0{,}041}{\pi \cdot 4}} = 0{,}086$$

Se alege: D = 95 x 3,5 mm.

Pentru R407C lichid, cu viteza 1 m/s (se recomandă 0,5...1.5 m/s):

$$d_{R407C,l} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M} \cdot v_4}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}563 \cdot 0{,}008}{\pi \cdot 1}} = 0{,}076\,\text{m}$$

Se alege: D = 83 x 3,5 mm.

Pentru apă:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_{AR}}{\pi \cdot v_{AR} \cdot \rho_{AR}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4{,}78}{\pi \cdot 1 \cdot 999{,}7}} = 0{,}078m$$

Se alege: D = **89 x 3,5** mm.

16.4. Aparatura de reglare și comandă

16.4.1. Probleme generale

Instalațiile frigorifice pot fi complet automatizate, adică operațiile de comandă, reglare, control, protecție și semnalizare se pot realiza cu dispozitive de automatizare.

Comanda instalației constă în *punerea în funcțiune, menținerea constantă* a parametrilor sau *variația* lor după o lege anumită și *oprirea*.

Controlul automat se realizează cu aparate înregistratoare a principalilor parametri, eliberând personalul de exploatare de o urmărire continuă a acestora și

permițând aprecierea corectă a modului de funcționare a instalației în perioada de exploatare în decursul căreia s-a efectuat înregistrarea automată. Poate realiza și semnalizarea acustică sau optică, la atingerea unor valori limită pentru parametrii urmăriți.

Protecția automată previne apariția unei funcționări periculoase a instalației, prin întreruperea ei dacă un parametru controlat atinge o valoare de avarie. Este însoțită, obligatoriu, de o semnalizare acustică sau optică care localizează avaria.

Pentru o identificare ușoară, schema tehnologică și de automatizare a instalației frigorifice utilizează simboluri internaționale, principalele fiind:

θ - temperatură [°C],
T - temperatură [K],
P - presiune, L - nivel, F - debit,
I - indicare, A - alarmă,
C - menținere constantă a valorii prescrise,
R - înregistrare, Q - contorizare.

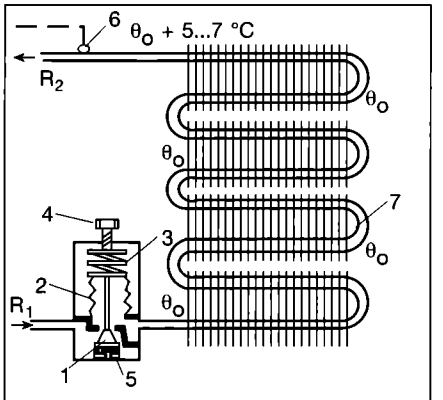


Fig. 16.4.2. Amplasarea ventilului de reglare presostatică:
R_1 - lichid de la condensator, R_2 - vapori supraîncălziți la compresor. 1 - ventil; 2 - burduf elastic; 3 - resort reglabil; 4 - șurub de reglare; 5 - resort fix; 6 - termostat; 7 - vaporizator.

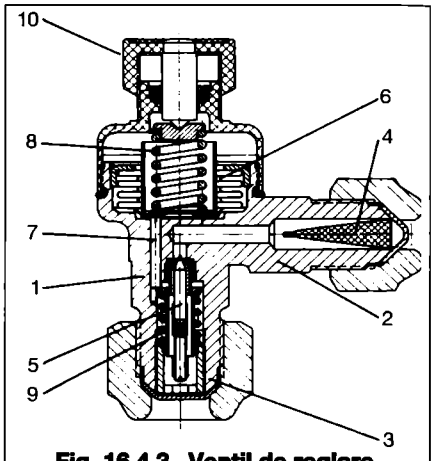


Fig. 16.4.3. Ventil de reglare presostatic (Flica):
1 - corp; 2 - racord intrare lichid; 3 - racord ieșire lichid si vapori; 4 - filtru; 5 - ventil; 6 - burduf; 7 - tijă; 8 - resort reglabil; 9 - resort fix; 10 - șurub de reglare.

16.4.2. Dispozitive de comandă automată

16.4.2.1 Dispozitive de pornire și oprire automată.

Se acționează prin conectare-deconectare asupra motorului electric de acționare a compresorului.

La instalațiile de putere scăzută (casnice) cu electrocompresor, pornirea-oprirea acestuia este comandată de temperatura din incinta frigorifică, printr-un termostat.

16.4.2.2 Dispozitive de alimentare cu agent frigorific

Alimentarea automată cu fluid frigorific necesită dispozitive care au rolul de a injecta în vaporizator numai cantitatea de lichid strict necesară preluării căldurii de la mediul de răcit. Acestea pot avea principii de funcționare diferite, dar au în comun separarea părții de presiune înaltă de cea de presiune joasă a instalației. Agentul frigorific intră în aceste dispozitive în stare lichidă

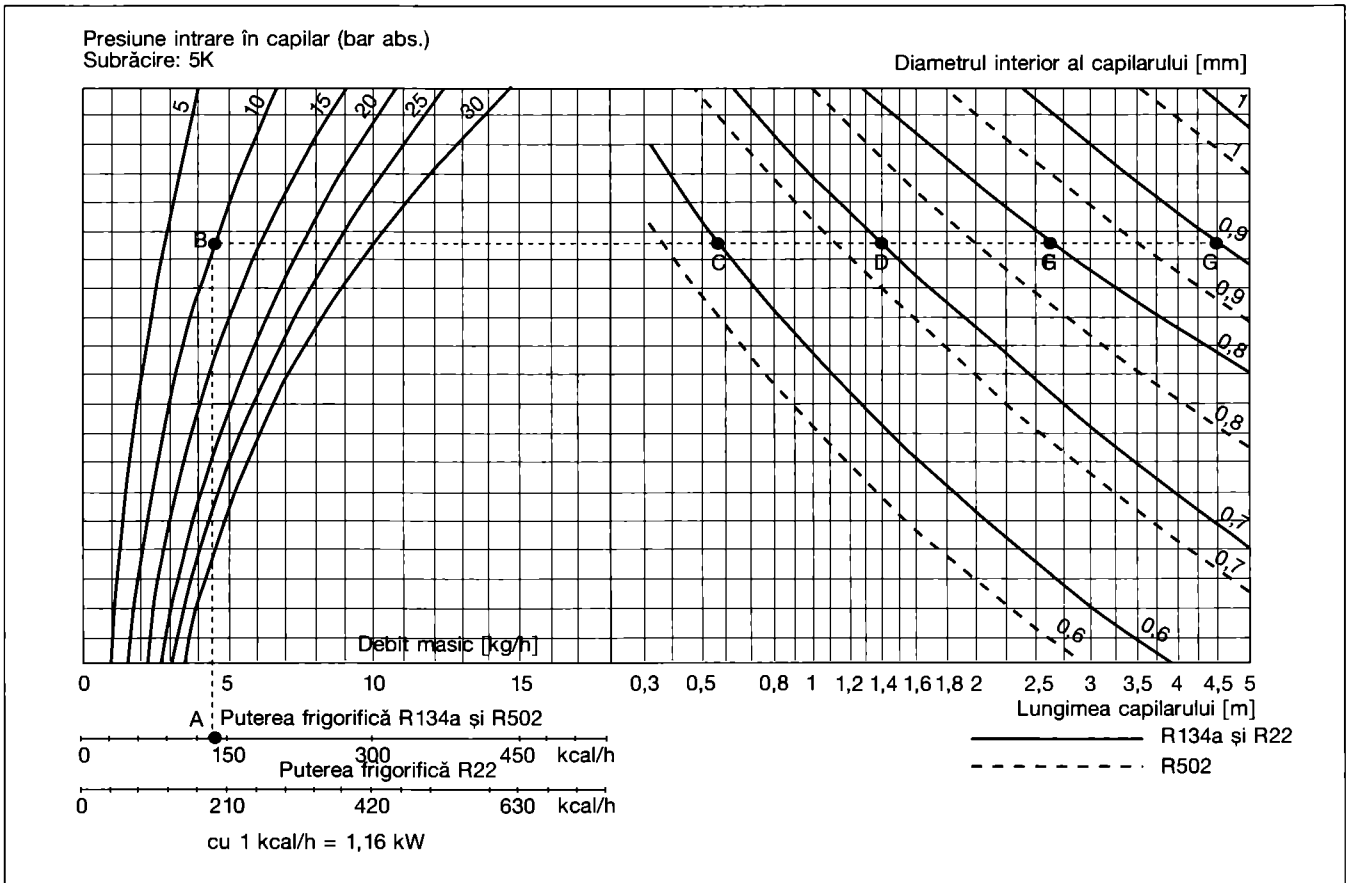


Fig. 16.4.1. Determinarea lungimii capilarului pentru o temperatură de vaporizare θ_0 = -25 °C.

(eventual subrăcit) sub efectul presiunii de condensare. Trecând prin orificiul calibrat, lichidul suferă o cădere de presiune, vaporizează parțial, răcindu-se, încât la ieșirea din detentor se obține un amestec lichid - vapori, cu un titlu de vapori mai mare când presiunea de vaporizare este mai coborâtă.

Se disting două tipuri de organe de laminare după care funcționarea vaporizatorului se realizează în regim uscat sau umed (înecat).

• Organe de destindere pentru vaporizatorul uscat

- *Tubul capilar* este utilizat la instalațiile frigorifice casnice, la care destinderea se realizează cu $\Delta T \approx ct$, corespunzător unui regim de funcționare cvasiconstant al instalației tot timpul anului. Denumirea provine de la diametrul redus și nu de la fenomenul de capilaritate, care nu intervine în funcționare.

Detenta fluidului frigorific este obținută prin căderea de presiune la trecerea lui prin tubul cu o anumită lungime. Căderea de presiune într-un tub cu d_i cunoscut poate fi apreciată destul de exact, dacă sunt cunoscute viscozitatea fluidului și viteza de curgere. Astfel se stabilește lungimea necesară, corespunzătoare diametrului interior și puterii frigorifice (fig. 16.4.1).

Deoarece nu se mai poate realiza o reglare ulterioară a puterii frigorifice, se acționează asupra motorului compresorului, prin opriri - porniri succesive. Când motorul se oprește, presiunea se egalizează în tot circuitul, încât repornirea compresorului se realizează împotriva unei presiuni minime. Există însă pericolul scurgerii lichidului în vaporizator și deci de alimentare cu lichid a compresorului la pornire. Din acest motiv, încărcarea cu agent frigorific a instalației trebuie făcută foarte exact.

Având un diametru redus, tubul capilar trebuie protejat contra obturării prin înghețarea apei sau prin impuritățile antrenate de agentul frigorific, cu ajutorul unor filtre.

- *Ventilul de reglare presostatic* controlează presiunea din vaporizator, fiind comandat de aceasta prin intermediul unui burduf elastic (membrana) solidar cu ventilul-1 (fig. 16.4.2). Asupra burdufului acționează, de jos în sus, presiunea vaporilor p_0 și forța resortului fix-5, cu tendința de închidere a ventilului, iar de sus în jos, presiunea atmosferică p_A și tensiunea resortului reglabil-3, care tinde să deschidă ventilul.

Când compresorul este oprit, vaporii de agent frigorific stagnează în vaporizator și în burduful de reglare, conducând la creșterea presiunii. Supraprezisiunea Δp_0 destinde burduful, învingând tensiunea resortului - 3 și închide ventilul, oprind alimentarea cu agent frigorific lichid. Când compresorul pornește, aspiră vaporii din vaporizator și din burduf, presiunea scade și burduful se comprimă sub tensiunea resortului-3, iar ventilul se deschide permițând accesul lichidului spre vaporizator. Nu va fi un debit constant de lichid, ci injectări periodice, datorate succesiunii deschiderilor și închiderilor ventilului. Presiunea din vaporizator (mai exact după ventilul de reglare) deci și valoarea temperaturii de vaporizare, oscilează între două limite apropiate, putând-o considera constantă, corespunzătoare tensiunii resortului - 3, reglabilă cu ajutorul șurubului - 4.

Este o reglare satisfăcătoare în cazul funcționării la sarcina frigorifică a instalației, practic, constantă sau redusă, dar când există variații apreciabile ale acesteia, ventilul presostatic este contraindicat. Astfel, la o creștere a necesarului de frig, vaporizarea mai intensă conduce la o presiune sporită în vaporizator (și în burduf), antrenând închiderea ventilului și deci se reduce debitul de agent frigorific lichid spre vaporizator, situație opusă celei necesare. Invers, un necesar de frig scăzut conduce la vaporizarea unui debit redus de lichid, presiunea din vaporizator (și burduf) se menține scăzută și ventilul se deschide, alimentând vaporizatorul cu mai mult lichid decât este necesar. Acesta nu vaporizează complet, încât în compresor pot pătrunde și picături. Pentru eliminarea acestui efect nedorit se asigură o zonă de supraîncălzire a vaporilor de agent frigorific, de 5...7°C, în ultima parte a vaporizatorului. Termostatul-6, plasat la ieșirea din vaporizator, reglat la θ_0=+5...7 °C, decuplează compresorul când sesizează o temperatură inferioară.

În fig. 16.4.3 este prezentat un ventil de reglare presostatic realizat de FLICA.

- *Ventilul de reglare termostatic* (fig. 16.4.4) asigură funcționarea la sarcină variabilă a instalației frigorifice cu freoni, de putere mică și medie.

Este comandat atât de presiunea (temperatura) de vaporizare, cât și de temperatura (presiunea) de supraîncălzire a vaporilor evacuați din vaporizator. Burduful - 2 este acționat de presiunea p_0 a vaporilor de agent frigorific

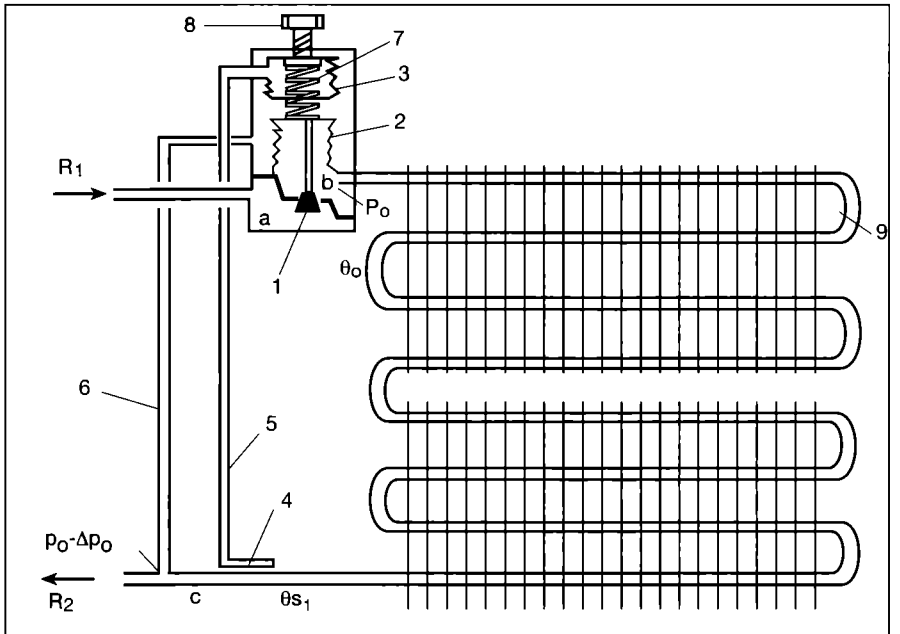


Fig. 16.4.4. Amplasarea ventilului de reglare termostatică, cu egalizare externă a presiunii:
R_1 - freon lichid de la condensator; R_2 - vapori supraîncălziți de freon spre compresor; 1 - ventil; 2 - burduf acționat de p_0; 3 - burduf acționat de $p=f(\theta_{SI})$, 4 - termostat; 5 - capilar; 6 - conductă compensare cădere de presiune; 7 - resort; 8 - șurub de reglare; 9 - vaporizator.

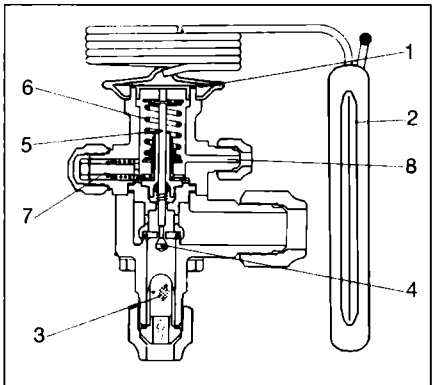


Fig. 16.4.5. Ventil de reglare termostatică, cu egalizare externă a presiunii (Danfoss):
1 - membrana; 2 - bulb termostatic; 3 - filtru; 4 - ventil; 5 - tijă; 6 - resort; 7 - șurub de reglare; 8 - orificiu de egalizare a presiunii.

din vaporizator și forța resortului-7, reglabil cu șurubul-8. Burduful suplimentar-3 este acționat de presiunea unui fluid conținut în bulbul termostatic-4 și în tubul capilar-5, corespunzătoare temperaturii de supraîncălzire a vaporilor de agent frigorific la ieșirea din vaporizator, θ_{SI}.

Când instalația este în repaus, temperatura agentului frigorific rămas în vaporizator se echilibrează cu cea a mediului ambiant și $\theta_B=\theta_C$, ventilul-1 fiind închis. La pornirea compresorului, prin aspirația vaporilor din vaporizator scade presiunea de vaporizare, ventilul se deschide și permite accesul agentului frigorific lichid în vaporizator. Aportul însemnat de căldură de la mediul răcit conduce la o vaporizare intensă și la o supraîncălzire θ_{SI} mare a vaporilor în ultima parte a vaporizatorului. Palpatorul de temperatură al termostatului-4 sesizează valoarea crescută a θ_{SI} și presiunea fluidului din conducta capilară-5 crește, conducând la acționarea burdufului suplimentar-3 care va deschide mai mult ventilul-1. Creșterea debitului de agent frigorific lichid, față de regimul normal (staționar) de funcționare a instalației frigorifice deci și de vapori formați, face ca presiunea din vaporizator să crească și să închidă ventilul. Totodată, mediul răcit căpătând o temperatură mai scăzută, aportul de căldură spre agentul frigorific scade și lungimea serpentinei supraîncălzite se micșorează, deci scade și θ_{SI}. Presiunea din burduful suplimentar-3 scade și ventilul 1 se mai închide, diminuând accesul lichidului în vaporizator.

Pentru o presiune de vaporizare dată, se poate determina temperatura de supraîncălzire dorită, prin reglarea tensiunii resortului-7. Este însă dificil de obținut temperatura exactă de supraîncălzire în condiții diferite de funcționare, deoarece corelația temperatură-presiune pentru fluidul din capilar nu este liniară. Se menține constantă însă diferența de temperatură dintre ieșirea și intrarea agentului frigorific în vaporizator:

$\Delta T = \theta_{SI} - \theta_0 = ct$ [K] (16.4.1),

chiar la valori variabile ale temperaturii de vaporizare, θ_0.

Această reglare asigură umezirea suprafeței interne pentru aproape întreaga serpentină de vaporizare. Primind căldura de la agentul răcit, în țeavă se formează un amestec de vapori și picături de freon cu ulei care se deplasează în lungul serpentinei. Vaporizarea este completă aproape de parcurgerea întregii serpentine fiind utilizată numai o mică porțiune din ea pentru realizarea supraîncălzirii.

La vaporizatoarele cu suprafață mare (cu serpentina lungă), căderea de presiune la circulația vaporilor de freon în vaporizator Δp_0 poate conduce la reducerea supraîncălzirii, încât este antrenat și freon lichid în compresor. Pentru evitarea acestui inconvenient se prevede o legătură-6 între evacuarea vaporilor din vaporizator și corpul ventilului de reglare care compensează exterior presiunea din burduful-2.

Pentru a asigura o bună antrenare a uleiului din vaporizator, aspirația vaporilor spre compresor este plasată la partea inferioară a vaporizatorului.

În fig. 16.4.5 este prezentat un ventil de reglare termostatic, cu egalizare externă a presiunii realizat de Danfoss.

Ventilul de reglare termostatic permite circulația fluidului numai într-un singur sens, marcat cu o săgeată. În vederea degivrării vaporizatorului cu vapori calzi, se prevăd două ventile de reglare care funcționează în sensuri opuse, dublate de ventile de dirijare a circulației agentului frigorific.

Ventilul de reglare termostatic poate alimenta mai multe vaporizatoare cuplate în paralel și în care este distribuit un debit identic de lichid, prin intermediul distribuitorului (fig. 16.4.6).

• Organe de destindere pentru vaporizatorul înecat.

- *Ventilul de reglare cu plutitor* alimentează continuu vaporizatorul (separatorul de lichid, separatorul acumulator) menținând constant nivelul lichidului, corespunzător puterii frigorifice solicitate de consumator. Astfel, debitul de agent frigorific, care vaporizează conduce la:

$D_{DUZA}=f(\Phi_0)$ [m] (16.4.2).

Nu există însă un control al presiunii și deci nici al temperaturii de vaporizare. Reglarea este făcută de nivelul lichidului din rezervorul dispozitivului, acesta putând fi sub efectul presiunii din condensator (sau rezervor de lichid), fie a celei din vaporizator (sau separator de lichid, separator acumulator), fiind astfel ventil de reglare cu plutitor de înaltă, respectiv, joasă presiune.

Ventilul de reglare cu plutitor de presiune înaltă (fig. 16.4.7 a) obturează circuitul lichidului cu presiunea ridicată,

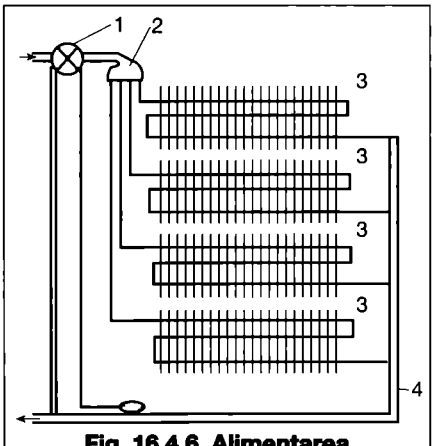


Fig. 16.4.6. Alimentarea mai multor vaporizatoare cu un ventil de reglare termostatic:
1 - ventil de reglare termostatic; 2 - distribuitor de freon lichid; 3 - vaporizator; 4 - colector de vapori de freon supraîncălziți.

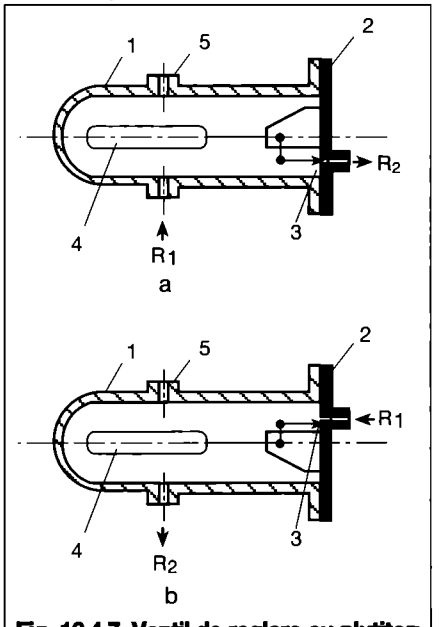


Fig. 16.4.7. Ventil de reglare cu plutitor:
a - de presiune înaltă;
b - de presiune joasă.
R1 - lichid de la condensator;
R2 - lichid la vaporizator; 1 - rezervor; 2 -contraflanșă; 3 - ventil; 4 - plutitor; 5 - echilibrare presiune pe partea de vapori.

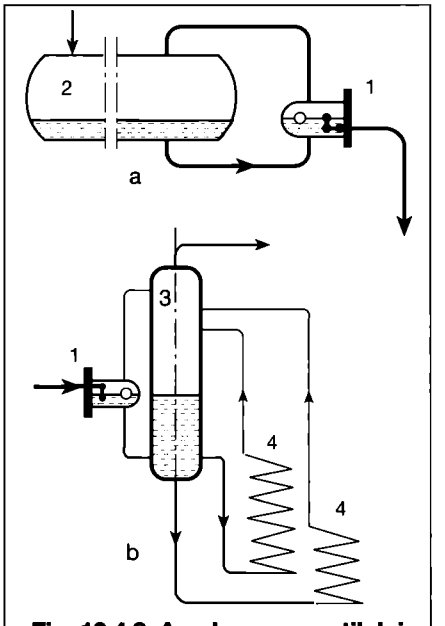


Fig. 16.4.8. Amplasarea ventilului de reglare cu plutitor;
a - de presiune înaltă;
b - de presiune joasă;
1 - ventil de reglare cu plutitor;
2 - rezervor de lichid la presiune ridicată; 3 - separator de lichid;
4 - vaporizator.

afectând indirect condițiile din vaporizator. Deschiderea și închiderea ventilului este provocată de variația nivelului lichidului din rezervor astfel încât, pentru a obține o alimentare normală a vaporizatorului (fără supra- sau subalimentări) trebuie ca încărcarea cu agent frigorific a instalației să fie foarte exactă.

Ventilul de reglare cu plutitor de presiune joasă (fig. 16.4.7 b) acționează asupra alimentării directe cu lichid a vaporizatorului, nivelul din rezervorul dispozitivului fiind același cu cel din vaporizator (sau separator de lichid). Cantitatea de lichid din rezervorul instalației nu influențează funcționarea acestui dispozitiv putându-se acumula o rezervă pentru preluarea vârfurilor de consum. În plus, se pot alimenta, prin gravitate sau cu pompe, mai multe vaporizatoare de sarcini diferite.

Montarea acestor ventile de reglare se face asociat rezervorului de lichid sau separatorului de lichid (separator acumulator), ca în figura 16.4.8.

- *Regulatorul de nivel cu plutitor* (fig. 16.4.9) sesizează variația nivelului lichidului într-un aparat (separator de lichid, separator acumulator) și o transmite unui organ de execuție care acționează asupra ventilului ce alimentează vaporizatorul cu agent frigorific lichid. Vaporizatorul este de tip înecat, multitubular sau imersat într-un bazin răcitor. Regulatorul este de tip rezervor de lichid, cu tija de ghidare-3 și cu o bobină de tensiune joasă -2 (20 V), în care tija servește ca miez plonjor. Variația curentului indus în bobină este amplificată de un releu și transmisă ventilului electromagnetic, acționându-l în sensul modificării dorite a debitului de lichid.

Plasarea lui în instalație se face conform schemei din fig. 16.4.10. Poate fi utilizat și ca dispozitiv de alarmă sau securitate (ex., la umplerea instalației cu agent frigorific). Ventilul electromagnetic-3 asigură închiderea și deschiderea automată a circulației agentului frigorific prin conducta de alimentare a

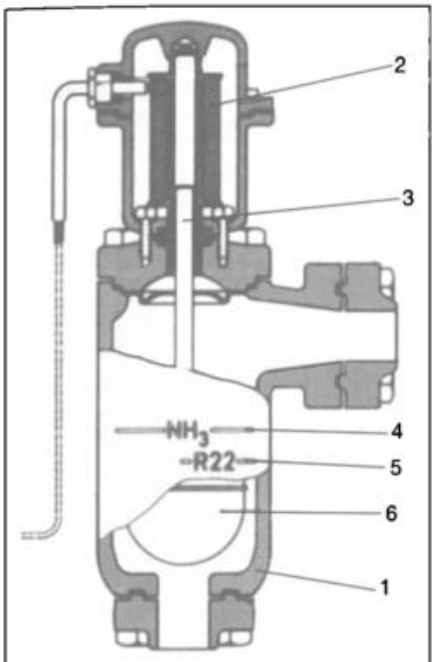


Fig. 16.4.9. Regulator de nivel cu plutitor (Danfoss):
1 - rezervor de lichid; 2 - bobină de reglare; 3 - tijă de ghidare; 4 - nivel mediu pentru NH3; 5 - nivel mediu pentru R22; 6 - plutitor.

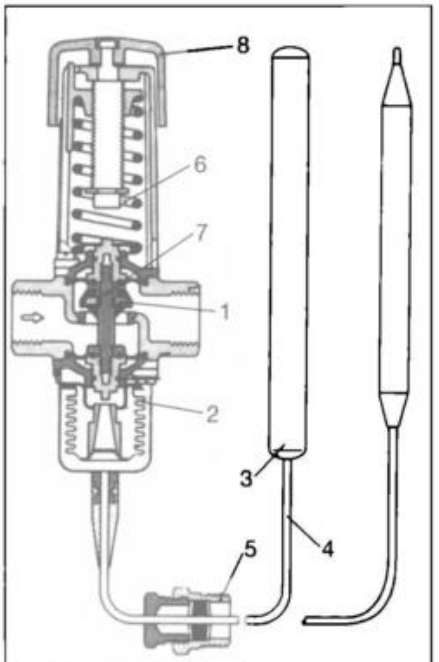


Fig. 16.4.12. Ventil termostatic pentru apă de răcire (Danfoss):
1 - ventil; 2 - burduf elastic; 3 - bulb termostatic; 4 - tub capilar; 5 - presetupa tubului capilar; 6 - resort; 7 - tijă ; 8 - șurub de reglare.

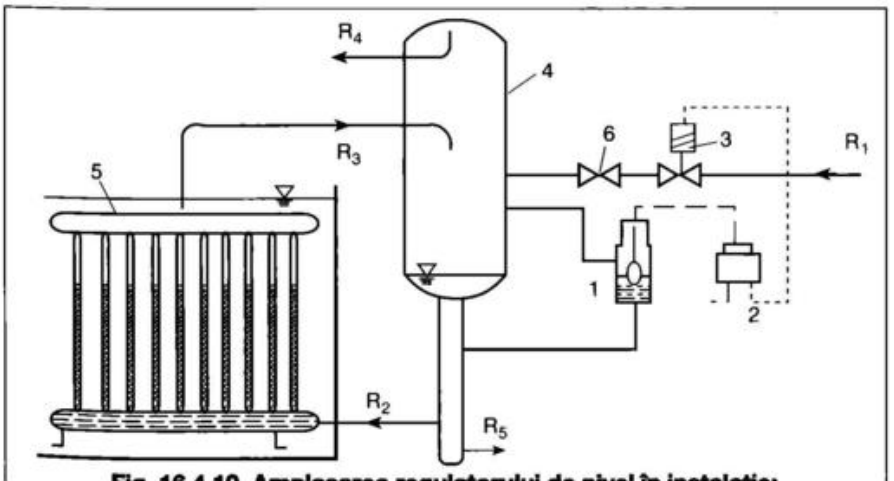


Fig. 16.4.10. Amplasarea regulatorului de nivel în instalație:
R1 - lichid de la rezervor; R2 - lichid la vaporizator; R3 - vapori la separatorul de lichid; R4 - vapori la compresor; R5 - evacuare ulei; 1 - regulator de nivel cu plutitor; 2 - releu; 3 - ventil electromagnetic; 4 - separator de lichid; 5 - vaporizator înecat; 6 - vană de reducere a debitului.

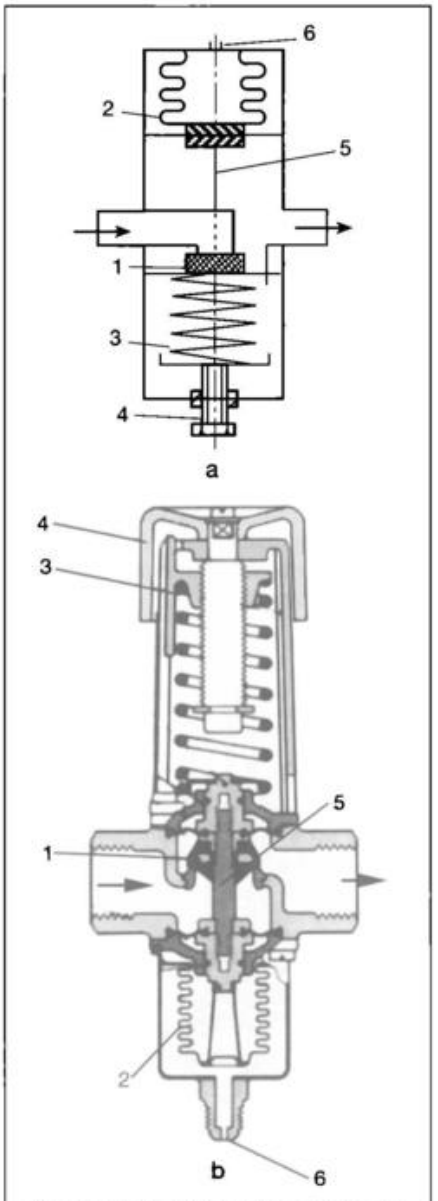


Fig. 16.4.11. Ventil presostatic de apă de răcire:
a - principiul de funcționare;
b - modelul Danfoss;
1 - ventil; 2 - membrană elastică; 3 - resort reglabil; 4 - șurub de reglaj; 5 - tijă; 6 - priză de presiune (p_C).

separatorului de lichid (vaporizatorului). În caz de avarie, blochează rapid circuitul agentului frigorific, fiind esențial la instalațiile cu vaporizare directă, unde cantitatea de agent frigorific este mare.

Organul de închidere este solidar cu miezul magnetic al unei bobine electromagnetice care, la punerea sub tensiune, creează un câmp ce atrage miezul magnetic spre interiorul bobinei, deschizând ventilul; la întreruperea alimentării bobinei, câmpul dispare și ventilul se închide sub acțiunea greutății proprii și a unui resort. Fiind de tip tot sau nimic, el este urmat de o vană 6 de reducere a debitului de lichid la deschiderea ventilului electromagnetic, permițând alimentarea mai lentă a separatorului de lichid și evitând funcționarea cu șocuri a regulatorului de nivel.

Poate fi și cu servocomandă, pentru închiderea și deschiderea lui utilizându-se diferența de presiune dintre fluidul din amonte și aval de ventil.

Este prevăzut și cu tijă de manevră manuală.

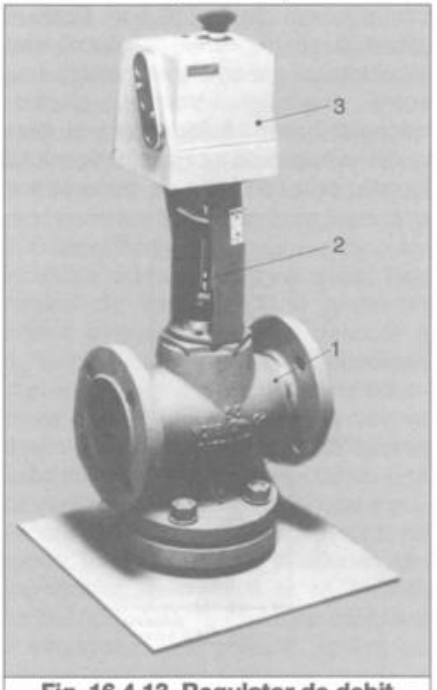


Fig. 16.4.13. Regulator de debit motorizat cu trei căi (Satchwell):
1 - corp regulator;
2 - tijă de comandă a clapetei;
3 - motor electric.

16.4.2.3 Dispozitive de alimentare cu agenți secundari

Pot fi utilizate pentru apa de răcire, agentul răcit, agentul încălzitor la instalația cu absorbție, sau aburul de lucru la instalația cu ejecție. Aceste dispozitive permit realizarea de economii de exploatare, prin consumurile reduse de utilități.

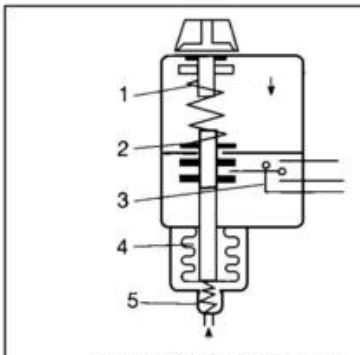


Fig. 16.4.14. Presostat:
1 - resort; 2 - tijă; 3 - bloc contacte electrice; 4 - burduf elastic; 5 - priză presiune.

- *Ventilul presostatic pentru apa de răcire* a condensatorului (fig. 16.4.11) menține constantă presiunea (deci temperatura) de condensare, lăsând să treacă doar debitul minim necesar, pe măsură ce puterea termică variază.

La oprirea instalației frigorifice, ventilul-1 se închide, oprind accesul apei de răcire în condensator deoarece presiunea din acesta p_C care acționează asupra membranei elastice-2 devine mai mică decât tensiunea resortului-3. La pornirea instalației, când compresorul refulează vaporii în condensator, p_C crește și, depășind forța resortului, deschide ventilul, permițând apei de răcire să alimenteze condensatorul. În timpul funcționării la putere termică variabilă, p_C reglează deschiderea sau închiderea ventilului deci va

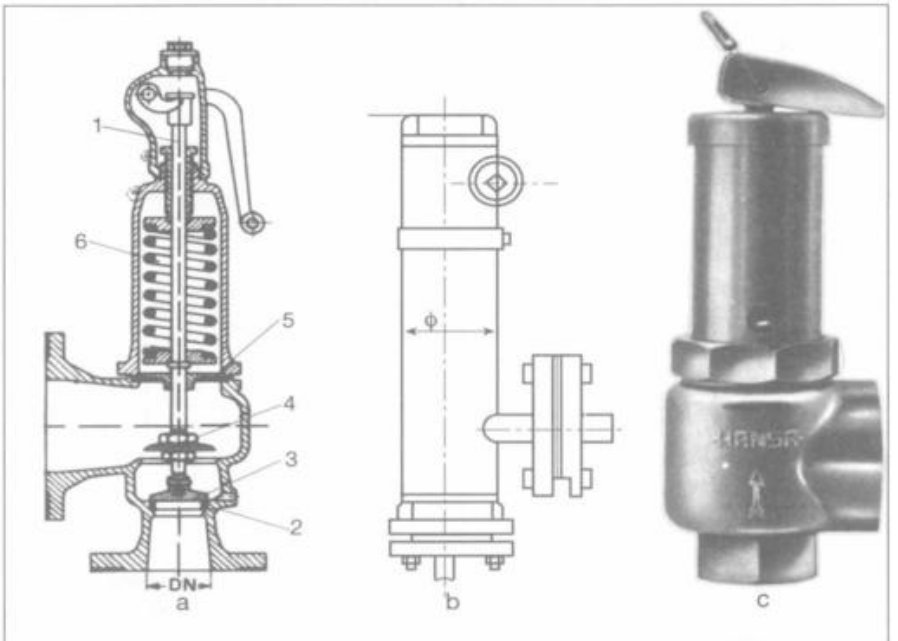


Fig. 16.4.15. Supapă de siguranță:
a - funcționarea variantei cu arc; b - model FRIGOTEHNICA; c - model HANSA:
1 - tijă; 2 - scaun; 3 - ventil; 4 - disc cu ridicare totală; 5 - disc de ghidare; 6 - resort.

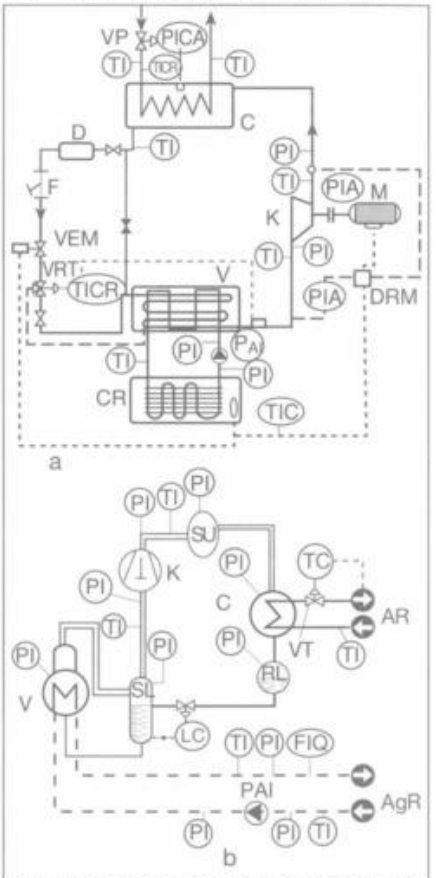


Fig. 16.4.16. Schemă de automatizare a instalației cu compresie mecanică
a - cu freon; b - cu amoniac;
K - compresor; M - motor electric; C - condensator; D - deshidrator; F - filtru; V - vaporizator; CR - cameră răcită; PAI - pompă agent intermediar; SU - separator de ulei; RL - rezervor de lichid; SL - separator de lichid; VEM - ventil electromagnetic; VRT - ventil de reglare termostatic; LC - regulator de nivel cu plutitor; DRM - dispozitiv de reglare a motorului; VP - ventil presostatic; VT - ventil termostatic; AR - apă de răcire; AgR - agent de răcit.

permite trecerea doar a debitului de apă de răcire necesar. Acesta preia căldura de condensare dezvoltată, menținând temperatura (presiunea) de condensare constantă.

- *Ventilul termostatic pentru apa de răcire* asigură admisia acesteia în condensator, reglând debitul ei în funcție de puterea termică Φ_C, în scopul limitării încălzirii apei peste o valoare prestabilită. Debitul este reglat în funcție de temperatura de ieșire a apei din condensator θ_{w2} (fig. 16.4.12).

Când instalația este oprită, ventilul -1 este închis, deoarece temperatura apei în condensator este - θ_{w1}. La pornirea compresorului, intrând vapori calzi în condensator, temperatura apei crește, presiunea din bulbul termostatic-3 compensează forța resortului de reglare-6 și ventilul se deschide. Dacă Φ_C crește, θ_{w2} crește și ventilul se deschide mai mult lăsând să treacă un debit sporit de apă, care va conduce la diminuarea θ_{w2}.

- *Ventilul termostatic de agent răcit* reglează admisia acestuia în vaporizator în funcție de temperatura de ieșire θ_{AR2}. Plasat pe ieșirea din vaporizator, el se închide la o temperatură scăzută a lichidului răcit și se deschide la temperatură ridicată.

Este conceput similar și robinetul termostatic pentru alimentarea cu condensat a fierbătorului din instalația cu absorbție.

- *Regulatorul de debit motorizat* asigură, întrerupe sau modifică debitul de agent răcit sau agent încălzitor, cu un ventil (supapă, vană fluture) al cărui obturator este acționat printr-un motor electric cu reductor de turație (fig. 16.4.13).

Este compus din corpul robinetului - 1 care se racordează pe conductă, o clapetă, tija-2 de comandă a clapetei și o presetupă care asigură etanșeitatea la trecerea tijei. Făcând corp comun cu robinetul, motorul-3 acționează tija clapetei. Poate funcționa în regimul tot sau nimic, motorul rotindu-se într-un singur sens și cu întrerupătoare de sfârșit de cursă se acționează clapeta deschizându-o sau închizând-o alternativ. Funcționarea progresivă, robinetul având două sau trei căi, implică un motor cu rotația în două sensuri, permițând reglarea clapetei în funcție de valoarea dorită a parametrului urmărit. În fig. 16.4.13 este prezentat un regulator cu trei căi, utilizat la amestecarea a două debite de apă răcită cu temperaturi diferite cu care este alimentat un consumator de frig. Două căi sunt folosite pentru sosirea apei răcite, iar a treia pentru plecarea apei amestecate.

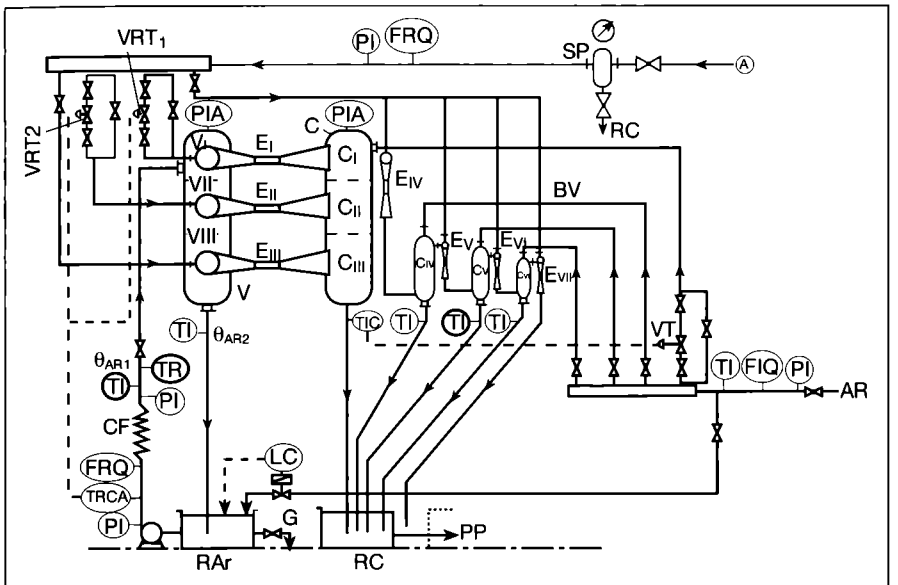


Fig. 16.4.17. Schema de automatizare a instalației frigorifice cu ejecție:
V - vaporizator; E - ejector; C - condensator; VRT - ventil de reglare termostatic; VT - ventil termostatic pentru apă de răcire; SP - separator picături; BV - baterie vacuumare; CF - consumator de frig; A - abur; RAr - rezervor de apă răcită; RC - rezervor de condensat; PP - preaplin; AR - apă de răcire; G - golire.

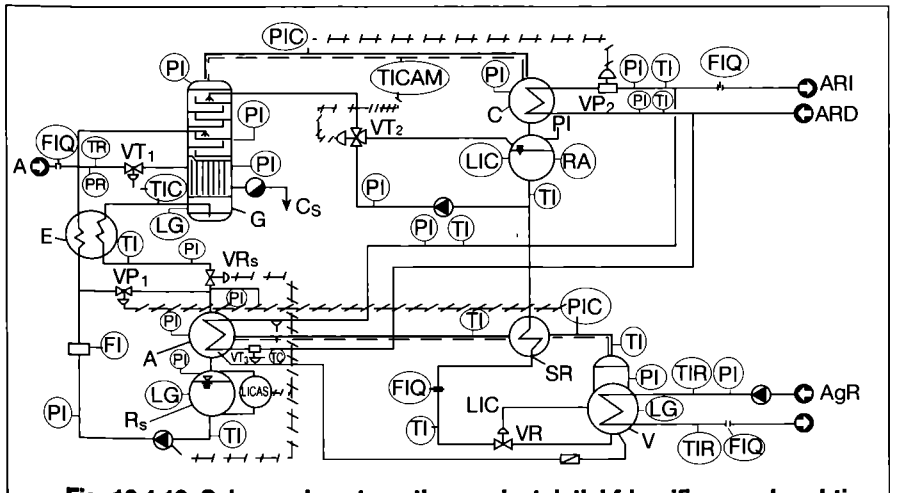


Fig. 16.4.18. Schema de automatizare a instalației frigorifice cu absorbție:
G - generator de vapori; A - absorbitor; E - economizor; RS - rezervor soluție amoniacală; C - condensator; RA - rezervor amoniac lichid; SR - subrăcitor; V - vaporizator; VR - ventil de reglare cu plutitor; VT - ventil termostatic; VP - ventil presostatic; ARI - apă răcire întoarcere; ARD - apă răcire ducere; AgR - agent de răcit; Cs - condensat; A - abur.

16.4.3. Dispozitive de protecție automată

• **Protecția motorului compresorului** este realizată cu întrerupătoare acțio-

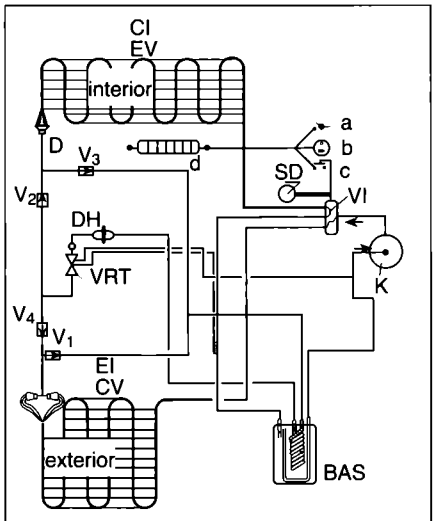


Fig. 16.4.19. Automatizarea unei instalații de climatizare, reversibilă, (condensator - iarna/evaporator vara) cu inversarea circuitului agentului de lucru (Airwell):
K - compresor; BAS - butelie antișoc; VI - vană de inversare; VRT - ventil de reglare termostatic; V1...V4 - ventile de dirijare a sensului; CI - condensator iarna; CV - condensator vara; EI - evaporator iarna; EV - evaporator vara; SD - sistem de degivrare; DH - deshidrator; D - distribuitor, a - manual; b - funcție de θ_e; c - pentru degivrare; d - încălzire electrică.

nate de presostate de presiune joasă sau înaltă. Majoritatea presostatelor sunt regulatoare tot sau nimic. Ele întrerup un circuit electric când o presiune sau o diferență de presiune scade sau depășește o valoare prestabilită. Conține un burduf elastic (fig. 16.4.14), un contact electric și un resort de reglare. Burduful sesizează variațiile de presiune și acționează contactul electric închizându-l sau deschizându-l corespunzător valorii urmărite.

Presostatul de presiune joasă comandă conectarea și deconectarea motorului compresorului în funcție de presiunea de vaporizare p_0 încât pornirea-oprirea instalației să se facă la presiuni corespunzătoare la $\theta_0=\pm 5$ °C.

Presostatul de presiune înaltă comandă funcționarea compresorului în funcție de presiunea de condensare p_C; la creșterea excesivă a p_C , compresorul este oprit, repornirea făcându-se automat când p_C scade la valoarea normală.

Presostatul diferențial are două burdufuri elastice și asigură oprirea compresorului în cazul unei ungeri insuficiente, când presiunea uleiului este inferioară celei prestabilite pentru o funcționare sigură. Este dublat de un aparat de semnalizare.

• **Ventilul de apă cu întrerupător** acționează un contact electric din circuitul de comandă a motorului compresorului, nepermițând acestuia să pornească, dacă circulația apei de răcire este insuficientă. Are o clapetă dezechilibrată care, pivotând sub efectul presiunii apei care circulă prin conductă, antrenează un întrerupător cu capsulă de mercur. Când apa nu circulă, bula de mercur basculează și deschide contactul electric oprind motorul compresorului.

• **Supapa de siguranță** este comandată de presiunea fluidului de lucru și este concepută pentru a limita automat creșterea ei peste o valoare maximă stabilită prin norme de securitate *(1,05...1,1p_N)*, menținută de un resort sau o contragreutate (fig. 16.4.15). Evacuează o cantitate de fluid în exterior sau în partea de presiune joasă a instalației.

Se plasează pe toate utilajele sub presiune, rezervorul de lichid fiind prevăzut cu două supape, în paralel, reglate la valori apropiate, pentru o protecție sporită, în cazul în care una din ele nu funcționează, dar și pentru a se putea interveni în scopul verificării sau depanării uneia din supape, cu instalația în funcțiune. Este obligatoriu ca, între supapa de siguranță și aparatul protejat, să nu se plaseze nici un ventil de închidere.

În fig. 16.4.16-16.4.18 sunt prezentate scheme de automatizare pentru instalații frigorifice cu comprimare mecanică, în variantele cu freon sau cu amoniac, cu ejecție și cu absorbție în

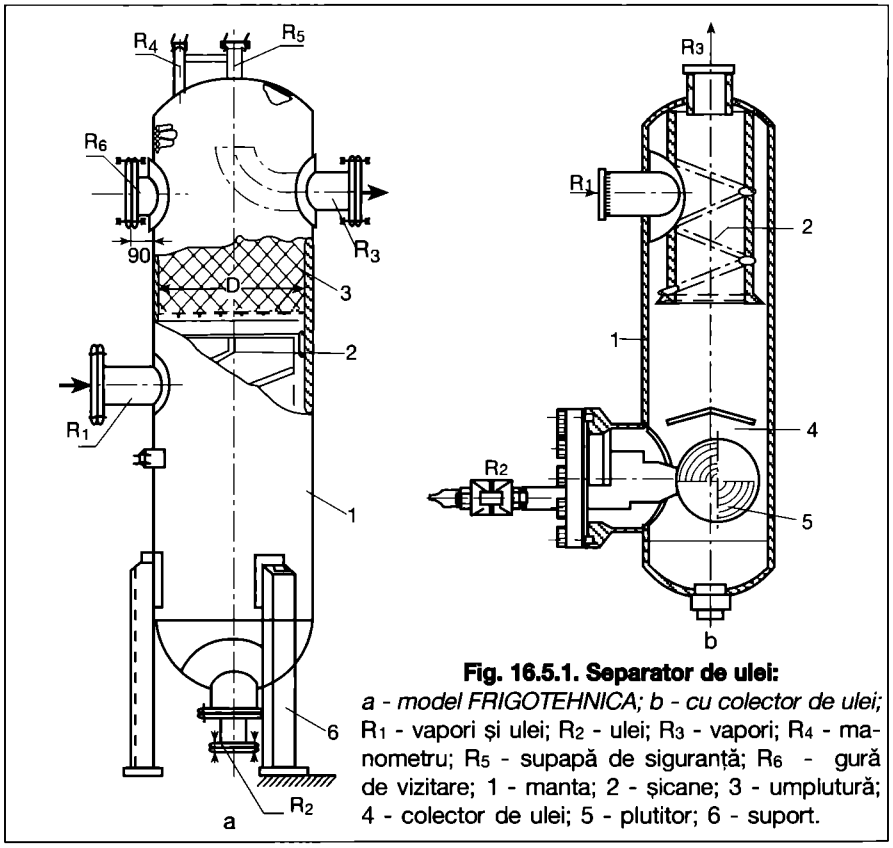
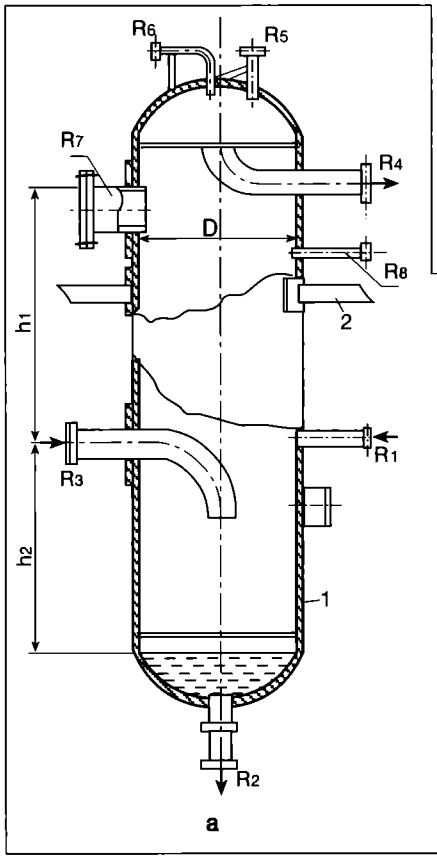


Fig. 16.5.1. Separator de ulei:
a - model FRIGOTEHNICA; b - cu colector de ulei; R_1 - vapori și ulei; R_2 - ulei; R_3 - vapori; R_4 - manometru; R_5 - supapă de siguranță; R_6 - gură de vizitare; 1 - manta; 2 - șicane; 3 - umplutură; 4 - colector de ulei; 5 - plutitor; 6 - suport.



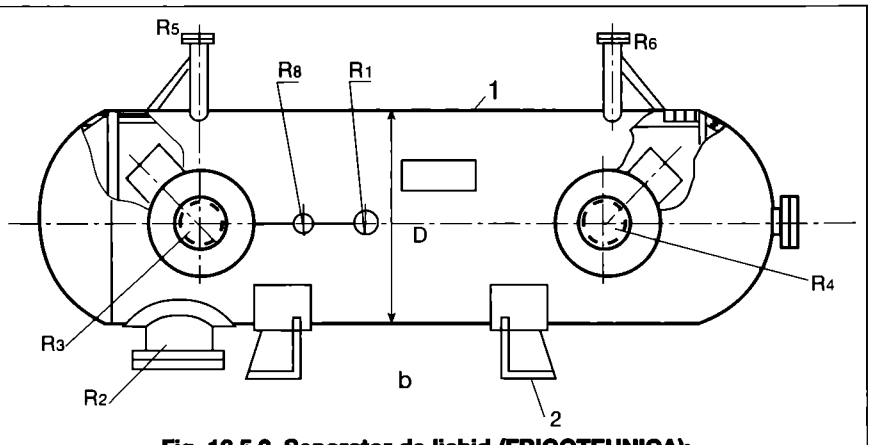


Fig. 16.5.2. Separator de lichid (FRIGOTEHNICA):
a - vertical; b - orizontal;
R_1 - lichid de la ventilul de reglare; R_2 - lichid către vaporizator; R_3 - vapori de la vaporizator; R_4 - vapori către compresor; R_5 - manometru; R_6 - supapă de siguranță; R_7 - gură de vizitare; R_8 - indicator de nivel; 1 - manta; 2 - suport.

soluție hidroamoniacală.

În fig. 16.4.19 este prezentată schema de automatizare a unei instalații cu compresie mecanică utilizată pentru climatizare reversibilă: vara, instalație frigorifică, și iarna pompă de căldură.

16.5. Aparatura auxiliară

În afara utilajelor de bază ale unei instalații frigorifice (compresor, condensator, vaporizator și ventil de laminare), o bună funcționare implică și alte utilaje cu rol secundar, comune sau specifice agenților frigorifici.

16.5.1. Separatorul de ulei

Este prevăzut la instalațiile cu agenți nemiscibili cu uleiul (amoniac, R22).

Are ca rol reținerea picăturilor de ulei antrenate de vaporii de agent frigorific din compresor și returnarea lor în carter, în scopul menținerii unei ungeri corespunzătoare și diminuării depunerilor de ulei (izolante) în schimbătoarele de căldură.

Separarea uleiului din amestecul cu vaporii se realizează prin scăderea bruscă a vitezei (de la 10...15 m/s la 0,3...0,5 m/s), prin schimbări de direcție și parcurgerea unui strat de umplutură. Amestecul vapori-ulei este introdus prin racordul R1 (fig. 16.5.1), străbate un drum sinuos datorită șicanelor-2, traversează umplutura-3, încât uleiul este reținut în mare parte și returnat către compresor prin racordul R2 iar vaporii cu urme de ulei (cca 100 ppm) sunt evacuați prin racordul R3.

Fiind plasat imediat după compresor, deci unde vaporii au temperatura ridicată, pentru sporirea eficienței separării este preferabil să se realizeze și o răcire care conduce la creșterea vîscozității uleiului. Astfel, unii constructori (TEHNOFRIG) prevăd o manta dublă, prin care circulă apă.

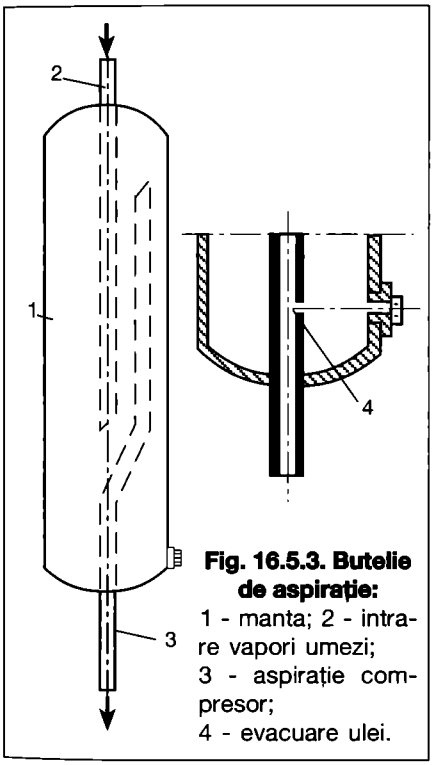


Fig. 16.5.3. Butelie de aspirație:
1 - manta; 2 - intrare vapori umezi;
3 - aspirație compresor;
4 - evacuare ulei.

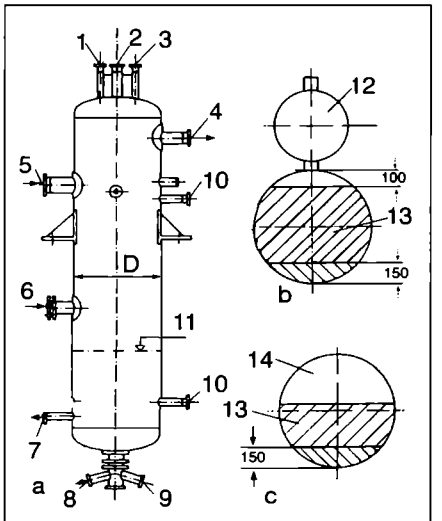


Fig. 16.5.5. Separator acumulator:
a - vertical (Frigotehnica);
b - orizontal cu rezervor separat;
c - orizontal cu rezervor inclus;
1 - supapă de siguranță; 2 - egalizare gaze; 3 - manometru; 4 - aspirație vapori; 5 - de la vaporizator;
6 - lichid de la ventilul de reglare;
7 - aspirație pompă; 8 - evacuare ulei;
9 - egalizare lichid; 10 - indicator de nivel; 11 - nivel de lucru; 12 - separator; 13 - volum stocat; 14 - volum de separare.

Pentru dimensionare sau alegere se determină diametrul minim D cu formula:

$$D=\sqrt{\frac{4\dot{V}_2}{\pi \cdot v \cdot N_{KA}}} \quad [m] \qquad (16.5.1),$$

unde:

$\dot{V}_2$ - este debitul volumic de agent frigorific la starea 2 (refulare din compresor) [m³/s];

v - viteza vaporilor în separator, 0,3...0,5 m/s;

N_{KA} - numărul de compresoare active.

Unele separatoare includ la partea inferioară un colector de ulei, de unde uleiul este evacuat automat către compresor, printr-un ventil cu flotor. La instalațiile de putere mare, cu amoniac, uleiul separat este colectat în două recipiente, unul cuplat la utilajele de presiune înaltă, celălalt la cele de presiune joasă , în care este decantat, degazat de vaporii de amoniac, filtrat și reintrodus în carterul compresorului.

16.5.2. Separatorul de lichid

Este utilizat la instalațiile cu amoniac pentru protecția compresorului contra pătrunderii picăturilor de lichid rezultate dintr-o vaporizare incompletă și antrenate de vaporii aspirați. Se plasează între vaporizator și compresor.

Este realizat în variantă verticală sau orizontală (fig. 16.5.2), fiind montat la o cotă superioară vaporizatorului. Prin schimbări bruște de direcție și o micșorare puternică a vitezei (de la 8...12 la 0,25...0,65 m/s la cele verticale și la 0,15...0,35 m/s, la cele orizontale) are loc o separare gravimetrică a picăturilor.

Servește și la alimentarea vaporizatorului (imersat sau multitubular) prin gravitate, un regulator de debit menținând nivelul lichidului constant în separator și în vaporizator, încât acesta funcționează în regim înecat.

Dimensionarea implică determinarea diametrului și a distanțelor între racordurile de alimentare sau evacuare (h_1=1,5·D, h_2=D).

$$D=\sqrt{\frac{4\dot{V}_1}{\pi \cdot v}} \quad [m] \qquad (16.5.2),$$

unde:

$\dot{V}_1$ - este debitul volumic de agent frigorific la starea 1 (aspirație în compresor) [m³/s].

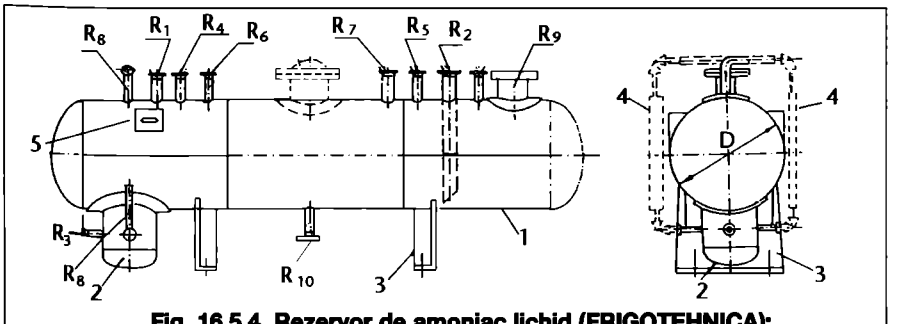


Fig. 16.5.4. Rezervor de amoniac lichid (FRIGOTEHNICA):
R_1 - intrare lichid; R_2 - ieșire lichid; R_3 - ieșire ulei; R_4 - egalizare vapori; R_5 - aerisire; R_6 - manometru; R_7 - supapă de siguranță; R_8 - indicator de nivel; R_9 - gură de vizitare; R_{10} - egalizare lichid; 1 - manta; 2 - colector ulei; 3 - suport; 4 - indicator de nivel; 5 - nivel maxim.

16.5.3. Butelia de aspirație

Are rol de protecție contra pătrunderii lichidului în compresor fiind specifică freonilor. Se utilizează și în schemele de degivrare cu vaporii refulați de compresor, ca un vaporizator suplimentar.

Este plasată între vaporizator și compresor, asigurând aspirația vaporilor uscați, separați de picăturile antrenate din vaporizator, datorită diminuării vitezei și a schimbărilor bruște de direcție (fig. 16.5.3).

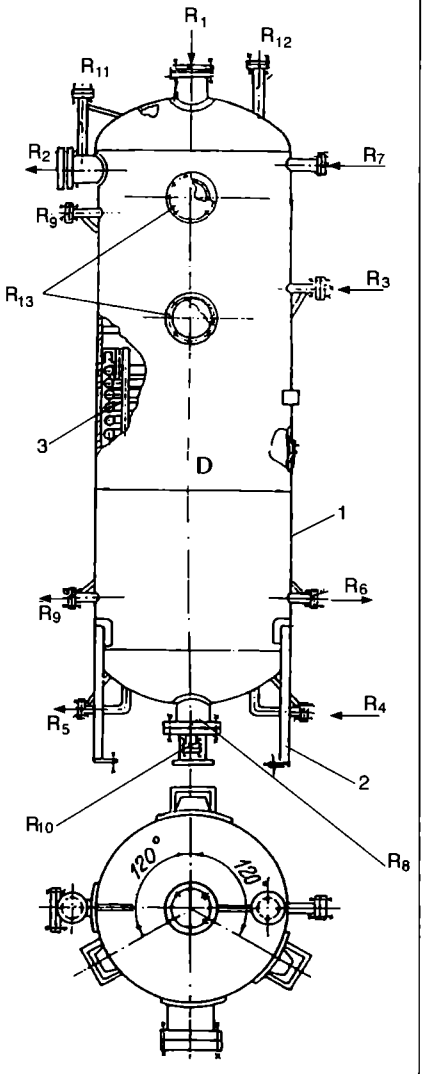


Fig. 16.5.6. Butelie de răcire intermediară (Frigotehnica):
R_1 - vapori de la compresorul de presiune joasă; R_2 - vapori către compresorul de presiune înaltă; R_3 - lichid de la ventilul de laminare; R_4 - lichid de la condensator; R_5 - ieșire lichid subrăcit; R_6 - lichid la vaporizatorul suplimentar; R_7 - vapori de la vaporizatorul suplimentar; R_8 - lichid spre vaporizatorul de joasă temperatură; R9 - indicator de nivel, R10 - ulei,
R11 - supapă de siguranță, R12 - manometru, R13 - gură de vizitare;
1 - manta; 2 - suport; 3 - serpentină.

16.5.4. Rezervorul de lichid

Este utilizat atât în instalațiile, de putere medie sau mare, cu freoni, cât și la cele cu amoniac și este plasat sub condensator, la o cotă care să asigure scurgerea liberă a lichidului. Îndeplinește două roluri:
- în caz de avarie, acumulează volumul de agent frigorific lichid V_{LT} pentru o posibilă intervenție și depanare;
- stochează surplusul de agent frigorific lichid când consumatorul solicită o sarcină frigorifică diminuată și pentru acoperirea vârfurilor de sarcină.

La instalațiile de putere mică, aceste roluri le preia condensatorul.

La freoni sunt necesare volume reduse, rezervoarele realizate de CIAT (verticale sau orizontale) având 5...140 l. La amoniac, unde se impun restricții mai severe, volumul disponibil este de 600...5 000 l, rezervorul fiind prevăzut cu un colector de ulei, un indicator de nivel, guri de inspecție și de vizitare, aparatură de măsură și siguranță corespunzătoare (fig.16.5.4). Pentru facilitarea circulației lichidului din condensator, se prevede și o conductă de egalizare a presiunii pe partea vaporilor.

Gradul de umplere este de 80 %, la θ_A=20 °C și cum ambele roluri pot fi simultane, volumul necesar este:

$$V=\frac{V_{LT}}{0,4} \quad [m^3] \qquad (16.5.3).$$

16.5.5. Separatorul acumulator

Se montează la instalațiile la care circulația agentului frigorific este asigurată cu pompe, având funcția atât de separator de lichid cât și de rezervor de presiune joasă, fiind dimensionat pentru o viteză a vaporilor de 0,5 m/s și asigurând un spațiu de separare a lichidului de minimum 50 % din volumul disponibil. Se realizează în varianta verticală sau orizontală (fig. 16.5.5).

16.5.6. Butelia de răcire intermediară

Este utilizată la instalațiile în două trepte, cu freon sau amoniac, îndeplinind atât rolul de separator de lichid pentru protecția compresorului de presiune înaltă, cât și de răcitor de vapori și de subrăcitor de lichid.

Răcirea vaporilor, refulați de compresorul de presiune joasă, se realizează prin introducerea lor în lichidul injectat în butelie, care vaporizează. Subrăcirea lichidului provenit din condesator are loc într-o serpentină imersată în lichidul destins la nivelul presiunii intermediare și injectat în butelie, astfel bilanțul BRI este:

$$\Phi_{0i}=\Phi_{RV}+\Phi_{SRL} \quad [W] \qquad (16.5.4),$$

cu:
- Φ_{0i} - puterea frigorifică realizată prin vaporizarea internă a lichidului din butelie [W];
- Φ_{RV} - puterea termică cedată de vaporii care se răcesc [W];
- Φ_{SRL} - puterea termică cedată de lichidul care se subrăcește în serpentina buteliei [W] (fig. 16.5.6).

Puterile termice se determină cu relațiile:

$$\Phi_{0i}=(\dot{M}_2-\dot{M}_1)\cdot(h_2-h_5) \quad [W] \qquad (16.5.5),$$

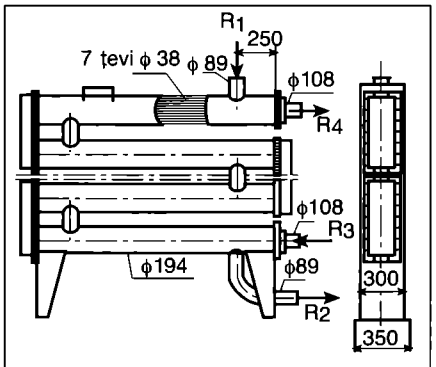


Fig. 16.5.8. Subrăcitor fascicular pentru amoniac lichid (Frigotehnica):
R1 - intrare amoniac lichid; R2 - ieșire amoniac lichid; R3 - intrare apă; R4 -ieșire apă.

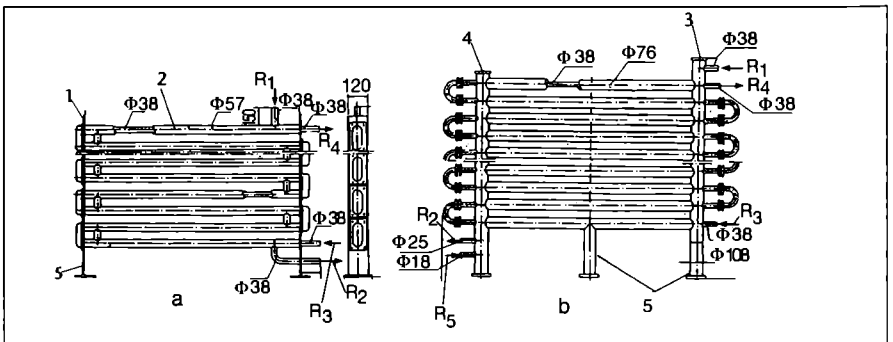


Fig. 16.5.7. Subrăcitor coaxial pentru amoniac lichid (FRIGOTEHNICA):
a - cu plăci tubulare; b - cu distribuitor colectiv;
R1 - intrare amoniac lichid; R2 - ieșire amoniac lichid; R3 - intrare apă; R4 - ieșire apă; R5 - evacuare ulei; 1 - placă tubulară; 2 - țevi; 3 - distribuitor; 4 - colector; 5 - suport.

$\Phi_{RV} = \dot{M}_1 \cdot (h_2 - h_{2'})$ [W] (16.5.6),

$\Phi_{SRL} = \dot{M}_1 \cdot (h_{4'} - h_6)$ [W] (16.5.7),

în care:

$\dot{M}_1$, $\dot{M}_2$ - sunt debitele masice de agent frigorific care circulă prin compresorul de joasă presiune, respectiv prin compresorul de înaltă presiune [kg/s];

h_2, h_1 - entalpiile masice la intrarea, respectiv ieșirea vaporilor din BRI [J/kg];

$h_{4'} = h_5$ - entalpia masică a lichidului la intrarea în BRI sau în serpentina din BRI, [J/kg];

h_6 - entalpia masică a lichidului la ieșirea din serpentina din BRI [J/kg].

Ultima relație stă la baza dimensionării serpentinei de subrăcire.

Se realizează doar în varianta verticală, diametrul rezultând din rolul de separator de lichid:

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{V}_{2''}}{\pi \cdot v}} \quad [m] \quad (16.5.8).$$

16.5.7. Subrăcitorul de lichid

• **La instalațiile cu amoniac** de putere medie sau mare se recomandă subrăcirea lichidului înainte de destindere, cu efect asupra creșterii puterii frigorifice realizate de instalație, la același consum de energie, deci se evidențiază o ameliorare a coeficientului de performanță cu 3...4 %. Sporul de investiție corespunzător nu justifică acest utilaj la instalațiile de putere redusă, subrăcirea lichidului realizându-se în condensator.

Amoniacul lichid este subrăcit cu 3...5°C, cu apă.

Constructiv, există două variante de subrăcitoare:

- cu țevi coaxiale, la puteri medii;
- cu un fascicul multitubular, plasat într-o manta cilindrică, la puteri mai mari.

- *Subrăcitorul coaxial* (fig. 16.5.7) poate fi realizat cu plăci tubulare (a) sau cu distribuitor-colector (b). Suprafața de transfer de căldură este realizată prin asocierea mai multor elemente (tronsoane) identice, înseriate.

Amoniacul lichid circulă prin spațiul intertubular, iar apa de răcire prin țeava centrală în contracurent.

- *Subrăcitorul fascicular* (fig. 16.5.8) are un număr de 7, 19 sau 31 de țevi plasate într-o manta. Prin țevi circulă apa de răcire, iar amoniacul lichid este subrăcit în spațiul intertubular.

• **La instalațiile cu freoni** transferul de căldură se realizează de la freonul lichid venit din condensator care se subrăcește, către vaporii de freon rezultați din vaporizator care se supraîncălzesc. Din acest motiv, acest subrăcitor de lichid este și un supraîncălzitor de vapori fiind denumit și schimbător de căldură intern sau regenerativ. În plus, față de avantajul introdus de efectul subrăcirii, supraîncălzirea vaporilor asigură și o protecție sporită a compresorului contra pătrunderii picăturilor de lichid în cilindru.

Având în vedere transferul termic redus, atât la freonul lichid care se subrăcește, dar mai ales la vaporii care se supraîncălzesc, se prevăd dispozitive de sporire a turbulenței (fig. 16.5.9). Pe partea vaporilor se pot prevedea aripioare.

Dimensionarea constă în determinarea suprafeței de transfer termic necesară:

$$A_{SR} = \frac{\Phi_{SR}}{U \cdot \Delta T_m} \quad [m^2] \quad (16.5.9)$$

unde:

Φ_{SR} - este puterea termică de subrăcire [W];

U - coeficientul global de transfer termic între cele două fluide [W/m²·K], ce poate fi determinat cu formula preluată de la pereții plani,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_L} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_{AR}}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (16.5.10)$$

unde:

h_L, h_{AR} - sunt coeficienții de transfer termic convectiv [W/m²·K], pentru agentul frigorific lichid care se răcește și agentul de răcire (apă sau vaporii de freon) care se încălzește; ei depind de fluid, de temperatură, de modul de curgere și de geometria suprafeței de transfer termic, determinându-se cu relațiile din literatura de specialitate;

$\sum \frac{d}{\lambda}$ - este rezistența opusă la trecerea căldurii prin straturile de ulei, metal și, eventual, piatră, de grosime d [m] și conductivitatea termică λ [W/m·K], ca și în cazul condensatorului răcit cu apă (§ 16.2.1).

ΔT_m - diferența de temperatură medie logaritmică determinată pe baza variației de temperatură a fluidelor în subrăcitor, la circulația în contracurent (fig. 15.3.8 și 15.3.10), [K].

Exemplul de calcul 16.5.1.

Se dimensionează un subrăcitor pentru amoniac cu puterea de subrăcire $\Phi = 7,5$ kW, răcit cu apă de temperaturile $\theta_{w1}/\theta_{e2} = 27/32$°C, considerând că $\theta_c = 35$ °C, $\theta_{SR} = 30$ °C, iar debitul masic de amoniac este $\dot{M} = 0,356$ kg/s.

Calculul preliminar

Se consideră un subrăcitor coaxial cu plăci tubulare (fig. 16.5.7 a) confecționat din țevi concentrice cu diametrul D = 57 x 3,5 și respectiv D = 38 x 3, ce formează tronsoane înseriate, montate suprapus. Suprafața de transfer efectiv de căldură a unui tronson cu lungimea de 1 m este $A_{T1} = 0,12$ m².

Secțiunile celor două spații (din țeava centrală și dintre cele două țevi) sunt:

$$A_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_e = \frac{\pi \left(D_i^2 - d_e^2\right)}{4} =$$

$$= \frac{\pi \left(0,05^2 - 0,038^2\right)}{4} = 11,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Diametrul echivalent pentru transferul de căldură din spațiul intertubular către spațiul din țeava centrală este:

$$d_{ech} = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e} =$$

$$= \frac{0,05^2 - 0,038^2}{0,038} = 0,028 \text{m}$$

Parametrii fizici pentru amoniac lichid se iau din tabelul 16.2.2 la:

$\theta_m = (35 + 30)/2 = 32,5$ °C.

Rezultă:

$\lambda = 0,464$ W/m·K;

$\nu = 0,2235\ 10^{-6}$ m²/s;

$Pr = 1,37$;

$c_p = 4,8025$ kJ/kg·K;

$\rho = 591,3$ kg/m³.

Parametrii fizici ai apei se iau din tabelul 16.2.8 la:

$\theta_{wm} = (27 + 32)/2 = 29,5$ °C.

Rezultă:

$\lambda_w = 0,613$ W/m·K;

$\nu_w = 0,811\ 10^{-6}$ m²/s;

$Pr_w = 5,51$;

$c_{pw} = 4,187$ kJ/kg·K;

$r_w = 995,8$ kg/m³.

Debitele volumice pentru cele două fluide:

$$\dot{V}_w = \frac{\Phi_{SR}}{c_{pw} \cdot \Delta T_w \cdot \rho_w} =$$

$$= \frac{7,5}{4,187 \cdot 5 \cdot 995,8} = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Debitul mai mic va circula prin spațiul mai mic, deci apa de răcire circulă prin țeava centrală iar amoniacul lichid prin spațiul intertubular, obținând vitezele:

$$v_w = \frac{\dot{V}_w}{A_i} = \frac{0,36 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-4}} = 0,45 \text{ m/s}$$

Viteza amoniacului:

$$v_e = \frac{\dot{V}_{R717}}{A_e} = \frac{0,602 \cdot 10^{-3}}{11,3 \cdot 10^{-4}} = 0,53 \text{ m/s}$$

Calculul termic

Suprafața și coeficientul global de transfer de căldură se determină cu relațiile (16.5.9),

(16.5.10).

Coeficientul de transfer termic convectiv al amoniacului lichid, h, pentru regim turbulent *(Re > 10⁴)* se determină cu relația McAdams.

$$Nu = \frac{h \cdot d_{ech}}{\lambda} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Re_{R717} = \frac{v_e \cdot d_{ech}}{\nu} =$$

$$= \frac{0,53 \cdot 0,028}{0,2235 \cdot 10^{-6}} = 66398 > 10^4$$

$$h_{R717} = \frac{\lambda}{d_{ech}} 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= \frac{0,464}{0,028} 0,023 \cdot 66398^{0,8} \cdot 1,37^{0,4} =$$

$= 3115,3$ W/m²·K.

Pelicula de ulei are grosimea $d_u = 0,04 \cdot 10^{-3}$ m cu $\lambda_u = 0,14$ W/m·K iar depunerea de piatră are grosimea $d_p = 0,5 \cdot 10^{-3}$ m și $\lambda_p = 2$ W/m·K, deci rezistența termică conductivă este:

$$\sum \frac{d}{\lambda} = \frac{d_u}{\lambda_u} + \frac{d_{OL}}{\lambda_{OL}} + \frac{d_p}{\lambda_p} =$$

$$= \frac{0,04 \cdot 10^{-3}}{0,14} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{55} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{2} =$$

$= 0,59 \cdot 10^{-3}$ m²·K/W

Coeficientul de transfer termic convectiv al apei de răcire, h_w, pentru regim turbulent *(Re>10⁴)* se determină cu relația lui McAdams.

$$Re_w = \frac{v_w \cdot d_i}{\nu_w} =$$

$$= \frac{0,45 \cdot 0,032}{0,811 \cdot 10^{-6}} = 17756 > 10^4$$

$$h_w = \frac{\lambda_w}{d_i} 0,023 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4} =$$

$$= \frac{0,613}{0,032} 0,023 \cdot 17756^{0,8} \cdot 5,51^{0,4} =$$

$= 2187,6$ W/m²·K.

Coeficientul global de transfer termic este:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{R717}} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_w}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{3115,3} + 0,59 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2187,6}}$$

$= 730,9$ W/m²·K.

Diferența medie de temperatură dintre fluide se determină pe baza variației de temperatură prezentată în fig. 15.3.10.

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_3 - \theta_{w2}) - (\theta_{3'} - \theta_{wi})}{ln \frac{\theta_3 - \theta_{w2}}{\theta_{3'} - \theta_{wi}}} \quad [K]$$

Când diferențele de temperatură de la extremitățile subrăcitorului sunt egale (ca în cazul nostru), diferența medie de temperatură este egală cu această valoare:

$\Delta T_m = 3$ K

Suprafața de subrăcire:

$$A_{SR} = \frac{\Phi_{SR}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{7500}{730,9 \cdot 3} = 3,42 \text{ m}^2$$

Considerând lungimea unui transon $L = 3,6$ m, rezultă numărul de tronsoane suprapuse care alcătuiesc subrăcitorul:

$$N_T = \frac{A_{SR}}{A_{T1} \cdot L} = \frac{3,42}{0,12 \cdot 3,6} = 7,92$$

Deci se prevăd **8** tronsoane.

Exemplul de calcul 16.5.2.

Se dimensionează un subrăcitor pentru R134a cu puterea de subrăcire: $\Phi_{SR} = 6,97$ kW, răcit cu vapori de R134a cu temperaturile:
$\theta_{1'}/\theta_{1''} = 12/25$ °C, considerând că
$\theta_c = 35$ °C, $\theta_{SR} = 26,9$ °C, iar debitul masic de freon este $\dot{M} = 0,591$ kg/s.

Calculul preliminar

Se consideră un subrăcitor tip SCH (fig. 16.5.8) având un fascicul de 7 țevi din oțel cu D = 25 x 2,5 plasate într-o manta cilindrică având diametrul D = 114 x 4. Suprafața de transfer de căldură a unui tronson cu lungimea de 1 m este $A_{T1} = 0,55$ m²

Secțiunile celor două spații (dintre cele 7 țevi și din spațiul intertubular) sunt:

$$A_i = n \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = 7 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_e = \frac{\pi \left(D_i^2 - n \cdot d_e^2\right)}{4} =$$

$$= \frac{\pi \left(0,106^2 - 7 \cdot 0,025^2\right)}{4} = 53,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

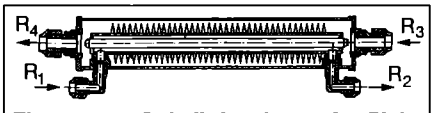


Fig. 16.5.9. Subrăcitor/supraîncălzitor pentru freon (Danfoss):
R_1 - intrare lichid; R_2 - ieșire lichid; R_3 - intrare vapori; R_4 - ieșire vapori.

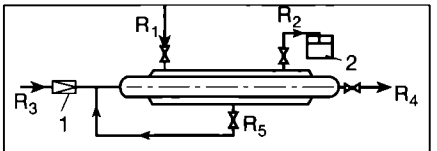


Fig. 16.5.10. Schema de funcționare a dezaeratorului:
R_1 - intrare vapori și aer; R_2 - ieșire aer; R_3 - intrare agent frigorific lichid; R_4 - vapori spre compresor; R_5 - agent frigorific condensat; 1 - ventil de laminare; 2 - vas cu apă.

Diametrul echivalent pentru transferul de căldură din spațiul intertubular către spațiul din țeava centrală este:

$$d_{ech} = \frac{D_i^2 - n \cdot d_e^2}{n \cdot d_e} =$$

$$= \frac{0,106^2 - 7 \cdot 0,025^2}{7 \cdot 0,025} = 0,0392 \text{ m}$$

Din tabelul 16.2.2 pentru R134a lichid cu:
$\theta_{ml} = (35 + 26,9)/2 = 30,95$ °C
rezultă:
$\lambda_l = 0,0791$ W/m·K;
$\nu_1 = 0,168 \cdot 10^{-6}$ m²/s;
$Pr_1 = 2,44$;
$c_{pl} = 1,452$ kJ/kg·K;
$\rho_l = 1183,1$ kg/m³.
Pentru freon vapori cu:
$\theta_{mv} = (12 + 25)/2 = 18,5$ °C,
$T_{mv} = 291,65$ K.
și volumul masic mediu
$v_m = 0,08$ m³/kg.
Paramerii fizici se obțin cu relațiile:

$$\nu_v = \frac{\sqrt{T_m} \cdot \nu_m}{0,753 + \frac{189}{T_m} + \frac{803,8}{T_m^2}} =$$

$$= \frac{\sqrt{291,65} \cdot 0,08}{0,753 + \frac{189}{291,65} + \frac{803,8}{291,65^2}} =$$

$= 1,004 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

$$\lambda_v = \frac{\sqrt{T_m}}{420,4 + \frac{7,167 \cdot 10^5}{T_m} + \frac{1,887 \cdot 10^8}{T_m^2}} =$$

$$= \frac{\sqrt{291,65}}{420,4 + \frac{7,167 \cdot 10^5}{291,65} + \frac{1,887 \cdot 10^8}{291,65^2}} =$$

$= 0,0034$ W/m·K.

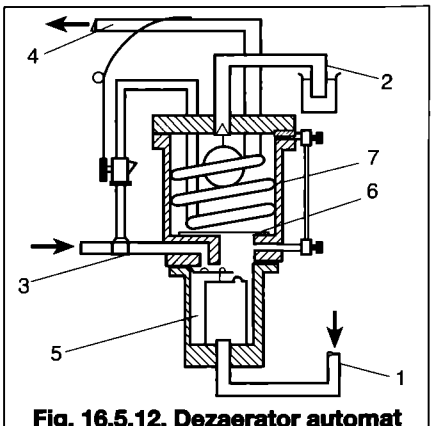


Fig. 16.5.12. Dezaerator automat (Armstrong):
1 - vapori și aer din condensator; 2 - ieșire aer; 3 - agent frigorific lichid; 4 - vapori spre compresor, 5 - clopot; 6 - șicană care lasă să treacă aerul, dar impiedică trecerea lichidului; 7 - serpentină de răcire.

$$c_{pv} = 0,117 + 2,38 \cdot 10^{-3} \cdot T_m - 2,95 \cdot 10^{-6} \cdot T_m^2 + 1,37 \cdot 10^{-9} \cdot T_m^3 = 0,117 + 2,38 \cdot 10^{-3} \cdot 291,65 - 2,95 \cdot 10^{-6} \cdot 291,65^2 + 1,37 \cdot 10^{-9} \cdot 291,65^3 =$$

$= 0,594$ kJ/kg·K.

$$Pr_v = \frac{\nu_v}{a} = \frac{\nu_v \cdot c_{pv}}{\lambda_v \cdot \nu_m} = \frac{1,004 \cdot 10^{-6} \cdot 0,594 \cdot 10^3}{0,0034 \cdot 0,08} = 2,18$$

Debitele volumice pentru cele două fluide:

$$\dot{V}_v = \frac{\dot{M}}{\rho_v} = \frac{0,591}{12,5} = 0,048 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_l = \frac{\dot{M}}{\rho_l} = \frac{0,591}{1183,1} = 0,508 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Debitul mai mic va circula prin spațiul mai mic, deci freonul lichid circulă prin țevi iar vaporii de freon prin spațiul intertubular, obținând vitezele:

$$v_i = \frac{\dot{V}_l}{A_i} = \frac{0,508 \cdot 10^{-3}}{22 \cdot 10^{-4}} = 0,231 \text{ m/s}$$

$$v_e = \frac{\dot{V}_v}{A_e} = \frac{0,048}{53,9 \cdot 10^{-4}} = 8,905 \text{ m/s}$$

Calculul termic

Suprafața și coeficientul global de transfer de căldură se determină cu relațiile (16.5.9), (16.5.10).

Coeficientul de transfer termic convectiv al freonului lichid, h, pentru regim turbulent ($Re > 10^4$) se determină cu relația lui McAdams.

$$Nu = \frac{h \cdot d_{ech}}{\lambda} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Re_l = \frac{v_l \cdot d_i}{\nu} = \frac{0,231 \cdot 0,02}{0,2235 \cdot 10^{-6}} = 20671 > 10^4$$

$$h_l = \frac{\lambda_l}{d_i} 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} = \frac{0,0791}{0,02} 0,023 \cdot 20671^{0,8} \cdot 2,44^{0,4} = 368,23 \text{ W/m}^2\text{·K}$$

Pelicula de ulei (pe ambele fețe ale țevilor interioare) are grosimea: $d_u = 0,06 \cdot 10^{-3}$ m cu $\lambda_u = 0,14$ W/m·K, deci rezistența termică convectivă este:

$$\sum \frac{d}{\lambda} = 2 \frac{d_u}{\lambda_u} + \frac{d_{OL}}{\lambda_{OL}} = 2 \frac{0,06 \cdot 10^{-3}}{0,14} + \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{55} =$$

$= 0,903 \cdot 10^{-3}$ m²K/W

Coeficientul de transfer termic convectiv al freonului vapori, h_v, pentru regim turbulent ($Re > 10^4$) se determină tot cu relația lui McAdams.

$$Re_v = \frac{v_v \cdot d_v}{\nu_v} = \frac{8,905 \cdot 0,0392}{0,1004 \cdot 10^{-6}} = 347766 > 10^4$$

$$h_v = \frac{\lambda_v}{d_{ech}} 0,023 \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} =$$

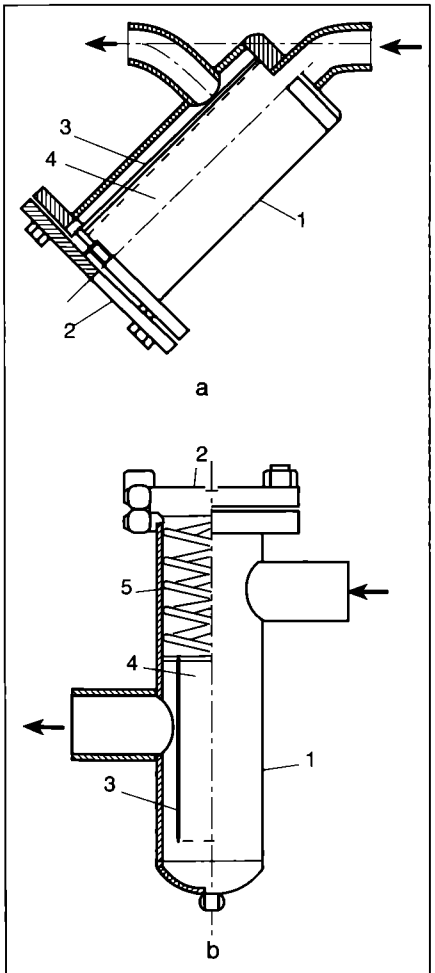


Fig. 16.5.16. Filtre pentru amoniac lichid (Frigotehnica):
a - oblic; b - vertical;
1 - corp; 2 - capac; 3 - sită;
4 - umplutură desicantă; 5 - resort.

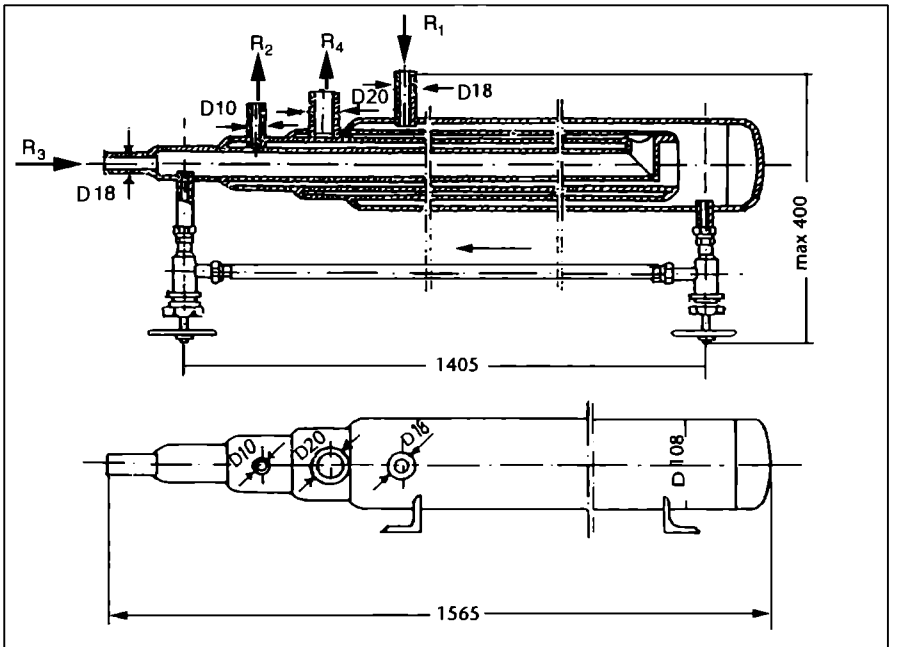


Fig. 16.5.11. Dezaerator manual (Frigotehnica):
R1 - intrare vapori și aer; R2 - ieșire aer; R3 - intrare agent frigorific lichid;
R4 - vapori spre compresor.

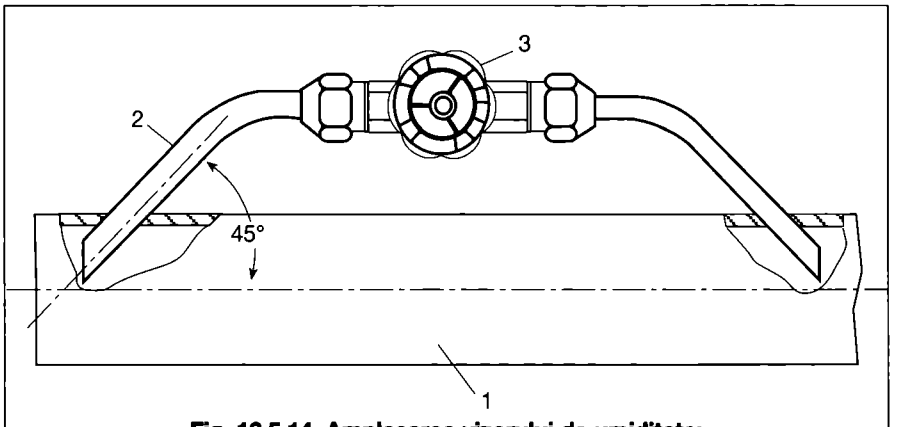


Fig. 16.5.14. Amplasarea vizorului de umiditate:
1 - conductă de freon lichid; 2 - by - pass; 3 - vizor.

$$= \frac{0,0034}{0,0392} 0,023 \cdot 347799^{0,8} \cdot 2,18^{0,4} =$$

$= 72,75$ W/m²·K

Coeficientul global de transfer termic este:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_v}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{368,23} + 0,903 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{72,75}} =$$

$= 57,6$ W/m²·K

Diferența medie logaritmică de temperatură dintre fluide se determină pe baza variației de temperatură prezentată în fig. 15.3.8.

$$\Delta T_m = \frac{(\theta_3 - \theta_{1..}) - (\theta_{3'} - \theta_{1'})}{ln \frac{\theta_3 - \theta_{1..}}{\theta_{3'} - \theta_{1'}}} =$$

$$= \frac{(35 - 25) - (26,9 - 12)}{ln \frac{35 - 25}{26,9 - 12}} = 12,27 \text{ K}$$

Suprafața de subrăcire:

$$A_{SR} = \frac{\Phi_{SR}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{6970}{57,6 \cdot 12,27} = 9,86 \text{ m}^2$$

Considerând lungimea unui tronson $L = 3$ m, rezultă numărul de tronsoane suprapuse care alcătuiesc subrăcitorul:

$$N_T = \frac{A_{SR}}{A_{T1} \cdot L} = \frac{9,86}{0,55 \cdot 3} = 5,97$$

Deci se prevăd 6 tronsoane.

16.5.8. Dezaeratorul

Servește la eliminarea aerului și a altor gaze necondensabile din partea de presiune înaltă a instalației, fiind specific instalațiilor de puteri mari, cu amoniac. Pătruns în instalație, fie la umplerea cu agent frigorific, fie prin neetanșeități, în zona de depresiune (când există), aerul se acumulează în condensator, contribuind la creșterea presiunii de condensare. În plus, prezența aerului înrăutățește transferul termic în condensator și favorizează reacțiile chimice (corosiunea). Aerisirea este deci necesară și se va realiza periodic, de câte ori se constată acumularea aerului.

Funcționarea aparatului (fig 16.5.10) se bazează pe transferul de căldură între două circuite: amestecul de vapori de agent frigorific cu aer, preluat din condensator, și un debit de agent frigorific lichid, destins, deci mai rece. Are loc condensarea vaporilor pe seama vaporizării lichidului, încât aerul rămas poate fi evacuat în atmosferă printr-un vas cu apă, pentru un control vizual al operațiunii. Vaporii produși sunt aspirați de compresor, încât nu există pierderi de agent frigorific.

FRIGOTEHNICA realizează un separator de aer din 4 conducte concentrice (fig. 16.5.11), care formează cele două circuite. Acționarea lui este manuală, periodică.

Un dezaerator cu funcționare continuă (automat) este cel din figura 16.5.12 (ARMSTRONG). Aparatul umple, inițial, zona clopotului-5 cu agent frigorific lichid laminat prin racordul-3. Când sosește amestecul gazos din condensator, vaporii de agent frigorific condensează parțial în clopot, acesta se ridică și închide evacuarea lichidului. Printr-o deschidere de la baza clopotului, aerul și vaporii necondensați ajung în zona serpentinei cu lichid rece unde are loc condensarea totală a vaporilor. Aerul este evacuat prin racordul-2, iar condensatul se scurge în clopot care coborând, eliberează ieșirea lichidului-3. Lichidul din serpentină vaporizează și este aspirat de compresor prin racordul-4.

16.5.9. Deshidratorul

Servește la reținerea apei din freoni, având în vedere rolul său negativ (§ 15.2.1.2.). Constă dintr-un rezervor cilindric umplut cu o substanță adsorbantă sau absorbantă față de apă (clorura de calciu, silicagel, oxid de

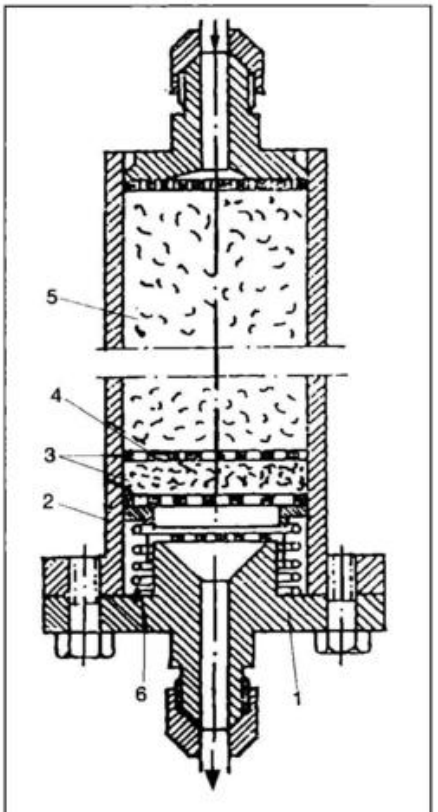


Fig. 16.5.13. Deshidrator:
1 - capac; 2 - manta; 3 - sită metalică; 4 - pâslă; 5 - silicagel; 6 - resort.

Tabelul 16.5.1. Conținutul de apă în freoni.

Freonul	Înainte de deshidratare [ppm]	După deshidratare [ppm]
R22	1050	60
R502	1020	30

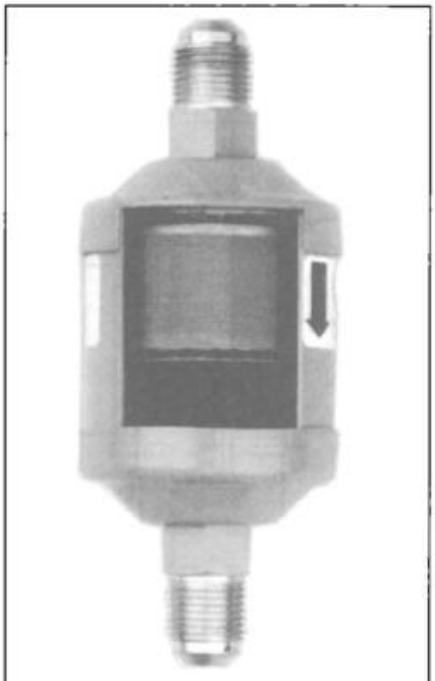


Fig. 16.5.17. Filtru de ulei monobloc (CARLY).

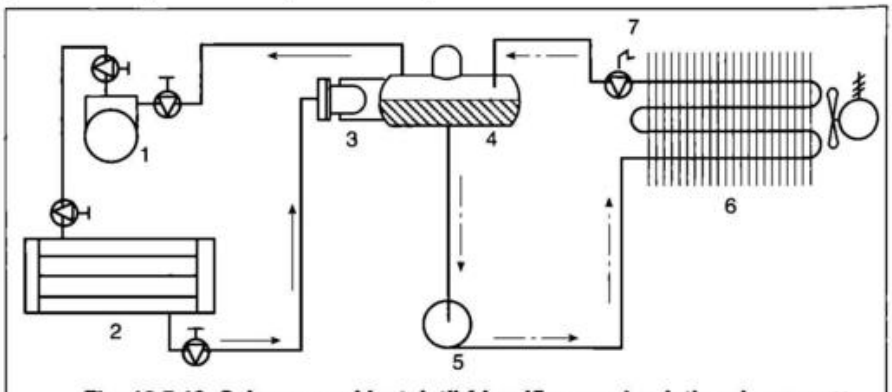


Fig. 16.5.18. Schema unei instalații frigorifice cu circulație prin pompe:
1 - compresor; 2 - condensator; 3 - detentor cu flotor; 4 - rezervor de lichid; 5 - pompă; 6 - vaporizator; 7 - vană magnetică.

aluminiu etc.). Mai recente, *sitele moleculare* sunt realizate din cristale de alumino-silicați care, printr-un tratament corespunzător, au o porozitate moleculară uniformă și o selectivitate înaltă. Cele mai curente modele sunt calibrate pentru o porozitate de 4 Å, având o afinitate excepțională față de moleculele fine de apă, în timp ce moleculele de freon sau ulei sunt lăsate să treacă, deși au dimensiuni mult mai mari. Contrar substanțelor chimice clasice, puterea adsorbantă a sitelor moleculare nu este afectată de creșterea temperaturii.

Deshidratorul este specific fiecărui tip de freon, dimensiunile moleculelor fiind diferite și impunând, în consecință, alte dimensiuni ale umpluturii desicante.

Eficiența absorbției apei crește cu scăderea temperaturii, încât se amplasează după subrăcitor, înaintea ventilului de reglare, în poziție verticală (pentru a evita ca prin tasare să se formeze un spațiu liber deasupra umpluturii), circulația freonului fiind descendentă (fig. 16.5.13). Sensul de circulație este indicat cu o săgeată.

Capacitatea deshidratantă este limitată în timp, încât periodic, se înlocuiește cartușul desicator (care se poate regenera). Conținutul de apă în freoni este diferit, normele Institutului de Condiționare și Răcire a Aerului (ARI 710) indicând valorile din tabelul 16.5.1.

Deshidratorul se poate alege corespunzător cantității de apă ce trebuie reținută, unii constructori indicând capacitatea de absorbție a aparatului.

Pentru a se cunoaște gradul de umiditate din instalație, este indicat să se prevadă și un *vizor de umiditate*. Acesta are o pastilă dintr-o substanță higroscopică a cărei culoare se modifică în funcție de cantitatea de apă prezentă în fluidul frigorific și de temperatură (de ex.: trece de la albastru la roz când fluidul nu are sau are apă). Are asociată și o scală care face corespondența între culoare și conținutul de

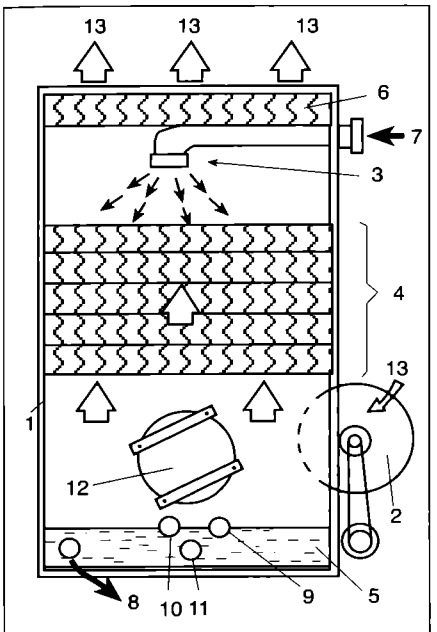


Fig. 16.5.19. Turn de răcire cu tiraj forțat, cu circuit deschis:
1 - carcasă metalică; 2 - ventilator; 3 - pulverizator; 4 - umplutură; 5 - bazin colector; 6 - separator de picături; 7 - intrare apa de răcit; 8 - ieșire apă răcită; 9 - apă de completare; 10 - preaplin; 11 - purjă; 12 - gură de vizitare; 13 - aer.

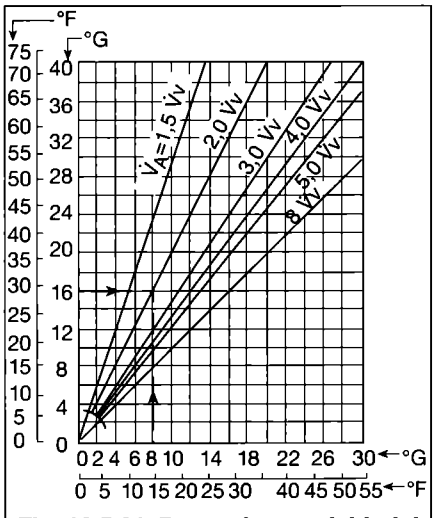


Fig. 16.5.21. Determinarea debitului de apă de adaos $\dot{V}_A$ în funcție de debitul de apă vaporizat $\dot{V}_V$ (°F, °G - grade franceze sau germane de duritate):
Ex.: pentru a obține o duritate maxim admisibilă a apei din circuit de 16 °G, dispunând de apă de adaos cu 8 °G, este necesar debitul $\dot{V}_A = 2\dot{V}_V$;

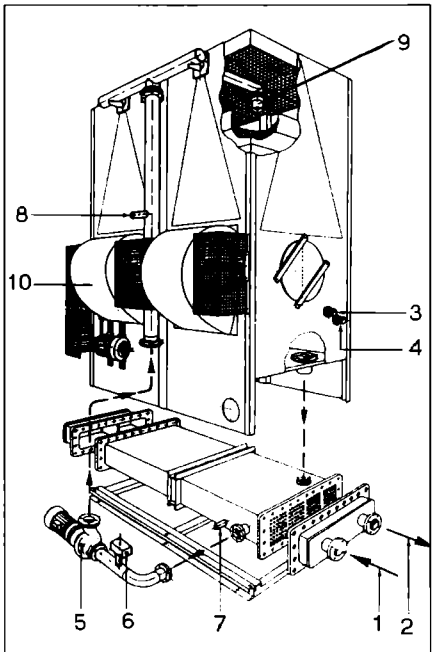


Fig. 16.5.23. Turn de răcire cu tiraj forțat și circuit închis (Carrier):
1 - intrare apă de răcit; 2 - ieșire apă răcită; 3 - apă de completare; 4 - preaplin; 5 - pompă pentru circuitul secundar de apă; 6 - termostat; 7 - golire; 8 - purjă; 9 - dispozitiv de stropire; 10 - ventilator.

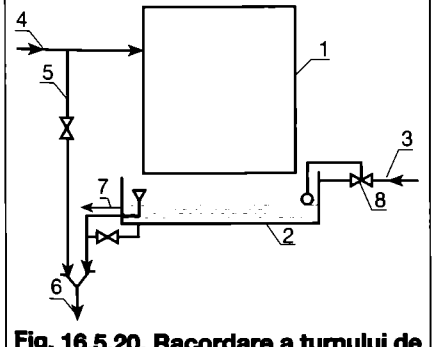


Fig. 16.5.20. Racordare a turnului de răcire cu circuit deschis, la instalația frigorifică:
1 - turn de răcire; 2 - bazin colector; 3 - apă de completare; 4 - intrare apă de la instalația frigorifică; 5, 6 - purjă; 7 - aspirație pompă; 8 - ventil cu plutitor.

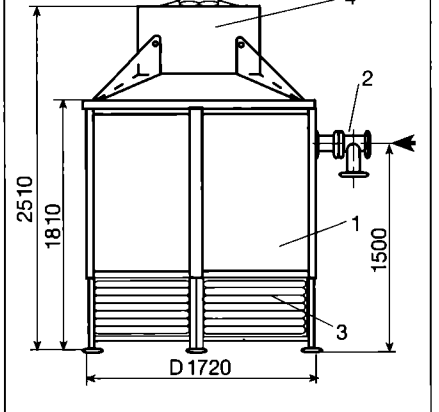


Fig. 16.5.22. Turn de răcire cu tiraj forțat, în circuit deschis (Frigotehnica):
1 - carcasă metalică; 2 - intrare apă; 3 - jaluzele acces aer; 4 - ventilator.

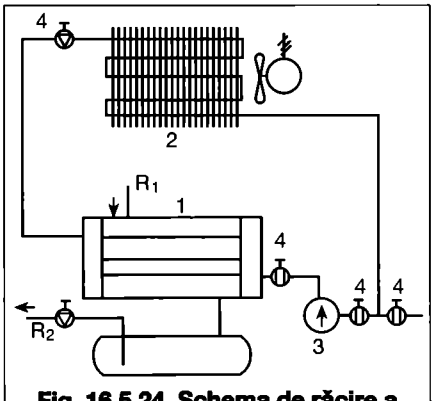


Fig. 16.5.24. Schema de răcire a apei, în circuit închis, cu un aerorăcitor:
R_1 - vapori de la compresor; R_2 - lichid spre vaporizator; 1 - condensator; 2 - aerorăcitor; 3 - pompă apă; 4 - vane.

Tabelul 16.6.1.Vitezele optime pentru agenții frigorifici [m/s].

Funcțiunea conductei	Agentul frigorific		
	R134a	R22	NH3
Aspirație vapori	5...10	6...12	10...15
Refulare vapori	2...8	2...6	5...10
Aspirație lichid	0,4...0,8	0,3...0,7	0,5...1
Refulare lichid	0,5...1,5	0,5...1,5	0,8...2

umiditate. Se plasează pe un by-pass al conductei de lichid vizate, după deshidrator (fig. 16.5.14).

16.5.10. Filtrul

Are rolul de a reține impuritățile din circuitul frigorific, evitând deteriorarea cilindrilor sau a supapelor compresorului și obturarea orificiului ventilului de laminare, cu consecințe asupra reglării debitului de agent frigorific.

Reținerea impurităților se realizează prin trecerea fluidului frigorific printr-una sau mai multe site fine și prin micșorarea vitezei. La amoniac, sitele sunt confecționate cu pânză din oțel inoxidabil cu ochiuri de 0,4 mm, suprapusă în 2-3 straturi. La freon se utilizează site din alamă cu ochiuri de 0,2 mm pentru vapori și 0,1 mm pentru lichid. Pot fi utilizate și țesături fine din lână (fetru), bumbac, azbest sau materiale metalo-ceramice poroase.

Se montează atât pe ramura de vapori, în aspirația compresorului, cât și pe cea de lichid, înaintea ventilului de reglare sau a pompelor (când există), după deshidrator (la freoni). O săgeată marcată pe corpul filtrului indică sensul de circulație a fluidului. Trebuie să fie asigurată demontarea comodă, pentru o curățire periodică.

În fig. 16.5.15 este prezentat un filtru plasat pe aspirația compresorului. FRIGOTEHNICA realizează filtre pentru amoniac lichid (fig. 16.5.16) ce pot fi plasate pe conducte cu diametre de 15...125 mm.

Și circuitul de ulei impune plasarea unui filtru similar (fig. 16.5.17), plasat la întoarcerea în carterul compresorului.

Tabelul 16.6.4. Vitezele optime pentru agenții secundari [m/s].

Funcțiunea conductei	Apă	Saramură
Aspirație	0,5...1	0,.3...0,75
Refulare	1...2	0,75...1,5

16.5.11. Pompa de agent frigorific

Când vaporizatorul este plasat la distanță de centrala frigorifică, circulația agentului frigorific lichid este asigurată cu pompe. Acestea contribuie și la creșterea transferului de căldură în vaporizator prin sporirea vitezei, cât și la o reglare mai comodă a temperaturii spațiului răcit.

La aceste instalații este neapărat necesar un separator acumulator (fig. 16.5.18).

Cele mai folosite sunt pompele centrifugale și cele autoaspirante cu canale laterale. Pot fi de construcție deschisă sau semiermetică.

Alegerea lor se face corespunzător unui debit dublu față de cel care vaporizează, la freon și de 3...5 ori mai mare la amoniac. Presiunea pompei trebuie să compenseze căderea de presiune din circuitul care leagă separatorul

Tabelul 16.6.3. Diametre nominale standardizate [mm]

D_n	10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350;400

Tabelul 16.6.2. Țevi rotunde, trase din cupru STAS 523/2 (extras).

Diametrul [mm]		Masa liniară	Diametrul [mm]		Masa liniară	Diametrul [mm]		Masa liniară	Diametrul [mm]		Masa liniară
exterior	interior	[kg/m]	exterior	interior	[kg/m]	exterior	interior	[kg/m]	exterior	interior	[kg/m]
5	4	0,06	10	8	0,25	15	13	0,39	20	18	0,53
5	3	0,11	10	6	0,45	15	11	0,73	20	16	1,01
6	5	0,08	11	9	0,28	16	14	0,42	22	20	0,59
6	4	0,14	11	7	0,51	16	12	0,79	22	18	1,12
7	6	0,09	12	10	0,31	17	15	0,45	24	22	0,64
7	5	0,17	12	8	0,56	17	13	0,84	24	20	1,23
8	6	0,20	13	11	0,34	18	16	0,48	26	24	0,70
8	4	0,34	13	9	0,62	18	14	0,90	26	22	1,34
9	7	0,23	14	12	0,36	19	17	0,50	30	28	0,82
9	5	0,40	14	10	0,65	19	15	0,96	30	26	1,57

Tabelul 16.6.5. Lungimea de conductă echivalentă căderii de presiune în robinete sau coturi, pentru apă [m].

Obstacolul DN		25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
Cot	r/d=1	0,35	0,45	0,6	0,8	1,1	1,35	1,7	2,2	2,7	3,7
	r/d=2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,65	0,9	1,15	1,5	1,8	2,5
	r/d=3	0,2	0,25	0,35	0,45	0,6	0,8	1,0	1,3	1,55	2,1
	r/d=4	0,15	0,2	0,3	0,4	0,45	0,65	0,8	1,05	1,25	1,7
Robinet cu circ. liberă		1,4	1,6	1,75	1,9	2,3	2,6	2,8	3,2	3,9	5,5
Robinet drept		3,35	4,65	6,35	8,5	12,05	15,6	20,0	24,05	26,65	32,0
Robinet de colț		2,35	3,3	4,8	6,6	9,5	12,7	15,4	17,65	17,55	17,8
Robinet de sens cu circ. liberă		-	-	-	3,8	5,1	6,5	6,7	13,0	13,0	22,25
Robinet de sens		3,75	5,3	7,7	11,35	16,9	24,0	31,7	39,0	39,0	40,0
Clapetă de sens		1,6	1,8	2,2	2,65	3,6	4,2	5,0	6,5	6,5	7,1
Vană		0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,15	1,4	2,1	2,1	2,7
Sorb cu robinet		2,1	2,8	3,6	4,55	6,15	7,8	9,1	14,95	14,95	19,6

acumulator cu vaporizatorul și înălțimea geodezică între nivelul lichidului din separator și vaporizator.

Lichidul nevaporizat se întoarce în separatorul acumulatorului, împreună cu vaporii formați în vaporizator, încât la dimensionarea acestei conducte trebuie să se țină seama și de volumul ocupat de lichid.

Montarea și exploatarea pompei impun o atenție deosebită pentru evitarea cavitației. Aceasta constă într-o vaporizare locală a lichidului aspirat, care conduce la funcționarea zgomotoasă cu scăderea presiunii și a randamentului și, în final, la dezamorsarea și chiar distrugerea pompei. Se poate evita prin subrăcirea lichidului sau prin prevederea unei coloane de lichid (1,5...2 m) în aspirație, care să țină seama de căderea de presiune (în acest sens se limitează lungimea aspirației și viteza la 0,5 m/s) și de o rezervă de cca 0,5 m a coloanei de lichid. Constructorul prescrie această înălțime minimă (NSPH) în funcție de fluid și condițiile de lucru.

Debitul necesar este realizat de una sau mai multe pompe identice plasate în paralel, echipate cu clapete de reținere în refulare. Ținând seama că funcționarea lor este aproape continuă, se prevede și o pompă de rezervă.

Pompa pentru amoniac cu canale laterale de secțiune variabilă permite aspirația lichidului cu bule de vapori, fără a se dezamorsa.

Pompele semiermetice pot fi realizate în variantă verticală sau orizontală. Etanșeitatea, sporită față de pompele de apă sau saramură, este asigurată printr-un dispozitiv cu un inel dublu, glisant, combinat cu rulmenți.

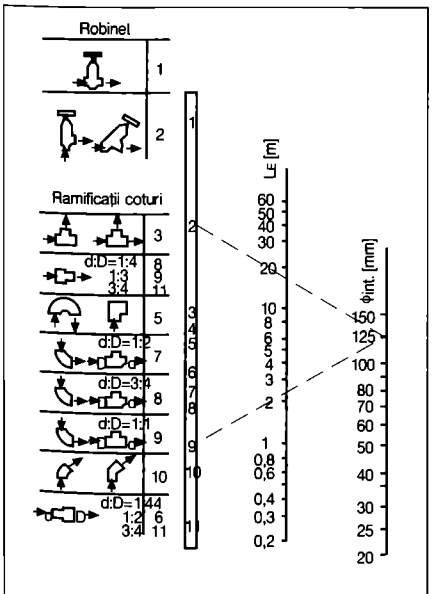


Fig. 16.6.1. Lungimea de conductă echivalentă cu pierderea de sarcină în robinete, ramificații și coturi, L_E;

În cazul freonilor, o problemă este asigurarea întoarcerii uleiului din circuitul pompei în compresor. Un debit mic din cel refulat de pompă este deviat printr-un schimbător de căldură intern în care acesta vaporizează pe seama lichidului care vine de la condensator. Vaporii formați sunt aspirați în compresor, antrenând și o parte din ulei.

16.5.12. Bazinul răcitor

Este utilizat la instalațiile cu vaporizare indirectă care folosesc vaporizatoare imersate. Are două compartimente: unul pentru plasarea vaporizatoarelor și celălalt pentru plasarea agitatoarelor. Compartimentul vaporizatoarelor poate fi și el împărțit în 2 sau 4 spații, când este necesară o acumulare de frig sau când se plasează mai multe vaporizatoare. Se pot realiza cu lungimi după dorință. FRIGOTEHNICA execută bazine răcitoare cu 2 sau 4 compartimente de vaporizatoare și pot fi echipate cu unul sau două agitatoare.

16.5.13. Agitatorul

Este necesar pentru intensificarea vitezei de circulație a lichidului răcit în bazinul răcitor, în vederea ameliorării transferului de căldură. Se pot realiza creșteri ale vitezei de la 0,05...0,1 m/s (corespunzător unei circulații a lichidului răcit cu pompe) la 0,5...0,7 m/s, care să conducă la un regim turbulent de curgere.

Pot fi realizate cu ax orizontal sau vertical.

16.5.14. Turnul de răcire

Este utilizat la instalațiile care folosesc apa recirculată de răcire. Aceasta, încălzită în condensator, absorbitor, subrăcitor etc., este adusă în turnul de răcire unde, în contact cu aerul, cedează căldura acumulată, putându-se reîntoarce răcită în instalația frigorifică.

După circulația aerului turnurile de răcire pot fi cu tiraj:
- natural, asigurat prin construcția corespunzătoare (înălțime minimă, formă hiperbolică), puțin utilizate în instalațiile frigorifice;
- forțat, asigurat de unul sau mai multe ventilatoare axiale sau centrifugale.

Ultimele au avantajul unui gabarit redus, permit o reglare a temperaturii apei răcite (prin variația vitezei ventilatorului) și asigură o eficacitate ridicată a răcirii, dar au un consum suplimentar

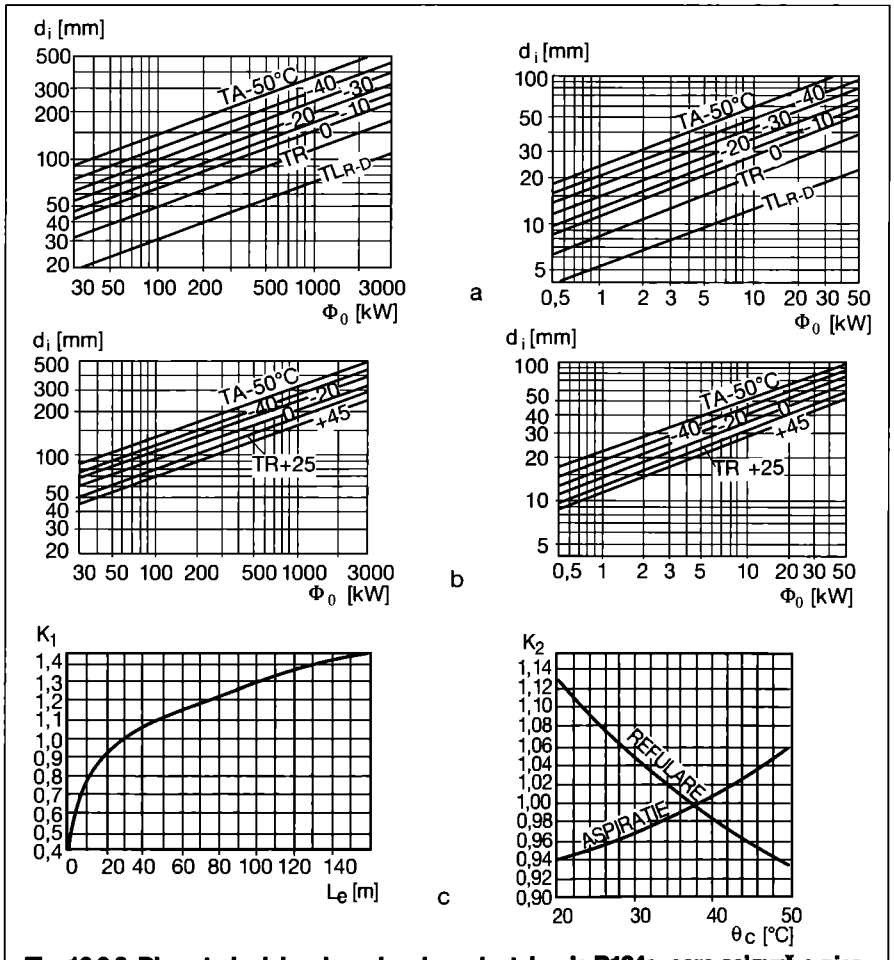


Fig. 16.6.2. Diametrul minim și maxim al conductelor de R134a, care asigură o pierdere de sarcină maximum admisibilă *(a)* și întoarcerea uleiului *(b)*, cu factorii de corecție în funcție de lungimea echivalentă K_1 și de temperatura de condensare K_2 *(c)*.

de energie. Circuitul apei de răcire poate fi deschis sau închis.

• **Turnurile de răcire cu apă în circuit deschis** realizează un contact direct între apă și aer, prin intermediul unei umpluturi din azbociment, lemn sau plastic. După modul de realizare a acestui contact, turnurile de răcire pot fi: cu pulverizare, apa fiind distribuită în picături fine cu ajutorul unor duze; cu picurare, împrăștierea apei făcându-se în picături neregulate, printr-un sistem de grătare; peliculare, la care suprafața de contact este realizată din panouri plane, verticale; mixte, peliculare și cu picurare.

Densitatea de stropire a umpluturii se recomandă la valorile: 3...7 m³/h la turnurile cu tiraj natural; 5...6 m³/h la turnurile cu tiraj forțat, cu pulverizare; 6...8 m³/h la turnurile cu tiraj forțat, cu picurare; 8...10 m³/h la turnurile cu tiraj forțat, peliculare.

Apa este răcită pe un ecart de 5...10 K, ca urmare a transferului de căldură și masă, dintre apă și aer. Fiind mai caldă, apa cedează căldura sensibilă și vaporizează parțial. Vara, vaporizarea este dominantă în transferul termic (80...90 %), în schimb, în perioadele reci și umede, transferul termic prin căldura sensibilă ajunge la 50...70 %. Deci răcirea prin vaporizare este în funcție de capacitatea de absorbție a vaporilor de apă de către

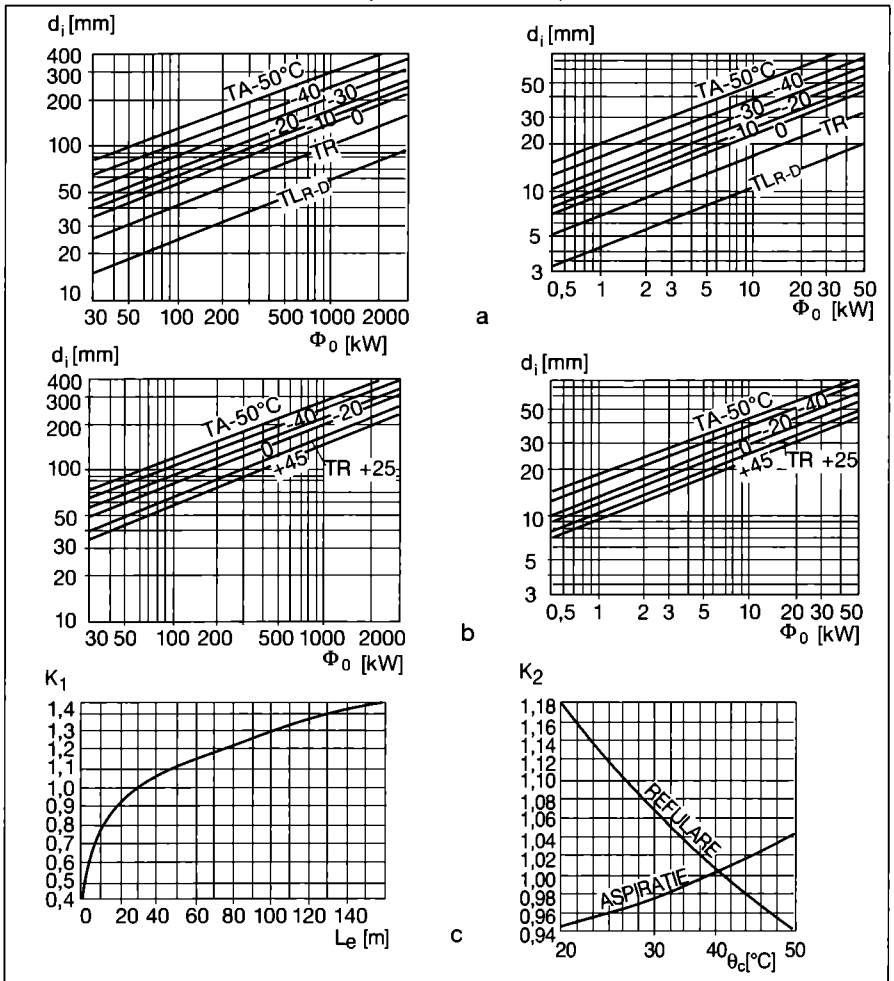


Fig. 16.6.3. Diametrul minim si maxim al conductelor de R22, care asigură o pierdere de sarcină maximum admisibilă *(a)* și întoarcerea uleiului *(b)*, cu factorii de corecție în funcție de lungimea echivalentă K_1 și de temperatura de condensare K_2 *(c)*.

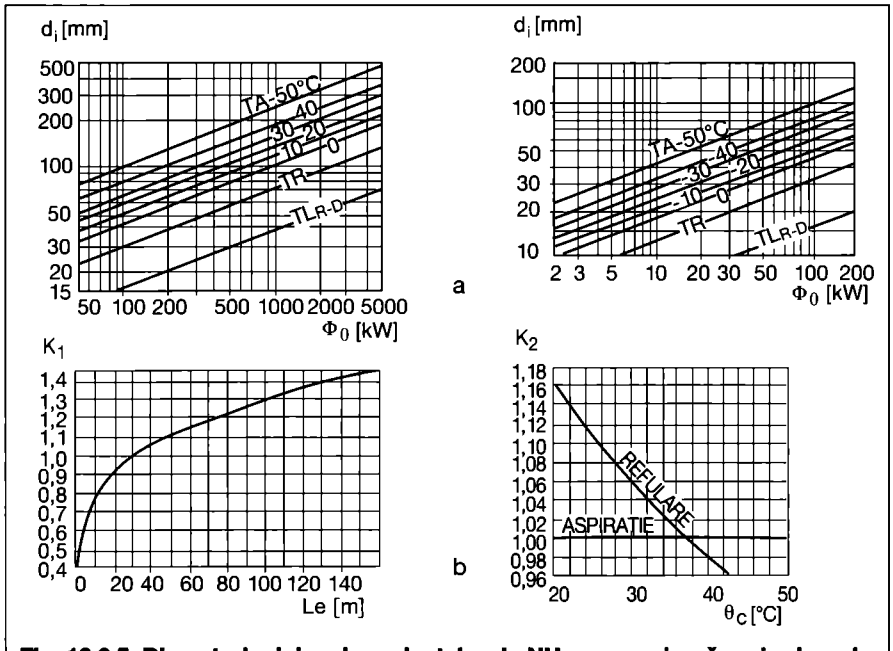


Fig. 16.6.5. Diametrul minim al conductelor de NH_3, care asigură o pierdere de sarcină maximum admisibilă *(a)* și factorii de corecție în funcție de lungimea echivalentă K_1 și de temperatura de condensare K_2 *(b)*.

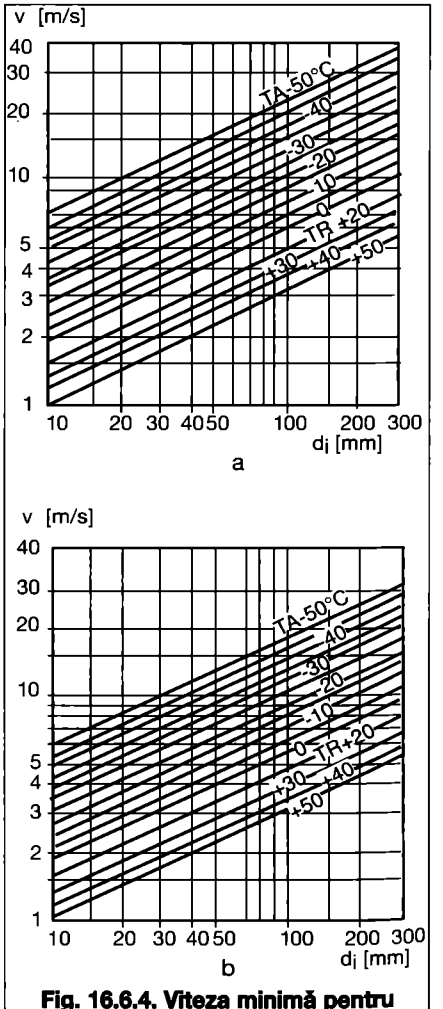


Fig. 16.6.4. Viteza minimă pentru vaporii de R134a *(a)* sau R22 *(b)*, la circulația ascendentă în conducte verticale.

aerul nesaturat.

Eficacitatea răcirii ține seama de temperatura reală a apei θ_{w2} față de cea teoretică, temperatura termometrului umed a aerului θ_{TU}:

$$E = \frac{\theta_{w1} - \theta_{w2}}{\theta_{w1} - \theta_{TU}} = 0,4...0,9 \qquad (16.5.11),$$

diferența de temperatură θ_{w2}-θ_{TU} fiind de *3...5* K, la turnurile cu tiraj forțat, și de *8...10* K la cele cu tiraj natural.

La turnul cu tiraj forțat (fig. 16.5.19), într-o carcasă metalică se plasează umplutura (polietilenă sau polipropilenă) peste care se distribuie apă prin duze din plastic (polipropilenă). Aceasta realizează un contact intim și mai îndelungat între apă și aer, oferind o suprafață mare de transfer termic. Trebuie să aibă bune aptitudini de umezire, să fie rezistentă la coroziune și să conducă la o cădere redusă de presiune la trecerea aerului. Apa se scurge pelicular peste umplutură și se răcește prin vaporizare parțială în contact cu aerul vehiculat de ventilator, în contracurent. Apa răcită este colectată în tava inferioară, preluată de pompă și returnată în instalația frigorifică.

Aerul umed parcurge și un separator de picături, unde se reține o parte din apa antrenată. Ventilatorul poate fi elicoidal, aspirant sau centrifugal, refulant (pentru diferențe mai mari de presiune). Motorul are un număr variabil de poli, funcționând cu două turații. Ansamblul este completat cu racorduri de apă de adaos, preaplin, golire și purjă.

Zgomotul (datorat circulației apei, dar și ventilatorului) este limitat prin utilizarea palelor înclinate înainte, printr-o echilibrare corectă și prin reducerea turației (noaptea).

Pierderea de apă (2...5 %) prin antrenarea vaporilor și picăturilor fine de către aer, cât și prin purjări este compensată cu un debit de apă proaspătă, cu un ventil cu flotor (fig. 16.5.20). Duritatea apei de adaos depinde de condițiile locale, apa putând fi dulce (cu < 5°G), medie (5...20°G) sau dură (> 20°G).

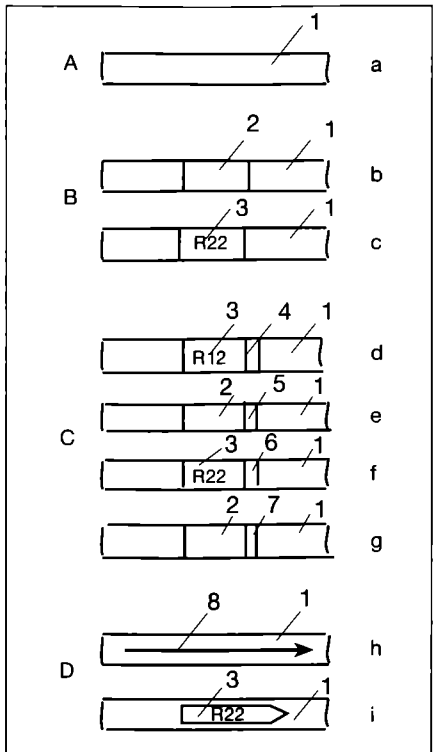


Fig. 16.6.7. Marcarea fluidului frigorific și a sensului de circulație:
1 - galben; 2 - verde deschis; 3 - verde închis; 4 - roșu deschis; 5 - roșu închis; 6 - galben; 7 - bleu; 8 - negru; A - fond; B - identificare; C - stare; D - sens; a - agent frigorific; b - amoniac; c- freon (R22); d - R12 lichid înaltă; e - amoniac lichid de presiune joasă; f - R22 vapori de presiune înaltă; g - amoniac vapori de presiune joasă ; h - continuu; i - discontinuu.

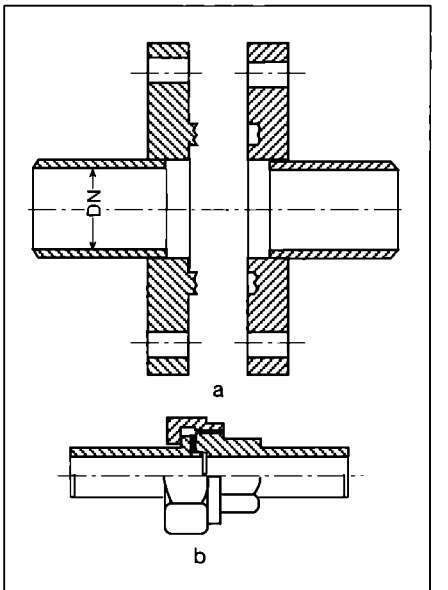


Fig. 16.6.8. Îmbinări demontabile:
a - cu flanșe; b - cu filet.

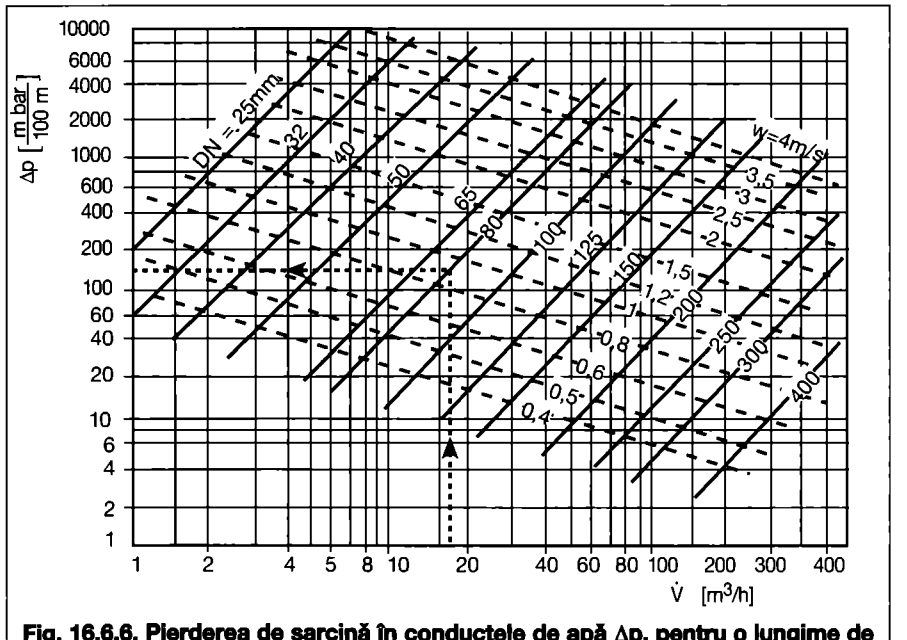


Fig. 16.6.6. Pierderea de sarcină în conductele de apă Δp, pentru o lungime de 100 m, în funcție de debitul volumic $\dot{V}$ și de diametrul nominal D_N.

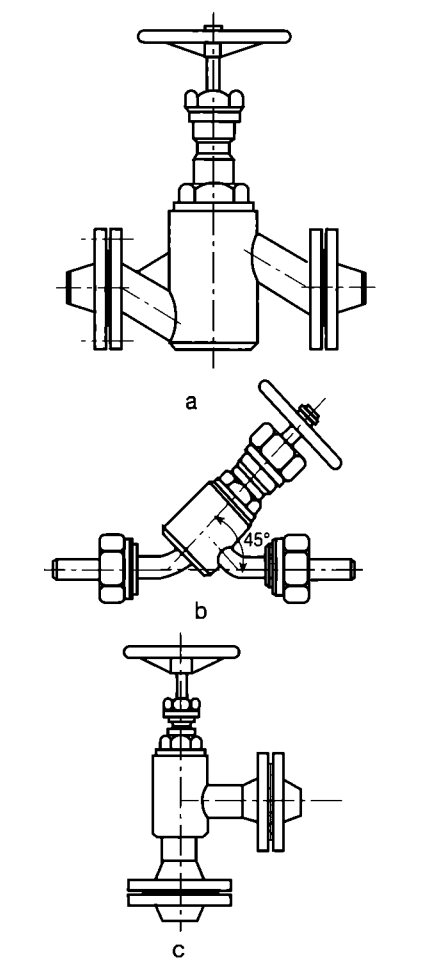


Fig. 16.6.9. Robinete de închidere (FRIGOTEHNICA):
a - drept; b - oblic; c - de colț.

Menținerea durității apei recirculate în limite admisibile (în contact cu aerul apa se impurifică) se face prin echilibrarea debitelor de apă care vaporizează $\dot{V}_V$, care se purjează $\dot{V}_P$ și care se completează $\dot{V}_A$. Debitul de apă de completare se poate determina cunoscând duritatea acestei ape și pe cea admisibilă (fig. 16.5.21). Debitul de purjă va fi deci:

$\dot{V}_P = \dot{V}_V - \dot{V}_A$ [m³/s] (16.5.12).

Tratarea apei constă în dedurizare, dar și într-o acțiune anticorozivă și antibacteriologică (la această temperatură de *25...40*°C se dezvoltă alge sau viruși ca *legionela).*

Iarna, deasupra turnurilor de răcire se acumulează aer saturat cu apă (nori), deoarece amestecarea aerului cald saturat evacuat cu aerul rece exterior conduce la o stare plasată în zona de ceață.

Amplasarea turnurilor de răcire se face în spații libere, umbrite, ținând seama de direcția vântului dominant vara, încât acesta să sufle perpendicular pe latura de aspirație a turnului, iar vaporii și picăturile de apă antrenate să fie conduse în afara zonelor ocupate de clădiri, drumuri sau căi ferate. Se impun distanțe minime față de construcțiile și drumurile din vecinătate.

FRIGOTEHNICA realizează turnuri de răcire cu tiraj forțat, pentru debite de apă de *3...120* m³/h, cu ΔT_w *=5* K, din celule identice cuplate în vederea obținerii puterii termice dorite. Cel prezentat în fig. 16.5.22 are puterea de *175* kW.

• **Turnurile de răcire cu apă în circuit închis.** Apa de răcit circulă printr-un fascicul de țevi (similar condensatorului cu evaporare forțată), un al doilea circuit de apă fiind distribuit peste țevi vaporizează parțial, răcind apa din țevi. Vaporii de apă formați sunt antrenați de aer, restul apei se acumulează în tava colectoare, de unde este recirculată cu o pompă (fig. 16.5.23).

Apa din circuitul primar, fără contact direct cu aerul, nu necesită tratamente speciale. Pentru a nu îngheța, i se adaugă etilenglicol în funcție de condițiile atmosferice locale. Soluția formată are un coeficient de transfer termic inferior apei și prezintă variații importante de volum în funcție de temperatură, încât se impune un vas de expansiune.

Circuitul secundar de apă, deschis,

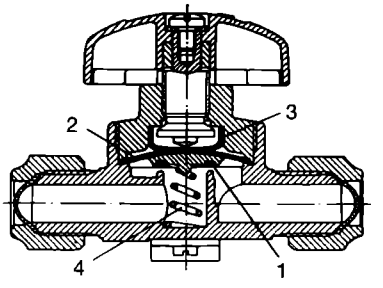


Fig. 16.6.11. Robinet cu membrană (Danfoss):
1 - clapetă; 2 - membrană; 3 - sabot de repartizare a presiunii; 4 - resort.

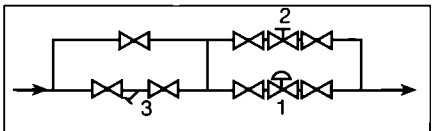


Fig. 16.6.12. Amplasarea, în instalație, a robinetului de reglare manuală:
1 - robinet de reglare automată; 2 - robinet de reglare manuală; 3 - filtru.

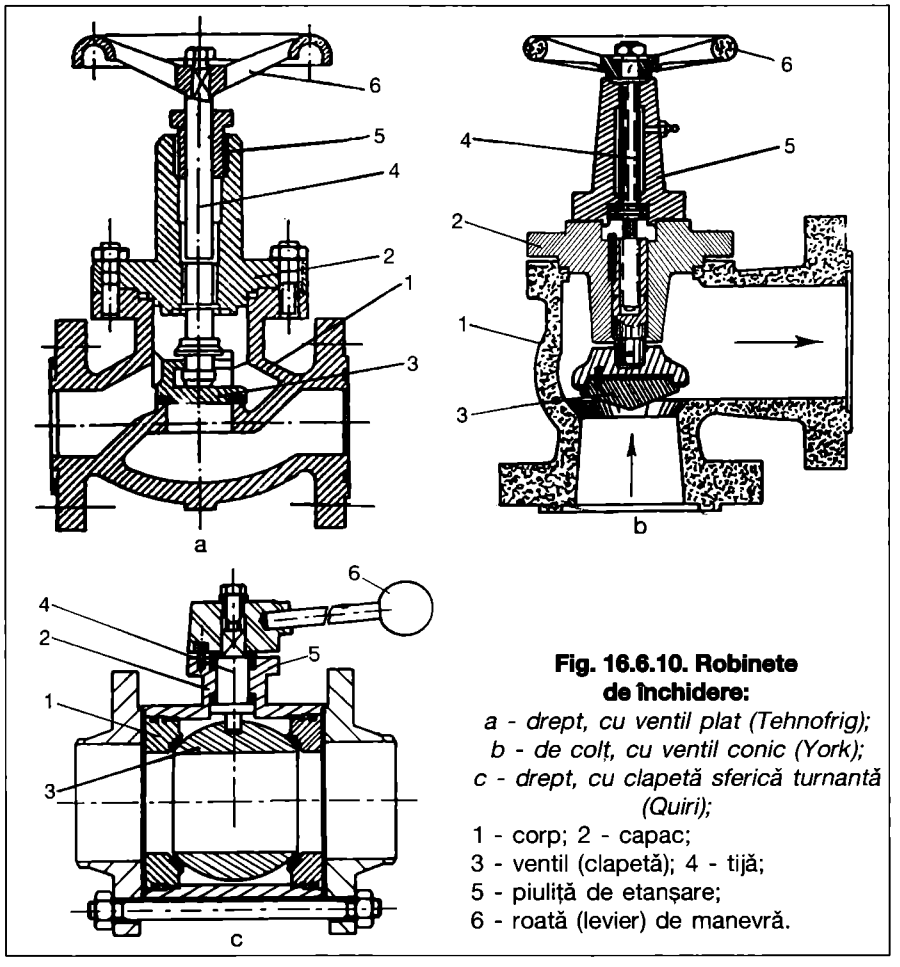


Fig. 16.6.10. Robinete de închidere:
a - drept, cu ventil plat (Tehnofrig); b - de colț, cu ventil conic (York); c - drept, cu clapetă sferică turnantă (Quiri);
1 - corp; 2 - capac;
3 - ventil (clapetă); 4 - tijă;
5 - piuliță de etanșare;
6 - roată (levier) de manevră.

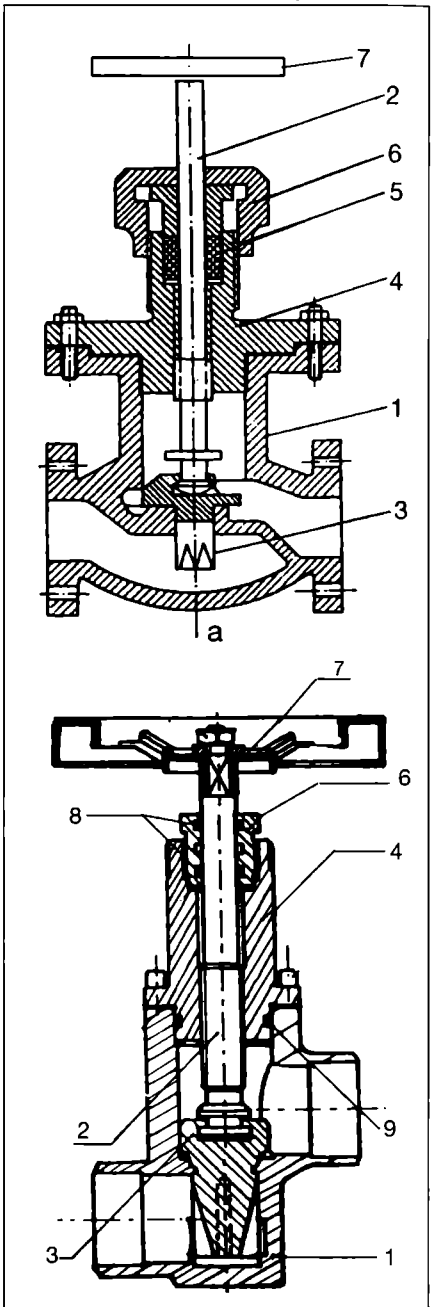


Fig. 16.6.13. Robinet de reglare manuală ***a - FRIGOTEHNICA; b - LRFF:***
1 - corp; 2 - tijă; 3 - ventil; 4 - capac; 5 - garnitură; 6 - piuliță de etanșare; 7 - roată de manevră; 8 - inel de etanșare piuliță; 9 - inel de etanșare corp.

va fi tratat, purjat și completat.

Prin suprafața impusă între cele două circuite de apă, performanțele acestui turn sunt mai scăzute, $\theta_{w2} - \theta_{TU}$ fiind de *7...15* K.

Iarna, răcirea apei se face numai cu aer.

Aerorăcitorul realizează răcirea, în circuit închis, a apei de răcire a instalației frigorifice, cu aer, tot timpul anului (fig. 16.5.24). Este realizat din țevi cu aripioare plasate într-o carcasă metalică. Apa circulă prin țevi iar aerul, la exterior, printre aripioare, cu ventilatoare de mică viteză, încât nivelul de zgomot este redus.

16.6. Conducte, armături, izolații

16.6.1. Conducte

- Dimensionarea conductelor de agenți frigorifici trebuie făcută ținând seama de pierderea de sarcină admisibilă și de necesitatea returnării uleiului, la freoni.

Pierderea de sarcină în conducte diminuează puterea frigorifică a instalației și majorează puterea consumată de compresor. Ea este dependentă de pătratul vitezei fluidului, încât sunt de dorit viteze minime. Antrenarea uleiului și considerentele economice impun însă viteze cât mai mari. Aceste două tendințe conduc la viteze optime, corespunzătoare atât fluidului, cât și stării acestuia. Astfel, cea mai importantă cădere de presiune are loc pe circuitul vaporilor, căderea temperaturii amplificând-o. Vitezele optime, rezultate din considerente tehnico-economice, sunt prezentate în tabelul 16.6.1.

Pierderea locală de sarcină în coturi, ramificații sau armături, poate fi echivalentă cu cea dintr-o conductă de

Tabelul 16.6.6. Conductivitatea termică a aerului uscat și a apei în diverse faze.

Material	λ [W/m·K]
Aer uscat	0,0232
Vapori de apă saturați	0,0174
Apă	0,5800
Gheață	2,3200

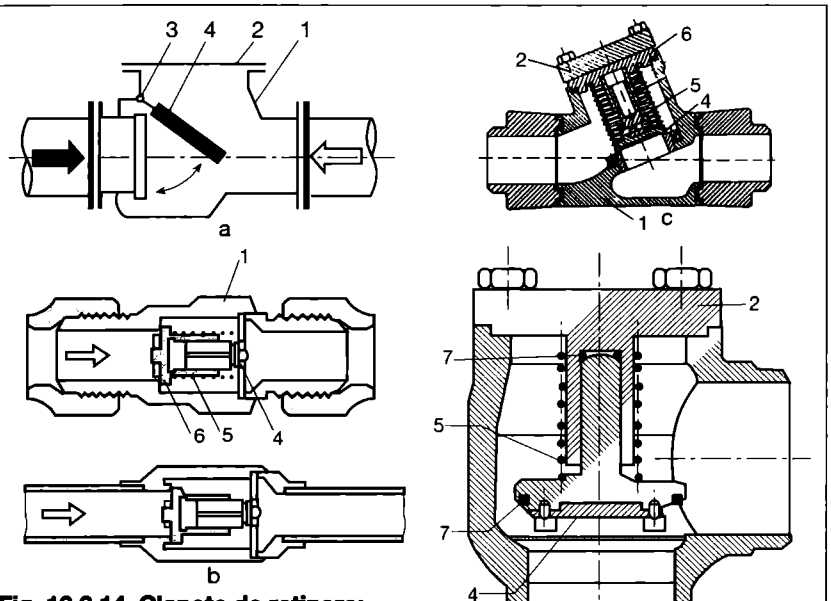


Fig. 16.6.14. Clapete de reținere:
a - simplă; b - cu arc, dreaptă (Danfoss); c - cu arc, oblică (FAS); d - cu arc, de colț (LRFF);
1 - corp; 2 - capac; 3 - articulație; 4 - clapetă; 5 - resort; 6 - placă de amortizare; 7 - inel de etanșare.

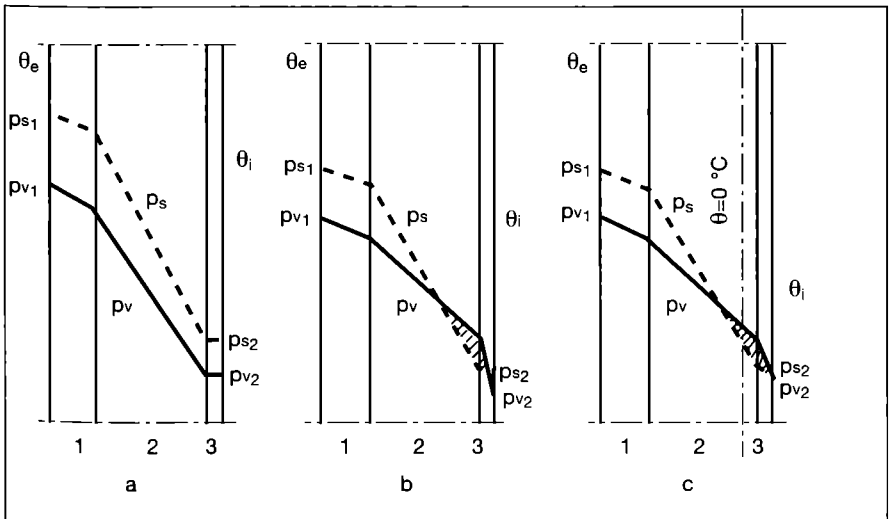


Fig. 16.6.15. Difuzia vaporilor de apă într-un perete izolat:
a - fără risc de condensare; b - cu condensare în stratul izolant; c - cu condensare și congelare în stratul izolant;
1 - cărămidă; 2 - izolație; 3 - tencuială interioară.

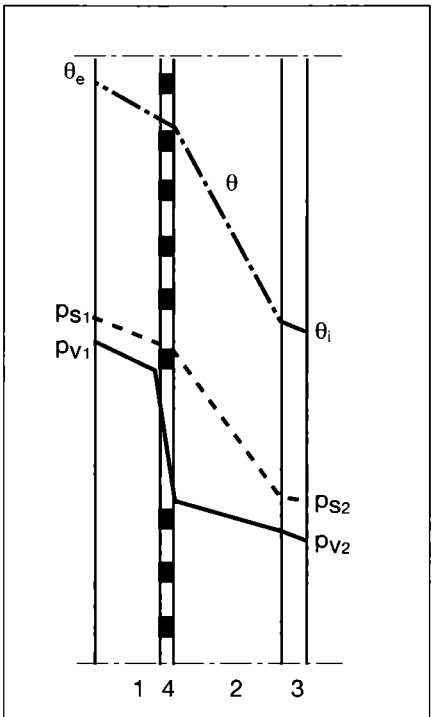


Fig. 16.6.16. Evitarea condensării în perete:
1 - cărămidă; 2 - izolație; 3 - tencuială interioară; 4 - barieră de vapori.

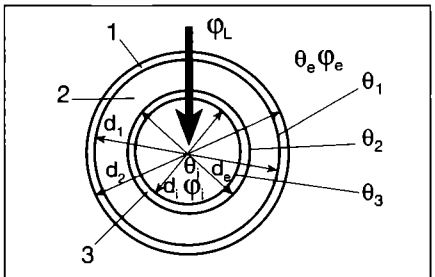


Fig. 16.6.17. Schema de calcul a izolației frigorifice la o conductă cilindrică:
1 - înveliș exterior (izolație și barieră de vapori) cu diametrul exterior d_2 și interior d_1; 2 - izolație; 3 - conductă cu diametrul exterior d_e și interior d_i.

același diametru, de o anumită lungime, conform fig. 16.6.1.

Agentul frigorific impune materialul țevilor: amoniacul necesită țevi din oțel fără sudură, conform STAS 403/2 (tab. 6.6.1, volumul Instalații de încălzire), la freoni putându-se utiliza și țevi din cupru, conform STAS 523 (tab. 16.6.2).

În fig. 16.6.2 a sunt prezentate diametrele minime ale conductelor de R134a, în funcție de puterea frigorifică a instalației Φ_0 [kW], tipul conductei și temperatura fluidului. Nomograma a fost construită prin admiterea unei pierderi de sarcină echivalente cu o variație de temperatură de 2 K față de stările de saturație din vaporizator sau condensator. Corecțiile impuse de lungimea conductei (inclusiv, cea echivalentă pierderilor locale de sarcină) și de temperatura de condensare sunt apreciate de factorii K_1, K_2 (fig. 16.6.2 c).

Existența amestecului lichid-vapori în avalul ventilului de laminare impune ca diametrul acestei conducte să se aleagă la o valoare imediat superioară din șirul diametrelor nominale, față de valoarea din amonte (tab. 16.6.3).

La circulația prin pompe, prezența vaporilor alături de lichid conduce la o pierdere de sarcină mai mare, decât în situația circulației doar a lichidului, la aceeași viteză. Pentru antrenarea uleiului de către vaporii de R134a nu trebuie depășite diametrele maxime în nomogramele din fig. 16.6.2. Datele similare pentru R22 sunt prezentate în fig. 16.6.3. Exemplu de utilizare a nomogramelor:

Se consideră o instalație cu R22, având:

Φ_0=200 kW, θ_0=-30 °C și θ_C=30 °C.

Conducta de aspirație are lungimea de 20 m și conține 2 robinete de închidere, de colț și 5 coturi. Conducta de refulare are lungimea de 30 m și conține 2 robinete de închidere, de colț și 6 coturi.

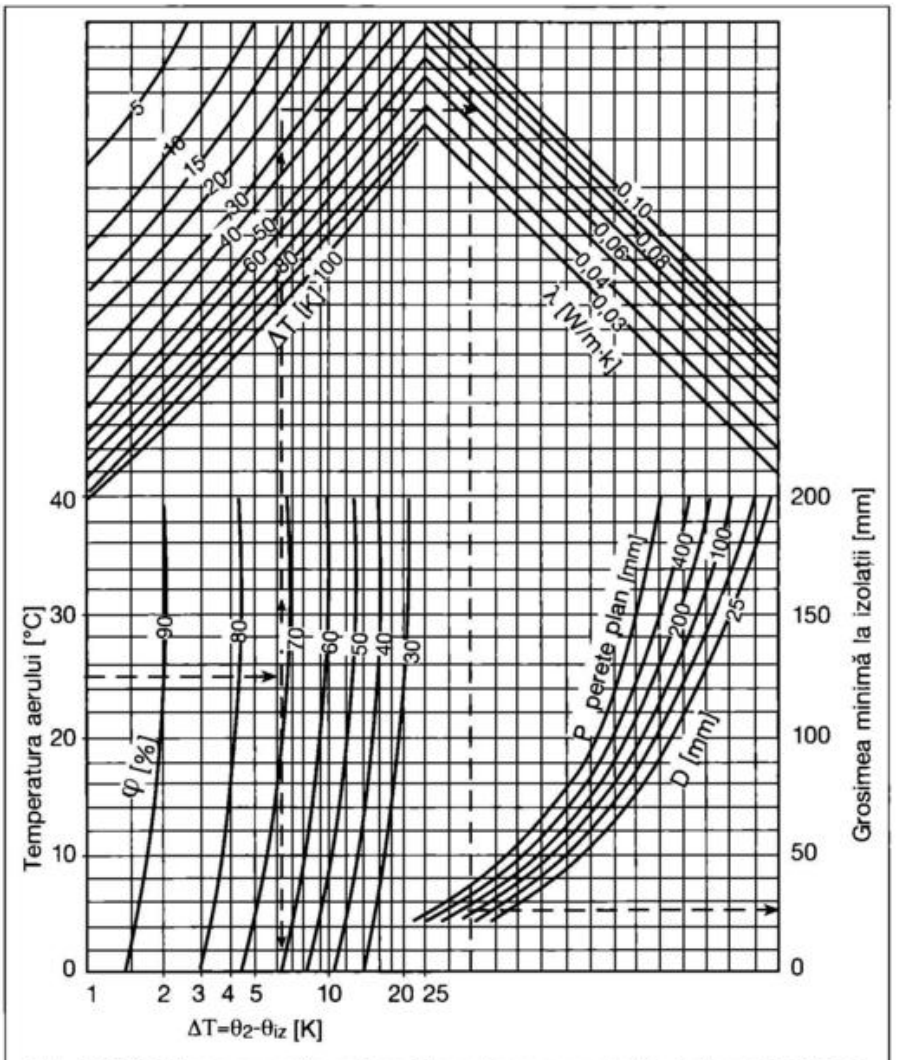


Fig. 16.6.18. Nomogramă pentru determinarea grosimii minime a izolației, pentru evitarea condensării pe izolație (Cammerer):
D - diametrul conductei; P - perete plan; φ - umiditatea relativă a aerului; ΔT - diferența între temperatura conductei și a aerului; λ - conductivitatea termică a materialului izolator.

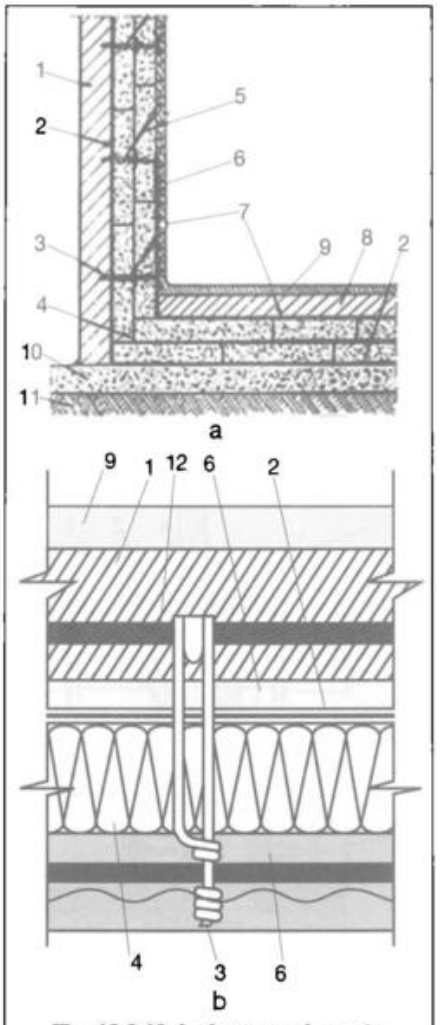


Fig. 16.6.19. Izolarea unui perete vertical și a pardoselii plasate pe sol *(a)*; idem a plafonului unui spațiu răcit *(b)*:
1 - zidărie; 2 - barieră de vapori; 3 - agrafă metalică; 4 - panouri izolante (plută sau polistiren); 5 - cuie de lemn; 6 - tencuială; 7 - izolație hidrofugă cu înălțare pe peretele vertical; 8 - beton de egalizare; 9 - strat de uzură; 10 - beton de egalizare; 11 - sol; 12 - armătură din oțel beton.

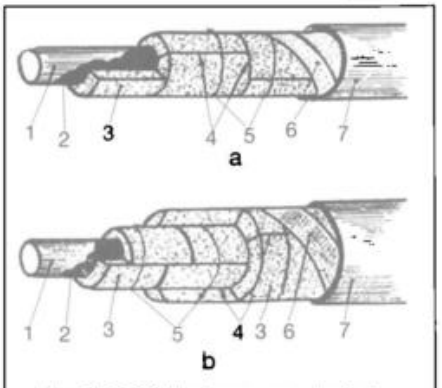


Fig. 16.6.20. Izolarea conductelor, cu un strat (a) sau două straturi (b) de cochilii:
1 - conductă; 2 - vopsea antirugină; 3 - cochilii izolante; 4 - mastic asfaltic; 5 - sârmă zincată; 6 - bandaj din pânză; 7 - tencuială bituminoasă.

Dimensionarea:

- *Conducta de aspirație TA*

Din nomograma din fig. 16.6.3 a rezultă $d_i=110$ *mm*, deci se alege diametrul standardizat imediat superior, D_n 125 (D 133·4). Din fig. 16.6.1 rezultă că, pentru un robinet de colț și un cot cu D_n 125, pierderea de sarcină este echivalentă cu o lungime de conductă de 16 m, respectiv, 2,4 m. Astfel, lungimea totală, echivalentă, a conductei de aspirație va fi:

$L_{TA}=20+2\cdot16+5\cdot2,4=64$ m (16.6.1).

Din fig. 16.6.3 c rezultă factorii de corecție $K_1=1,16$ și $K_2=0,96$ încât diametrul necesar va fi:

$d_{imin,TA}=d_i\cdot K_1\cdot K_2=110\cdot1,16\cdot0,96=122,5$ mm (16.6.2).

Din nomograma din fig. 16.6.3 b rezultă că diametrul maxim pentru antrenarea uleiului este $d_{imax}=130$ *mm*, deci diametrul maxim admisibil va fi:

$d_{imax,TA}=d_{imax}\cdot K_2=130\cdot0,96=125$ mm (16.6.3),

întoarcerea uleiului fiind asigurată.

- *Conducta de refulare TR.*

Din nomogramă rezultă $d_i=58$ mm și alegem Dn 65 (∅ 70·3,5). Lungimea echivalentă pentru un robinet de colț și un cot cu Dn 65 este de 9,5 m, respectiv, 1,3 m, astfel încât

$L_{TR}=30+2\cdot9,5+6\cdot1,3=56,8$ m (16.6.4).

Cu factorii de corecție $K_1=1,13$ și $K_2=1,08$ obținem:

$d_{imin,TR}=d_i\cdot K_1\cdot K_2=58\cdot1,13\cdot1,08=70,8$ mm (16.6.5).

Pentru antrenarea uleiului, $d_{imax}=85$ *mm*, iar cel maxim admisibil va fi:

$d_{imax,TR}=d_{imax}\cdot K_2=85\cdot1,08=91,8$ mm (16.6.6).

Rezultă că pentru conducta de refulare se alege $D_n=80$ (D 83·3,5).

- *Conducta de lichid de la condensator la rezervor și detentor* TL_{RD} rezultă din fig. 16.6.3 a, $d_i=34$ mm, astfel încât se alege D_n 40 (D 44,5·3).

Conducta din aval de detentor va avea diametrul imediat superior, D_n 50 (D 57·3).

Vitezele minime pentru vaporii de R134a sau R22, circulând ascendent în conducte verticale, sunt indicate în nomogramele din fig. 16.6.4.

Fig. 16.6.21. Izolarea conductelor și robinetelor de apă glacială, într-o centrală frigorifică.

Pentru amoniac, dimensionarea este similară (excepție făcând verificarea returnării uleiului) și se bazează pe nomogramele din fig. 16.6.4.

• **Dimensionarea conductelor de agenți secundari** ține seama de vitezele recomandate în tabelul 16.6.5.

Se utilizează țevi din oțel fără sudură, STAS 404/2.

În fig. 16.6.6 este prezentată o nomogramă care indică pierderea de sarcină a apei Δp, pentru o țeavă cu lungimea de 100 m, în funcție de debitul volumic $\dot{V}$ și de diametrul nominal D_n. Sunt prezentate și vitezele corespunzătoare. Pierderea locală de sarcină, în robinete sau coturi, este echivalentă cu lungimea de conductă prezentată în tabelul 16.6.6.

• **Pozarea conductelor de agenți frigorifici** este deosebit de importantă, mai ales la cei miscibili cu uleiul sau la instalațiile de putere variabilă.

Instrucțiunile de montare ale acestor conducte sunt detaliate în § 18.1.

Conductele de agent frigorific se marchează pentru identificarea fluidului, a stării lui și a sensului de circulație, conform fig. 16.6.7.

• **Îmbinarea conductelor** poate fi nedemontabilă sau demontabilă.

- *Îmbinarea prin sudură* este nedemontabilă, sigură și poate fi realizată autogen (oxiacetilenic), cu arc electric, în mediu de argon cu electrod fuzibil sau nefuzibil, fiind folosită la amoniac și agenți intermediari. La freoni, țevile din cupru se îmbină prin lipire.

- *Îmbinarea cu flanșe*, demontabilă, este utilizată la diametre mari, în special la amoniac. Pentru o protecție sporită a personalului de exploatare contra unui eventual jet de amoniac se utilizează flanșe cu canal și pană (fig. 16.6.8 a). Pentru agenți intermediari se utilizează flanșe netede.

- *Îmbinarea cu filet* (cu racord olandez) (fig. 16.6.8 b), demontabilă, este specifică freonilor, care conduc la diametre mai mici.

Garniturile de etanșare, folosite la racordurile demontabile, se execută din clingherit sau aluminiu (la amoniac) și cupru (la freoni). La agenți intermediari se folosesc garnituri din cauciuc.

16.6.2. Armături

În funcție de rolul pe care-l îndeplinesc, armăturile utilizate în instalațiile frigorifice pot fi: robinete de închidere; robinete de reglare manuală; clapete de reținere (de sens).

Tabelul 16.6.8. Grosimea minimă a izolației din plută, pentru evitarea condensării vaporilor de apă pe izolație.

Diametrul exterior [mm]	Diferența de temperatură [K]	Grosimea izolației [mm] pentru starea aerului de 20 °C și umiditatea relativă de [%]			
		70	80	85	90
38	20	15	25	45	55
	40	25	35	55	90
	60	40	50	75	125
	80	60	75	100	160
57	20	15	25	45	60
	40	30	40	65	90
	60	45	60	85	130
	80	65	80	110	170
108	20	20	30	50	70
	40	35	45	65	110
	60	55	70	95	150
	80	75	90	120	185
159	20	20	35	60	80
	40	35	55	80	115
	60	55	80	115	150
	80	75	105	140	200
267	20	20	35	60	80
	40	40	60	85	120
	60	60	85	115	170
	80	80	120	170	230
perete plan	20	20	40	65	90
	40	40	70	100	160
	60	60	100	140	240
	80	80	130	200	280

• **Robinetele de închidere** servesc la separarea diferitelor utilaje sau la închiderea circuitelor. Pot fi drepte, oblice sau de colț (fig. 16.6.9). Sunt prevăzute cu racorduri demontabile (filet până la D_n 32 sau flanșe). Pot fi confecționate din oțel și din fontă specială (la amoniac) sau din bronz și alamă, la freoni.

Pozițiile de lucru ale robinetului cu ventil sunt numai complet deschis sau complet închis; la poziții intermediare presetupa nu poate asigura etanșarea de durată a tijei.

În fig. 16.6.10 a, b sunt prezentate variantele de robinete cu ventil plat, drept (TEHNOFRIG) și cu ventil conic, de colț (YORK). În fig. 16.6.10 c este prezentat robinetul drept, cu clapeta sferică turnantă (QUIRI) care prezintă avantajul că trecerea fluidului se face la secțiunea conductei, deci introduce o cădere de presiune redusă.

În fig. 16.6.11 este prezentat un robinet cu membrană (DANFOSS), utilizat pentru conducte de diametre reduse, la freoni. Legatura între tijă și clapetă este asigurată aici de o membrană care participă și ea la etanșarea către atmosferă.

• **Robinetele de reglare manuală** servesc la laminarea agentului frigorific lichid, de la presiunea de condensare la cea de vaporizare. Sunt realizate asemănător cu robinetele de închidere drepte, fiind prevăzute cu un filet mai fin al tijei, cu un ventil adaptat unei reglări precise a debitului și cu o etanșare mai bună a tijei, pentru a permite funcționarea în orice poziție. Se montează încadrat de două robinete de închidere, pe o conductă by-pass a celei pe care este amplasat ventilul de reglare automată, încât să se poată asigura demontarea pentru curățire și depanare, și este precedat de un filtru (eventual și un deshidrator), ca în fig. 16.6.12.

În fig. 16.6.13 sunt prezentate variante realizate de FRIGOTEHNICA (a) și LRFF (b).

• **Clapetele de reținere (de sens)** permit circulația fluidului doar într-un singur sens. Clapeta este ridicată de pe scaun de presiunea fluidului care circulă în sensul normal, iar la circulația în sensul invers este apăsată pe scaun (fig. 16.6.14 a). Poate fi prevăzută și cu un resort care amplifică presiunea clapetei pe scaun. Tensiunea resortului este de cca 0,07 bar, la clapetele montate pe conductele de aspirație, și de 0,3 bar, la cele montate pe conductele de refulare. Fig. 16.6.14 prezintă și variante de clapete cu arc: b) dreaptă (DANFOSS), c) oblică (FAS) și d) de colț (LRFF).

Clapeta de reținere trebuie să asigure o închidere rapidă, o bună etanșeitate, rezistență la șocul de presiune și să conducă la o pierdere de sarcină redusă *(0,03...0,07* bar). Ea se amplasează pe refularea compresoarelor, la instalațiile cu mai multe compresoare, din care unele de rezervă, pentru a împiedica întoarcerea vaporilor cu lichid din condensator, în caz de avarie sau la oprire. Și instalațiile de degivrare cu gaze calde necesită clapete de reținere. La instalațiile la care compresorul deservește mai multe vaporizatoare care funcționează la temperaturi diferite, se plasează clapete de reținere pe aspirațiile din vaporizatoare.

De asemenea, pompele (care sunt, de regulă, dublate cu unele de rezervă) necesită clapete de reținere pe conductele de refulare.

Montarea pe conductă se va face în conformitate cu indicațiile constructorului (orizontală, verticală sau indiferentă), respectând și sensul de circulație a fluidului, marcat cu o săgeată pe corp. Clapeta trebuie plasată cât mai departe de compresor (de regulă, după separatorul de ulei) pentru a amortiza șocul dat de circulația pulsatorie a gazului la închiderea-deschiderea ei.

16.6.3. Izolații frigorifice

• **Materiale utilizate pentru izolații frigorifice**

În scopul reducerii costului frigului produs, trebuie limitate aporturile de căldură din exterior, atât la consumator (către incinta răcită), cât și la instalația frigorifică (către zona cu temperatură scăzută). Pentru aceasta, atât spațiul răcit cât și utilajele și conductele aflate la temperatură scăzută se izolează frigorific. Materialele izolante sunt constituite, de regulă, din mai multe celule

Tabelul 16.6.7. Caracteristicile unor materiale utilizate la izolații frigorifice.

MATERIAL	θ_{min} [°C]	ρ [kg/m^3]	λ [W/m·K]
Pâslă	-60	100...200	0,06...0,08
Lână naturală	0	125...150	0,038...0,049
Fulgi	0	80...100	0,037
Carton	0	700	0,07
Bitum	-	2000	0,16
Cărămidă	-	1850	0,79
Beton celular	-	200...400	0,05
Carton ondulat bituminat (Velit)	-50	50...55	0,041...0,043
Turbă, plăci impregnate	-60	160...250	0,04...0,06
Cauciuc spongios	-40	225...300	0,055...0,065
Plută expandată	-150	150...160	0,041...0,046
Plută expandată bituminată (ASKO)	-150	160...180	0,058...0,067
Plăci fibrolemnoase	-60	150...250	0,047...0,056
Saltele din fibră de sticlă	-180	120...150	0,033...8,048
Panouri din fibră de sticlă	-180	140...160	0,031...0,037
Vată din sticlă	-60	60...100	0,036
Sticlă spumoasă-	60	140...160	0,05...0,055
Plăci (semicochilii) din vată minerală	-100	120...220	0,052...0,055
Semicochilii din polistiren expandat	-180	15...30	0,033...0,.36
Spumă de policlorură de vinil	-180	40...60	0,04
Spumă de poliuretan	-180	35...50	0,028
Alfol	-50	-	0,028...0,037
Ampora	-50	10...30	0,035...0,05

închise, conținând un gaz uscat (aer, CO_2, azot sau R11), cu o conductivitate termică scăzută. În plus, ele trebuie să fie: nehigroscopice; neinflamabile și ignifuge; inodore; neatacate de ciuperci, mucegaiuri, rozătoare și să nu putrezească.

Un material poate fi bun izolant termic, la temperaturi peste cea a mediului ambiant, dar, dacă este higroscopic, nu poate fi utilizat ca izolant frigorific deoarece va permite difuzia vaporilor de apă din aer, condensarea și uneori chiar congelarea lor în peretele izolat.

Considerăm un perete izolat termic care desparte aerul exterior cu starea dată de temperatura θ_e=25° C și umiditate relativă φ_e=60 % de aerul interior cu starea dată de θ_i=-10° C și φ_i=80 %.

La aceste stări corespund presiunile parțiale ale vaporilor de apă: p_{Ve}=2 mbar și p_{Vi}=0,153 mbar.

Datorită diferenței de presiune, $\Delta p=p_{Ve}-p_{Vi}$, va exista o difuzie a vaporilor de apă prin perete, cu atât mai intensă, cu cât Δp va fi mai mare, cu cât permeabilitatea la vapori a materialului va fi mai ridicată și cu cât densitatea lui va fi mai mică.

Când presiunea parțială a vaporilor de apă în perete p_V depășește presiunea de saturație p_s, a vaporilor, corespunzătoare temperaturii peretelui, aceștia condensează. Dacă temperatura peretelui este negativă are loc congelarea condensatului.

În fig. 16.6.15 sunt prezentate situațiile difuziei vaporilor de apă din aer prin perete, fără risc de condensare (a), cu condensare în stratul izolant (b) și cu condensare și congelare în stratul izolant (c).

Analizând conductivitățile termice ale aerului uscat și ale vaporilor de apă, ale apei și ale gheții (tabel 16.6.6), se constată cum se poate degrada eficacitatea izolantă a materialului când aerul uscat este înlocuit de aer umed, apă și, în final, de gheață.

Gheața diminuează efectul izolant de 100 de ori și, în plus, provoacă degradarea mecanică a materialului prin mărirea volumului la înghețarea apei. Se poate îmbunătății efectul izolant al materialului prin expandarea cu alte gaze, în loc de aer (CO_2, N_2). Pentru evitarea condensării, trebuie ca $p_V < p_s$, deci ca vaporii să nu atingă punctul de rouă. Coborârea presiunii parțiale a vaporilor de apă p_V se poate face prin intercalarea între zidărie și izolație a unui strat impermeabil, denumit *barieră de vapori* (fig. 16.6.16).

Materialele utilizate ca izolații frigorifice (tab. 16.6.7) pot fi de natură organică sau anorganică. *Izolanții organici* pot fi naturali (plută, lemn, turbă, pâslă, lână, cauciuc, fulgi) sau sintetici (spumele de polistiren, policlorura de vinil sau poliuretan, ampora, velit). *Izolanții anorganici,* mai durabili și neinflamabili, pot fi minerali (vata din sticlă sau zgură, vata minerală, sticla spumoasă, beton spumos) sau metalici (alfolul, realizat din foițe subțiri din aluminiu).

Ca *bariere de vapori* se utilizează emulsii de bitum sau de asfalturi și complexe aluminiu-polietilenă sau aluminiu-bitum. *Rezistența la difuzia vaporilor de apă* μ, comparativ cu cea a unui strat de aer de aceeași grosime, este de 20.000...50.000 la emulsiile asfaltice sau bituminoase și de 400.000... 12.000.000 la complexele cu aluminiu.

• **Determinarea grosimii izolației frigorifice** se face pe baza unor calcule tehnico-economice în care primează condiția de evitare a condensării vaporilor de apă pe suprafața izolației. Pentru aceasta, suprafața exterioară a izolației trebuie să aibă temperatura superioară punctului de rouă al aerului în care este montată izolația.

La peretele plan, trebuie îndeplinită condiția:

$$q = U(\theta_e - \theta_i) < h_e(\theta_e - \theta_r) \qquad (16.6.7)$$

deci:

$$U < h_e \frac{\theta_e - \theta_r}{\theta_e - \theta_i} \qquad (16.6.8)$$

unde:

q - este densitatea fluxului termic [W/m²];
U - coeficientul global de transfer termic [W/m²·K];
h_e - coeficientul superficial de transfer termic [W/m²·K];
θ_i, θ_e - temperaturile exterioară și interioară ale aerului [°C];

Tabelul 16.6.9. Fluxul termic Φ_L [W/m] ce traversează 1 m de conductă izolată, la o diferență de temperatură de 1 K.

de [mm]	λ [W/m·K]	pentru o izolație cu δ [cm]:								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
32	0,04	0,290	0,241	0,211	0,191	0,176	0,166	0,157	0,148	0,143
	0,05	0,348	0,293	0,258	0,234	0,217	0,203	0,194	0,184	0,177
	0,06	0,405	0,345	0,304	0,277	0,256	0,239	0,230	0,219	0,211
38	0,04	0,326	0,269	0,235	0,211	0,191	0,179	0,169	0,161	0,153
	0,05	0,390	0,324	0,248	0,256	0,235	0,219	0,209	0,200	0,190
	0,06	0,452	0,378	0,332	0,300	0,278	0,260	0,247	0,237	0,226
48	0,04	0,383	0,311	0,269	0,239	0,216	0,201	0,189	0,180	0,168
	0,05	0,456	0,372	0,324	0,288	0,264	0,246	0,233	0,222	0,210
	0,06	0,529	0,433	0,378	0,336	0,312	0,291	0,276	0,263	0,252
57	0,04	0,437	0,354	0,299	0,264	0,240	0,220	0,208	0,197	0,187
	0,05	0,521	0,422	0,363	0,321	0,293	0,270	0,256	0,244	0,231
	0,06	0,603	0,491	0,426	0,377	0,347	0,322	0,304	0,290	0,274
63,5	0,04	0,476	0,379	0,320	0,284	0,256	0,235	0,220	0,209	0,197
	0,05	0,566	0,455	0,390	0,342	0,313	0,290	0,271	0,259	0,244
	0,06	0,655	0,529	0,457	0,400	0,369	0,343	0,322	0,307	0,290
76	0,04	0,545	0,432	0,362	0,317	0,287	0,262	0,246	0,232	0,218
	0,05	0,650	0,517	0,440	0,384	0,350	0,322	0,303	0,285	0,269
	0,06	0,754	0,603	0,516	0,450	0,414	0,383	0,360	0,339	0,320
89	0,04	0,621	0,484	0,404	0,353	0,317	0,289	0,270	0,254	0,240
	0,05	0,737	0,580	0,491	0,428	0,387	0,355	0,333	0,313	0,295
	0,06	0,847	0,679	0,577	0,502	0,458	0,420	0,394	0,371	0,349
95	0,04	0,650	0,508	0,423	0,368	0,332	0,302	0,282	0,263	0,249
	0,05	0,771	0,609	0,514	0,448	0,405	0,370	0,347	0,325	0,306
	0,06	0,893	0,708	0,603	0,527	0,477	0,437	0,412	0,386	0,362
108	0,04	0,719	0,557	0,465	0,401	0,360	0,327	0,303	0,285	0,268
	0,05	0,853	0,673	0,564	0,490	0,441	0,401	0,374	0,352	0,330
	0,06	0,986	0,783	0,661	0,578	0,521	0,475	0,444	0,416	0,390
127	0,04	0,824	0,632	0,529	0,455	0,403	0,366	0,338	0,318	0,298
	0,05	0,975	0,766	0,638	0,552	0,494	0,450	0,416	0,391	0,365
	0,06	1,125	0,893	0,748	0,650	0,586	0,534	0,495	0,463	0,432
133	0,04	0,864	0,661	0,551	0,472	0,418	0,378	0,348	0,327	0,307
	0,05	1,021	0,795	0,661	0,573	0,510	0,464	0,429	0,401	0,377
	0,06	1,172	0,922	0,771	0,673	0,603	0,550	0,510	0,476	0,446
140	0,04		0,690	0,573	0,490	0,433	0,391	0,360	0,337	0,319
	0,05		0,829	0,690	0,597	0,530	0,481	0,446	0,427	0,385
	0,06		0,963	0,806	0,702	0,627	0,572	0,530	0,493	0,461

θ_τ - temperatura punctului de rouă, corespunzător stării aerului exterior [°C].

La peretele cilindric, trebuie respectată condiția:

$$\Phi_L = \frac{\pi\left(\theta_e - \theta_i\right)}{\frac{1}{h_e d_e} + \frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{\lambda_1} ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} ln\frac{d_1}{d_e} + \frac{1}{\lambda_3} ln\frac{d_e}{d_i}\right)} < \pi d_e \left(\theta_e - \theta_\tau\right) h_e \quad [W/m] \tag{16.6.9}$$

Semnificația mărimilor reiese din fig. 16.6.17, cu Φ_L - fluxul termic ce pătrunde în conductă pe 1 m lungime.

Grosimea minimă a izolației se poate determina cu nomograma elaborată de Cammerer (fig. 16.6.18), alegând materialul izolant (conductivitatea lui termică, λ). Pentru plută, grosimea minimă necesară evitării condensării pe izolație, rezultă din tabelul 16.6.8.

Fluxul termic care străbate izolația unei conducte pentru 1 m și o diferență de temperatură de 1 K se poate determina din tabelul 16.6.9.

• **Montarea izolației frigorifice** trebuie realizată în straturi continui, evitând „punțile termice", asigurând un contact perfect cu suportul și protejând-o contra șocurilor și a umidității.

- *Izolarea pereților plani*

Suportul izolației frigorifice este zidăria (cărămidă, beton), în cazul spațiilor răcite, sau peretele metalic, la bazinele de răcire. Pentru a avea o suprafață cât mai netedă, suportul se tencuiește cu mortar de ciment. Fixarea izolației pe perete sau plafon se face cu agrafe din sârmă zincată. Peste tencuială se pozează bariera de vapori (emulsie de bitum sau asfalt). Pentru a evita pătrunderea apei în izolație (de la spălări, degivrare), la pardoseli, se prevede și o izolare hidrofugă (din două straturi de carton asfaltat și trei de bitum), înălțată la joncțiunea cu pereții cu cca 0,5 m. Plăcile de izolație se aplică cu bitum cald, peste bariera de vapori, astfel încât să nu existe o continuitate a rosturilor. Un eventual al doilea strat izolant se așează cu rosturile decalate față de cele ale primului strat. Rosturile se astupă cu chit din bitum și praf de plută sau polistiren.

Izolația frigorifică se acoperă cu plasă de rabiț și cu tencuială din mortar de ciment. La pardoseli, peste izolație se prevede și un strat din beton de egalizare, slab armat, și un strat de uzură (asfalt, beton sau gresie), cu o pantă de 1...2 cm/m.

La spații cu temperatura sub -5°C, sub stratul suport al izolației frigorifice, se prevede un sistem de ventilare cu aer, sau un sistem de încălzire, care să protejeze solul de îngheț.

În fig. 16.6.19 este prezentat modul de izolare a unui perete vertical și a pardoselii plasate la sol (a) și a tavanului (b) unui spațiu răcit.

Izolația se poate realiza și *în situ,* prin injectarea unei spume izolante (poliuretan sau policlurură de vinil), între panouri de cofraj; în timpul realizării, temperatura mediului trebuie să fie mai mare de 10°C, iar umiditatea relativă mai mică de 80 %.

- *Izolarea conductelor și a aparatelor cilindrice*

Pe conducta perfect uscată și degresată, se aplică o vopsea bituminoasă, protectoare contra ruginii și apoi cochiliile de material izolant sunt lipite cu o emulsie asfaltică. Rosturile longitudinale și transversale alternează. Cochiliile sunt presate pe conductă prin strângere cu sârmă zincată. Coturile sunt acoperite cu cochilii decupate la o formă cât mai apropiată. Când este necesar un al doilea strat izolant, se asigură decalarea rosturilor.

Suprafața exterioară a izolației se protejează contra șocurilor cu bandă din pânză sau bumbac, înfășurată în spirală, acoperită cu glet de ipsos sau ciment (fig. 16.6.20) și finisată cu o vopsea de ulei.

Izolația se întrerupe înaintea flanșelor armăturilor, pentru a se putea demonta. Armăturile de pe conductele cu temperatură scăzută sunt izolate cu cochiliile decupate la forma acestora. Fig. 16.6.21 prezintă modul de izolare a conductelor și robinetelor de manevră într-o centrală frigorifică.

În prezent se folosesc și acoperiri metalice, din jumătăți sau sferturi de cilindri de tablă din aluminiu, fasonate la dimensiunea exterioară a izolației. Unele cochilii de izolație (lână din sticlă) sunt înglobate într-o folie din aluminiu, lipită pe izolant. Și aici se poate utiliza izolarea pe loc, cu spume injectate în spațiul inelar dintre conductă și acoperirea metalică.

Aparatele cilindrice mari, aflate la temperatură scăzută (separator de lichid, separator acumulator, butelie de răcire intermediară) sunt izolate similar conductelor, cu plăci izolante aplicate pe rabiț. Acoperirea exterioară se face cu pânză gudronată sau cu folii din aluminiu.

F. Instalații frigorifice

Capitolul 17

Sisteme de instalații frigorifice pentru climatizare

Instalația de climatizare are ca scop menținerea stării aerului (temperatura și umiditatea) în limitele de confort sau cele solicitate de un proces tehnologic, independent de condițiile exterioare. Astfel, vara, aerul introdus în încăperea climatizată trebuie răcit și uscat, cu ajutorul unui mediu de răcire natural (apa de puț) sau produs artificial.

Răcirea aerului se poate realiza fie **direct**, prin vaporizarea unui agent frigorific în răcitorul de aer, fie **indirect**, prin intermediul unui agent purtător de frig (apa rece), natural sau preparat în vaporizatorul unei instalații frigorifice.

17.1. Instalații de climatizare cu răcire directă

Aerul cedează excesul de căldură și de umiditate în contact cu o baterie de răcire care este chiar vaporizatorul instalației frigorifice.

Pentru a evita impurificarea aerului, în caz de avarie a vaporizatorului, se utilizează numai agenți frigorifici netoxici (R22, R134a, R407C, R410A).

Aceste instalații asigură puteri frigorifice mici (1...20 kW) sau medii (25...150 kW). Din punct de vedere constructiv, pot fi realizate în sistem:

- monobloc;
- cu două unități separate (*split*).

17.1.1. Sisteme monobloc

Pentru puteri frigorifice medii, tratarea aerului este realizată centralizat, iar distribuția lui în spațiile climatizate și aspirația din ele sunt asigurate cu o rețea de canale. Frigul necesar este produs pentru alimentarea unei centrale de tratare a aerului (CTA).

Pentru puteri frigorifice reduse, producerea frigului și tratarea aerului se realizează local, chiar în încăperea climatizată.

17.1.1.1 Centrala de tratare a aerului

Vara, tratarea aerului are loc în bateria de răcire BR a centralei de tratare a aerului (fig. 17.1.1 a), care este chiar vaporizatorul V al instalației frigorifice. Aerul viciat de stare I, recirculat din încăpere, se amestecă cu aerul exterior de stare E, proaspăt, în camera de amestec CA, rezultând starea M (fig. 17.1.1 b). În continuare, aerul este răcit în contact cu suprafața rece a bateriei de răcire, cu temperatura θ_{SBR} până la starea R.

Dacă temperatura aerului răcit θ_R este inferioară celei a punctului de rouă a aerului introdus în bateria de răcire, $\theta_{\tau M}$, atunci aerul suferă și o uscare Δx_{MR} (pe suprafața bateriei de răcire se depune o parte din condensatul rezultat din vaporii de apă conținuți în aer care, în timp, se poate transforma în zăpadă sau gheață).

În bateria de reîncălzire BRI, aerul este încălzit (proces la $x=ct$) până la temperatura θ_C și apoi este introdus în camera climatizată cu ventilatorul VT. Aici, preluând excesul de căldură și de umiditate, are loc procesul de climatizare a încăperii, C-I.

Iarna este utilizată bateria de preîncălzire a aerului BPI; în acest sezon fiind necesar și un dispozitiv de umidificare, cu abur/apă.

Camera de pulverizare CP este utilizată la sistemele cu răcire indirectă, când aerul este răcit prin pulverizarea apei reci.

Instalația frigorifică aferentă este cu compresie mecanică cu freon, amoniacul fiind exclus din cauza riscului de infestare a aerului în cazul spargerii vaporizatorului V (bateria de răcire a aerului). Bateria de răcire este realizată din mai multe circuite, cu țevi din cupru și aripioare din aluminiu. Pentru obținerea unor temperaturi uniforme ale aerului răcit, circuitele de freon trebuie să fie realizate cu debite egale (deci cu pierderi de presiune identice între distribuitorul de lichid și colectorul de vapori). Deoarece freonul suferă și o supraîncălzire (1-1') în ultima parte a vaporizatorului, alimentarea acestuia cu freon se realizează longitudinal, în contracurent cu circuitul de aer.

Condensatorul poate fi răcit cu apă (cuplat cu un turn de răcire) sau cu aer, putând fi integrat în centrala frigorifică, sau separat (plasat în exterior). Instalația dispune de mai multe compre-

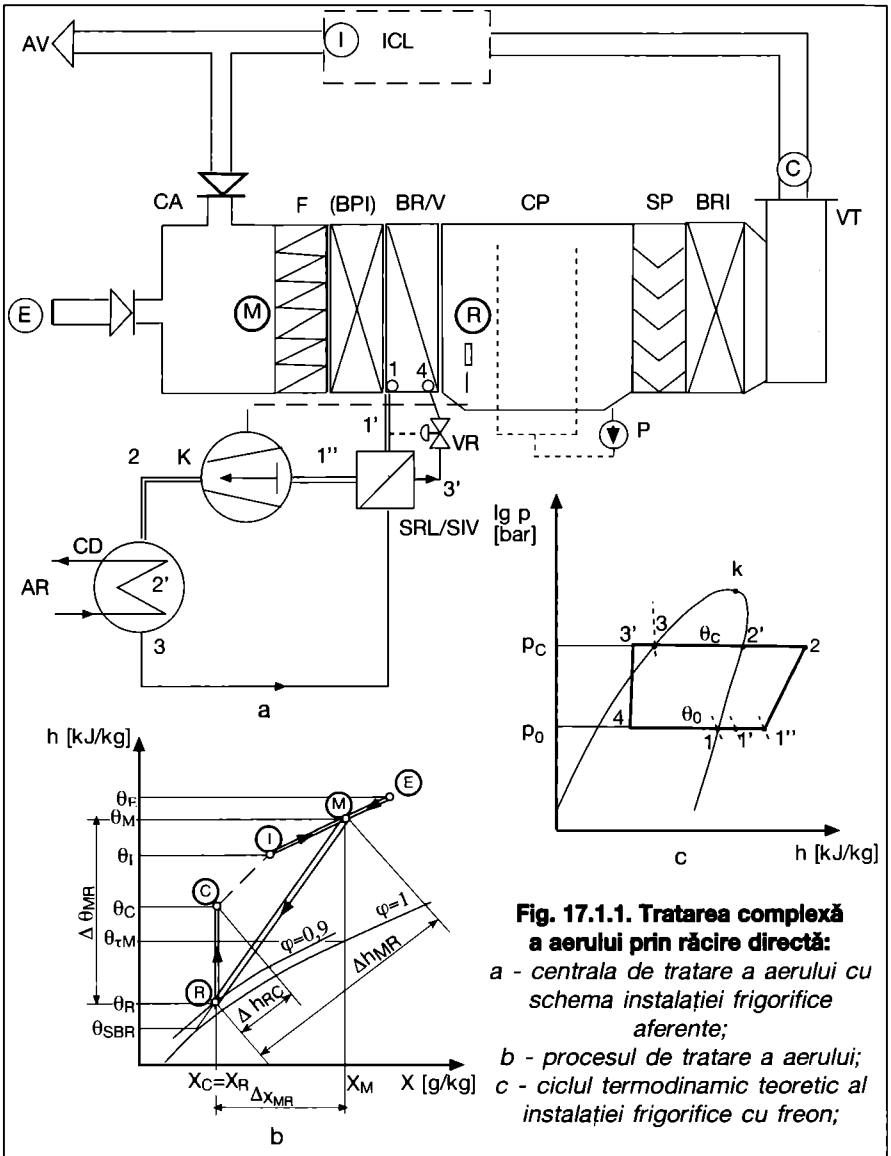


Fig. 17.1.1. Tratarea complexă a aerului prin răcire directă:
a - centrala de tratare a aerului cu schema instalației frigorifice aferente;
b - procesul de tratare a aerului;
c - ciclul termodinamic teoretic al instalației frigorifice cu freon;

CA camera de amestec; F - filtru; BPI - baterie de preîncălzire; BR - baterie de răcire; V - vaporizator; CP - cameră de pulverizare, SP - separator de picături; BRI - baterie de reîncălzire; VT - ventilator; P - pompă de apă; K - compresor; CD - condensator; SRL - subrăcitor de lichid; SIV - supraîncălzitor de vapori; VR - ventil de reglare; ICL - încăpere climatizată; E - aer exterior (proaspăt); I - aer interior (evacuat); M - aer amestecat; R - aer răcit; C - aer tratat; AV - aer viciat; AR - apă de răcire;

soare semiermetice sau deschise, plasate în paralel, care-i asigură o suplețe în funcționare.

Asamblarea instalației frigorifice se face în uzină, pe un șasiu metalic, permițând o montare rapidă și ușoară, o etanșare sporită și ocuparea unui spațiu redus (fig. 17.1.2).

Amplasarea stației de frig se face în localul tehnic în care este plasată și centrala de tratare a aerului sau în exterior (fiind protejată la intemperii).

Dimensionarea instalației frigorifice se face cunoscând:

- **temperatura de vaporizare** θ_0, dată de relația

$$\theta_0 \approx \theta_{SBR} = \theta_R - \Delta T \quad [K] \quad (17.1.1),$$

cu:

θ_{SBR} - temperatura suprafeței bateriei de răcire;

θ_R - temperatura aerului de stare R;

ΔT - diferența de temperatură între aer și suprafața bateriei, având valoarea de 5...7 K.

- **puterea frigorifică** Φ_0

$$\Phi_0=\Phi_{BR}=\dot{M}_{AER}\cdot(h_M-h_R)=\dot{M}_{Freon}\cdot(h_{1'}-h_4) \quad [kW] \quad (17.1.2),$$

cu:

Φ_{BR} - puterea termică a bateriei de răcire [kW];

$\dot{M}_{AER}$, $\dot{M}_{Freon}$ - debitele masice de aer și de freon [kg/s];

h_M, h_R - entalpiile masice ale aerului de stare M, respectiv, R [kJ/kg];

$h_{1'}$, h_4 - entalpiile masice ale freonului în punctele 1', 4 [kJ/kg] (fig. 17.1.1. c).

În continuare se pot determina puterea termică de condensare Φ_C și puterea electrică de comprimare P_k:

$$\Phi_C=\dot{M}_{Freon}\cdot(h_2-h_3)=$$

$$=\dot{M}_W\cdot c_{PW}\cdot(\theta_{W2}-\theta_{W1}) \quad [kW] \quad (17.1.3),$$

$$P_k=\dot{M}_{Freon}\cdot(h_2-h_{1'}) \quad [kW] \quad (17.1.4).$$

Deoarece $\Phi_C>\Phi_0=\Phi_{BR}>\Phi_{BRI}$ (fiindcă $\Delta h_{MR}>\Delta h_{RC}$) și cum temperatura aerului tratat θ_C este inferioară temperaturii de condensare θ_{CD} și chiar celei a apei de răcire a condensatorului θ_{W2}, există posibilitatea alimentării bateriei de reîncălzire BRI cu vapori calzi de freon (fig. 17.1.3. a) sau cu apa ieșită din condensator (fig. 17.1.3. b), asigurând încălzirea aerului (procesul R-C, fig. 17.1.1) prin recuperarea unei părți din căldura de condensare. Se face astfel o economie de investiție (condensatorul C_2 este mai mic decât C, se utilizează mai puține turnuri de răcire) și de exploatare (nu se solicită agent încălzitor pentru BRI și se pompează mai puțină apă la turnul de răcire).

Reglarea stării aerului tratat R se realizează prin sistemul tot sau nimic, prin opriri-porniri succesive ale motorului compresorului (la instalațiile de putere frigorifică scăzută) sau prin sistemul în trepte, prin oprirea unor compresoare (la instalațiile de putere medie). Există însă un timp apreciabil până când se resimte efectul reglării asupra stării aerului.

Reglarea puterii frigorifice a instalației se face prin reglarea debitului de freon care vaporizează, prin intermediul ventilului termostatic VR ce menține constantă supraîncălzirea 1-1' (fig. 17.1.1).

Centrala de tratare a aerului este folosită la puteri frigorifice:

Φ_0=50... 150 kW,

pentru alimentarea mai multor încăperi care solicită același microclimat (birouri, camere de hotel) sau pentru climatizarea unor spații mari (săli de conferințe, săli de spectacol, supermagazine), când nu se dorește menținerea

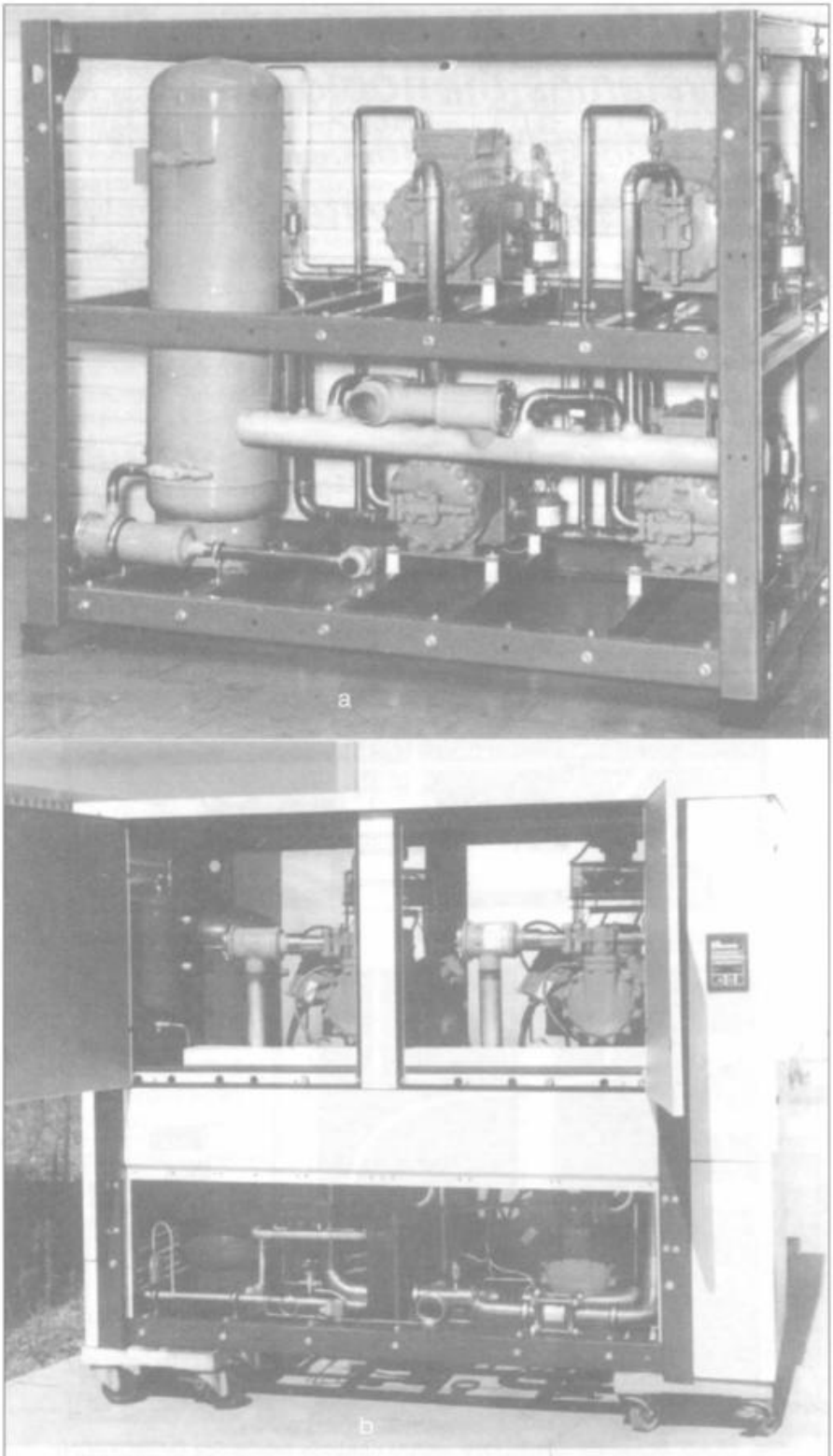


Fig. 17.1.2. Centrala frigorifică cu compresie mecanică (Hermekit):
a - cu condesator separat; b - cu condesator integrat;

unei temperaturi riguros constante, fiind asociate sistemelor de climatizare cu debit variabil de aer sau celor cu ejectoconvectoare (cu inducție).

17.1.1.2 Sisteme de tratare locală a aerului

• **Dulapul de climatizare** (fig. 17.1.4) este un aparat monobloc, utilizat pentru puteri frigorifice medii (20...50 kW), întâlnite la climatizarea unor spații nu foarte mari (magazine, restaurante, săli de ordinatoare, centrale telefonice).

Asigură climatizarea tot anul, menținând și o proporție suficientă de aer proaspăt.

Este simplu, compact, incluzând într-o carcasă atât elementele de tratare a aerului (camera de amestec, filtru, baterii de încălzire și răcire, umidificator, ventilator), cât și instalația frigorifică cu comprimare mecanică cu freon, adiacentă.

Se instalează în încăperea climatizată, având condensatorul integrat (când este răcit cu apă) sau separat, plasat în exterior (când este răcit cu aer). Aerul proaspăt este adus prin canale, refularea aerului tratat făcându-se liber în încăpere.

Reglarea stării aerului tratat R se face prin oprirea-pornirea compresorului, deci nu foarte exact. Prin compartimentarea vaporizatorului, puterea frigorifică poate fi reglată în trepte (0, 0,5, 1), cât și continuu, prin ventilul de reglare termostatic.

Ca inconveniente se mai reține: zgomotul (50...60 dB) și spațiul ocupat în încăperea climatizată.

În fig. 17.1.5 se prezintă dulapul de climatizare realizat de firma AEROTECH, utilizat la climatizarea centralelor telefonice automate ROMTELECOM.

Condensatorul răcit cu aer este plasat în exterior, conducta cu vapori de R22 fiind prevăzută cu sifoane de întoarcere a uleiului la diferențe de nivel $\Delta H=5$ *m*. Ventilatorul este reglat de un presostat plasat pe refularea compresorului.

Vaporizatorul este realizat din două elemente, alimentate cu același ventil

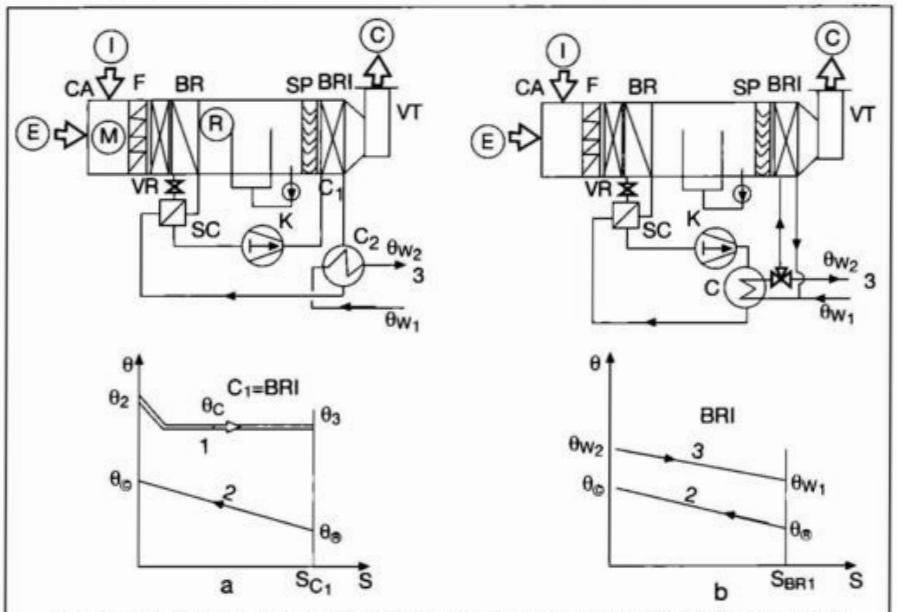


Fig. 17.1.3. Recuperarea căldurii de condensare pentru încălzirea aerului:
a - utilizarea vaporilor calzi de freon; b - utilizarea apei calde din condesator; 1- freon; 2 - aer; 3 - apă de răcire; în rest legenda din figura 17.1.1.

Fig. 17.1.5. Dulap de climatizare pentru centrale telefonice (AEROTECH):
1 - compresor ermetic; 2 - vaporizator; 3 - ventilator; 4 - filtru de praf; 5 - panou de automatizare.

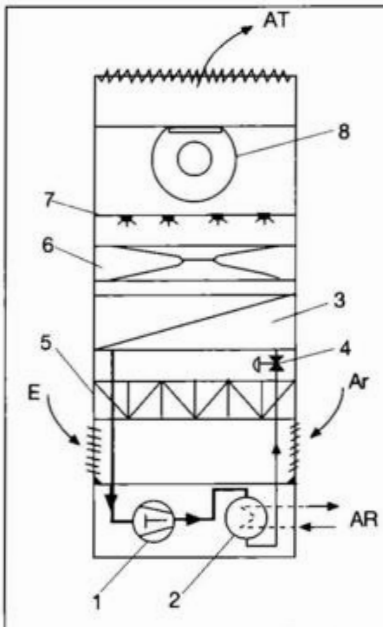


Fig. 17.1.4. Dulap de climatizare:
1 - compresor (semicapsulat sau capsulat); 2 - condensator răcit cu apă; 3-vaporizator (baterie de răcire); 4 - ventil de reglare (termostatic); 5 - filtru de aer; 6 - baterie de încălzire (electrică cu agent încălzitor sau cu recuperarea căldurii de condensare); 7 - umidificator; 8 - ventilator; E - aer exterior (proaspăt); Ar - aer recirculat; AR - apă de răcire; AT - aer tratat.

de reglare. Are prevăzută și o tavă de colectare a condensatului.

Bateria de reîncălzire este alimentată cu vapori calzi de R22 sau este prevăzută cu rezistențe electrice. Bateria de preîncălzire este alimentată electric sau cu abur.

Umidificatorul este alimentat cu abur, produs eventual electric.

Pentru eliberarea spațiului ocupat în încăperea climatizată, se poate amplasa și într-un spațiu tehnic alăturat (fig. 17.1.6) sau chiar în exterior, pe acoperiș (roof top) sau adiacent clădirii (fig. 17.1.7), circulația aerului tratat către încăpere făcându-se cu o rețea de canale care asigură o repartiție uniformă în toate zonele.

Aceste aparate pot lucra și în *regim economic:* când temperatura aerului exterior este suficient de scăzută, în încăpere este introdus aer proaspăt, funcționând numai ventilatorul vaporizatorului.

O variantă industrială, utilizată la tunelurile de congelare pentru produse alimentare, o constituie *răcitorul de aer cu circulație forțată* (fig. 17.1.8) realizat de FRIGOTEHNICA, funcționând cu amoniac. Amplasarea în încăperea deservită se poate face conform figurii 17.1.9, aerul tratat fiind refulat liber, printr-un perete perforat sau prin plafon.

• **Aparatul de fereastră** (fig. 17.1.10) este utilizat pentru climatizarea unei încăperi cu dimensiuni medii (birouri, mici săli de conferințe, buticuri), având o putere frigorifică redusă (1...10 kW).

Toate componentele instalației frigorifice (vaporizatorul răcitor de aer cu ventilatorul său, compresorul ermetic și condensatorul răcit cu aer cu ventilatorul corespunzător) sunt asamblate într-o carcasă plasată într-o deschidere amenajată într-un perete exterior (fig. 17.1.11).

Condensatorul este dispus către exterior iar vaporizatorul este plasat în spațiul climatizat. Aparatul funcționează, în mod normal, cu aer recirculat din încăpere, dar există posibilitatea să aspire și un mic debit de aer proaspăt.

Reglarea stării aerului tratat, co-

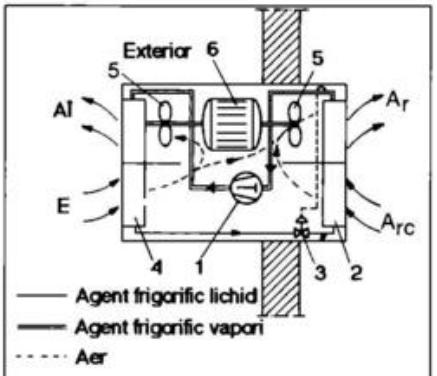


Fig. 17.1.10. Aparat de fereastră:
1 - compresor capsulat; 2 - vaporizator (baterie de răcire a aerului); 3 - ventil de reglare termostatic; 4 - condensator răcit cu aer; 5 - ventilator; 6 - motor electric; Ar - aer răcit; Arc - aer recirculat; E - aer proaspăt; Al - aer încălzit.

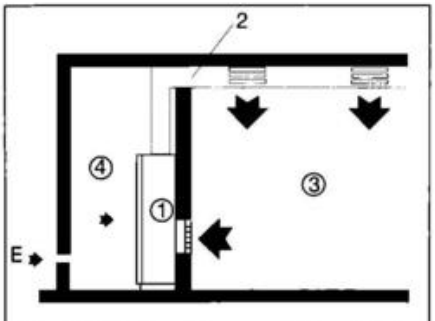


Fig. 17.1.6. Amplasarea dulapului de climatizare într-un spațiu tehnic alăturat (Ciat):
1 - dulap de climatizare; 2 - canal de distribuție a aerului tratat; 3 - încăpere climatizată; 4 - spațiu tehnic; E - aer exterior (proaspăt).

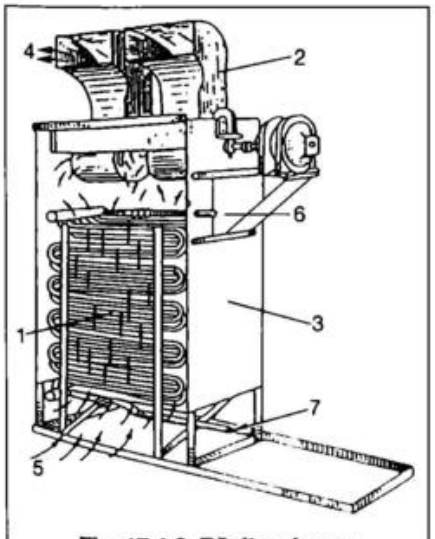


Fig. 17.1.8. Răcitor de aer cu vaporizare directă și circulația forțată a aerului (Frigotehnica):
1 - vaporizator; 2 - ventilator; 3 - carcasă metalică; 4 - ieșire aer; 5 - intrare aer; 6 - ieșirea vaporilor de amoniac; 7 - intrare amoniac lichid.

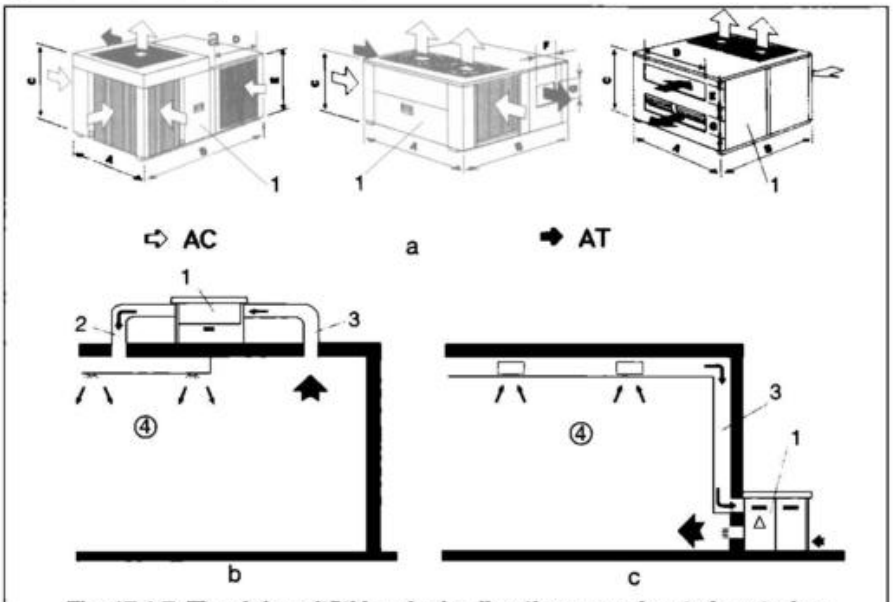


Fig. 17.1.7. Tipuri de unități locale de climatizare amplasate în exterior:
a - detalii, unitate de climatizare realizată de CIAT;
b - montare pe acoperiș; c - montare la sol;
1 - unitate de climatizare; 2 - canal de distribuție a aerului tratat; 3 - canal de aspirație a aerului viciat; 4 - încăpere climatizată; AC - aer pentru condensator; AT - aer tratat.

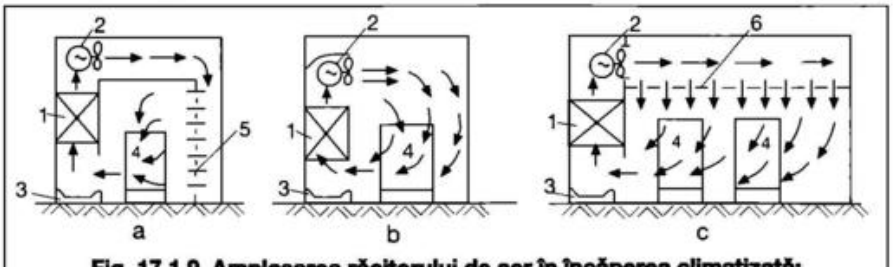


Fig. 17.1.9. Amplasarea răcitorului de aer în încăperea climatizată:
a - cu perete lateral fals perforat;
b - cu refulare liberă; c - cu plafon fals perforat;
1 - răcitor de aer; 2 - ventilator; 3 - tavă de colectare a condensatului; 4 - produse răcite; 5 - perete fals; 6 - tavan fals.

mandată de un termostat plasat în zona aerului introdus în încăpere, se realizează prin oprirea-pornirea compresorului.

Instalația este simplă, rapidă și compactă, fiind montată integral în uzină și necesitând doar un racord electric, dar nu permite menținerea cu o precizie ridicată a unor temperaturi și umidități ale aerului tratat. În plus, exigențele legate de economia de energie, afectarea fațadei, cât și de scurgerea condensatului în zona pietonală, fac ca acest aparat să fie din ce în ce mai rar folosit.

17.1.2. Sisteme cu unități separate (Split)

Instalația frigorifică este realizată din unități separate:
- unitatea exterioară care grupează compresorul, condensatorul răcit cu aer și ventilatorul acestuia;
- una sau mai multe unități interioare, incluzând vaporizatorul, ventilatorul și ventilul de reglare; pentru tratarea completă a aerului, întregul an, în unitatea interioară se pot prevedea un încălzitor suplimentar (electric) și un umidificator.

Unitatea exterioară este plasată în imediata vecinătate a clădirii, în aer liber (pe terasă, pe balcon, într-o curte sau suspendată pe peretele exterior). Se preferă un amplasament într-o zonă umbrită și ferită de praf. Racordarea cu unitatea interioară se face prin conducte de agent frigorific și circuite electrice.

Compresorul este de tip rotativ sau Scroll, asigurând un randament energetic ridicat și o funcționare silențioasă. Condensatorul este, de regulă, răcit cu aer, fiind realizat din țevi cu aripioare. Intensificarea transferului de căldură se face prin circulația aerului cu un ventilator. Când condițiile particulare ale clădirii sau constrângerile arhitecturale (monument istoric, lipsă de spațiu, amplasament în centrul orașului, într-o zonă pietonală) nu permit utilizarea unui condensator cu aer, unitatea exterioară se dotează cu un condensator răcit cu apă de la rețea și se amplasează într-un spațiu tehnic alăturat încăperii climatizate.

Scoaterea în exterior a compresorului asigură un confort superior prin reducerea nivelului de zgomot și a spațiului ocupat în încăpere.

Unitatea interioară, mult mai puțin voluminoasă și realizată cu un design îngrijit, se poate amplasa rapid și ușor pe pardoseală (consolă), pe perete sau pe plafon, încadrându-se estetic în spațiul climatizat. Modulul consolă poate fi realizat chiar portabil, cu o mobilitate de cca 6 m.

Vaporizatorul este realizat din țevi cu renuri interne și cu aripioare externe, mărind astfel transferul de căldură și suprafața de transfer termic. Condensatul este colectat și evacuat automat. Ventilatorul are 2-3 viteze, permițându-i o atingere rapidă a regimului de lucru și o funcționare silențioasă.

Pentru asigurarea confortului termic, tot anul, funcționarea instalației este reversibilă (instalație frigorifică, vara, și pompă de căldură, iarna, completată cu o încălzire electrică de vârf).

Întreținerea este facilă (se curăță periodic filtrul de aer). Aportul de aer proaspăt poate fi realizat cu o tubulatură corespunzătoare sau prin menținerea unei ferestre întredeschise.

Reglarea stării aerului tratat se face cu o finețe mai mare, unele modele având posibilitatea programării regimului de lucru (zi-noapte, răcire-încălzire, funcționare economică), direcționării jetului de aer introdus în încăpere și acționării cu telecomandă.

17.1.2.1 Sistemul monosplit

Se utilizează pentru puteri frigorifice reduse ($\Phi_0 = 0{,}5...12$ kW), pentru climatizarea unei singure încăperi (birou, cameră de zi, dormitor, cameră de hotel, butic, bistrou, cabinet medical, sală de conferințe).

Fig. 17.1.12 prezintă schema unei instalații monosplit, cu detalierea celor două unități. Firmele producătoare indică atât modul de amplasare a unității exterioare (pe balcon, terasă, suporturi metalice încastrate în peretele exterior) și a unei unități interioare (consolă, pe perete, pe plafon, liberă sau mascată), cât și distanțele maxime între unități pe verticală (5...6 m) și lungimea maximă a conductelor de agent frigorific (15...20 m). Nivelul de zgomot este de 35...45 dB pentru unitatea interioară și de 55...60 dB pentru cea exterioară. Agentul frigorific este R22, R134a sau amestecuri din clasa 400. Încărcarea cu agent frigorific este de 0,6...0,65 kg/kW și se realizează în uzină. Instalația poate funcționa numai în regim de răcire sau și ca pompă de

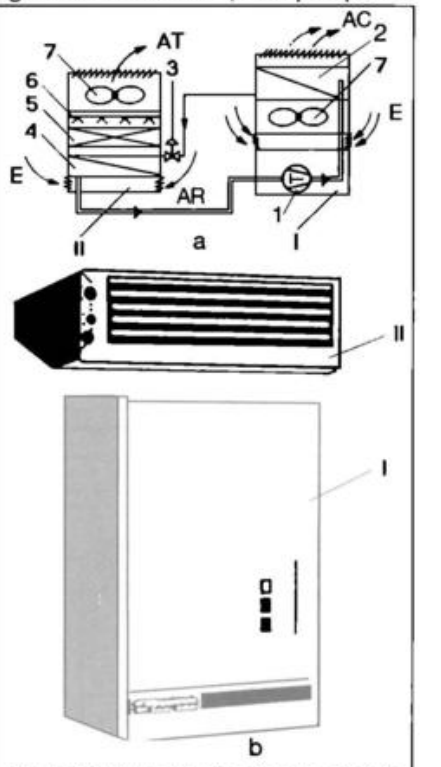


Fig. 17.1.12. Instalație de climatizare monosplit:
a - schema funcțională;
b - echipamente;
I - unitatea exterioară (grupul compresor-condensator); II - unitatea interioară (vaporizator); 1 - compresor; 2 - condensator răcit cu aer; 3 - ventil de reglare; 4 - vaporizator (baterie de răcire a aerului); 5 - sistem de încălzire a aerului; 6-umidificator; 7 - ventilator; E - aer proaspăt; AT - aer tratat; AR - aer recirculat; AC- aer cald în atmosferă.

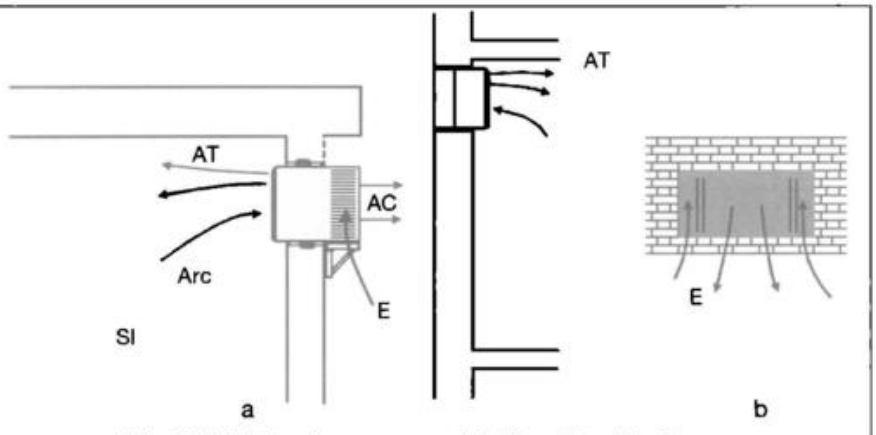


Fig. 17.1.11. Amplasarea aparatului local de climatizare:
a - în fereastră; b - în perete exterior;
AT - aer tratat; AC - aer cald; Arc - aer recirculat; E - aer exterior; SI - spațiu interior.

căldură (sistem reversibil), până la temperaturi exterioare de -15 °C (la anumite construcții).

Încălzirea de vârf este asigurată electric.

Prin reglarea orientării grilei de refulare se elimină curenții de aer, aerul rece nefiind dirijat spre ocupanți iar aerul cald nu este dirijat inutil spre plafon. Voletul poate fi ajustat într-o poziție dorită sau care să baleieze automat, ondulatoriu, pentru a asigura omogenitatea climatului în întreaga încăpere, evitând stratificarea termică sau senzația de aer rece.

17.1.2.2 Sistemul multisplit

Este compus dintr-o unitate exterioară și mai multe unități interioare, cu puteri frigorifice Φ_0=*1...30* kW, care pot asigura climatizarea unor spații al căror volum este de *50...750* m^3, necesar pentru mai multe încăperi sau una cu dimensiuni mai mari. Reprezintă o bună soluție pentru climatizarea birourilor, camerelor de hotel, locuințelor individuale, realizând o reducere a spațiului ocupat în exterior și a investiției totale.

Unitatea exterioară poate fi realizată prin asocierea mai multor elemente (fig. 17.1.13). Unei unități exterioare i se pot conecta 2...16 unități interioare, identice sau diferite (fig. 17.1.14 și fig. 17.1.15). Fiecare unitate interioară este total independentă, permițând utilizatorilor să-și aleagă parametrii de confort, după dorință. Diferitele posibilități de amplasare a unităților interioare permit o distribuție omogenă a aerului în toate zonele încăperilor climatizate, oricare ar fi constrângerile arhitecturale.

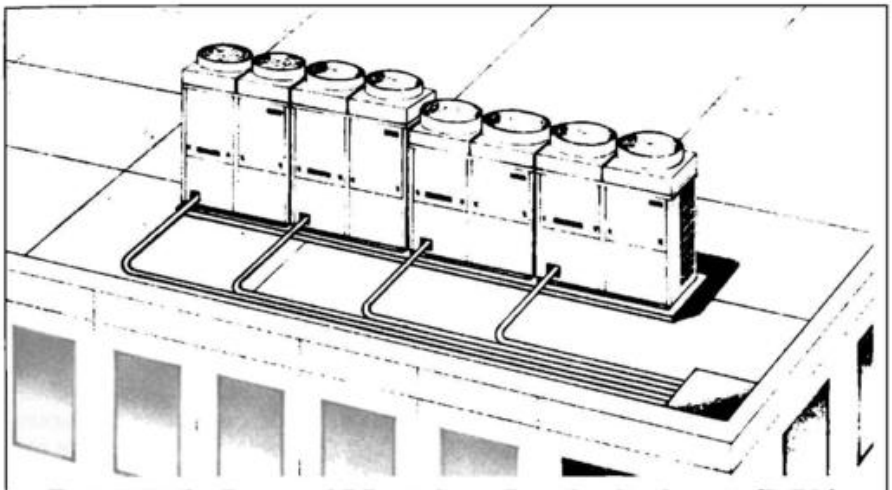


Fig. 17.1.13. Realizarea unității exterioare din mai multe elemente (Daikin).

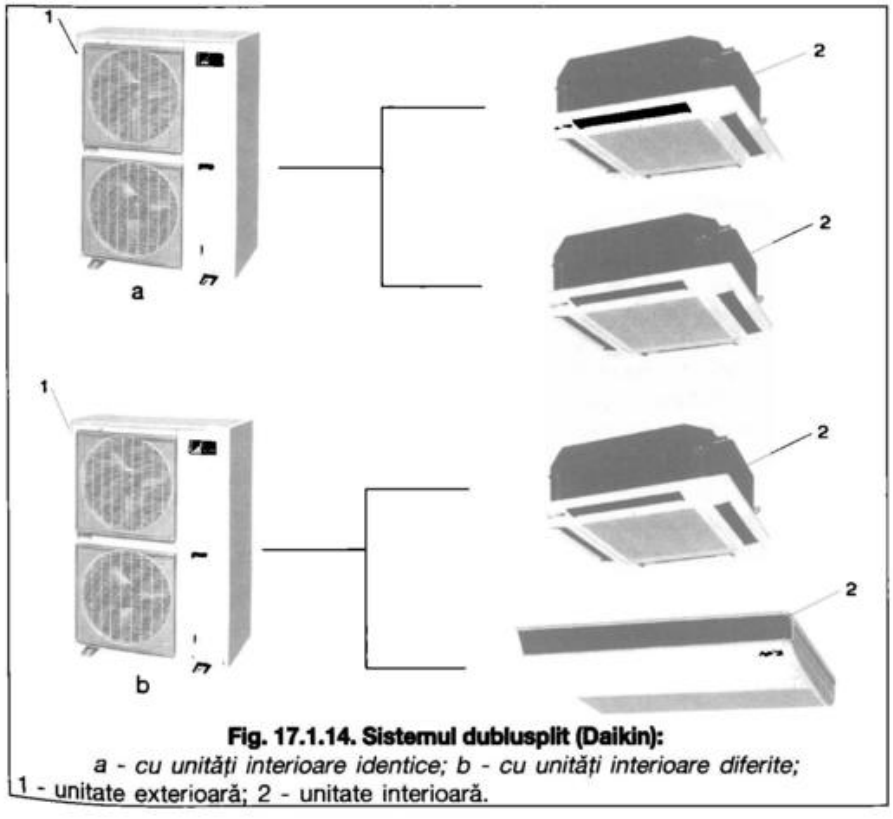


Fig. 17.1.14. Sistemul dublusplit (Daikin):
a - cu unități interioare identice; b - cu unități interioare diferite;
1 - unitate exterioară; 2 - unitate interioară.

În ultima perioadă au fost realizate sisteme inteligente de climatizare:

- Funcționarea în regim de răcire sau încălzire este controlată prin *sistemul inverter*. Se poate realiza și o *recuperare a căldurii*, prin preluarea acesteia de la unitățile interioare care funcționează în regimul de răcire și dirijarea ei spre unitățile care funcționează în regimul de pompă de căldură. Un microprocesor echilibrează sarcina de răcire și încălzire a sistemului, permițând compresorului să consume o putere redusă cu 40...45 % față de cea normală;

- **Sistemul VRV (cu volum de agent frigorific variabil)** menține temperaturile interioare la un nivel constant și confortabil, fără fluctuațiile tipice ale sistemelor de reglare tot sau nimic. Cu ajutorul unui ventil de expansiune electronic, se reglează permanent debitul de agent frigorific încât acesta să corespundă cerințelor de sarcină ale unității interioare. În încăperile interioare, neocupate, sistemul poate fi complet închis. Capacitatea de a controla fiecare zonă de climatizare menține cheltuielile de exploatare ale sistemului VRV la valori minime. Domeniul de funcționare este larg: până la temperaturi exterioare θ_e=*-5* °C, în regim de răcire, și până la θ_e=*-15* °C, în regim de pompă de căldură, asigurând climatizarea spațiului întregul an.

Sistemul VRV permite modificarea amplasamentului încăperilor sau chiar extinderea lor (fig. 17.1.16.).

Conductele de agent frigorific pot avea lungimi de până la 100 m, cu o diferență de nivel de maximum 50 m între unitățile interioare și exterioare (fig. 17.1.17).

Montarea se poate realiza pe fiecare nivel, permițând testarea și funcționarea treptată a sistemului. Asocierea conductelor de agent frigorific lichid și vapori într-un cablu, prefabricat, simplifică instalarea.

- **Comanda centralizată a sistemului unei clădiri** oferă un control sofisticat printr-un computer, putând fi monitorizate până la 1000 unități interioare. Sistemul permite atât verificarea temperaturii și umidității interioare, a consumului de energie, cât și limitarea acestuia, semnalarea necesității de înlocuire a filtrului de aer și aprecierea perioadelor optime de pornire a unităților interioare.

17.2. Instalații de climatizare cu răcire indirectă

În aceste sisteme se intercalează un agent intermediar, între vaporizatorul instalației frigorifice și consumatorul de frig, putând utiliza atât freonii (R22, R134a) cât

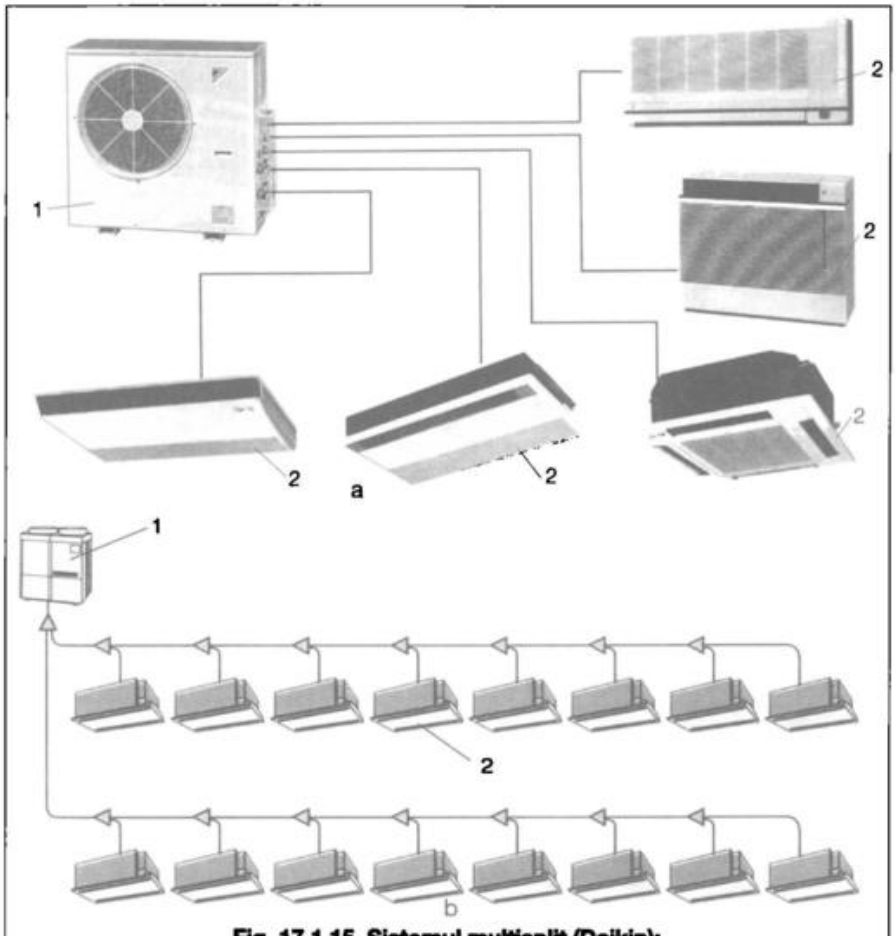


Fig. 17.1.15. Sistemul multisplit (Daikin):
a - cu 5 unități interioare, b - cu 16 unități interioare;
1 - unitate exterioară; 2 - unitate interioară.

și amoniacul, ca agent frigorific.

Sunt folosite pentru puteri frigorifice medii, mari sau foarte mari:
$\Phi_0 = 200...20000$ kW.

După modul de tratare a aerului se deosebesc două variante:
- **cu baterie de răcire** (apa răcită în vaporizatorul instalației frigorifice alimentează una sau mai multe baterii de răcire a aerului);
- **cu cameră de pulverizare** (apa răcită în vaporizatorul instalației frigorifice este pulverizată în aerul ce trebuie tratat).

Instalațiile frigorifice care deservesc aceste sisteme pot fi cu:
- **comprimare mecanică,** cu compresoare cu piston alternativ sau rotativ și cu compresoare elicoidale, folosind agenți frigorifici clasici (R22, amoniac) sau noi (R134a, amestecuri);
- **turbocompresoare**, funcționând cu R22 sau R134a;
- **absorbție,** în soluție BrLi-apă;
- **ejecție.**

17.2.1. Sisteme cu baterie de răcire cu apă rece

În fig. 17.2.1. sunt prezentate două instalații frigorifice care prepară apa rece ce alimentează bateriile de răcire a aerului BR_1, BR_2 etc. Aerul este deci răcit și uscat prin intermediul unei suprafețe de transfer termic.

• **Instalația cu freon** (fig. 17.2.1. a) realizează răcirea apei într-un vaporizator de tip uscat (apa circulă prin spațiul intertubular, șicanat, iar freonul vaporizează în țevi). Compensarea diferențelor de volum din circuitul apei se asigură cu un vas de expansiune VE (închis sau deschis).

• **Instalația cu amoniac** (fig. 17.2.1. b) utilizează, de regulă, un bazin de apă rece B care are și rol de compensare a diferențelor de volum ale circuitului de apă, în care sunt plasate vaporizatoarele imersate V. Bazinul B poate servi și la acumularea frigului în instalație, prin răcirea mai avansată a masei de apă conținută, în cazul solicitărilor diminuate ale consumatorului. Se poate utiliza și un vaporizator multitubular, în acest caz, în circuitul apei reci, se prevede și un vas de expansiune.

Ventiloconvectorul constituie un caz particular de baterie de răcire a aerului (fig. 17.2.2.). El include bateria de răcire 2, ventilatorul 4, colectorul de condensat 3, filtrul de aer 5 și sistemele de reglare a debitelor de apă și de aer (proaspăt, recirculat și tratat). Amplasarea ventiloconvectorului se realizează sub o fereastră sau alăturat unui perete exterior, pentru a permite aportul de aer proaspăt, liber sau mascat. Poate fi prevăzut și cu o baterie de încălzire (sau bateria de răcire poate fi racordată și la rețeaua de apă caldă), asigurând climatizarea încăperii întregul an (fig. 17.2.3). În acest caz, alegerea ventiloconvectorului se va face conform sarcinii de răcire, știind că sarcina de încălzire Φ_{INC} și cea de răcire Φ_R și diferențele de temperatură între aer și apă iarna și vara sunt în raportele următoare:

$$\frac{\Phi_{INC}}{\Phi_R} \le 3 \quad dar \quad \frac{\Delta T_{med,IARNA}}{\Delta T_{med,VARA}} = 4...5 \quad (17.2.1).$$

În tabelul 17.2.1. sunt prezentate câteva caracteristici tehnice ale ventiloconvectoarelor.

Reglarea stării aerului tratat la sistemele cu apă rece se face prin intermediul ventilelor cu trei căi, cu răspuns imediat, comandate de termostate plasate în curentul de aer tratat, putându-se realiza reglări de finețe. Pentru aer, se mai poate regla și debitul de aer refulat (prin reglarea în trepte a turației ventilatorului), dirijarea acestuia în încăpere (prin grile cu înclinație variabilă), cât și debitul de aer proaspăt (cu o clapetă de suprapresiune).

Reglarea puterii frigorifice a instalației se face cu un ventil termostatic (la cea cu freon) sau cu un regulator de nivel (la cea cu amoniac) acționând asupra debitului de agent frigorific care vaporizează.

Puterea frigorifică a instalației Φ_0 se determină cu relația:

Tabelul 17.2.1. Caracteristici tehnice ale unor ventiloconvectoare.

	UM	Model minim	Model maxim
1. Debit de aer	[m³/h]	190	2200
2. Putere încălzire cu apă caldă 90/70 °C	[W]	3700	16000
3. Putere răcire cu apă 7/12 °C	[W]	1200	8000
4. Putere absorbită motor electric	[W]	28	418
5. Dimensiuni	[mm]	825/587/235	1280/1266/740
6. Greutate	[kg]	26	86

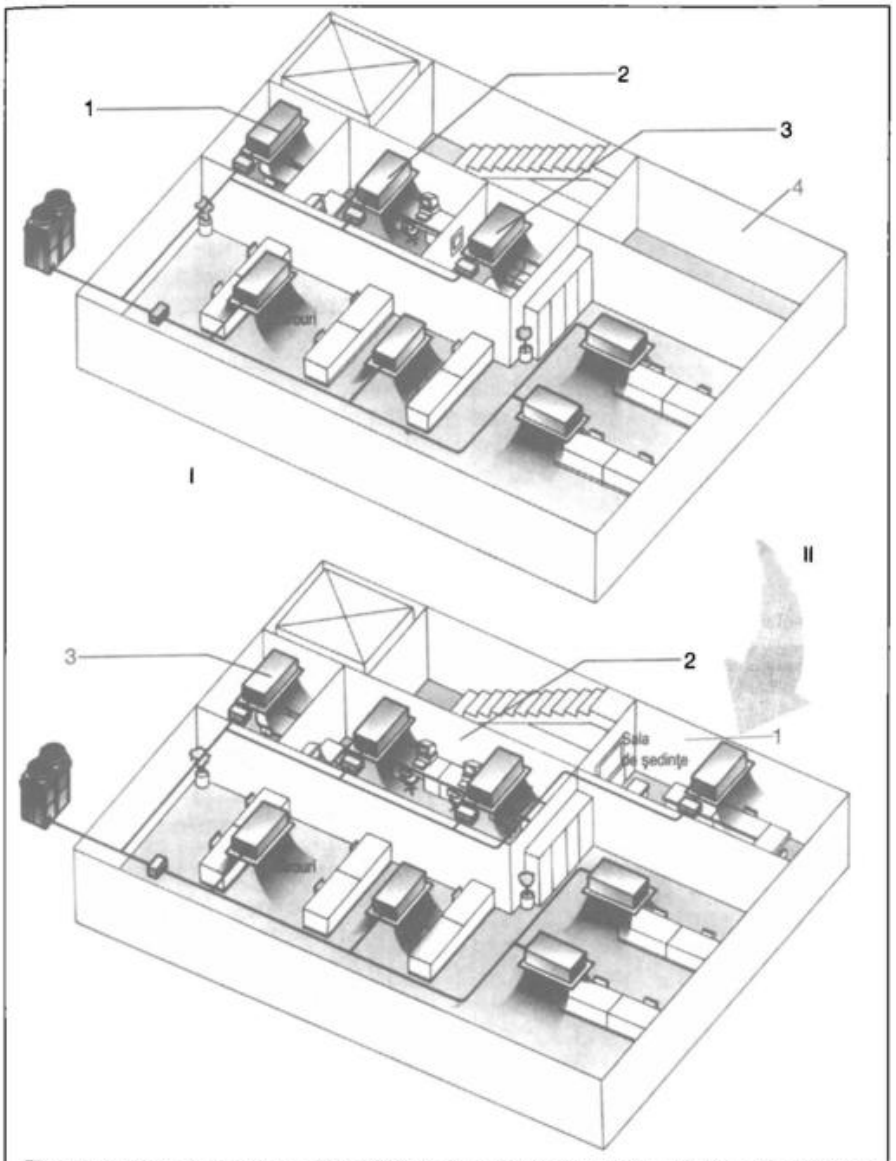


Fig. 17.1.16. Asigurarea continuității de funcționare a sistemului de climatizare multisplit VRV la modificarea amplasamentului și a destinației încăperilor sau la extinderea lor (Daikin):
1 - sală de ședințe; 2 - sala computerelor; 3 - sala de primire; 4 - depozit.

$$\Phi_0 = \sum_{k=1}^{n} \Phi_{BR,k} = \sum_{k=1}^{n} \dot{M}_{AER,k} \cdot \left(\Delta h_{MR}\right)_k =$$
$$= \dot{M}_{AR} \cdot c_{P,AR} \cdot \left(\theta_{AR1} - \theta_{AR2}\right) = \dot{M} \cdot \Phi_0$$

[kW] (17.2.2)

unde:

$\Phi_{BR,k}$ - este puterea termică a bateriei de răcire BRk [kW];

$\dot{M}_{AER,k}$ - debitele masice de aer care parcurg cele k baterii de răcire [kg/s];

$(\Delta h_{MR})_k$ - diferența de entalpie între starea M și R din bateria de răcire BRk [kJ/kg];

$\dot{M}_{AR}$, $\dot{M}$ - debitele masice de apă rece, respectiv, de agent frigorific [kg/s];

$c_{P,AR}$ - căldura specifică a apei reci [kJ/kg·K];

θ_{AR1}, θ_{AR2} - temperatura apei la intrarea, ieșirea din vaporizator [°C];

Φ_0 - puterea frigorifică masică a vaporizatorului [kJ/kg].

Avantajele sistemului de răcire indirectă, cu baterii de răcire, sunt deci legate de confortul sporit realizat (reglare fină, silențiozitate), dar și de posibilitatea utilizării amoniacului ca agent frigorific și a acumulării de frig. Pot fi climatizate mai multe încăperi (cu un climat identic sau ușor diferit) sau una cu dimensiuni mai mari. Iarna, bateria poate fi alimentată cu apă caldă, servind la încălzirea spațiului; în acest caz, investiția și exploatarea sunt mai reduse decât în cazul asigurării separate a răcirii și încălzirii.

Dezavantajele sistemului cu vaporizare indirectă, cu baterii de răcire, sunt date de investiția superioară (necesită un vaporizator suplimentar și o pompă de circulație a apei reci) și de consumul energetic superior, datorat pompei de apă și de faptul că instalația frigorifică

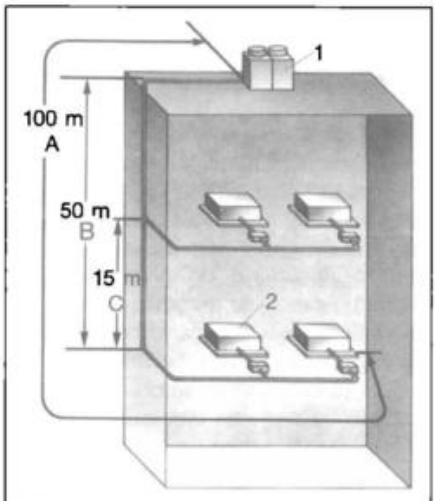


Fig. 17.1.17. Amplasarea sistemului multisplit VRV (Daikin):
A - lungime țeavă; B - diferență de nivel între unitățile interioare și exterioare; C - diferența de nivel între unitățile interioare; 1 - unitate exterioară; 2 - unitate interioară.

lucrează la o temperatură de vaporizare θ_0 mai coborâtă cu *3...5* K, prin prezența agentului intermediar (fig. 17.2.4.).

$\theta_0 < \theta_{AR2} < \theta_{AR1} < \theta_{SBR} \approx \theta_R$ [°C] (17.2.3).

17.2.2. Sisteme cu cameră de pulverizare a apei reci

Climatizarea aerului se realizează centralizat, într-o centrală de tratare similară cu cea din fig. 17.1.1, dar care utilizează camera de pulverizare a apei CP. Deci bateria de răcire BR nu mai este folosită, iar bateria de preîncălzire BPI este utilizată numai iarna.

În fig. 17.2.5 este prezentată schema instalației care utilizează pulverizarea apei reci în aerul ce trebuie tratat (răcit și uscat). Răcirea aerului se datorează preluării căldurii de către o parte din apa pulverizată, care vaporizează. Uscarea aerului are loc atunci când temperatura apei reci θ_{AR} este mai mică decât cea a punctului de rouă a aerului θ_τ. În acest caz, o parte din vaporii de apă conținuți în aer condensează pe picăturile reci de apă și se antrenează în afara circuitului de aer. Astfel, procesul de tratare a aerului în camera de pulverizare se desfășoară cu scăderea conținutului de umiditate *x*.

Agentul frigorific este un freon, deoarece, în cazul amoniacului, lipsa suprafeței de transfer termic între aer și apă ar prezenta riscul contaminării cu amoniac, în cazul spargerii unor țevi din vaporizator; din acest motiv amoniacul este exclus.

Acest sistem se plasează, ca avantaje și dezavantaje, între sistemele cu răcire directă și cel cu răcire indirectă, cu baterie de răcire. Astfel, consumul de energie este moderat (temperatura

de vaporizare fiind plasată între cea de la sistemul indirect, cu baterie de răcire, și cel direct). Se păstrează avantajul legat de reglarea mai fină a stării aerului tratat, cu inerție redusă.

Instalația frigorifică care prepară apa rece pentru sistemele cu răcire indirectă este realizată compact, grupând toate componentele pe un șasiu metalic, alcătuind un **grup de răcire (chiller)**. Acesta se amplasează rapid și ușor, fie în exterior (când condensatorul este răcit cu aer), fie într-un spațiu tehnic (când condensatorul este răcit cu apă) de unde se distribuie apă rece la bateriile de răcire (ventiloconvectoare) din încăperi sau la camera de pulverizare a centralei de tratare a aerului.

În regimul nominal de funcționare grupul de răcire prepară apa la *12/6* °C în vaporizator, putând atinge și temperaturi mai scăzute *(2...4* °C), în loc de *6* °C.

17.2.3. Grupuri de răcire a apei

Construcția și funcționarea elementelor componente ale diferitelor grupuri de răcire sunt detaliate în § 16; se prezintă unele date suplimentare pentru întregul ansamblu.

17.2.3.1 Grupuri de răcire a apei, cu comprimare mecanică

Pentru puteri frigorifice medii (Φ_0 = *200...500* kW) se utilizează grupuri echipate cu două sau mai multe **compresoare cu piston cu mișcare rectilinie alternativă,** de tip semiermetic sau deschis, montate împreună cu vaporizatorul-răcitor de apă, condensatorul răcit cu apă sau cu aer și panoul de automatizare, pe un șasiu metalic (fig. 17.2.6.). Vaporizatorul și condensatorul (răcit cu apă) pot fi de construcție multitubulară sau cu plăci. Agentul frigorific utilizat: R22, R134a, R407C și amoniac.

Pentru puteri frigorifice mai mari (Φ_0 = *500... 1000* kW) se utilizează grupuri echipate cu **compresor cu piston rotativ** sau cu **compresor cu șurub**, de tip semiermetic sau deschis. Aceste grupuri sunt mai compacte (la aceeași putere frigorifică) datorită turației mai mari și a răcirii mai bune a vaporilor comprimați, sunt mai bine echilibrate necesitând fundații ușoare și au o funcționare mai silențioasă. Posibilitatea de reglare continuă a debitului de vapori de agent frigorific permite obținerea unor puteri frigorifice de 10...100 % din cea nominală, în funcție de solicitarea consumatorului.

În fig. 17.2.7. și 17.2.8. este prezentat modelul firmei YORK, echipat cu compresor cu șurub, cu condensator și vaporizator multitubular, iar în fig.

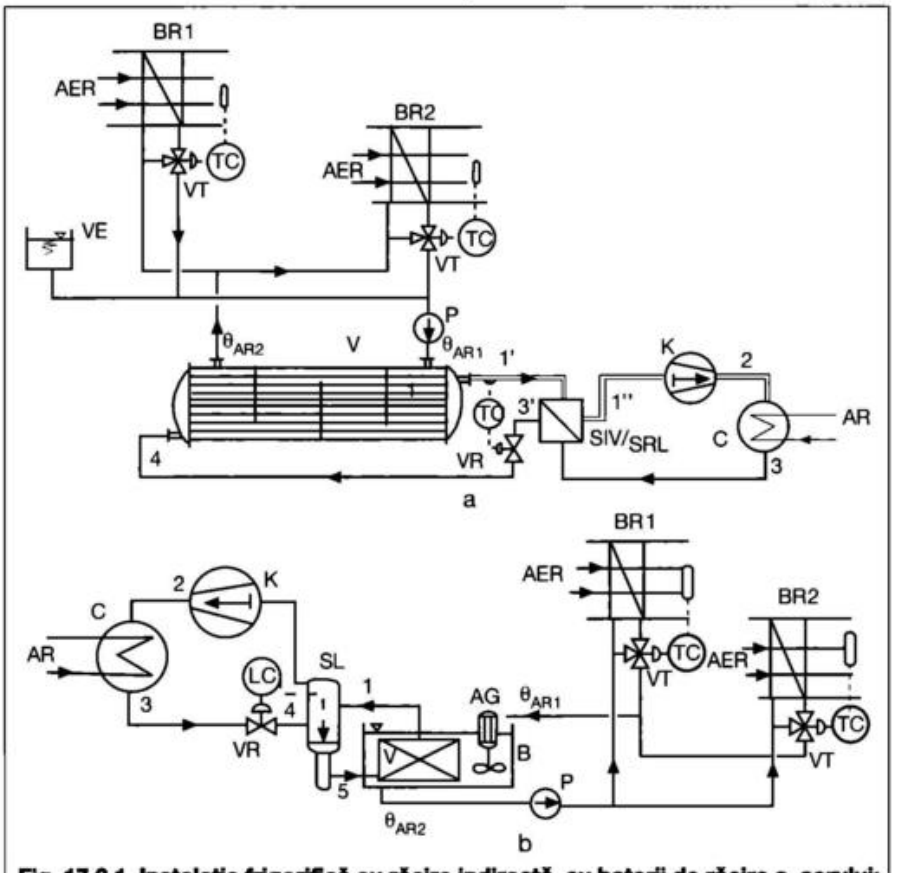


Fig. 17.2.1. Instalație frigorifică cu răcire indirectă, cu baterii de răcire a aerului:
a. - cu freon; 1 - vapori saturați; 1', 1'' - vapori supraîncălziți; 2 - vapori comprimați; 3 - lichid saturat, 3' - lichid subrăcit; 4 - amestec de lichid și vapori; b. - cu amoniac; 1 - vapori saturați; 2 - vapori comprimați; 3 - lichid saturat, 4 - amestec de lichid și vapori; 5 - lichid saturat.
K - compresor; C - condensator răcit cu apă; SRL - subrăcitor de lichid; SIV - supraîncălzitor de vapori; VR - ventil de reglare; V - vaporizator; SL - separator de lichid; B - bazin de apă rece; AG - agitator; P - pompă de apă rece; BR1, BR2 - baterie de răcire a aerului; VE - vas de expansiune; VT - ventil de reglare cu trei căi; TC - termostat; AR - apă de răcire; θ_{AR1} - temperatura apei la intrarea în vaporizator; θ_{AR2} - idem, la ieșire.

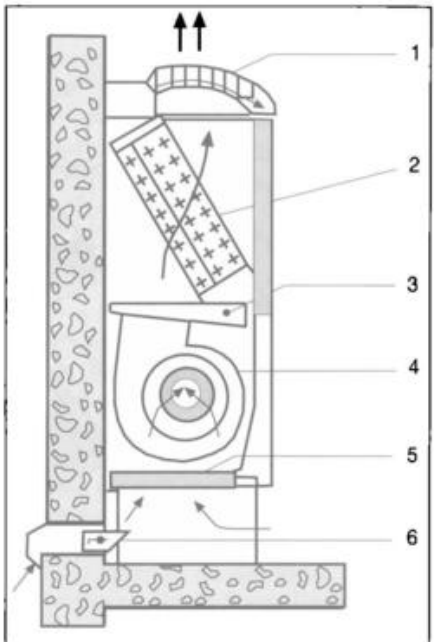


Fig. 17.2.2. Ventiloconvector:
1 - grilă reglabilă de refulare; 2 - baterie de răcire; 3 - colector de condensat; 4 - ventilator; 5 - filtru de aer; 6 - priză de aer proaspăt.

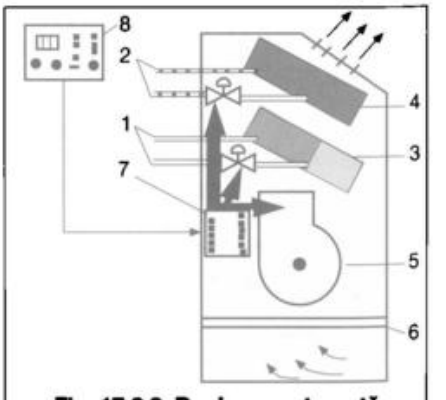


Fig. 17.2.3. Reglarea automată a ventiloconvectorului:
1 - conducte de apă caldă; 2 - conducte de apă rece; 3 - baterie de încălzire; 4 - baterie de răcire; 5 - ventilator; 6 - filtru de aer; 7 - dispozitiv de comandă; 8 - terminal utilizator.

17.2.9 este redat modelul firmei AERMEC, echipat cu compresor cu șurub, cu condensator răcit cu apă și cu vaporizator-răcitor de apă cu plăci, funcționând cu R407C.

17.2.3.2 Grupuri de răcire a apei, cu turbocompresor

Utilizarea turbocompresoarelor permite realizarea unei game de puteri frigorifice foarte largi, Φ_0=*700...20 000* kW, folosind R22 și R134 a ca agenți frigorifici. Grupurile de răcire a apei folosesc un turbocompresor în una sau două trepte, bine echilibrat, fără vibrații și deosebit de compact. Uleiul, separat din vaporii de agent frigorific, parcurge un circuit de răcire și este reinjectat în compresor. Condensatorul este răcit cu apă, de tip multitubular, completat, eventual, și cu un subrăcitor de lichid. Un indicator de nivel permite urmărirea încărcării cu fluid frigorific. Viteza mare a apei de răcire (până la 3,5 m/s) asigură un bun transfer de căldură. Vaporizatorul-răcitor de apă este de tip uscat, multitubular. Apa rece are o viteză de 1...3 m/s.

Puterea frigorifică poate fi reglată continuu între 5 și 100 %, prin modificarea unghiului de intrare a vaporilor de agent frigorific în rotor, cu ajutorul unor profiluri de prerotație. Dotarea cu un microprocesor permite controlul continuu al funcționării grupului, în concordanță cu solicitarea consumatorului, realizând economii energetice.

În figura 17.2.10 este prezentat un grup de răcire a apei, cu turbocompresor, realizat de firma CARRIER.

17.2.3.3 Grupuri de răcire a apei, cu absorbție

Nivelul pozitiv al temperaturilor de vaporizare ale grupului permit utilizarea instalațiilor cu absorbție în soluție BrLi - apă, care aduc avantajele și dezavantajele apei ca agent frigorific.

Sunt instalații compacte, realizate dintr-un singur corp (modelul TRANE) sau din două corpuri (modelul YORK sau CARRIER) (fig. 17.2.11).

Puterile frigorifice realizate sunt medii sau mari, Φ_0=*350...6000* kW.

Acționarea fierbătorului se face cu energie termică, mai ușor de produs și mai ieftină (abur, apă fierbinte, combustibil lichid sau gazos), uneori chiar o resursă refolosibilă de la unele pro-

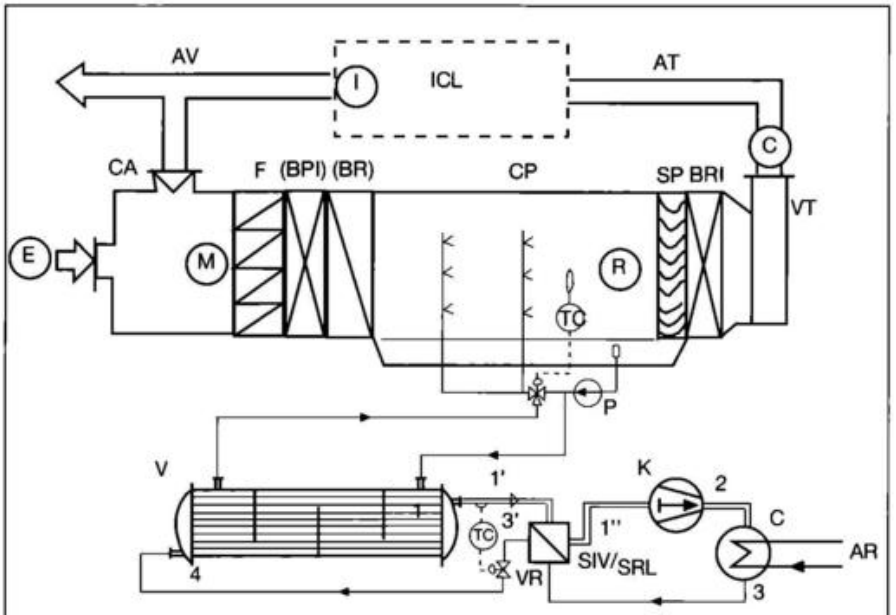


Fig. 17.2.5. Centrală de tratare a aerului prin pulverizarea apei reci:
CA - cameră de amestec; F - filtru; BPI - baterie de preîncălzire; BR - baterie de răcire; CP - cameră de pulverizare; SP-separator de picături; BRI-baterie de reîncălzire; VT - ventilator; P - pompă de apă; K - compresor; C - condensator; SRL - subrăcitor de lichid; SIV - supraîncălzitor de vapori; VR - ventil de reglare; V - vaporizator, TC - termostat; E - aer exterior (proaspăt); I - aer interior (evacuat); M - aer amestecat; R - aer răcit; AT - aer tratat; AV - aer viciat; ICL - încăpere climatizată; AR - apă de răcire; 1', 1", 2, 3, 4 - vezi fig 17.2.1 a.

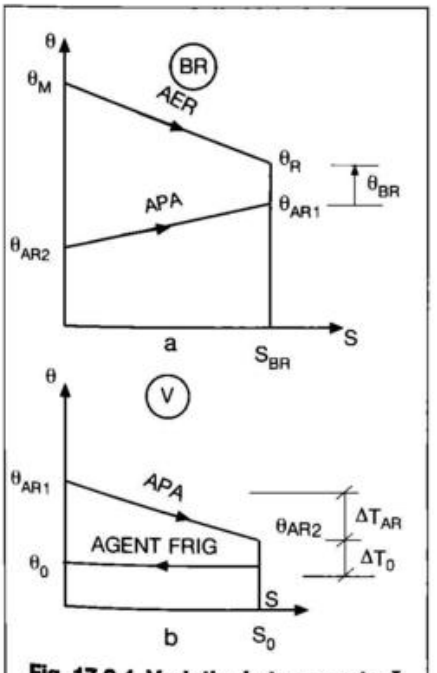


Fig. 17.2.4. Variația de temperatură a fluidelor în bateria de răcire (a) și în vaporizator (b).

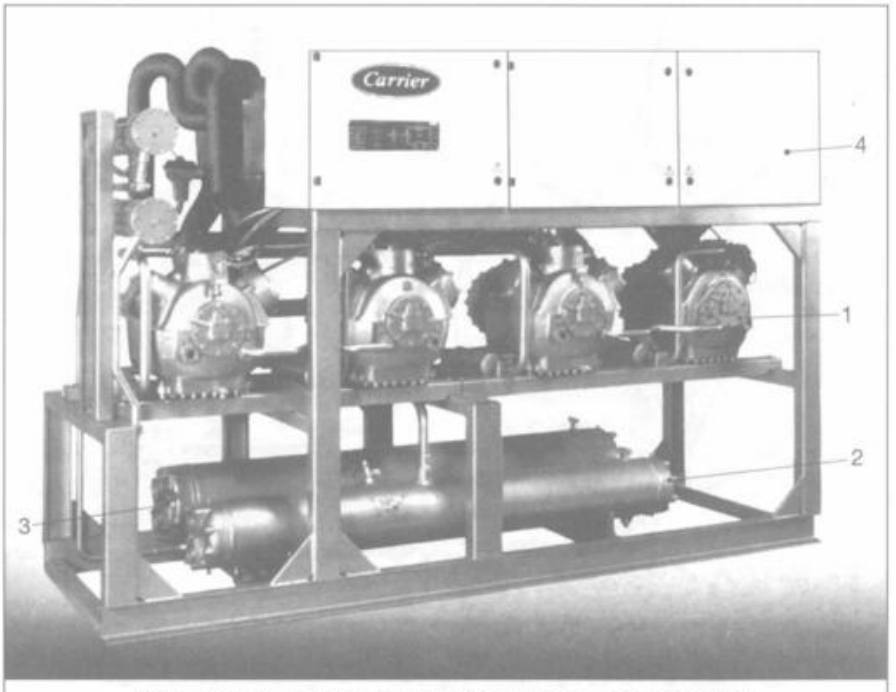


Fig. 17.2.6. Grup de răcire a apei, cu compresie mecanică, cu compresoare cu piston alternativ (Carrier):
1 - compresor; 2 - condensator; 3 - vaporizator; 4 - panou de automatizare.

cese tehnologice ale platformei industriale care solicită climatizarea.

Condensatorul și absorbitorul sunt răcite cu apă recirculată cu o temperatură de maximum 35 °C. În vaporizator apa este răcită de la 12 la 7 °C.

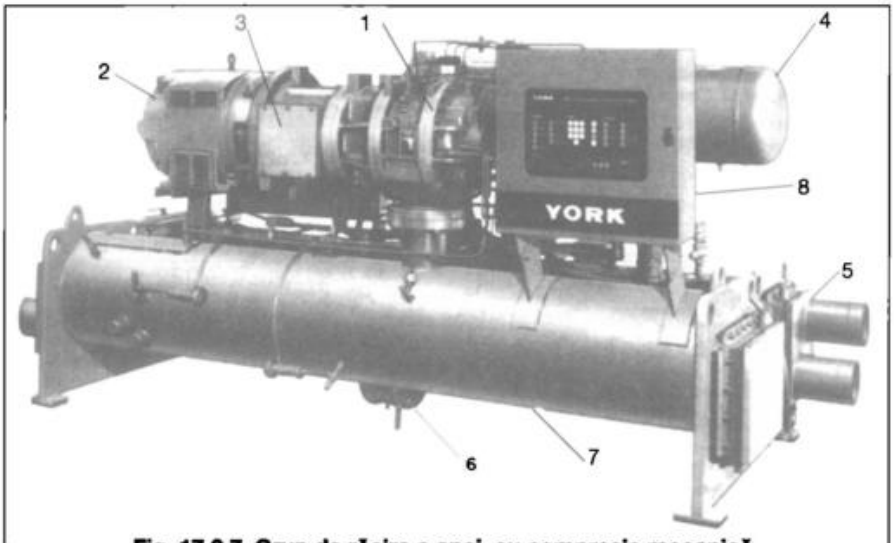


Fig. 17.2.7. Grup de răcire a apei, cu compresie mecanică, cu compresoare cu șurub (York):
1 - compresor; 2 - motor; 3 - cuplaj; 4 - separator ulei; 5 - condensator; 6 - robinet ulei; 7 - vaporizator-răcitor de apă; 8 - panou de automatizare.

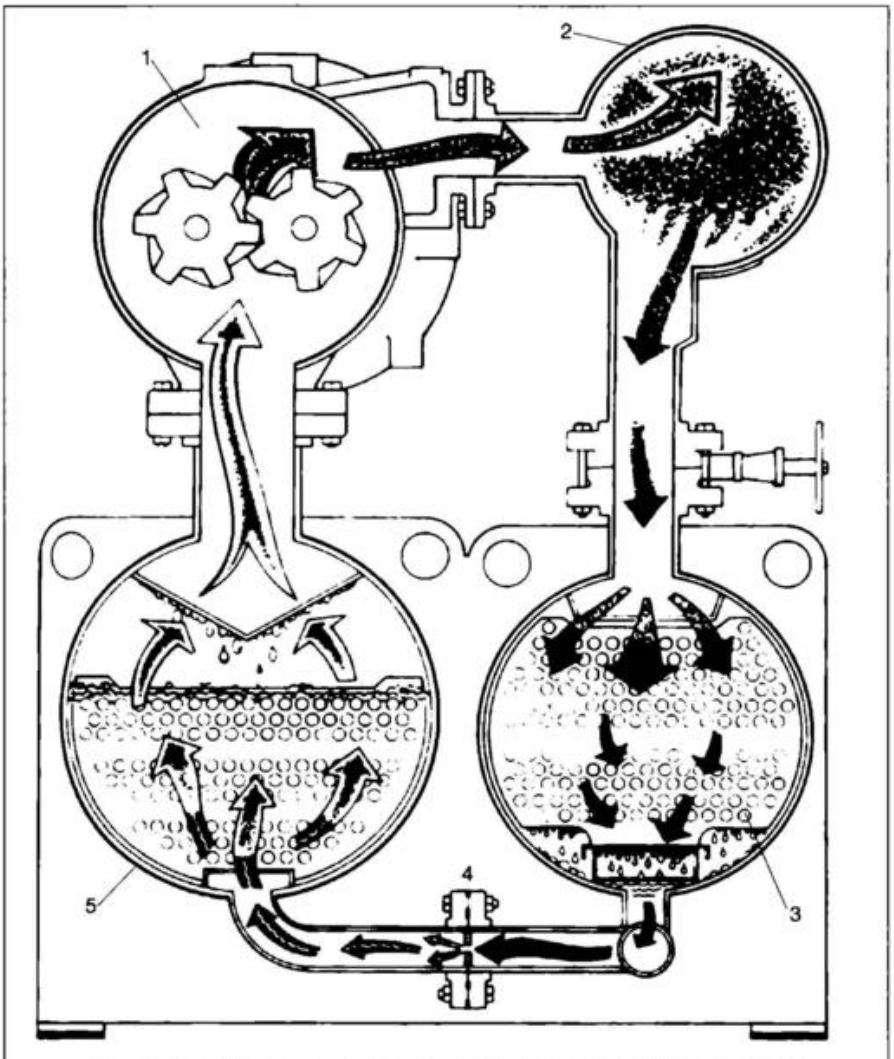


Fig. 17.2.8. Circuitul agentului frigorific la un grup de răcire a apei cu compresor cu șurub:
1 - compresor; 2 - separator ulei; 3 - condensator; 4 - ventil de laminare; 5 - vaporizator.

Lipsa pieselor în mișcare (excepție pompele) conduce la o funcționare silențioasă, fără uzură, pe o lungă durată de timp. Instalația este bine adaptată la funcționarea în sarcină parțială, puterea frigorifică putând fi reglată continuu între 10 și 100 %, după solicitarea consumatorului.

Grupul poate funcționa și ca pompă de căldură (sistem reversibil), utilizând apa caldă din condensator și absorbitor pentru încălzirea unor spații, putând asigura climatizarea acestora întregul an.

17.2.3.4 Grupuri de răcire a apei, cu ejecție

Instalația cu ejecție utilizează apa ca agent de antrenare (abur de 4...8 bar), cât și ca agent frigorific și chiar ca fluid răcit. Deci beneficiază de avantajele termodinamice și fizice ale acestui fluid. În plus, folosirea ejectoarelor (piese statice) pentru antrenarea vaporilor de apă prezintă avantajele unei construcții simple, ieftine și robuste, ale unei funcționări silențioase, cu o lipsă aproape totală de uzură și ale unei întrețineri ușoare, ce poate fi realizată de un personal obișnuit.

Dezavantajele acestor instalații, datorate atât apei ca agent frigorific (presiunea de vaporizare scăzută, volumul mare al vaporilor), cât și ejectoarelor (consum mare de energie de acționare), le limitează utilizarea.

Domeniul de utilizare cel mai indicat este cel al climatizării tehnologice sau de confort, la temperaturi de vaporizare de *7...10* °C. Cu cât este posibilă funcționarea cu o temperatură de vaporizare mai ridicată cu atât crește și puterea frigorifică a instalației (cu cca 5...8 % pentru fiecare grad suplimentar) precum și randamentul ejectorului. Utilizarea răcirii apei prin autoevaporare, în vaporizatoare fără suprafață de transfer termic, permite micșorarea diferenței de temperatură între cea a apei și cea de vaporizare (la *0,5...1* K), instalația putând funcționa la temperaturi de vaporizare mai ridicate. Puterile frigorifice realizate sunt medii sau mari, Φ_0 = *300...6000* kW.

Reglarea temperaturii apei răcite și a puterii frigorifice se realizează prin oprirea-pornirea unor ejectoare, la instalațiile cu mai multe trepte. Astfel la o instalație cu trei ejectoare Φ_0 poate fi 33,3; 66,6 sau 100 % din cea nominală.

Pentru puteri frigorifice medii (*300...500* kW) instalația frigorifică se poate realiza compact, vaporizatorul și condensatorul fiind montate nebarometric, orizontal (fig. 17.2.12), amplasarea acestui grup de răcire a apei putându-se face într-un spațiu tehnic sau în exterior, alături de turnul de răcire din circuitul condensatorului. La puteri

frigorifice mari (*1000...6000* kW) instalația este de tip barometric, cu vaporizatorul și condensatorul verticale, în mai multe trepte (fig. 17.2.13.) și se amplasează în aer liber, în apropierea spațiului climatizat.

17.3. Acumularea frigului

Deoarece puterea frigorifică solicitată pentru climatizare (a unui imobil, de exemplu) este variabilă în cursul unei zile, în funcție de programul de lucru și de temperatura exterioară θ_e, instalația care produce apa rece necesară tratării aerului poate fi concepută ca un sistem de stocare a frigului. Se poate utiliza astfel tariful de noapte (mai scăzut) al energiei electrice, când se produce total sau parțial frigul care apoi este acumulat sub formă de gheață și utilizat în perioada călduroasă a zilei.

Deși instalația frigorifică lucrează la o temperatură de vaporizare mai scăzută, în perioada acumulării gheții, cum și temperatura de condensare este mai redusă (noaptea), eficiența instalației este comparabilă cu cea din regimul convențional.

Sporul de investiție, datorat instalației de stocare a gheții, este compensat de utilizarea unei instalații frigorifice cu o capacitate mai mică și de economia de exploatare realizată.

Repartiția consumului, tariful energiei electrice și investiția necesară instalației frigorifice și sistemului de acumulare a frigului concurează la stabilirea variantei optime de adoptat.

Pentru climatizarea unui imobil, consumul de frig este repartizat într-o zi, ca în tabelul 17.3.1, cu un maxim (1.800 kW) în perioada 13^{30}-14^{30}.

Acumularea frigului poate fi realizată pentru acoperirea integrală a consumului diurn sau doar pentru o parte a acestuia.

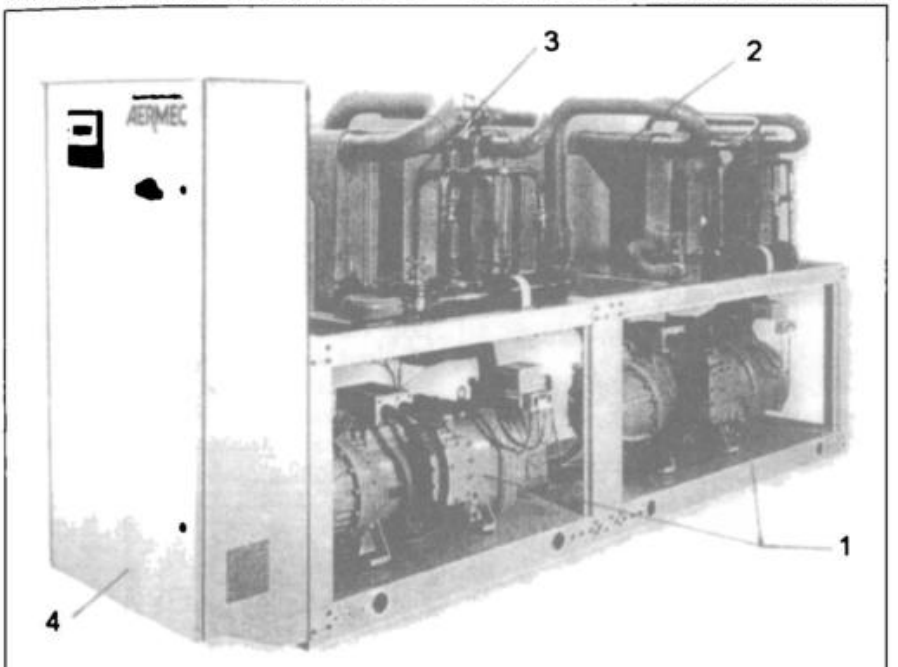


Fig. 17.2.9. Grup de răcire a apei, cu compresor cu șurub, cu vaporizator cu plăci (AERMEC):
1 - compresor semiermetic cu șurub; 2 - compresor cu plăci, răcit cu apă; 3 - vaporizator cu plăci, răcit de apă; 4 - panou de automatizare.

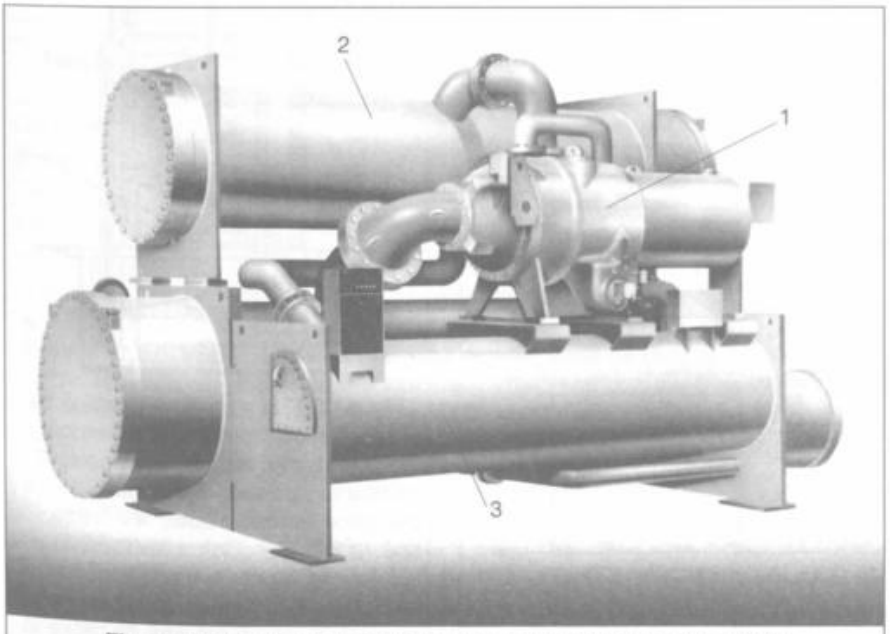


Fig. 17.2.10. Grup de răcire a apei cu turbocompresor (Carrier):
1 - turbocompresor în două trepte; 2 - condensator răcit cu apă; 3 - vaporizator răcitor de apă.

17.3.1. Sistemul de stocare completă

Întreaga producție de frig $\Phi_{0T} = 14.850$ kWh este realizată în afara perioadei de consum, timp de 14 ore, între 17^{30}-07^{30}, cu un tarif redus al energiei electrice. Frigul produs este stocat sub formă de gheață și consumat în următoarele 10 ore, de la 07^{30} la 17^{30}. Puterea frigorifică medie a instalației frigorifice Φ_0 este deci de *1.060* kW (*14.850* kWh în *14* ore), cu 41 % mai mică decât în sistemul convențional (*1.060* kW față de *1.800* kW).

Totuși, acest sistem nu este utilizat pentru producerea frigului necesar climatizării aerului, ci când se solicită perioade mai scurte de alimentare cu frig și deci perioade mai îndelungate de producere și stocare a gheții.

17.3.2. Sistemul de stocare parțială

Este mai adecvat solicitărilor mai îndelungate de frig (10...12 ore), ca în climatizare. Instalația frigorifică este utilizată întreaga zi, atât pentru acumularea de gheață (de la 17^{30} la 07^{30}), cât și pentru completarea acumulării și alimentarea directă cu frig a consumatorului (între 07^{30}-17^{30}). Puterea frigorifică a instalației Φ_0 se reduce la *619* kW (*14850* kWh în 24 ore), cu 66 % mai redusă decât în sistemul clasic.

Suprapunerea efectelor frigorifice realizate la cosumator, de instalația frigorifică și de sistemul de acumulare cu gheață, se face în corelare cu tarifarea mai avantajoasă a energiei electrice și cu regimul de funcționare cât mai eficient al instalației frigorifice (în funcție de temperatura exterioară θ_e, cu implicații asupra temperaturii de condensare

θ_C). În fig. 17.3.1 se reprezintă o modalitate considerată ca optimă, în care grupul de răcire, funcționând cu o putere frigorifică mai mare decât cea medie, acoperă necesarul de producere a gheții între 17^{30} și 07^{30} și, parțial, pe cel de climatizare, între 07^{30} și 12^{30}, iar gheața acumulată satisface diferența de sarcină frigorifică între 07^{30} și 12^{30} și, integral, solicitarea de frig între 12^{30} și 17^{30}.

Schema de funcționare a acestui sistem (fig. 17.3.2) include grupul de răcire GR, rezervorul de stocare a gheții RSG, răcitorul de apă R, pompele de circulație P_1, P_2, P_3 și ventilele termostatice cu trei căi VT_1 și VT_2.

Grupul de răcire GR este echipat cu compresoarele K, alternative, rotative, elicoidale sau turbocompresoare. Agentul răcit, o soluție de sare sau etilenglicol în apă, are temperatura de *-4...-6* °C. Condensatorul C este răcit cu apă (recirculată la un turn de răcire) sau cu aer. Vaporizatorul V este de tip multitubular sau cu plăci.

Coeficientul de performanță al grupului de răcire, în regimul de acumulare a gheții (temperatura soluției răcite θ_{S2}=*-4* °C și temperatura de condensare θ_C=*25* °C) este COP=3, față de COP =3,1...3,2 în condițiile de funcționare clasică (θ_{S2}=*6* °C, θ_C=*35...40* °C), dar puterea frigorifică necesară este redusă de la 1800 kW la numai 620 kW.

Rezervorul de stocare a gheții RSG este echipat cu o serpentină prin care circulă soluția răcită în GR, imersată în apă, încât la exteriorul serpentinei se formează gheața.

Răcitorul de apă R este de tip cu plăci, soluția răcită în GR sau RSG (în perioada de topire a gheții) servind la răcirea circuitului de apă necesar climatizării aerului.

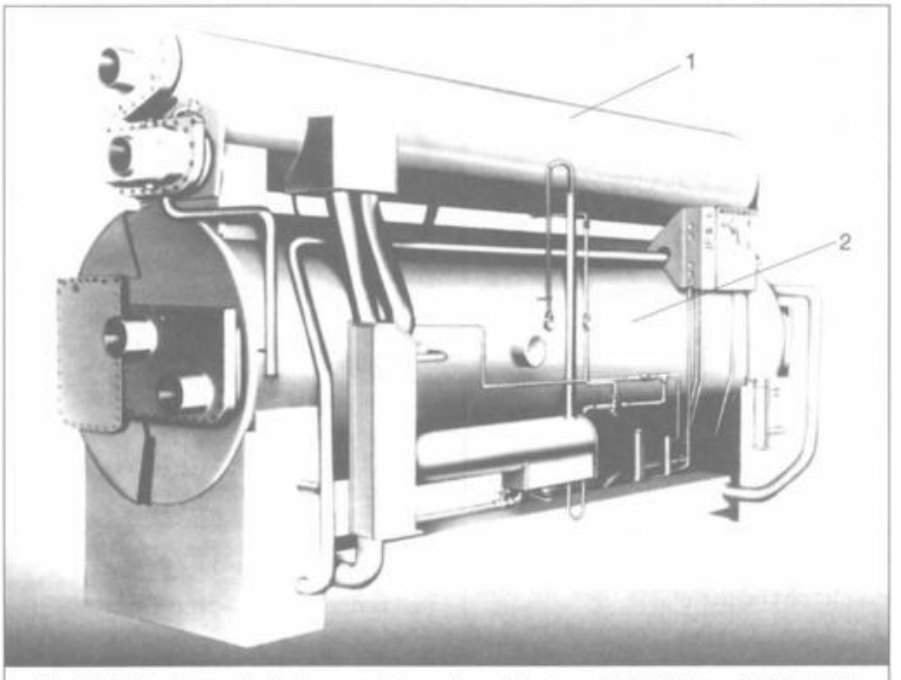


Fig. 17.2.11. Grup de răcire a apei, cu absorbție în soluție BrLi - apă (Carrier):
1 - corpul cu fierbător și condensator; 2 - corpul cu absorbitor și vaporizator.

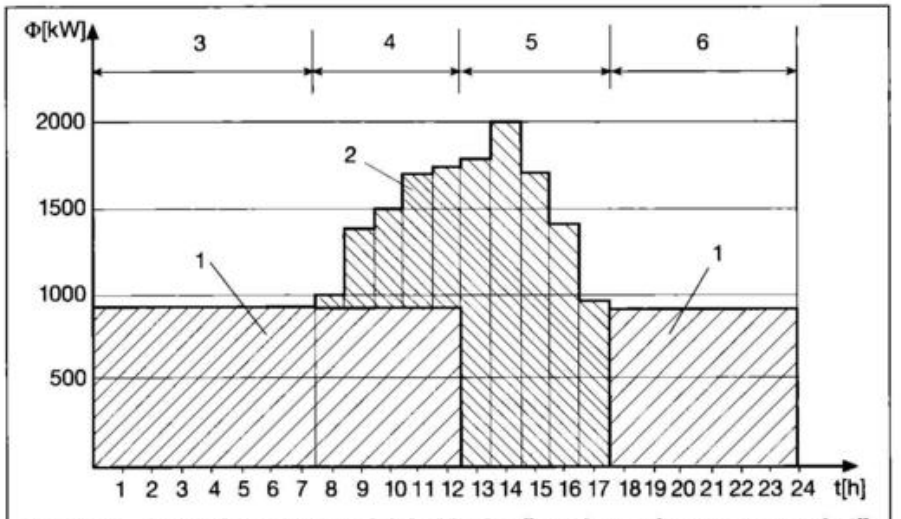


Fig. 17.3.1. Acoperirea necesarului de frig de către sistemul cu stocare a gheții:
1 - de către grupul de răcire GR; 2 - de către rezervorul de stocare a gheții RSG; 3 - stocare gheață; 4 - răcire + topire gheață; 5 - topire gheață; 6 - stocare gheață.

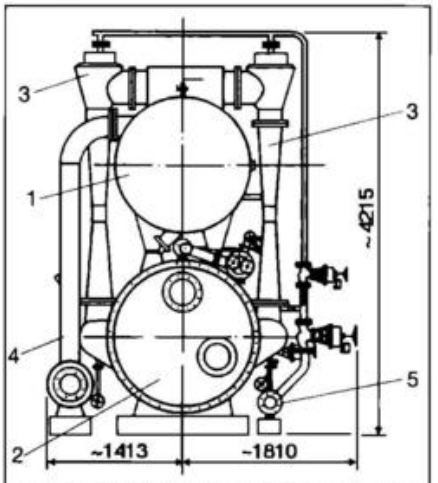


Fig. 17.2.12. Grup de răcire cu ejecție, în două trepte, cu vaporizator și condensator nebarometrice, orizontale:
1 - vaporizator; 2 - condensator; 3 - ejector; 4 - conductă apă rece; 5 - distribuitor abur.

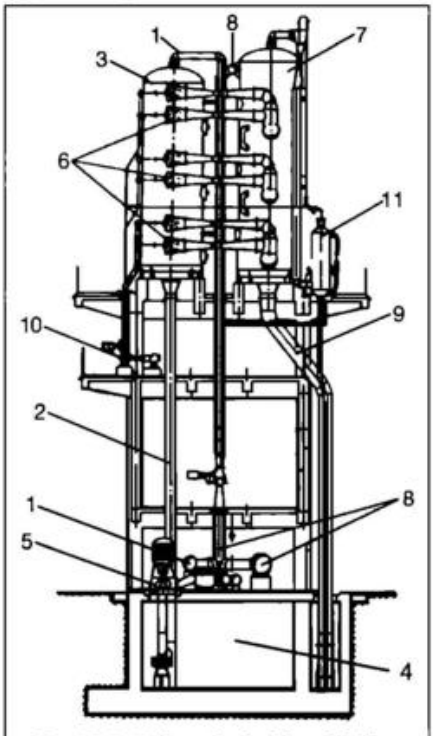


Fig. 17.2.13. Instalație frigorifică cu ejecție, cu montare barometrică.
1 - conductă apă rece ducere; 2 - conductă apă rece întoarcere; 3 - vaporizator în trei trepte; 4 - rezervor apă răcită; 5 - pompă apă răcită; 6 - ejector principal; 7 - condensator de amestec; 8 - conductă apă de răcire ducere; 9 - conductă apă de răcire întoarcere; 10 - conductă abur de antrenare; 11 - baterie de vacuumare.

Ventilele termostatice VT_1 și VT_2 reglează temperatura soluției reci cu care este alimentat răcitorul de apă, în concordanță cu sarcina frigorifică solicitată.

Sistemul funcționează în următoarele regimuri:

- acumulare frig, grupul de răcire GR alimentează numai rezervorul de stocare a gheții RSG, unde are loc formarea gheții (VT_1 este deschis pe calea a-c, pompa P_1 este în funcțiune iar pompele P_2 și P_3 sunt oprite);
- acumulare de frig și cedare către consumator doar de către grupul de răcire GR. Instalația frigorifică alimentează atât rezervorul de stocare a gheții RSG, formând gheața, cât și răcitorul de apă R (VT_1 este deschis pe calea a-b iar VT_2 pe toate căile, asigurând temperatura θ_{S3} necesară acoperirii sarcinii frigorifice a răcitorului R, toate pompele funcționează);
- cedare de frig către consumator de grupul de răcire GR și de rezervorul de stocare a gheții RSG, prin topirea parțială a gheții formate anterior (VT_1 funcționează pe calea a-b, VT_2 pe toate căile, răcitorul de apă R este a-

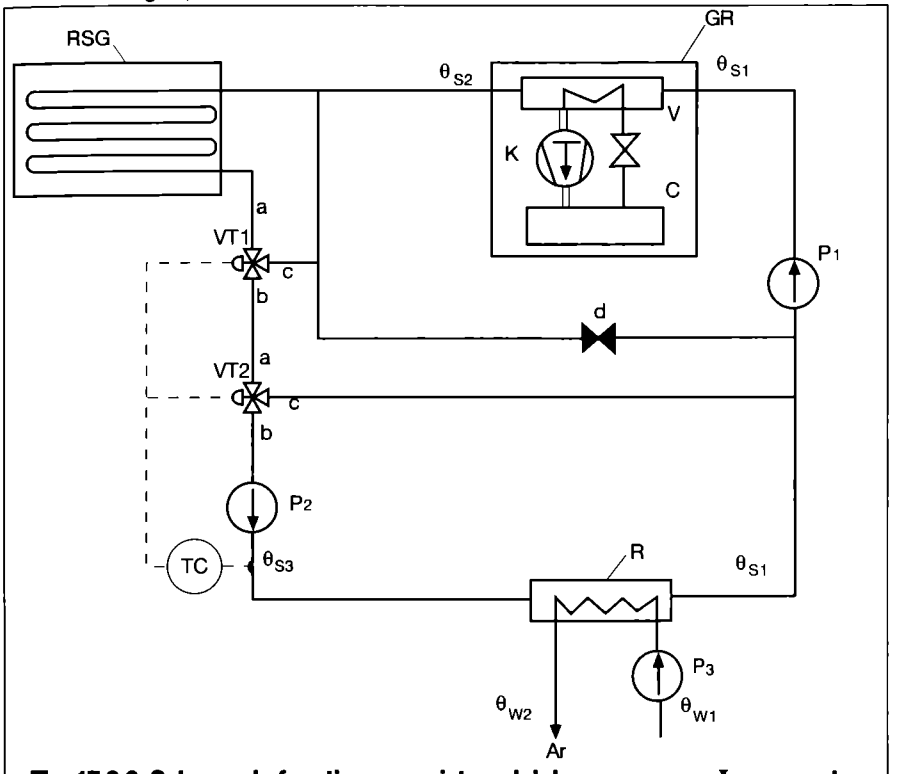


Fig. 17.3.2. Schema de funcționare a sistemului de preparare apă rece pentru climatizare, bazat pe un grup de răcire și un rezervor de stocare a gheții:
GR - grup de răcire a soluției de apă și etilglicol; RSG - rezervor de stocare a gheții; R - răcitor de apă; VT_1, VT_2 - ventile termostatice cu trei căi; TC - termostat d - ventil normal închis; P_1, P_2 - pompe de soluție; P_3 - pompa de apă; S - soluție răcită la temperaturile $\theta_{S1}...\theta_{S3}$; Ar - apă răcită la temperaturile $\theta_{W1}...\theta_{W2}$;

Tabelul 17.3.1. Consumul de frig necesar climatizării unui imobil, repartizat în perioada unei zile de vară

Perioada de răcire	Consum de frig	
	[kW]	[%]
07^{30} - 08^{30}	1000	56
08^{30} - 09^{30}	1330	74
09^{30} - 10^{30}	1490	83
10^{30} - 11^{30}	1690	94
11^{30} - 12^{30}	1720	96
12^{30} - 13^{30}	1760	98
13^{30} - 14^{30}	1800	100
14^{30} - 15^{30}	1690	94
15^{30} - 16^{30}	1400	78
16^{30} - 17^{30}	970	54
TOTAL pentru 10 ore Φ_{0T}=14850 kWh		

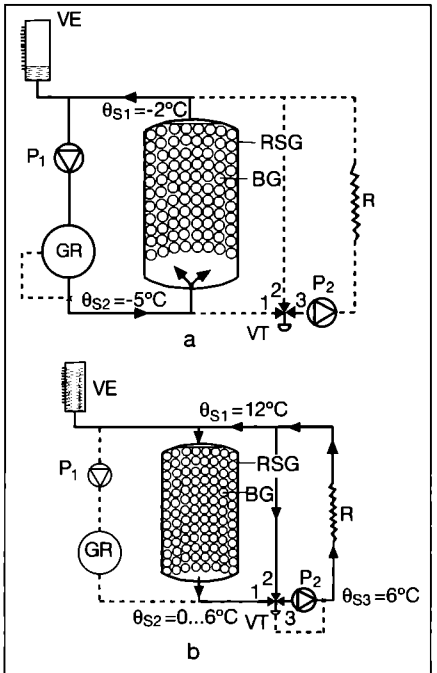


Fig. 17.3.3. Schema de funcționare a sistemului de preparat apă rece bazat pe un grup de răcire și un rezervor de stocare a gheții (Cryogel):
a - acumulare de frig (formarea gheții); b - alimentare cu frig (topirea gheții); GR - grup de răcire; RSG - rezervor de stocare a gheții; BG - bilă de plastic cu gheață; VE - vas de expansiune; R - răcitor de apă sau de aer; P_1, P_2 - pompe de soluție; VT - ventil termostatic cu trei căi.

Tabelul 17.3.2. Caracteristicile fizice ale unei bile de gheață și cele termice ale rezervorului de stocare, cu un volum de 1 m³ (CRYOGEL).

Caracteristici fizice (pentru o bilă)			Caracteristici termice (pentru un rezervor de 1 m³)		
Diametru	[mm]	103	Nr. de bile:		1100...1250
Volum de apă	[l]	0,53	Greutate gheață	[kg]	550...625
Volum de gheață	[l]	0,58	Căldură latentă stocată	[kWh]	52...59
Greutate	[kg]	0,53	Total frig stocat	[kWh]	62...68

Tabelul 17.3.3. Performanțele sistemului convențional de răcit apa, comparativ cu cele ale sistemelor de stocare parțială sau completă de frig, corespunzătoare climatizării unei clădiri cu suprafața totală de 1000 m².

	Convențional	Stocare parțială	Stocare completă
Putere frigorifică a grupului de răcire Φ_0 [kW]	100	40	80
Putere electrică consumată P_K [kW]	30	12	22
Energie stocată [kWh]	-	400	800
Volum necesar de stocare [m³]	-	7	1

limentat cu debitul corespunzător acoperirii necesarului de frig, toate pompele funcționează);
- cedare de frig la consumator numai de către RSG, prin topirea totală a gheții acumulate (VT1 funcționează pe calea a-b, VT2 pe toate căile asigurând debitul necesar răcitorului de apă R, funcționează pompele P_2 și P_3 iar P_1 și GR sunt oprite, soluția cu temperatura θ_{S1} fiind returnată în RSG pe calea d, prin ventilul acum deschis).

O variantă de stocare a gheții o constituie sistemul CRYOGEL (fig.17.3.3) care utilizează bile de plastic, pline cu apă, plasate într-un rezervor alimentat cu o soluție cu punctul de congelare negativ. Astfel se poate forma gheața (în bile), acumulându-se frig în perioada de stocare (fig. 17.3.3 a.), care permite, ulterior, acoperirea sarcinii frigorifice a unui consumator, prin topirea gheții din bile (fig. 17.3.3 b).

Caracteristicile fizice ale unei bile și caracteristicile termice ale rezervorului de stocare sunt menționate în tabelul 17.3.2.

Performanțele termice ale sistemului CRYOGEL sunt prezentate în diagramele din fig. 17.3.4: timpul și capacitatea de stocare a gheții *(a)*, timpul și capacitatea de cedare a frigului prin topirea gheții *(b)*, puterea frigorifică înmagazinată în perioada de înghețare *(c)* și cea produsă în timpul dezghețării *(d)*. În tabelul 17.3.3 se prezintă, comparativ, puterea frigorifică dezvoltată de grupul de răcire Φ_0 și puterea electrică consumată, P_K, pentru sistemul convențional și cu stocare parțială sau completă a frigului, corespunzător climatizării unei clădiri cu suprafața totală de 1000 m^2.

Există și sisteme de producere a frigului și stocare a acestuia prin răcire directă, agentul frigorific vaporizând într-un vaporizator imersat în bazinul de preparare a apei reci, în acesta realizându-se și acumularea de gheață. Eliminarea circuitului intermediar și a schimbătoarelor de căldură aferente acestuia diminuează investiția suplimentară. Posibilitățile mai reduse de reglare a temperaturii apei răcite și de securitatea mai scăzută a sistemului (există riscul infestării circuitului de apă rece cu agent frigorific și ulei) face ca aceste sisteme să fie mai puțin utilizate.

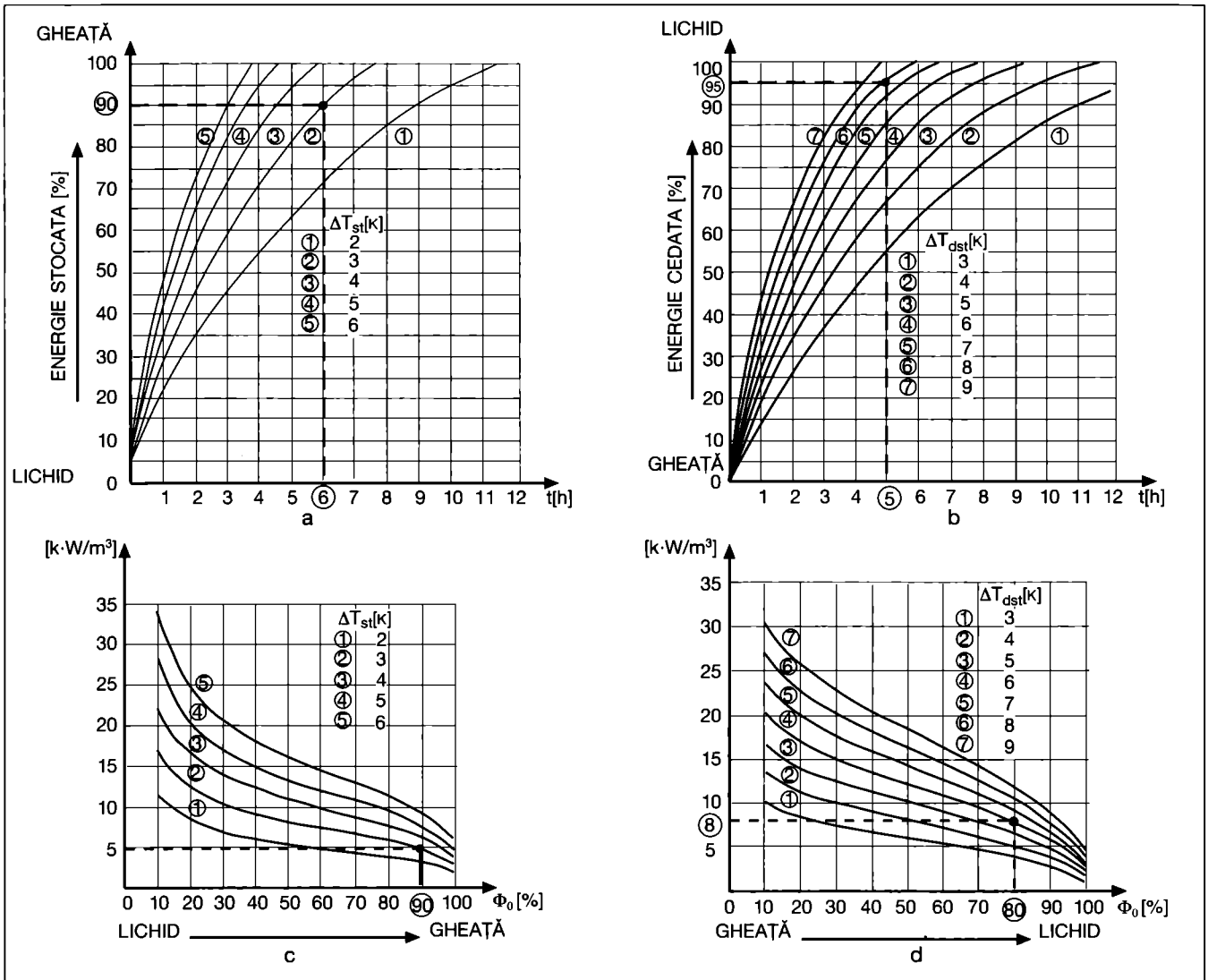


Fig. 17.3.4. Performanțele termice ale sistemului CRYOGEL:

a - timpul și capacitatea de stocare a gheții; b - timpul și capacitatea de cedare a frigului prin topirea gheții; c - puterea frigorifică înmagazinată în perioada de înghețare; d - puterea frigorifică produsă în timpul dezghețării: ΔT_{st} - diferența medie logaritmică între temperatura apei din bile și cea a soluției reci în timpul stocării gheții; ΔT_{dst} - diferența medie logaritmică între temperatura soluției și cea a gheții din bile în timpul dezghețării.

Exemple de utilizare a diagramelor; a - cu ΔT_{st} = 3 K (curba 2) bilele cu apă formează după 6 ore 90 % gheață; b - cu ΔT_{dst} = 8 K (curba 6) bilele cu gheață cedează după 5 ore 95 % din frigul stocat; c - cu ΔT_{st} = 3 K (curba 2) bilele cu 90 % gheața pot stoca 5 kW/m^3; d - cu ΔT_{dst} = 6 K (curba 4) prin 80 % din dezghețarea bilelor se produc 8 kW/m^3.

F. Instalații frigorifice

Capitolul 18

Montarea și exploatarea instalațiilor frigorifice

18.1. Montarea instalațiilor frigorifice

18.1.1 Amplasarea

Se face atât în exterior (cele cu ejecție, cu absorbție sau o parte din instalațiile cu comprimare mecanică), cât și în spații închise (centrale frigorifice). Condițiile de amplasare a instalațiilor frigorifice sunt reglementate de STAS 6987 (Instalații frigorifice - Prescripții de siguranță) în funcție de: categoria de ocupare a clădirii, modul de preluare a căldurii, agentul frigorific utilizat și cantitatea sa.

Centrala frigorifică trebuie să aibă dimensiuni corespunzătoare celor două cerințe: acces ușor pentru exploatare și ocuparea unui spațiu minim. Prevederile generale și prescripțiile de siguranță din STAS 6987 arată că centrala frigorifică trebuie să aibă cel puțin un perete exterior, accesul putându-se face printr-o singură ușă către exterior. La instalațiile cu peste 500 kg agent frigorific din grupele 2 sau 3 se prevăd 2 uși.

Înălțimea minimă a sălii mașinilor este: 3,25 m la agenți frigorifici din grupa 1 sau pentru o cantitate sub 500 kg la cei din grupa 2; 4,8 m pentru o cantitate peste 500 kg agent frigorific din grupa 2 sau pentru agenți din grupa 3.

Pentru evitarea condensării agentului frigorific staționat în compresor și pentru a nu crește viscozitatea uleiului, sala compresoarelor are o încălzire de gardă (minimum 5 °C).

Pentru reducerea concentrației de noxe în limitele admise se prevede o ventilare permanentă (naturală sau mecanică) și o ventilare de avarie, corespunzătoare agentului frigorific utilizat.

Oprirea alimentării cu energie electrică a sălii mașinilor se face din exterior.

Sala mașinilor este prevăzută cu iluminat de siguranță și cu instalații de semnalizare acustică și optică la depășirea concentrațiilor de noxe.

18.1.2. Instrucțiuni de montare

• **Montarea compresoarelor** se face conform indicațiilor proiectantului, în funcție de caracteristicile mașinii și ale terenului cât și de necesitățile practice de exploatare.

Compresoarele și grupurile frigorifice se montează pe fundații independente, la distanțe de minimum 1,2 m între ele și minimum 1 m de la perete. Așezarea compresorului și a motorului pe fundație se face respectând orizontalitatea. Pentru a nu se transmite zgomotul și vibrațiile către construcție și restul instalației se prevăd suporturi elastice și amortizoare.

• **Montarea schimbătoarelor de căldură** depinde de tipul de aparat. Fiind considerate recipiente sub presiune, la montare trebuie respectate și instrucțiunile ISCIR.

Condensatoarele și vaporizatoarele multitubulare se pot monta pe o fundație din beton sau metal (la nivelul solului), pe console metalice fixate pe pereți sau pe platforme metalice, asigurându-se circulația normală a fluidelor. Înaintea fixării definitive se verifică așezarea corectă (orizontalitatea sau verticalitatea). Se asigură spațiul necesar curățirii suprafeței de transfer termic și accesului la aparatura de manevră și automatizare.

Pentru limitarea aporturilor de căldură, între suporturile vaporizatorului și sistemul de susținere se intercalează bucăți de lemn și se prevede spațiul necesar pentru realizarea izolației.

Bazinele de răcire se montează pe o fundație din beton cu h=10 cm. *Vaporizatoarele imersate* se montează liber în compartimentele de răcire, asigurându-se verticalitatea și o pantă de 3...5 ‰ spre colectorul de ulei.

Vaporizatoarele răcitoare de aer se montează pe console, amplasate pe pereți sau plafon, la minimum 15 cm, asigurând orizontalitatea țevilor. Stropitorul de apă pentru degivrare trebuie amplasat astfel încât să asigure stropirea uniformă. Tava colectoare a apei și gheții va avea o pantă către canalizare.

Condensatoarele răcite cu aer sau mixt se montează în aer liber, de regulă, deasupra sălii compresoarelor. Se asigură verticalitatea panourilor (pentru scurgerea peliculară a apei) și orizontalitatea stropitorului de apă.

• **Montarea recipientelor** ține seama și de prescripțiile ISCIR.

Separatorul de ulei se așează direct pe pardoseală (pe picioare) sau pe console prinse pe perete, în apropierea compresorului, asigurând un spațiu necesar controlului sudurilor.

Separatorul de lichid, separatorul acumulator și butelia de răcire intermediară sunt amplasate la cotele prevăzute de proiectant, pentru asigurarea circulației corecte a lichidului, pe cadre metalice sau console fixate de perete. Funcționând la temperaturi scăzute se izolează (deci se prevede spațiul necesar) și se montează pe bucăți de lemn.

Rezervorul de lichid se plasează sub nivelul condensatorului, în centrala frigorifică sau în exterior, pe fundații din beton sau metal, prevăzându-se un spațiu de control al sudurilor și acces la aparatura de manevră, control și siguranță. Se prevede o pantă de 5...10 ‰ către colectorul de ulei. La montarea în exterior, se prevede o copertină contra radiației solare și un dispozitiv de stropire cu apă.

• **Montarea conductelor** se face ținând seama de particularitățile agentului frigorific. Susținerea se face cu console, urmărind ca vibrațiile să nu fie transmise punctelor fixe prevenind solicitările datorate dilatării. La trecerile prin pereți și planșee se prevăd manșoane care să împiedice propagarea focului.

La instalațiile cu freoni se impune

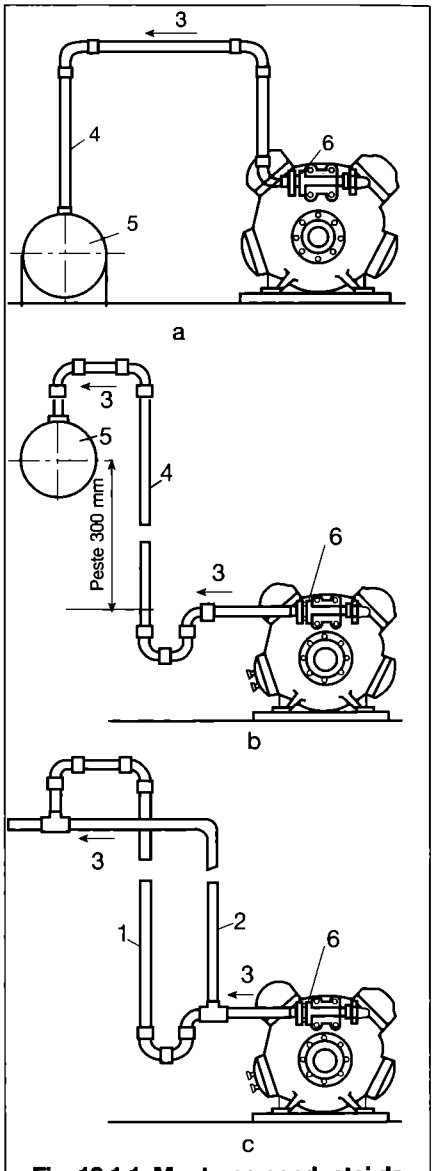


Fig. 18.1.1. Montarea conductei de refulare a vaporilor de freon:
a - compresorul și condensatorul sunt la același nivel; b - compresorul este amplasat sub nivelul condensatorului; c - puterea frigorifică a compresorului variază;
1 - țeavă ascendentă principală; 2 - țeavă ascendentă de by-pass; 3 - pantă; 4 - refulare; 5 - condensator; 6 - compresor.

montarea astfel încât să permită circulația uleiului și întoarcerea lui în compresor. Circulația uleiului este diferită în diversele zone ale instalației: unde circulă agenți frigorifici lichizi, complet miscibili cu uleiul, nu sunt necesare măsuri deosebite de montare, în schimb, unde există vapori de agent frigorific, iar uleiul se poate afla sub formă de ceață, există pericolul colectării acestuia în unele zone ale instalației, circulația lui fiind îngreunată.

Conducta de refulare se montează cu panta descendentă spre condensator, cu un eventual sifon la partea inferioară, care să permită colectarea uleiului și a lichidului și să împiedice intrarea în compresor (fig. 18.1.1. a,b). Pentru conducte verticale se dispun sifoane la fiecare 2,5 m. Când compresorul are un sistem de reglare a puterii frigorifice se prevăd două conducte de refulare (fig. 18.1.1. c), asigurând o viteză de minimum 5 m/s pentru antrenarea uleiului. Dacă instalația funcționează la o putere redusă, uleiul se colectează în sifon, nepermițând trecerea vaporilor. Când puterea crește, uleiul este împins de vapori, fiind utilizată și conducta suplimentară.

Dacă mai multe compresoare alimentează unul sau mai multe condensatoare, plasate la un nivel superior, se recomandă schemele din fig. 18.1.2.

Conductele de aspirație orizontale trebuie să asigure o viteză de minimum 2,6 m/s, iar cele verticale de minimum 5,1 m/s. Montarea lor se va face conform fig. 18.1.3. Când vaporizatorul este alimentat de mai multe compresoare se recomandă montarea din fig. 18.1.4.

Pentru scurgerea comodă a lichidului din condensator în rezervor se prevede o egalizare a presiunii și pe partea de vapori. Când sunt prevăzute mai multe condensatoare, chiar diferite, se utilizează montarea din fig. 18.1.5.

La instalația cu amoniac se recomandă: asigurarea unei pante descendente către separatorul de ulei; conducta de alimentare cu lichid a vaporizatorului trebuie să aibă o pantă ascendentă de 5 ‰, plasându-se o oală de ulei la cota ei minimă; conducta de aspirație trebuie să aibă o pantă ascendentă de la vaporizator către separatorul de lichid și către compresor; conducta de scurgere a lichidului, din condensator la rezervor sau de la acumulator la pompă, trebuie să fie descendentă, cât mai scurtă, cu cât mai puține coturi; când sunt alimentate mai multe elemente de răcire, primul alimentat va fi ultimul aspirat, egalizând rezistența hidraulică a fiecărui circuit.

Conductele de agenți intermediari se montează cu pante ascendente spre consumator, pentru eliminarea aerului.

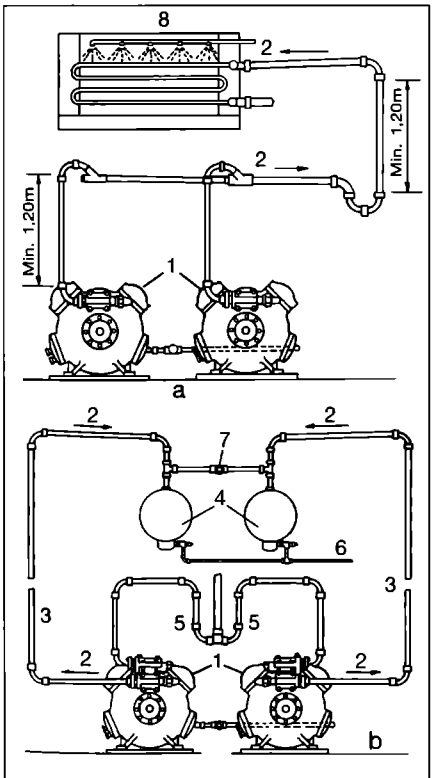
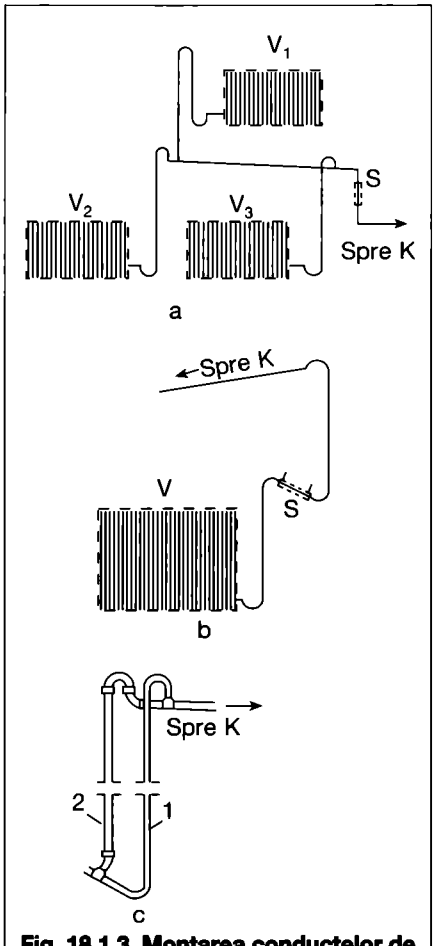


Fig. 18.1.2. Montarea conductelor de refulare a vaporilor de freon la instalațiile cu mai multe compresoare:
a - cuplate la un condensator plasat superior; b - cuplate la mai multe condensatoare plasate superior;
1 - compresor; 2 - pantă; 3 - refulare; 4 - condensator; 5 - aspirație; 6 - lichid; 7 - robinet; 8 - condensator cu evaporare forțată.



Fig, 18.1.3. Montarea conductelor de aspirație a vaporilor de freon:
a - compresorul este plasat sub nivelul vaporizatoarelor; b - compresorul este plasat la nivelul superior vaporizatorului; c - puterea frigorifică a compresorului variază;
K - compresor; V - vaporizator; S - supraîncălzitor de vapori; 1 - țeavă ascendentă principală; 2 - țeavă ascendentă de by-pass.

18.2. Exploatarea instalațiilor frigorifice

18.2.1. Probarea

Presiunile maxime admisibile de lucru și cele de încercare pentru instalațiile frigorifice, dependente de agentul frigorific și condițiile de funcționare *normale*, corespunzător temperaturii de condensare de 40 °C, și *grele*, corespunzător temperaturii de condensare de 55 °C, sunt prezentate în STAS 6987 (tab. 18.2.1).

Fiecare element al instalației frigorifice (excepție conductele) va fi supus încercării hidraulice (de rezistență), la unitatea producătoare, la presiunea indicată în tabelul 18.2.1. Recipientele sub presiune se încearcă conform prescripțiilor ISCIR.

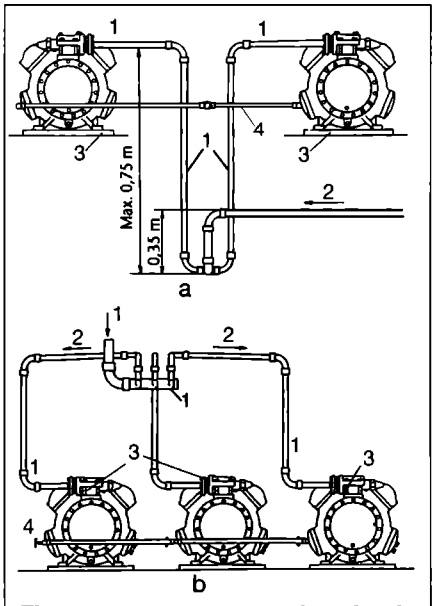


Fig. 18.1.4. Montarea conductelor de aspirație a vaporilor de freon la instalațiile cu mai multe compresoare:
a - vaporizatorul este plasat mai jos; b - vaporizatorul este plasat mai sus;
1 - aspirație; 2 - pantă; 3 - compresor; 4 - linie de egalizare.

După montare, elementele instalației se supun încercării de etanșeitate cu un gaz inert (aer, azot, amestec de aer și agent frigorific), la $p=1,1 \cdot p_{max \cdot ad}$. Verificarea etanșeității se poate face la aer, cu spumă de săpun, la aer și amoniac, cu hârtie îmbibată în fenolftaleină (care din incoloră devine roșie în prezența amoniacului), iar la aer și freon, cu lampa haloidă. Dacă în decurs de 24 h presiunea nu scade cu mai mult de 0,5 bar, etanșarea este bună.

Schimbătoarele de căldură (condensatorul, vaporizatorul, subrăcitorul) se verifică la etanșeitate și pentru circuitele secundare (pentru apă, saramură $p=6$ bar), presiunea trebuind să rămână constantă timp de 15 min. După remedierea eventualelor neetanșeități, întreaga instalație este suflată cu aer sub presiune de 6...10 bar (pentru evacuarea impurităților), apoi se supune încercării de etanșeitate la $p=p_{max \cdot ad}$. După verificarea etanșeității, se realizează izolarea frigorifică sau termică a aparatelor și conductelor.

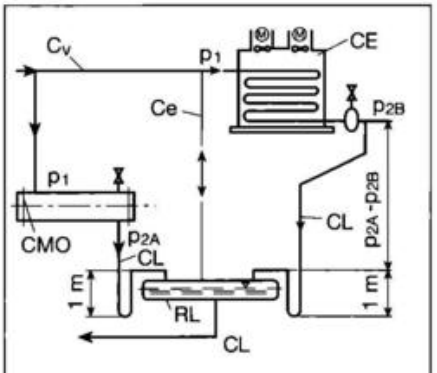


Fig. 18.1.5. Montarea conductelor de scurgere a condensatului din mai multe condensatoare, eventual diferite, spre rezervor:
CE - condensator evaporativ; CMO - condensator multitubular orizontal; RL - rezervor de lichid; CV - conductă de vapori refulați; CL - conductă de lichid; Ce - conductă de egalizare a presiunii.

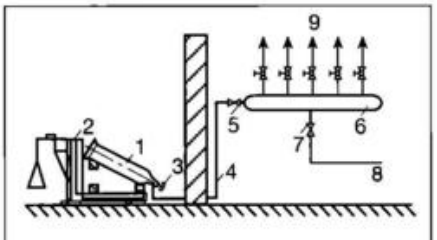


Fig. 18.2.1. Umplerea instalației cu agent frigorific:
1 - butelie de agent frigorific; 2 - cântar; 3 - robinetul buteliei; 4 - conductă de umplere; 5 - robinet de alimentare; 6 - stație de distribuție; 7 - robinet de închidere; 8 - de la condensator; 9 - spre vaporizator.

18.2.2. Punerea în funcțiune.

Deoarece pentru probe și încărcare cu agent frigorific se folosesc compresoarele, acestea se verifică, în prealabil. Astfel, se demontează, spală, reasamblează și încarcă cu ulei după care se rodează în gol (cu supapele de refulare și capacele cilindrilor scoase) timp de 100...200 h. După rodare se schimbă uleiul și se racordează compresorul la instalație.

Uscarea instalației se face prin suflare cu aer (la NH_3 și SO_2), la freoni fiind urmată și de o vacuumare înaintată (cu compresorul și cu o pompă de vid).

Încărcarea cu agent frigorific se face prin intermediul stației de distribuție, apreciind volumul necesar de umplut, cu un cilindru de încărcare (la instalațiile mici) sau masa necesară, cu o balanță (la instalațiile mari). La fiecare tub cu agent frigorific se verifică conținutul și masa.

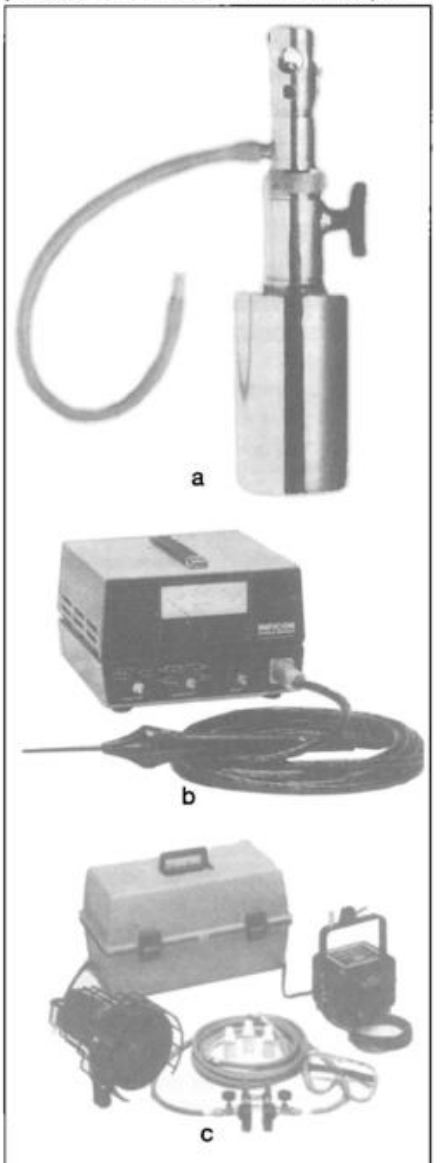


Fig. 18.2.2. Aparate de detectare a scăpărilor de agent frigorific din instalație:
a - lampă haloidă;
b - detector electronic;
c - detector prin fluorescență (procedeul spectroline).

După vacuumarea instalației (cu un compresor) se racordează tubul la ventilul de alimentare al stației de distribuție și după evacuarea aerului din racord se începe umplerea (fig. 18.2.1). Cantitatea de lichid ce trebuie introdusă se determină în funcție de volumul utilajelor componente și de gradul lor de umplere (tab. 18.2.2).

Prepararea agentului intermediar se face în bazine speciale, urmărind ca temperatura de congelare să fie inferioară cu cca 10 °C celei de vaporizare. Pentru reducerea coroziunii, la saramuri, se adaugă inhibitori de coroziune sau substanțe care să-i dea un caracter bazic. După decantare și filtrare agentul intermediar se introduce în circuitul secundar cu pompa, realizând aerisirea acestuia.

Punerea în funcțiune a instalației comportă următoarele etape: pregătirea instalației; pornirea compresorului; alimentarea vaporizatorului cu agent frigorific.

Pregătirea instalației constă în deschiderea robinetelor din circuitul frigorific (cu excepția celor din aspirația și refularea compresorului și de alimentare a ventilului de reglare).

La compresor se verifică circuitul de ulei și apă de răcire, starea aparatelor de măsurare. Se deschide robinetul de refulare și se pornește motorul. La atingerea turației nominale se închide robinetul de scurtcircuit între refulare și aspirație, deschizându-se, treptat, robinetul de aspirație.

Se pornesc ventilatoarele (la vaporizatoarele răcitoare de aer) sau agitatoarele și pompele (la vaporizatoarele răcitoare de lichide) din circuitul agentului răcit. Se alimentează vaporizatorul cu lichid frigorific, prin deschiderea treptată a robinetului din amonte de ventilul de reglare.

18.2.3. Exploatarea

Pentru o funcționare corectă și economică se urmărește menținerea parametrilor ceruți de consumator (temperatură, umiditate, viteză) cu costuri de exploatare cât mai reduse (consumuri de energie, agent frigorific, apă, ulei), pentru o perioadă cât mai lungă.

Instalația funcționează corect când conducta de aspirație este brumată, iar cea de refulare fierbinte, nu se aud bătăi în compresor sau în pompe. Pentru economisirea energiei, temperatura de condensare trebuie să fie cât mai coborâtă, urmărindu-se debitul și temperatura agentului de răcire.

Întreținerea instalației implică: asigurarea ungerii corecte (presiunea uleiului să fie cu 0,5...1,5 bar superioară celei de aspirație); curățirea filtrelor și deshidratoarelor; curățirea suprafețelor de transfer termic și eventuala degivrare; dezaerarea; verificarea etanșeității circuitului frigorific (se pot folosi detectoare chimice, corespunzătoare agentului, și detectoare speciale, electronice sau prin fluorescență - spectroline - ca în fig. 18.2.2); verificarea concentrației și pH-ului saramurii; verificarea durității apei de răcire; verificarea armăturilor de siguranță și control.

Demontarea conductelor, utilajelor și armăturilor și executarea sudurilor se pot face numai după îndepărtarea agentului frigorific și a uleiului din acestea, de personal calificat, cu echipament de protecție specific.

În sala de mașini, se afișează, la loc vizibil, schema de montare a instalației și instrucțiunile de întreținere. În jurnalul de exploatare a instalației se înscriu parametrii de funcționare și defecțiunile semnalate.

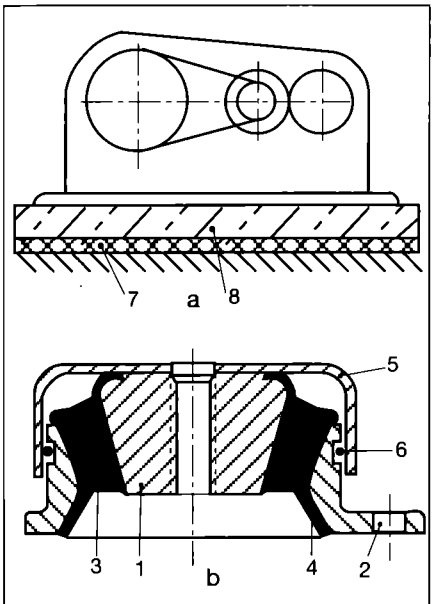


Fig. 18.2.3. Montarea antivibrații a utilajelor din instalații frigorifice:
a - așezarea compresorului și motorului pe o placă antivibrații; b - suport elastic (Stabiflex, Paulstra);
1 - armătură interioară; 2 - orificiu fixare; 3,4 - cauciuc; 5 - capac de protecție; 6 - garnitură din cauciuc; 7 - placă antivibrații din cauciuc; 8 - soclu intermediar din beton.

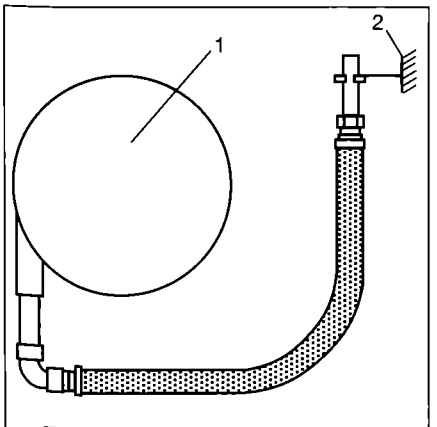


Fig. 18.2.4. Amortizor de vibrații, plasat pe refularea compresorului:
1 - compresor; 2- punct fix.

18.2.4. Limitarea zgomotului

Funcționarea instalației frigorifice este însoțită de zgomot și vibrații datorate utilajelor în mișcare (compresor, pompă, agitator, ventilator), cât și curgerii fluidelor.

Limitarea zgomotului și a vibrațiilor cât și a transmiterii lor se face, inițial, în faza de montare, amplasând utilajele zgomotoase în spații corespunzătoare și prevăzându-le cu fundații independente de cele ale clădirii și cu plăci din cauciuc sau suporturi elastice pe fundație (fig. 18.2.3). Fiecare compresor se amplasează, împreună cu motorul de antrenare, pe o fundație proprie. Pentru pompe se pot realiza fundații comune la 2-3 elemente. Placa antivibrații se plasează sub un masiv intermediar din beton care asigură repartiția sarcinii pe toată suprafața de cauciuc.

Legăturile la conductele de refulare ale compresorului se fac cu amortizoare de vibrații, din țesătură metalică flexibilă, ondulată (oțel inoxidabil sau aliaj din cupru).

Se amplasează în porțiunea dreaptă a conductei, în plan orizontal, perpendicular pe sursa de vibrații, cu o curbă la 90°, pentru preluarea vibrațiilor generate în mai multe direcții (fig. 18.2.4).

În timpul exploatării instalației se urmărește o funcționare cât mai echilibrată a compresoarelor, ventilatoarelor și pompelor. Vitezele de circulație a fluidelor se limitează la valorile maxime admisibile (2...2,5 m/s pentru lichide, 3...4 m/s pentru aer în canale și 7 m/s între aripioare și 12...15 m/s pentru vaporii de agent frigorific).

Canalele de aer pot fi prevăzute cu izolație acustică. Pentru limitarea zgomotului la bateriile de răcire se rigidizează lamelele, prevăzând aripioare comune la mai multe conducte.

Tabelul 18.2.1. Presiuni maxime admisibile și de încercare ale instalațiilor frigorifice.

Grupa	Fluidul frigorific	Presiunea nominală maximă admisibilă [bar]	Presiunea de încercare hidraulică [bar]
I	Bioxid de carbon	105	158
	R11	2	3
	R12	13,5	20
	R22	16 (22)	24 (33)
II	Amoniac	16 (22)	24 (33)
	Clorură de metil	12	18
	Bioxid de sulf	8	12
III	Etilenă	80	120
	Propan	13	19,5

Tabelul 18.2.2. Gradul de umplere cu lichid a utilajelor frigorifice.

Denumirea părții instalației	Umplerea maximă admisibilă [% vol]
Vaporizator funcționând uscat	80
Vaporizator funcționând înnecat	100
Vaporizator cu plăci	80
Condensator multitubular orizontal	15
Rezervor de lichid	80
Subrăcitor țeavă în țeavă	100
Butelie de răcire intermediară	30
Separator de lichid orizontal	20
Separator de lichid vertical	30
Separator acumulator orizontal	30
Separator acumulator vertical	50

18.3. Depanarea instalațiilor frigorifice.

Când nu sunt respectate instrucțiunile de montare, exploatare și întreținere corecte ale instalației, în timpul funcționării acesteia pot apare defecțiuni și chiar avarii. În tabelul 18.3.1. se prezintă câteva semne de funcționare defectuoasă, cauzele care le-au produs și măsurile de remediere necesare.

Tabelul 18.3.1. Semne de funcționare defectuoasă a instalației frigorifice, cauzele care le-au produs și măsurile de remediere necesare.

Semne de funcționare defectuoasă	Cauze	Măsuri de remediere
1. Presiunea de refulare prea ridicată și temperatura de condensare prea mare față de aceea a apei de răcire (normal, $\theta_C = \theta_{WM} + 5 \dots 6$ °C)	Apă de răcire insuficientă la condensator	- Se verifică debitul și presiunea pompelor de apă; - Se mărește debitul de apă; - Se verifică distribuția apei în condensator.
	Blocarea suprafeței de transfer termic a condensatorului	- Se îndepărtează piatra; - Se reține uleiul.
	Blocarea lichidului în condensator	- Se verifică scurgerea lichidului din condensator; - Se scoate o cantitate de lichid (la instalațiile fără rezervor).
	Repartizarea neuniformă a vaporilor în panourile condensatorului	- Se verifică dacă încălzirea panourilor este uniformă și se asigură distribuția corectă a vaporilor.
	Suprafață insuficientă a condensatorului	- Se verifică dacă numărul compresoarelor în funcțiune este cel proiectat și se opresc, eventual, unele.
	Robinetul de reglare închis sau puțin deschis	- Se deschide mai mult robinetul de reglare.
	Aer în instalație	- Se dezaerează.
2. Presiune scăzută la condensator, iar temperatura de condensare este apropiată de cea a apei de răcire	Prea multă apă de răcire	- Se reduce debitul de apă.
	Prea puțin agent frigorific	- Se introduce agent frigorific în instalație.
3. Presiunea de aspirație prea scăzută, iar temperatura de vaporizare prea scăzută față de cea a mediului răcit (normal, $\theta_0=\theta_{SM}$ - 6...10 °C)	Strangularea aspirației	- Se verifică deschiderea robinetelor din aspirație; - Se verifică și se curăță filtrele din aspirație.
	Alimentare insuficientă cu lichid frigorific a vaporizatorului	- Se verifică robinetul de reglare dacă nu este înfundat; - Se verifică dacă robinetul de reglare nu este prea mic; - Se verifică filtrele de agent frigorific; - Se verifică dacă conducta de lichid de la SL la V nu este plină de ulei.
	Înrăutățirea transferului termic la vaporizator	- Se decongelează; - Se scoate uleiul în exces.
	Compresor prea mare față de vaporizator	- Se reduce puterea compresorului; - Se înlocuiește vaporizatorul cu unul mai mare.
	Puțin agent frigorific	- Se completează.
4. Scăderea rapidă și continuă a presiunii de aspirație	Oprirea ventilatoarelor, agitatoarelor sau a pompelor	- Se verifică cauzele opririi și se repornesc.
	Concentrația saramurii necorespunzătoare	- Se verifică concentrația și se normalizează.

Continuare tabelul 18.3.1.

Semne de funcționare defectuoasă	Cauze	Măsuri de remediere
5. Presiunea de aspirație mare, cilindrii compresorului brumați, conducta de refulare rece. Protecția compresorului implică: - închiderea robinetului de aspirație; - oprirea alimentării cu lichid și răcirea cilindrilor; - deschiderea aspirației treptat - supravegherea presiunii la ulei.	Robinetul de reglare prea mult deschis	- Se reduce deschiderea robinetului de reglare.
	Flotorul blocat deschis	- Se deblochează flotorul.
	Flotorul montat prea sus	- Se montează mai jos.
	Separator de lichid prea mic	- Se dublează sau se pune altul corespunzător.
	Nu se scurge lichidul din SL spre V	- Se curăță filtrul; - Se înlocuiește conducta cu una mai mare. - Se plasează SL mai sus.
	Robinetul de injecție prea mult deschis	- Se reduce deschiderea.
6. Presiunile de aspirație și refulare cresc brusc, însoțite de brumarea cilindrilor, la o deschidere redusă a VR.	Prea mult agent frigorific	- Se scoate agentul în exces
	Robinetul de reglare prea mare față de vaporizator	- Se înlocuiește VR cu unul corespunzător
7. Presiunea de aspirație crește brusc, asociată cu înec de lichid.	Robinetul cu flotor sau VR prea mare;	- Se schimbă duza, flotorul sau VR;
	Creștere bruscă a sarcinii frigorifice.	- Se anunță frigotehnistul.
8. Presiunea de aspirație și temperatura din spațiile răcite scad greu, deși reglarea este normală	Compresoare insuficiente în funcțiune.	- Se pornesc și alte compresoare și se face reglarea; - Se verifică încărcarea în spațiile răcite; - Se verifică compresoarele dacă nu sunt defecte.
9. Temperatura de refulare ridicată	Presiunea de refulare ridicată;	- Se remediază conf. pct.1.
	Presiunea de aspirație scăzută;	- Se remediază conf. pct. 3.
	Raport mare de compresie.	- Se injectează lichid în aspirație (șprit); - Se realizează compresia în două trepte.
10. Scade capacitatea compresorului	Uzarea segmenților;	- Se înlocuiesc.
	Defectarea supapei de aspirație, refulare sau siguranță;	- Se verifică și, eventual, se înlocuiește.
	Filtru de aspirație înfundat;	- Se verifică și se curăță.
	Presiune de aspirație scăzută sau cea de refulare ridicată.	- Se reduce presiunea de refulare; - Se reglează alimentarea cu agent a vaporizatorului.
11. Oscilații mari la manometrul de aspirație (refulare) și bătăi la supapele de aspirație (refulare)	Blocarea clapetelor supapelor de aspirație (refulare). din cauza murdăriei (ulei ars)	- Verificarea supapei de aspirație (refulare).
12. Încălzirea excesivă a cilindrilor compresorului	Clapete sparte la supapele de refulare	- Se înlocuiesc clapetele sparte.
13. Încălzirea lagărelor și a cilindrilor	Ungere defectuoasă	- Se verifică presiunea uleiului; - Se verifică viscozitatea uleiului.
14. Consum mare de ulei refulat de compresor în instalație.	Presiune mare în pompa de ulei;	- Se reglează presiunea pompei de ulei.
	Segmenții uzați.	- Se înlocuiesc segmenții.
15. Dezamorsarea pompei de ulei.	Se aspiră aer prin îmbinările demontabile.	- Se verifică îmbinările din aspirația pompei.
16. Nu se realizează temperatura în spațiul răcit.	Suprafață mică de răcire	- Se mărește suprafața de răcire.
	Circulație defectuoasă a saramurii	- Se verifică și se aerisește circuitul saramurii.
	Transfer termic scăzut	- Se verifică suprafața vaporizatorului și se curăță sau se degivrează.
	Încărcarea excesivă a spațiului răcit, manipulări îndelungate Izolări degradate și uși neetanșe	- Se iau măsuri de respectare a proiectului. - Se refac izolațiile și etanșările ușilor.

T. Elemente de termotehnică

Capitolul 19

Transferul de căldură și de masă

Propagarea căldurii este un fenomen complex și se poate realiza în 3 feluri: prin conducție, convecție, radiație.

- *Conducția termică* reprezintă transferul de căldură prin corpurile solide sau prin straturile de fluid subțiri aflate în repaus, de la o particulă la alta, acestea fiind în repaus.

- *Convecția căldurii* reprezintă transferul de căldură între un fluid și suprafața unui corp solid aflat în contact, la altă temperatură, sau între diferitele părți ale fluidului în mișcare. Convecția este însoțită și de conducție (de obicei, neglijabilă în raport cu prima) ca urmare a contactului direct între particulele mediului fluid. Există două tipuri de convecție: *liberă* și *forțată*.

- *Radiația termică* este un fenomen de transfer de energie care folosește ca suport material undele electromagnetice. La contactul cu corpurile pe care cade, radiația este absorbită, reflectată sau transmisă prin ele, în proporții diferite, în funcție de natura materialelor. În același timp, corpurile emit energie radiantă sub formă de cuante și impulsuri, radiația având un caracter corpuscular-ondulatoriu.

În procesele termice din domeniul tehnic întâlnim, adesea simultan, cele trei moduri de transfer de căldură.

19.1. Conducția termică

Legea fundamentală a conducției termice (legea lui Fourier) este definită astfel: "fluxul termic unitar este proporțional cu gradientul de temperatură":
$q = -\lambda \ grad \ t$ [W/m^2] (19.1.1), semnul minus arătând că fluxul termic se transmite în sensul descrescător al temperaturii. Integrarea ecuației (19.1.1) pentru cazurile frecvent întâlnite în practică conduce la relațiile indicate în tabelul 19.1.1 (anexa 19.1).

Valorile coeficientului de *conductivitate termică* (se folosește și termenul de conductibilitate) λ determinate în laborator, depind, în principal, de temperatura materialului și de conținutul de umiditate al acestuia. În general, odată cu creșterea temperaturii, λ crește la materialele de construcții, la vapori și gaze și se micșorează la fluide și metale.

Odată cu creșterea umidității și densității, crește și coeficientul λ. Porozitatea materialelor influențează sensibil coeficientul λ. Materialele cu pori de dimensiuni mici sunt bune izolatoare termic. Presiunea influențează, de

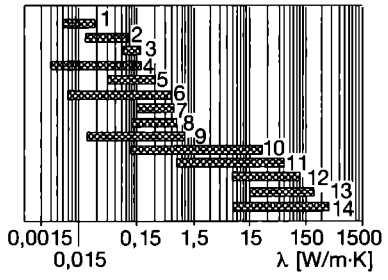


Fig. 19.1.1. Ordinul de mărime al coeficientului de conductivitate termică λ pentru diverse substanțe:
1 - vapori și gaze organice; 2 - materiale amorfe izolatoare; 3 - ulei; 4 - vapori și gaze anorganice; 5 - lichide organice; 6 - lichide anorganice; 7 - soluții anorganice apoase;8 - soluții organice apoase; 9 - prafuri; 10 - materiale refractare; 11 - cristale; 12 - metale lichide; 13 - aliaje metalice industriale; 14 - metale pure.

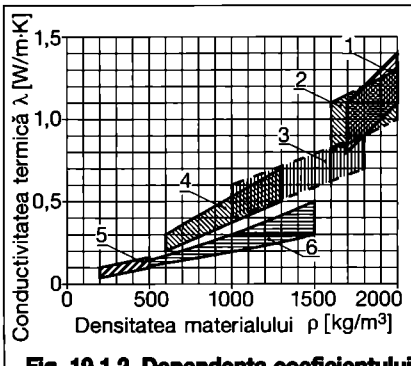


Fig. 19.1.2. Dependența coeficientului de conductivitate termică λ de densitatea materialului ρ:
1 - gresie calcaroasă; 2 - beton cu pietriș; 3 - zidărie de cărămidă;
4 - gazbeton și beton ușor; 5 - plăci fibrolemnoase; 6 - corpuri de umplutură (nisip, zgură).

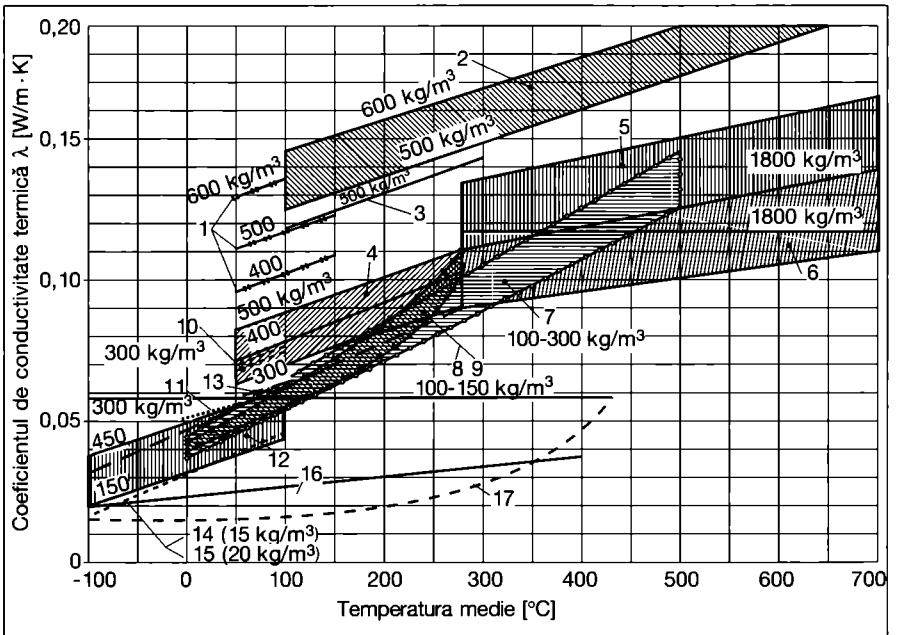


Fig. 19.1.3. Variația coeficientului de conductivitate termică λ cu temperatura:
1 - lemn; 2 - Kiselgur cărămizi; 3 - beton celular autoclavizat; 4 - Kiselgur - masă; 5 - silică; 6 - șamotă; 7 - fibre minerale; 8 - vată din sticlă; 9 - vată din zgură + vată din sticlă; 10 - plăci ușoare; 11 - plăci aglomerate din lemn; 12 - plută expandată; 13 - alfol; 14 - iporca; 15 - polistirol; 16 - aer uscat liniștit; 17 - vapori de apă saturați.

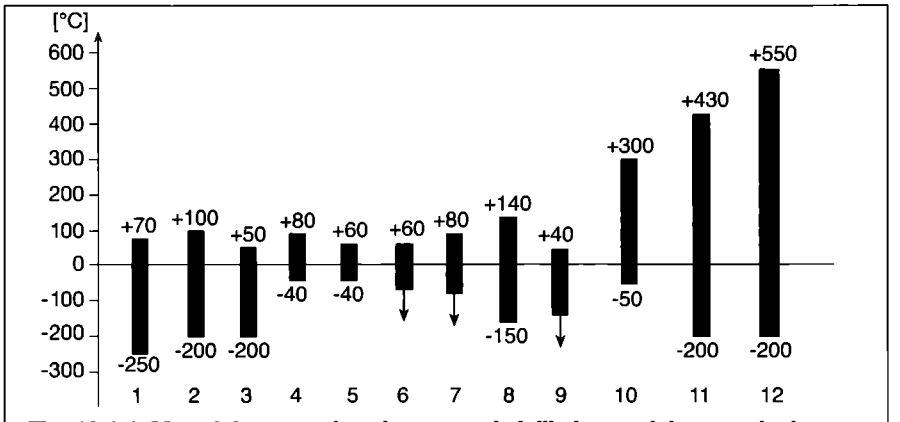


Fig. 19.1.4. Materiale expandate (spumante), folii și materiale termoizolatoare pentru temperaturi scăzute (după Zeltner):
1 - stiropor; 2 - plută; 3 - iporca, piaterm; 4 - stiroflex; 5 - vinidur; 6 - velit; 7 - isoflex; 8 - moltopren; 9 - PVC celular; 10 - silicon - spumă de rășini; 11 - sticlă expandată (spumantă); 12 - Alfol.

asemenea, coeficientul λ. La creșterea presiunii (până la o valoare critică, în funcție de material) are loc o scădere a coeficientului λ, explicabilă prin micșorarea porilor. La lichide, coeficientul λ se apropie ca mărime de cel al materialelor izolatoare, în funcție de natura lichidului, presiune și temperatură. Gazele au cele mai mici valori ale coeficientului λ, depinzând, și ele, de presiune și temperatură.

Ordinul de mărime al coeficientului λ, pentru diverse materiale, este indicat în fig. 19.1.1 și tabelul 19.1.2. Dependența coeficientului de conductivitate termică λ de densitate, pentru materialele de construcții este indicată în fig. 19.1.2. În fig. 19.1.3 este indicată, pentru materiale termoizolatoare, variația coeficientului λ cu temperatura.

Coeficienții de conductivitate termică λ au fost grupați pe stări de agregare. Pentru substanțele solide, coeficientul de conductivitate termică λ a fost indicat în Anexa I, volumul Instalații de încălzire și în tabelul 19.1.3 (anexa 19.2). În tabelul din Anexa I se indică, în mod suplimentar, și alte caracteristici termofizice ale materialelor și elementelor de construcții.

În tabelele 19.1.4 și 19.1.5 se gă-

Tabelul 19.1.2. Domeniile de variație ale coeficientului de conductivitate termică λ [W/m·K].

Materialul	λ	Materialul	λ
Metale	7...420	Materiale termoizolatoare, de natură organică	0,03...0,07
Aliaje	11...150	Idem, de natură anorganică	0,05...0,11
Pietre naturale	1,5...4	Gaze	0,01...0,23
Materiale de construcții	0,2...3,5	Aer la 0 °C 50 °C	0,024 0,028
Materiale rezistente la foc	0,7...3,5	Fluide	0,1...0,6

Tabelul 19.1.4. Coeficientul de conductivitate termică λ pentru lichide, la 20 °C [W/m·K].

Lichidul	λ	Lichidul	λ
Acetonă	0,180	Esență de petrol 30 °C	0,131
Acid acetic	0,193	100 °C	0,124
Acid clorhidric	0,400	Eter etilic	0,138
Acid formic	0,257	Etilen glicol 20 °C	0,258
Acid sulfuric	0,314	100	0,269
Alcool amilic	0,164	Gudron	0,140
Alcool butilic normal	0,167	Glicerină	0,258
Alcool etilic	0,182	Kerosen 30 °C	0,150
Alcool metilic	0,212	Sulfură de carbon 30 °C	0,160
Apă 0°C	0,555	Sulfură de etil 12 °C	0,138
20	0,598	Mercur	9,304
40	0,627	Nitrobenzen	0,151
60	0,651	Nitrobenzol	0,137
80	0,669	Parafină 0...100 °C	0,126
100	0,682	Petrol 20 °C	0,151
120	0,685	100 °C	0,134
140	0,684	Pentan	0,117
150	0,683	R22 0 °C	0,099
200	0,665	R12 0 °C	0,081
250	0,624	R502 0 °C	0,076
300	0,564	Sodiu 100 °C	84,78
Amoniac	0,494	210 °C	79,55
Anhidridă carbonică (CO_2)	0,087	Terebentină 15 °C	0,128
Anhidridă sulfurică (SO_2)	0,199	Toluen	0,151
Anilină	0,172	Toluol	0,141
Benzen	0,154	Tricloretilen 50 °C	0,138
Benzină de petrol	0,131	Ulei pentru motoare de avion 20 °C	0,145
Benzol	0,120	100 °C	0,137
Cloroform	0,129	Ulei pt. cilindri 20 °C	0,154
Clorură de magneziu (20%; 0 °C)	0,452	50 °C	0,151
Clorură de metil	0,163	100 °C	0,149
Combustibil de calorifer (lichid tip M)	≈ 0,140	200 °C	0,142
Difil (26,5% difenil; 73,5% difenil oxid)		Ulei de ungere 20 °C	0,144
20 °C	0,138	100 °C	0,140
100	0,127	120 °C	0,138
200	0,112	Ulei de măsline	0,169
300	0,098	parafină	0,124
400	0,083	ricin	0,181
		transformator	0,124

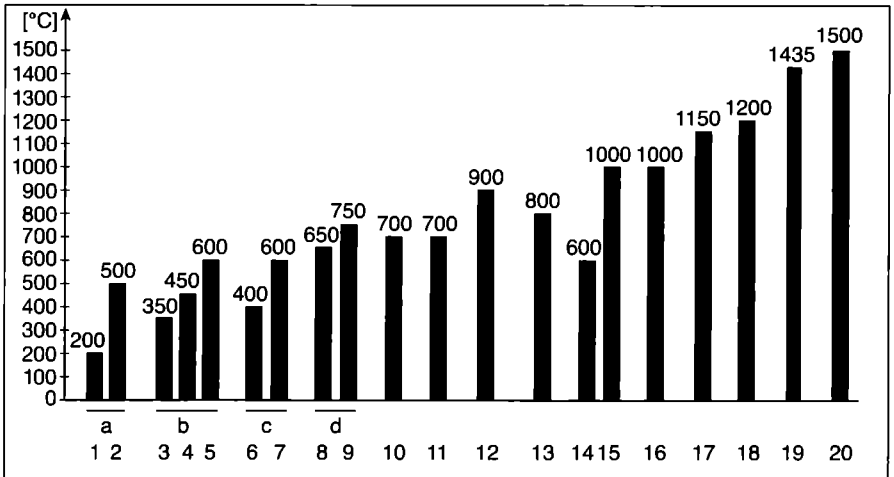


Fig. 19.1.5. Domeniile de temperatură pentru folosirea materialelor termoizolatoare (după Zeltner):

a - Kiselgur; b - fibre din sticlă; c - azbest; d - lână minerală;
1 - masă de presiune joasă; 2 - masă de presiune înaltă; 3 - fire trase; 4 - fire alcalin sărace; 5 - clasă specială; 6 - alb; 7 - albastru; 8 - leuna; 9 - isola; 10 - lână de zgură; 11 - sillan, anovolan; 12 - lână din bazalt; 13 - pietre și mase; 14-15 - praf de furnal - vrac; 16 - Kiselgur vrac; 17 - sterhamol M_2O; 18 - vermiculit vrac; 19 - fibre ceramice; 20 - diatomit (rezistent la foc).

Tabelul 19.1.5. Coeficientul de conductivitate termică λ [W/m·K] pentru gaze și vapori la 1 bar,

Substanța	$10^3\lambda$						
θ[°C]	-200	-100	0	50	100	200	300
Aer	-	16,4	24,2	27,9	31	38,4	46,5
Alcool etilic	-	-	13,8	17,4	21,3	-	-
Alcool metilic	-	-	14,3	18,1	22,1	-	-
Amoniac	-	-	22		32,6	46,5	58,1
Azot	-	16,5	24,3	27,4	30,5	38,4	44,2
Benzol	-	-	8,84	12,9	17,6	28,4	-
Bioxid de carbon	-	8,1	14,3	17,8	21,3	28,3	35,2
Bioxid de sulf	-	-	8,4	-	-	-	-
Clor	-	-	7,8		11,6	15,1	17,4
Cloroform	-	-	6,5	8,0	10,0	14,0	17,4
Diflordiclormetan	-	-	9,3	11,6	14,0	-	-
Eter	-	-	13,3	17,4	22,6	34,4	-
Gaze de ardere		-	23	28	32	40	49
Heliu	59,1	103,2	143,6	160,5	171,0	-	-
Hidrogen	51,5	116,3	175,6	202,4	224,5	266,3	296,6
Metan	-	-	30	37	-	-	-
Oxid de carbon	-	15,1	23		29,1	34,9	-
Oxigen	-	16,2	24,5	28,3	31,7	40,7	47,7
Vapori de apă	-	-	19	21,5	24,8	33,1	43,3

Tabelul 19.1.6. Conținutul mediu de umiditate al materialelor de construcții și termoizolatoare μ_0 [%].

Materialul	μ_0	Materialul	μ_0
Substanțe anorganice		Substanțe organice	
Pereți din cărămidă	1...2,5	Plăci din plută	2...13
Pereți din cărămidă cu goluri	1,5...4	Plăci ușoare de construcții	15...30
Pereți din pietre și plăci	3,5...13	Lemn	
Beton	1...3,5	-în încăperi închise	6...8
Tencuială interioară	1...10	-lemn de construcții,	15...20
Tencuială exterioară	2...5	ferestre și uși în aer liber	
Pământ, nisipos	8...14	Plăci pentru căptușire	15...30
Pământ argilos, humus	23...28	din fibre organice	

sesc valorile coeficientului λ pentru lichide și, respectiv, pentru gaze și vapori. Conținutul de umiditate mediu al materialelor de construcții și termoizolatoare se găsește în tabelul 19.1.6.

În fig. 19.1.4 sunt prezentate materiale termoizolatoare și limitele temperaturilor între care pot fi folosite, iar în fig. 19.1.5 temperatura maximă până la care pot fi utilizate.

19.2. Convecția

Legea fundamentală a transferului termic prin convecție (schimb de căldură între o suprafață și un fluid), cunoscută sub numele de "legea lui Newton", permite calculul fluxului de căldură Φ care este proporțional cu suprafața de schimb termic A și cu diferența dintre temperatura peretelui (suprafeței) θ_p și temperatura fluidului θ_{fl}: $\Phi = A \cdot h(\theta_p - \theta_{fl})$ [W] (19.2.1), coeficientul de proporționalitate h se numește *"coeficient de convecție a căldurii"* [W/m²·K], este o funcție de mai multe variabile ca temperatura, vi-

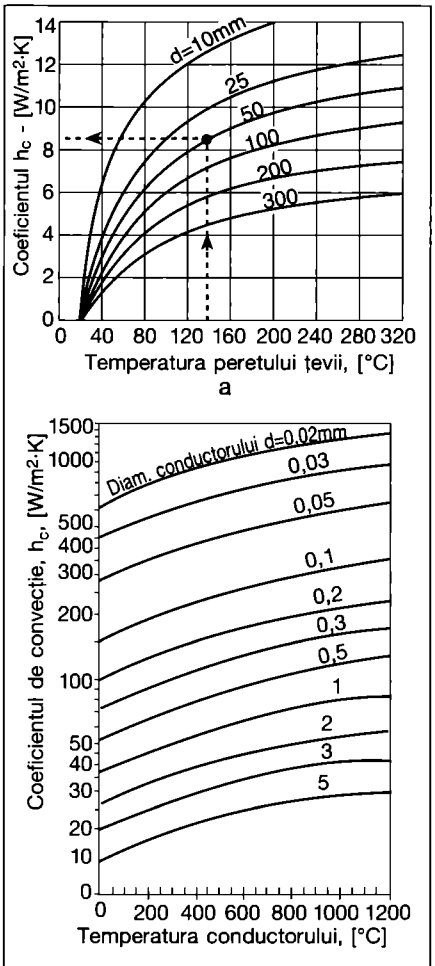


Fig. 19.2.1. Coeficientul de convecție a căldurii, h_c, la mișcarea în jurul unui cilindru orizontal:

a - mișcarea aerului (17-18 °C) în jurul unei țevi; b - mișcarea aerului în jurul unui conductor electric.

teza, conductivitatea termică, viscozitatea, căldura specifică, densitatea etc. și se calculează pentru mișcarea turbulentă și laminară cu ajutorul relațiilor criteriale. Convecția căldurii poate fi "forțată" (cel mai important mod de transfer termic convectiv, deoarece se întâlnește aproape în toate cazurile practice) sau "liberă (naturală)" la care schimbul convectiv este cauzat de diferența de densitate.

Structura relațiilor criteriale:

- pentru convecția naturală

$$h = Nu\frac{\lambda_{fl}}{l} = C\left(Gr \cdot Pr\right)^{m} \cdot \frac{\lambda_{fl}}{l} \quad (19.2.2);$$

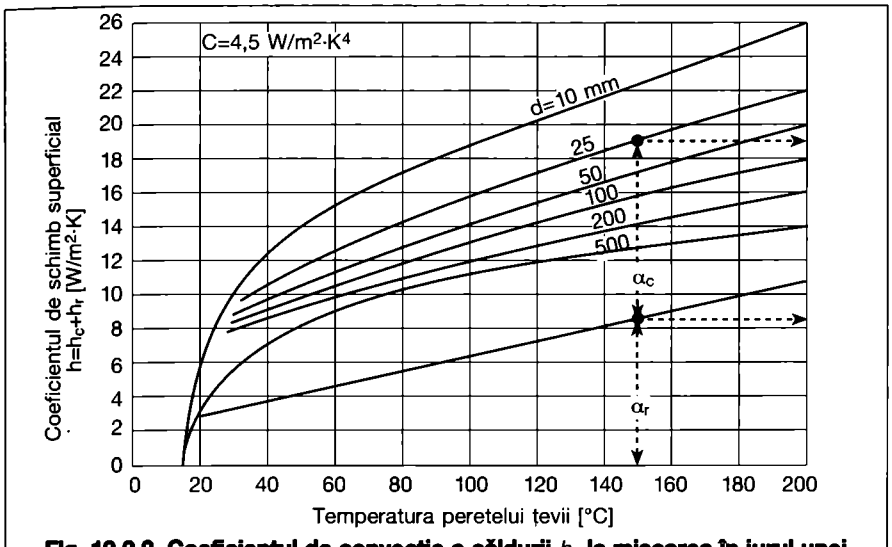


Fig. 19.2.2. Coeficientul de convecție a căldurii h_c la mișcarea în jurul unei conducte cu diverse temperaturi.

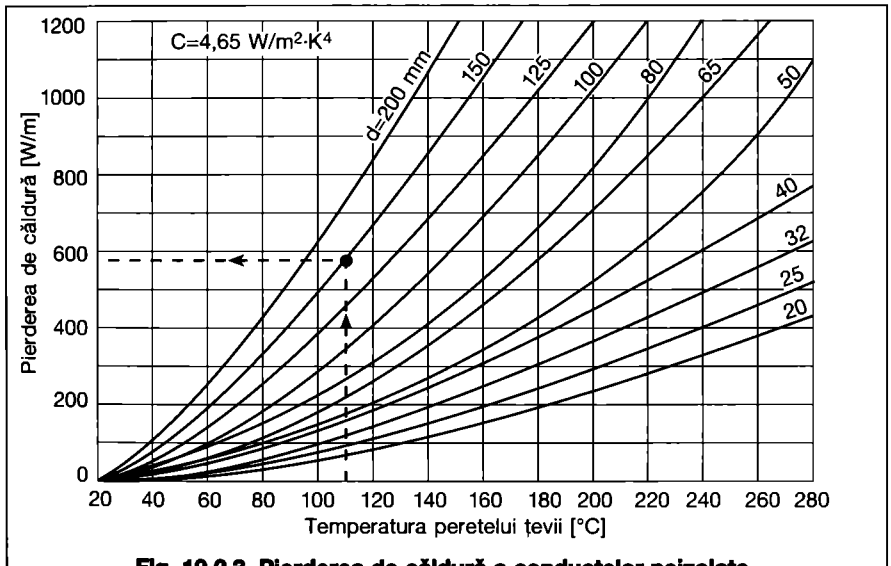


Fig. 19.2.3. Pierderea de căldură a conductelor neizolate, în aer liniștit de 17-18 °C.

- pentru convecția forțată

$$h = Nu\frac{\lambda_{fl}}{l} = CRe^{m} \cdot Pr^{n} \cdot \frac{\lambda_{fl}}{l} \quad (19.2.3);$$

în care:

$$Nu = \frac{hl}{\lambda_{fl}} \text{ criteriul Nusselt} \quad (19.2.4);$$

$$Pr = \frac{\upsilon}{a} \text{ criteriul Prandtl} \quad (19.2.5);$$

$$Gr = \frac{gl^{3}}{\nu^{2}}\beta\Delta T \text{ criteriul Grashof} \quad (19.2.6),$$

unde:

λ_{fl} - este coeficientul de conductivitate termică pentru fluide, [W/m·K];

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ - coeficientul cinematic de viscozitate [m²/s];

μ - coeficientul dinamic de viscozitate [N·s/m²];

ρ - densitatea fluidului [kg/m³];

$a=\lambda/\rho_{cp}$ - coeficientul de difuzie termică, [m²/s];

c_p - căldura specifică masică [J/kg·K];

l - lungimea caracteristică [m];

g - accelerația gravitației [m/s²];

β - coeficientul izobar de variație a volumului (pentru gaze considerate ideale β=1/ T) [1/K];

$\Delta T=\theta_p-\theta_{fl}=T_1-T_2$ - diferența de temperatură [K];

C, m, n, - constante experimentale, caracteristice fiecărui tip de mișcare.

Alături de relațiile criteriale care descriu, cu rigurozitate, fenomenele de transfer termic convectiv se folosesc, în practică, și relații aproximative, simple, dar cu domenii de aplicabilitate limitate.

19.2.1. Convecția liberă în spații nelimitate

Se poate considera, spațiu nelimitat, în situațiile în care suprafața de transfer de căldură se află plasată, fie izolat, fie în apropierea altor suprafețe, fără a fi influențate de acestea. În acest fel, curenții formați de suprafața de transfer se dezvoltă

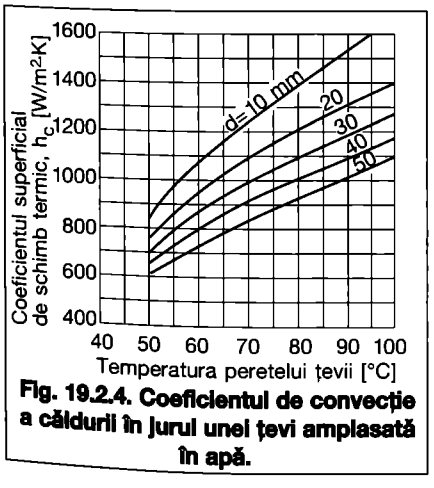


Fig. 19.2.4. Coeficientul de convecție a căldurii în jurul unei țevi amplasată în apă.

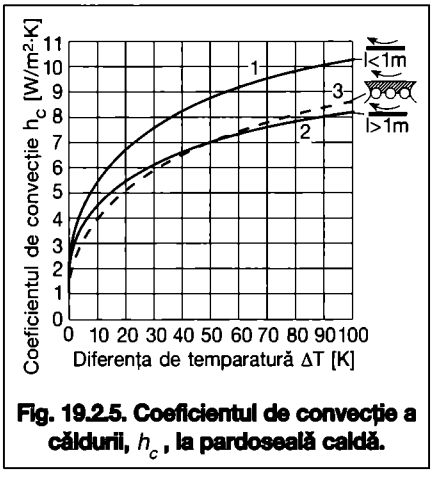


Fig. 19.2.5. Coeficientul de convecție a căldurii, h_c, la pardoseală caldă.

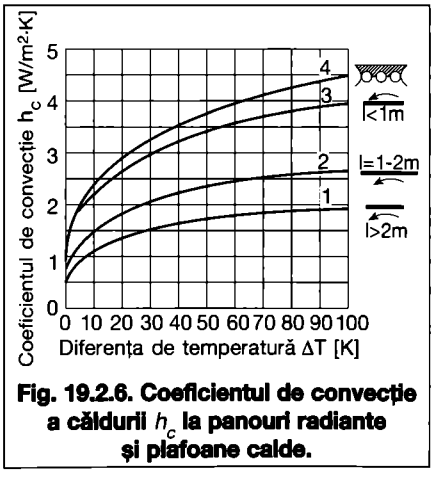


Fig. 19.2.6. Coeficientul de convecție a căldurii h_c la panouri radiante și plafoane calde.

independent de configurația spațiului în care se formează. Reprezintă marea majoritate a cazurilor întâlnite în practică cum ar fi: mișcarea în jurul unei țevi orizontale

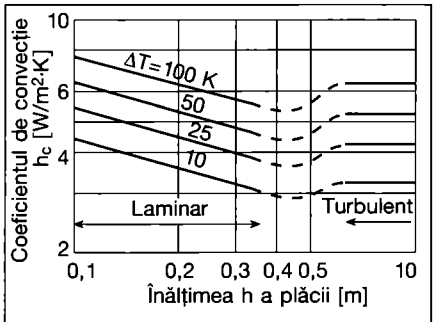


Fig. 19.2.7. Coeficientul de convecție a căldurii h_c la o placă verticală de înălțime mică.

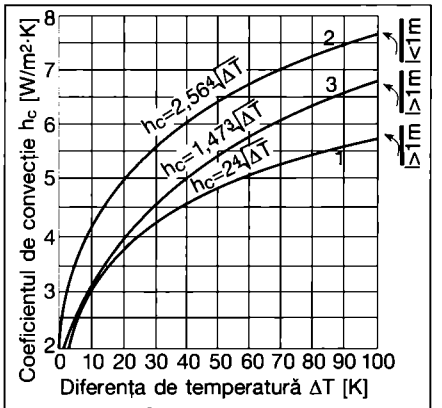


Fig. 19.2.8. Coeficientul de convecție a căldurii h_c pentru plăci verticale și pereți

1 - placă l>1 m; 2 - placă l<1m; 3 - perete l>1m (θ_{aer}=20 °C).

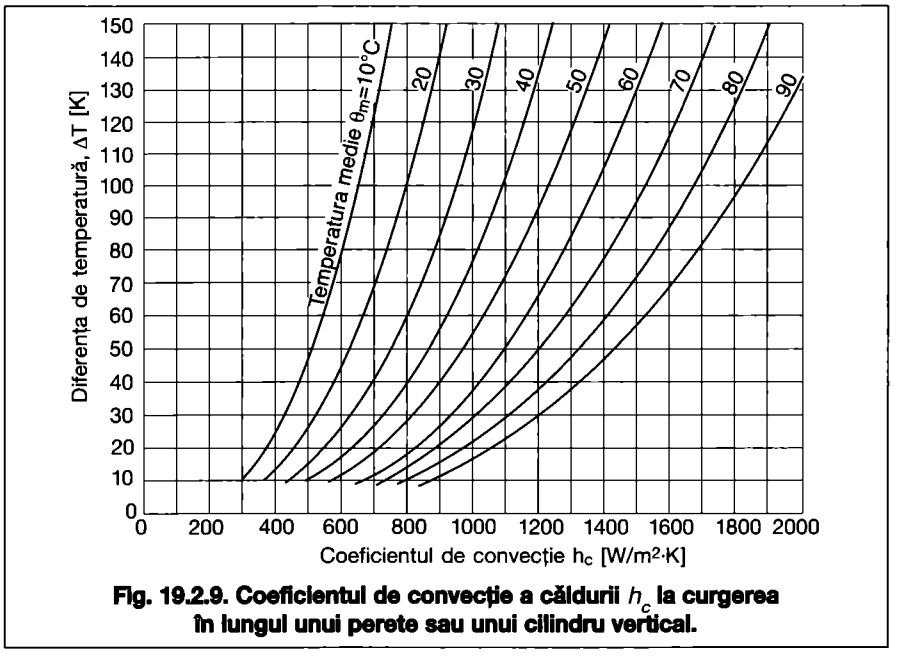


Fig. 19.2.9. Coeficientul de convecție a căldurii h_c la curgerea în lungul unui perete sau unui cilindru vertical.

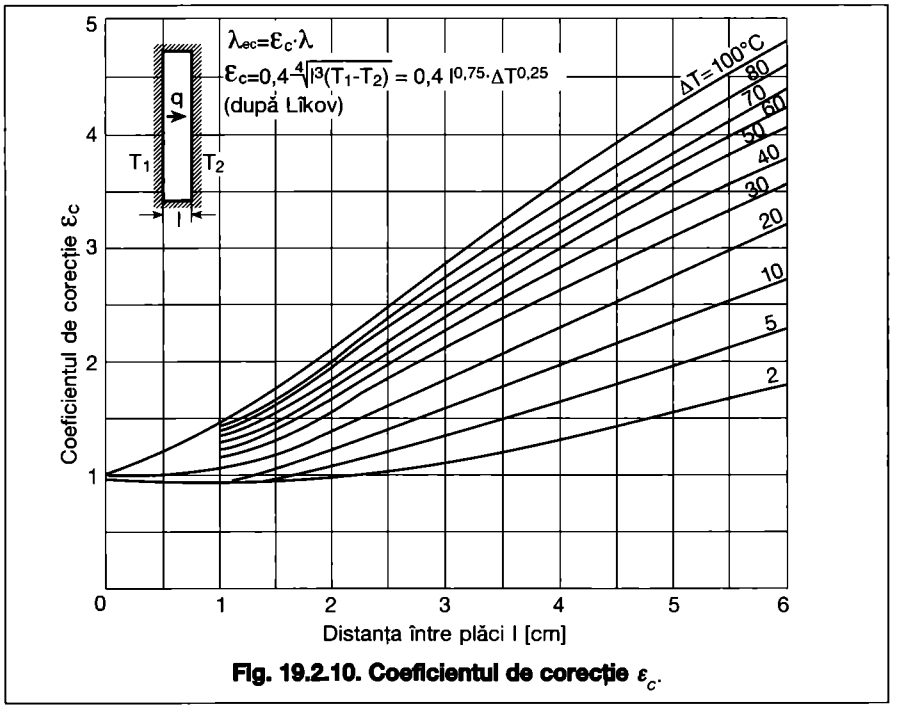


Fig. 19.2.10. Coeficientul de corecție ε_c.

sau verticale, mișcarea în lungul unei plăci orizontale mai calde la partea superioară sau inferioară, mișcarea în lungul unei plăci plane verticale (perete), mișcarea în jurul unui corp de formă sferică. În tabelul 19.2.1 (anexa 19.3) și în fig. 19.2.1-19.2.9 sunt prezentate relații de calcul sau nomograme pentru determinarea coeficientului de convecție a căldurii h_c [W/m²·K].

19.2.2. Convecția liberă în spații limitate

Când spațiul în care se dezvoltă o mișcare este mic, curenții convectivi se influențează unii pe alții modificând aspectul curgerii. Procesul de transfer termic depinde, în mare măsură, de forma și modul de dispunere a suprafețelor care mărginesc spațiul în care are loc curgerea liberă a fluidului. Asemenea situații se întâlnesc în cazul ferestrelor și ușilor duble, a pereților dubli, la schimbătoare de căldură etc.

Transferul de căldură prin convecție, în spații limitate, se face înlocuind procesul real cu un proces echivalent de conducție a căldurii, corectat cu un coeficient ε_c :

$$q=\varepsilon_c\frac{\lambda}{\delta}(T_1-T_2)=\frac{\lambda_{\varepsilon_c}}{\delta}(T_1-T_2)\,[\mathrm{W/m^2}] \quad (19.2.7).$$

Coeficientul de corecție se exprimă printr-una din relațiile criteriale (după Isacenko):

$\varepsilon_c=Gr\cdot Pr$ pentru $Gr\cdot Pr<10^3$ (19.2.8);

$\varepsilon_c=1,05(Gr\cdot Pr)^{0,3}$ pentru $10^3<Gr\cdot Pr<10^6$ (19.2.9);

$\varepsilon_c=0,40(Gr\cdot Pr)^{0,2}$ pentru $10^6<Gr\cdot Pr<10^{10}$ (19.2.10),

sau cu ajutorul relației aproximative reprezentată grafic în fig. 19.2.10.

19.2.3. Convecția forțată

Reprezintă cel mai important mod de transfer de căldură prin convecție (în regim laminar sau turbulent) în gaze sau lichide. Convecția forțată este întâlnită la curgerea în lungul unei plăci plane sau unei conducte, la curgerea prin țevi, conducte sau conducte cu secțiune necirculară, la curgerea transversală peste o țeavă sau un fascicul de țevi.

Relațiile de calcul pentru determinarea coeficientului de convecție a căldurii, la convecția forțată h_c [W/m²·K], sunt sintetizate în tabelul 19.2.2 (anexa 19.4). Pentru anumite situații sunt redate și nomograme pentru determinarea coeficientului h_c. Aceste nomograme se prezintă în figurile 19.2.11 și 19.2.12.

În convecția forțată la curgerea prin conducte cu secțiune necirculară se utilizează relațiile de la conducte circulare în care lungimea caracteristică este înlocuită cu diametrul echivalent

$d_{ech}=4A/P$ (19.2.11),

A - secțiunea curgerii [m^2] și
P - perimetrul udat al secțiunii de curgere [m].

Pentru secțiuni inelare, h_c se determină cu relația criterială:

$$h_c = 0,017 \frac{\lambda_{fl}}{d_{ec}} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \frac{D}{d} \quad (19.2.12);$$

D - diametrul conductei exterioare;
d - diametrul conductei interioare;
$d_{ech}=D-d$.

La curgerea în conducte curbate se utilizează relațiile anterioare amplificate cu factorul de corecție
$\varepsilon_c=1+1,8\cdot d/R$
(R - raza de curbură a curbei);

$$h_{corectat}=\varepsilon_c \cdot h_c \quad (19.2.13)$$

Influența rugozității este luată în considerare prin intermediul unui coeficient supraunitar ε_r:

$$h_c = 0,022 \frac{\lambda_{fl}}{d_i} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,47} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_r$$

pentru $s/\delta_r>8$ (19.2.14)
$\varepsilon_r=exp\cdot(11\cdot\delta_r/s)$ pentru $s/\delta_r>13$;
$\varepsilon_r=exp\cdot(0,065\cdot s/\delta_r)$ pentru $s/\delta_r\leq 13$ (19.2.15),

cu:
s - distanța dintre 2 neregularități vecine;
δ_r - rugozitatea relativă.

Convecția forțată în regim turbulent prin tuburi cu secțiune circulară poate fi calculată cu diverse ecuații criteriale. Se recomandă pentru coeficientul mediu de convecție h, relația lui Miheev (pe baza generalizării numeroaselor date experimentale)

$$h = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \frac{\lambda}{d} \varepsilon_t \quad (19.2.16 a).$$

Criteriul Pr_p se calculează pentru temperatura peretelui țevii cu proprietățile fizice ale fluidului, iar coeficientul ε_t are valorile indicate în tabelul 19.2.3.

Coeficientul mediu de convecție, în regim turbulent, la curgerea transversală perpendiculară pe axul tubului peste un tub cilindric a fost determinat experimental și are expresia:
$h=C\cdot Re^m\cdot Pr^{0,33}\cdot\lambda/d$ (19.2.16 b), constantele fiind precizate după R. Hilpert în tabelul 19.2.4.

În cazul tuburilor cu altă secțiune decât cea circulară, relația de calcul este aceeași ca în cazul tuburilor cilindrice, iar valorile constantelor sunt indicate în tabelul 19.2.5.

Convecția forțată în exteriorul fasciculelor de țevi, în cazul în care mișcarea este paralelă cu axul țevilor se calculează cu relația lui Mc Adams
$h_c=0,023\cdot Re^{0,8}\cdot Pr^{0,4}\cdot\lambda/d$ (19.2.16 c), în care lungimea caracteristică se calculează cu relația 19.2.11. Dacă fluidul se mișcă perpendicular pe fasciculul de țevi, se disting două așezări: în coridor și în eșichier (tab. 19.2.6). Pentru calculul coeficientului de convecție h_{cj} se recomandă relația:
$h_{cj}=C\varepsilon' Re^m\cdot Pr^{0,4}\cdot\lambda/d$ (19.2.16 d), care este valabilă în domeniul $1,2<s_1/d\leq 5$

Dacă tubul sau fasciculul de tuburi este atacat de curentul de fluid sub un unghi $\varphi<90°$, transferul de căldură se calculează cu relația:

$$h_\varphi=\varepsilon_\varphi \cdot h_{90°} \quad (19.2.17 a).$$

Valorile coeficientului ε_φ pentru un tub sau un fascicul de tuburi sunt indicate în tabelul 19.2.7.

Convecția forțată în exteriorul unei

Tabelul 19.2.3. Coeficientul ε_t la curgerea în regim turbulent.

Re	l/d_i, l - lungimea țevii						
	1	2	5	10	20	30	50
10^4	1,65	1,5	1,34	1,23	1,13	1,07	1
$2\cdot10^4$	1,51	1,4	1,27	1,18	1,10	1,05	1
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,08	1,04	1
10^5	1,28	1,22	1,15	1,10	1,06	1,03	1
10^6	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1

Tabelul 19.2.4. Valorile constantelor relației pentru h_c la curgerea peste un tub cilindric.

Re	$C\cdot Pr^{0,33}$ (gaze)	C (lichide)	m
0,4...4	0,891	0,989	0,330
4...40	0,821	0,911	0,385
40...$4\cdot10^3$	0,615	0,683	0,466
$4\cdot10^3$...$4\cdot10^4$	0,174	0,193	0,618
$4\cdot10^4$...$4\cdot10^5$	0,0239	0,0266	0,805

Tabelul 19.2.7. Valorile coeficientului de corecție ε_φ.

φ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
Tub singular	1	1,03	1,03	0,92	0,80	0,70	0,60	0,56	0,54
Fascicul de tuburi	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

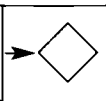
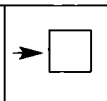
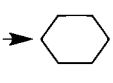
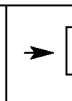
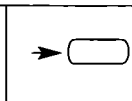
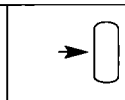
Tabelul 19.2.8. Valorile constantei A.

Temperatura θ_s	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
$A=(\lambda^3\rho^2/m)^{0,25}$	1422	1646	1904	2128	2318	2453	2576	2654	2688	2722	2722

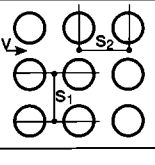
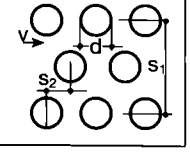
Tabelul 19.2.9. Valorile coeficientului B.

Temperatura θ_s	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
B	1	1,23	1,43	1,59	1,73	1,84	1,92	1,99	2,05	2,08	2,11

Tabelul 19.2.5. Valorile constantelor relațiilor pentru α_c la curgerea peste un tub prismatic.

Forma secțiunii / Mărimea								
Re	$5\cdot10^3$...10^5	$5\cdot10^3$...10^5	$5\cdot10^3$...10^5	$5\cdot10^3$...$1,95\cdot10^4$	$1,95\cdot10^4$...10^5	$4\cdot10^3$...$1,5\cdot10^4$	$2,5\cdot10^3$...$1,5\cdot10^4$	$3\cdot10^3$...$1,5\cdot10^4$
$C\cdot Pr^{0,33}$	0,222	0,092	0,138	0,144	0,0347	0,205	0,224	0,085
m	0,588	0,675	0,638	0,638	0,782	0,731	0,612	0,804

Tabelul 19.2.6. Valorile constantelor relațiilor pentru α_{cj} la curgerea forțată peste fascicule de tuburi.

Rândul	Coridor			Eșichier			C	Așezare	
								Coridor	Eșicher
	m	ε	ε'	m	ε	ε'			
1	0,60	0,15	0,171	0,60	0,15	0,171	$C=1+0,1\cdot\frac{s_1}{d_e}$ pt. $1,2\leq\frac{s_1}{d_e}\leq 3$		
2	0,65	0,138	0,157	0,60	0,20	0,228			
3...n	065	0,138	0,157	0,60	0,255	0,290	$C=1,3pt.\frac{s_1}{d_e}>3$		

sfere se poate calcula cu relația lui McAdams, valabilă pentru aer și alte gaze în domeniul $20<Re<1,5\cdot10^5$ la diametre $d=0,33...150$ mm:

$$h_c = 0,37\frac{\lambda_{fl}}{d} Re^{0,6}\cdot Pr^{0,33} \quad (19.2.17\ b).$$

Pentru numere mici ale criteriului Reynolds *(Re≈1)* se recomandă folosirea relației lui Kudriașev:

$$h_c = \left(2 + 0,388\, Re^{0,5}\cdot Pr^{0,5}\right)\frac{\lambda_{fl}}{d}$$

(19.2.17 c).

Ordinul de mărime al coeficientului de convecție pentru apa din cazane și rezervoare:

Apă, liniștită, sub temperatura de fierbere $h_c=600...3500$ W/m²·K.

Apă, în mișcare, sub temperatura de fierbere $h_c=2300...4500$ W/m²·K.

Apă, la fierbere $h_c=2300...7000$ W/m²·K.

19.2.4. Transferul de căldură la condensarea vaporilor

Condensarea reprezintă trecerea unui fluid din stare de vapori în stare lichidă extrăgându-i căldura latentă de vaporizare. Ea poate fi *peliculară* (la lichidele care udă suprafața de transfer de căldură) sau *globulară* (lichide care nu udă suprafața).

Transferul de căldură este mai intens la condensarea globulară decât la cea peliculară.

• Condensarea pe suprafața exterioară a tuburilor (țevilor), plăcilor

- Tub orizontal:

$$h_c = 0,724\cdot A\cdot\sqrt[4]{\frac{r}{d\cdot\Delta T_s}} \quad [W/m^2\cdot K]$$

(19.2.18),

cu:

r - este căldura latentă (masică) de condensare (vaporizare) [kJ/kg];

d - diametrul exterior al țevii [m];

$\Delta T_s=\theta_s-\theta_p$ - diferența de temperatură dintre fluid și perete [K];

A - constantă în funcție de temperatura fluidului, conform tabelului 19.2.8.

Coeficientul h_c se poate calcula și cu relația aproximativă:

$$h_c \approx 8900\left(\frac{1}{d\cdot\Delta T_s}\right)^{0,25} \quad [W/m^2\cdot K]$$

(19.2.19 a).

Condensarea vaporilor în exteriorul fasciculelor de țevi orizontale depinde de modul de așezare a acestora: eșichier, coridor, Ginabat. În toate așezările, țevile din primul rând se comportă, la condensare, ca țevile singulare, coeficientul de convecție calculându-se cu relația 19.2.18. La rândurile următoare coeficientul de convecție se micșorează, pelicula acționând ca un izolant. Coeficientul de corecție pentru rândurile 2, 3,...,n se calculează separat pentru fiecare rând cu relația:

$h_j=\varepsilon_j\cdot h_1$ $(j=2,3,...,n)$ (19.2.19b).

Coeficientul de corecție ε_j se determină cu ajutorul fig. 19.2.13.

Valoare medie a coeficientului de convecție h_c pentru întreg fasciculul se determină cu relația:

$h_c=(h_1+\varepsilon_2\cdot h_1+\varepsilon_3\cdot h_1.....\varepsilon_n\cdot h_1)/n.$

(19.2.19 c).

- Tub vertical, placă verticală:

$$h_c = 1,13\cdot A\cdot\sqrt[4]{\frac{r}{h\cdot\Delta T_s}} \quad [W/m^2\cdot K]$$

(19.2.20),

în care:

h - înălțimea țevii, peretelui [m];

A - conform tabelului 19.2.8.

Coeficientul de convecție se poate calcula și cu relația:

$h_c=11600\cdot(1/h\ \Delta T_s)^{0,25}$ (19.2.21).

La țevile înclinate cu unghiul φ față de verticală,

$h_{c\varphi}=h_c\cdot(\cos\varphi)^{0,25}$ (19.2.22).

Viteza de deplasare a vaporilor în sus sau în jos intensifică transferul de căldură conform fig. 19.2.14. Conținutul de aer și gaze necondensabile din abur micșorează coeficientul de convecție (fig. 19.2.15) până la o valoare $h_{c\,real}$.

• Condensarea în interiorul țevilor

- În interiorul țevilor orizontale se calculează cu ajutorul coeficientului mediu:

$$h_c = 0,555\left(Ga\cdot K\cdot Pr_o\right)^{0,25}\cdot\frac{\lambda_{fl}}{d_e}$$

(19.2.23)

pentru $Re<3,5\cdot10^4$,

în care:

$Pr_0=\upsilon\cdot c_p(\rho'-\rho'')/\lambda$ (19.2.24),

sau cu relația aproximativă:

$$h_c = 6900\cdot B\cdot\sqrt[4]{\frac{1}{d\cdot\Delta T_s}} \quad [W/m^2\cdot K]$$

(19.2.25),

unde coeficientul B are valorile în tabelul 19.2.9.

Proprietățile fizice ale substanțelor

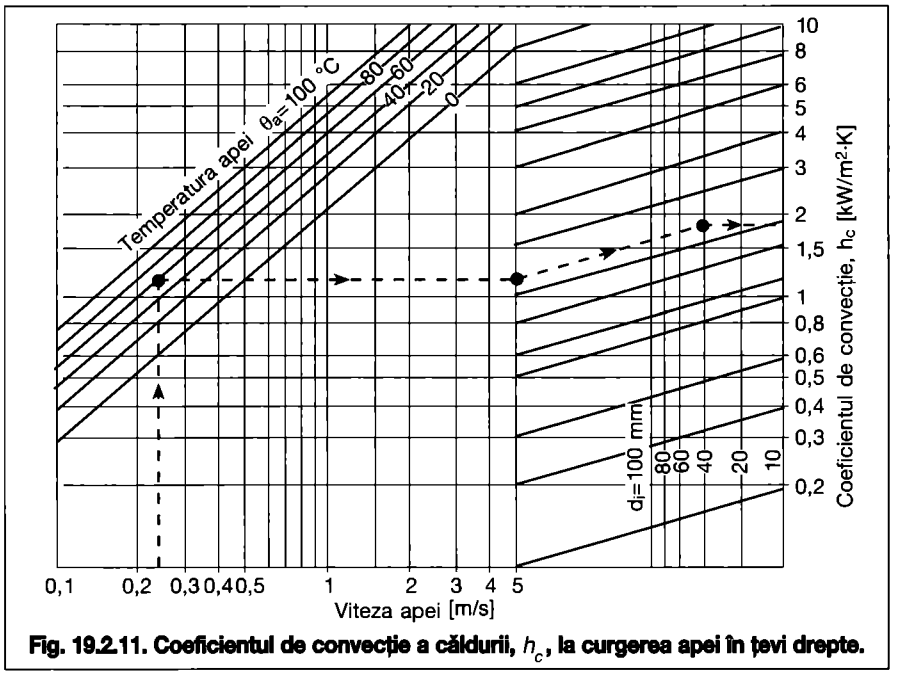


Fig. 19.2.11. Coeficientul de convecție a căldurii, h_c, la curgerea apei în țevi drepte.

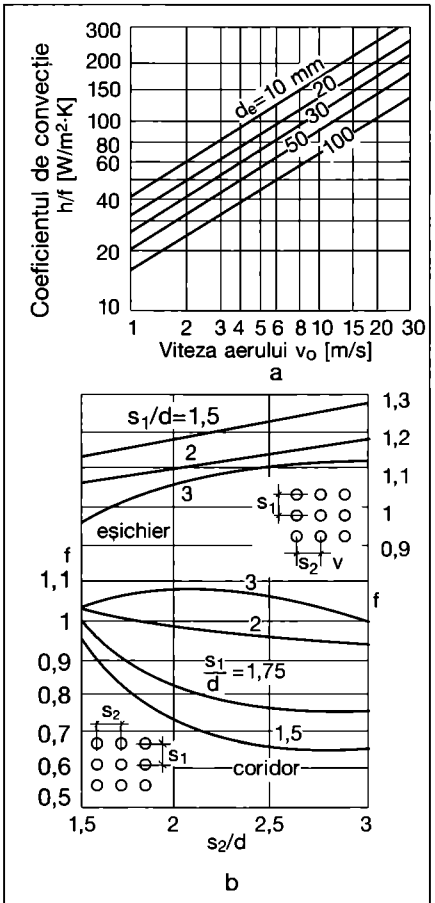


Fig. 19.2.12. Transferul de căldură la fascicule de țevi pentru aer până la 100 °C:

a - coeficientul de transfer h/f (după Schack);

b - factorul de multiplicare f.

lichide și gazoase sunt indicate în tabelele 19.2.10 (anexa 19.5) și 19.2.11 (anexa 19.6).

19.2.5. Transferul de căldură la fierberea lichidelor

Fierberea reprezintă procesul de schimbare a unui corp din fază lichidă în cea gazoasă atunci când primește căldura latentă de vaporizare prin intermediul unei suprafețe de transfer termic, suprafață care separă lichidul de solid.

Fierberea lichidelor poate fi *globulară* sau *peliculară*. De la o anumită valoare a diferenței de temperatură *(valoare critică)*, $\Delta T > \Delta T_{scr}$ toate lichidele fierb sub formă peliculară. Există, de asemenea, o valoare limită a fluxului termic (q_{cr}) la care fierberea globulară se transformă în fierbere peliculară, valoare ce poate fi determinată cu relația:

$$q_{cr} = (0,12...0,16) \cdot \left[\tau \cdot g(\rho_l - \rho_v)\right]^{0,25} \cdot r\sqrt{\rho_v} \quad (19.2.26),$$

în care:

τ - este tensiunea superficială;

g - accelerația gravitației;

ρ_l, ρ_v - densitatea lichidului și vaporilor;

r - căldura latentă de vaporizare.

Pentru intervalul 0,12...1,16 se recomandă valoarea intermediară 0,13. Mărimile ΔT_{scr} și q_{cr} sunt date în tabelul 19.2.12. Trebuie evitată fierberea peliculară deoarece poate să conducă la supraîncălziri locale datorită caracterului izolant al peliculei de vapori ce se formează între lichid și solid. Înaintea fierberii globulare transferul de căldură are loc prin convecție liberă. De la o anumită valoare a fluxului termic, de ex., la apă pentru $q \approx 15$ kW/m², începe fierberea globulară.

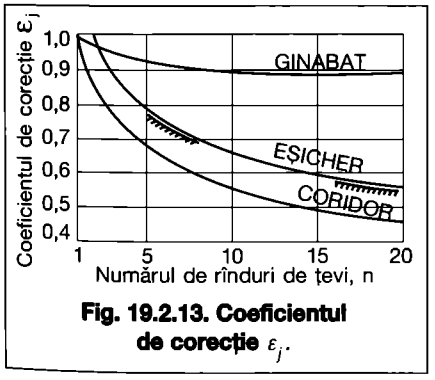


Fig. 19.2.13. Coeficientul de corecție ε_j.

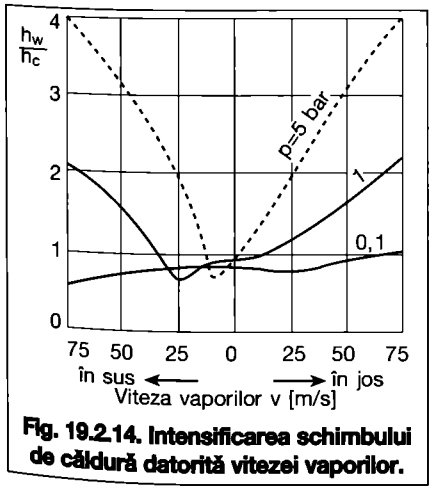


Fig. 19.2.14. Intensificarea schimbului de căldură datorită vitezei vaporilor.

• **Coeficientul de convecție la fierberea apei**

Pentru apă, la presiuni p=1...40 bar, în mișcare liberă sau forțată pe lângă suprafața încălzitoare, se recomandă relațiile:

$h_1 = 1,94\, q^{0,72} \cdot p^{0,24}$ [W/m²·K] (19.2.27);

$h_2 = 3,14 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15}$ [W/m²·K] (19.2.28);

$h_3 = 3,86 \cdot \Delta T^{2,33} \cdot p^{0,5}$ [W/m²·K] (19.2.29).

• **Coeficientul de convecție la fierberea agenților de răcire**

- Țevi individuale

Transferul de căldură are loc, la început, prin convecție liberă și este independent de presiune, apoi prin fierbere globulară, valorile coeficientului de convecție devin dependente de presiune (fig. 19.2.16). Dacă valoarea coeficientului h este cunoscută, pentru o anumită presiune de fierbere (pe bază de măsurători) atunci h poate fi calculat și pentru o altă presiune, cu ajutorul graficului din fig. 19.2.17.

Exemplu: pentru freon 12 se cunoaște: $q = 2 \cdot 10^3$ W/m² la p=1 bar $(p_{cr} = 40,1$ bar).

Se determină h pentru o presiune de 4 bar $p/p_{cr} = 4/40,1 \approx 0,1$.

Din fig. 19.2.17 rezultă următoarele valori:

pentru $p/p_{cr} = 1/40,1 = 0,025$, $h_1^* \approx 1$, iar pt. $p/p_{cr} = 4/40,1 \approx 0,1$, $h_2^* \approx 2$

$$\frac{h_2^*}{h_1^*} = \frac{2}{1} = 2$$

și deci $h = 2x21x10^3 = 4000$ W/m²·K.

19.2.6. Transferul de masă

Se realizează prin difuzie moleculară (proces de amestecare spontană a unor componenți realizați prin mecanismul mișcării moleculare lente din interiorul fluidului) și prin transfer convectiv (transportul unui component dintr-o zonă de concentrație mare într-una de concentrație mai mică).

• **Difuzia**

Analoagă transferului termic conductiv, se exprimă cu ajutorul legii lui Fick:

$$m_A = -D \frac{\partial C_A}{\partial x} \quad (19.2.30),$$

în care:

m_A - este fluxul de masă unitar [kg/m²·s];

C_A - concentrația masei componentului A în unitatea de volum [kg/m³];

x - direcția deplasării componentului;

D - coeficientul de difuzie [m²/s]. Valorile coeficientului de difuzie pentru o serie de substanțe sunt indicate în tabelul 19.2.13. Coeficientul de difuzie depinde de temperatură, presiune,

Tabelul 19.2.12. Valorile fluxului termic critic și ale diferenței de temperatură critice la presiune atmosferică.

Lichidul	H_2O	N_2	O_2	H_2
q_{cr} [kW]	1200	100	150	30
$(\Delta T_s)_{cr}$ [K]	25...30	11	11	2

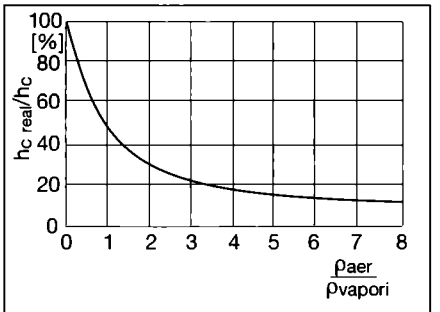


Fig. 19.2.15. Reducerea coeficientului de convecție datorită prezenței aerului.

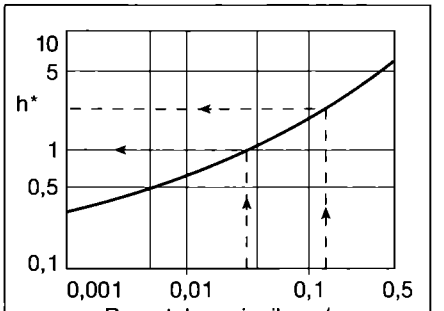


Fig. 19.2.17. Coeficientul relativ de convecție a căldurii h^*.

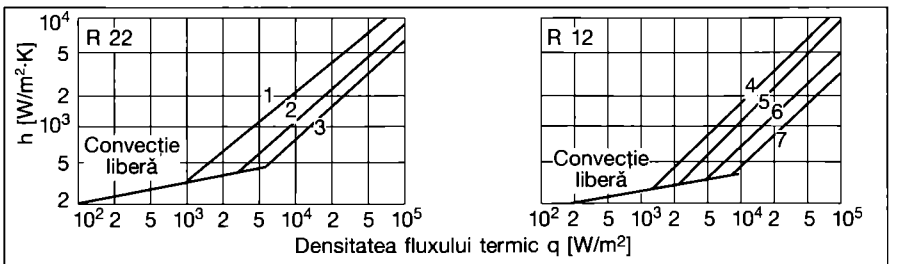


Fig. 19.2.16. Coeficientul de convecție a căldurii, h, în funcție de densitatea fluxului termic la o țeavă (determinări experimentale pentru freonii R22 și R12): Presiunile: 1 - 2,15 bar/-21,5°C; 2 - 0,84 bar; 3 - 0,39 bar/-59°C; 4 - 1,8 bar/-16°C; 5 - 1 bar; 6 - 0,5 bar; 7 - 0,25bar/-61°C.

compoziția sistemului și starea de agregare a mediului în care difuzează componentul.

• **Transferul de masă convectiv**

Transferul între o suprafață și un fluid în mișcare sau între două fluide nemiscibile poate fi prin convecție forțată (mișcarea fluidului este cauzată de mijloace artificiale) sau prin convecție liberă (apariția unui câmp de concentrații care declanșează difuzia) și se exprimă cu relația:

$\dot{m}_A=\beta(C_1-C_2)$ [kg/m²·s] (19.2.31),

în care:

$\dot{m}_A$ - fluxul de masă convectiv [kg/m²·s];

β - coeficientul de transfer de masă [m/s];

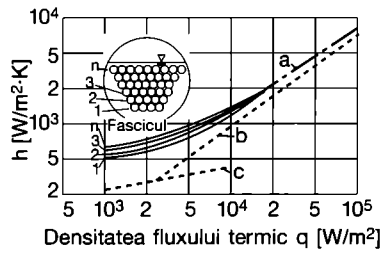


Fig. 19.2.18. Valorile coeficientului *h* pentru fascicul în comparație cu *h* pentru o țeavă (Freon R11, p = 1bar): *a - țeavă individuală; b - fierbere globulară; c - convecție liberă.*

C_1, C_2 - concentrațiile pe suprafața limită și în centrul curentului [kg/m³].

Evaporarea de pe o suprafață liniștită de apă, în aer, se poate exprima prin relația:

$$\dot{M}_v = \sigma \cdot A\left(x''-x\right) \text{ [kg/h]} \quad (19.2.32),$$

în care:

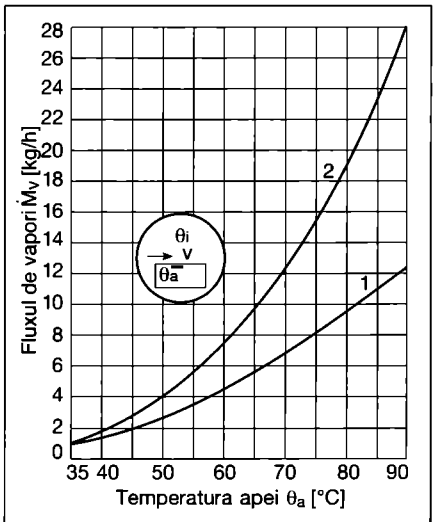


Fig. 19.2.19. Degajarea de vapori de la o suprafață liberă de apă: 1 - după Dalton conform relației 19.2.34; 2 - după M. Popescu conform relației 19.2.36.

Tabelul 19.2.13. Coeficientul de difuzie D.

Difuzatul	Mediul de difuzare	θ [°C]	D [m²/s]	Numărul Schmidt $Sc=v/D$
Solid				
Cu	Al	462,2	$8,45\cdot10^{-10}$	-
Hg	Pb	17 7,2	$1,95\cdot10^{-10}$	-
	Pb	197,2	$5,02\cdot10^{-10}$	-
Lichid				
HCl	H_2O	0,0	$2,23\cdot10^{-6}$	0,81
NH_3	H_2O	4,0	$1,21\cdot10^{-6}$	1,50
Gaz				
NH_3	Aer	0,0	$2,165\cdot10^{-5}$	0,634
CO_2	Aer	0,0	$1,198\cdot10^{-5}$	1,140
	H_2	18,0	$6,048\cdot10^{-5}$	0,158
Hg	N_2	18,4	$3,25\cdot10^{-5}$	0,00424
O_2	Aer	0,0	$1,533\cdot10^{-5}$	0,895
	N_2	11,8	$2,025\cdot10^{-5}$	0,681
H_2	Aer	0,0	$5,472\cdot10^{-5}$	0,250
	O_2	14,0	$7,748\cdot10^{-5}$	0,182
	N_2	12,5	$7,376\cdot10^{-5}$	0,187
H_2O	Aer	8,0	$2,062\cdot10^{-5}$	0,615
	Aer	16,0	$2,815\cdot10^{-5}$	0,488
C_6H_6	Aer	0,0	$0,7497\cdot10^{-5}$	1,83
Eter	Aer	20,0	$0,7692\cdot10^{-5}$	1,93
Alcool	Aer	40,4	$1,180\cdot10^{-5}$	1,45
etilic	Aer	0,0	$1,013\cdot10^{-5}$	1,36

$\dot{M}_v$ - este debitul de apă evaporat [kg/h];

$\sigma = 25+19v$ - coeficientul de evaporare [kg/m²·h];

A - suprafața apei [m²];

x'' - conținutul de umiditate al aerului saturat la temperatura apei [kg/kg];

x - conținutul de umiditate al aerului [kg/kg];

v - viteza aerului la suprafața apei [m/s].

Coeficientul de evaporare se poate exprima cu legea lui Lewis:

$$\sigma \approx \frac{h}{3,6} c_p \quad \text{[kg/m²·h]}$$

în care:

h - coeficientul de convecție termică [W/m²·K];

c_p - căldura specifică a aerului umed [kJ/kg·K].

Temperatura suprafeței apei θ_f este inferioară temperaturii apei θ_a și se exprimă după Häusler prin relația:

$\theta_f=\theta_a-0,125\cdot(\theta_a-\theta_i')$ (19.2.33)

în care:

θ_i' - temperatura aerului după termometrul umed.

Fluxul de vapori de la suprafața liberă a unei pânze de apă se poate exprima și cu relația lui Dalton:

$$\dot{M}_v = C_v \cdot A \cdot p_s \left(1-\varphi\right)\frac{1,01325}{B} \text{ [kg/h]} \quad (19.2.34),$$

în care:

C_v - este coeficient de evaporare [kg/m²·h]; [mbar], exprimat după diverși cercetători cu relațiile:

$C_v=(17,18+13,05v)10^{-3}$ (19.2.35):

$C_v=(45+15v)10^{-3}$ (19.2.36);

după M. Popescu

p_s - presiunea de saturație a vaporilor de apă;

φ - umiditatea relativă a aerului;

B - presiunea barometrică [bar].

În fig. 19.2.19 sunt reprezentate comparativ fluxurile de vapori calculate cu relația 19.2.34, curba 1 cu C_v dat de relațiile 19.2.35 și 19.2.36.

19.3. Radiația termică

19.3.1. Mărimi și legi fundamentale

Transformarea energiei interne a corpurilor, de o anumită temperatură, în energie radiantă, propagată în toate direcțiile sub formă de unde electromagnetice în domeniul *0,04...800* μm se numește radiație termică (fig. 19.3.1).

Lumina vizibilă ocupă domeniul *0,4...0,8* μm. Intensitatea radiației depinde de natura corpului, temperatură, starea suprafeței și nu este uniformă pe întregul domeniu al lungimii de undă, ci cu atât mai mare cu cât temperatura este mai ridicată. Culoarea su-

prafeței nu este hotărâtoare în privința radiației, astfel că și corpurile de culoare deschisă pot avea radiații puternice. Radiație redusă întâlnim la metalele bine lustruite precum și la bronzul de aluminiu. Sticla, folosită pentru ferestre, este transparentă pentru radiațiile de undă mică și opacă la radiațiile cu lungime de undă mare. Radiațiile care cad pe un corp pot fi absorbite, reflectate sau pot să străbată corpul. Corpurile alb, negru, cenușiu sunt definite, în tehnică, din punct de vedere termic și nu coloristic. Dacă notăm cu 1 cotele părți din energia absorbită (A), reflectată (R) și care străbate un corp prin transparență (D), putem defini, din punct de vedere termic, corpurile: corp alb, R=1; corp negru, A=1; corp diaterman absolut, D=1; corp diaterman (transparent), D≠0; corp aterman, D=0;

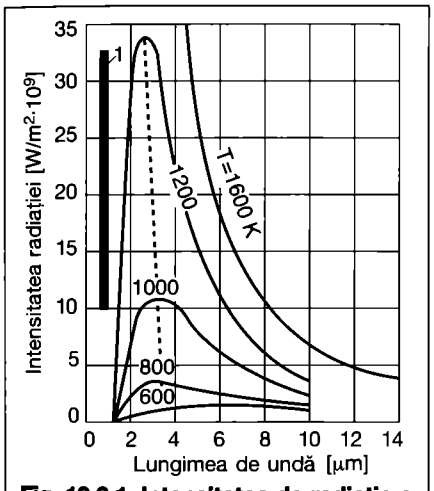


Fig. 19.3.1. Intensitatea de radiație a corpului negru:
1 - domeniul vizibil.

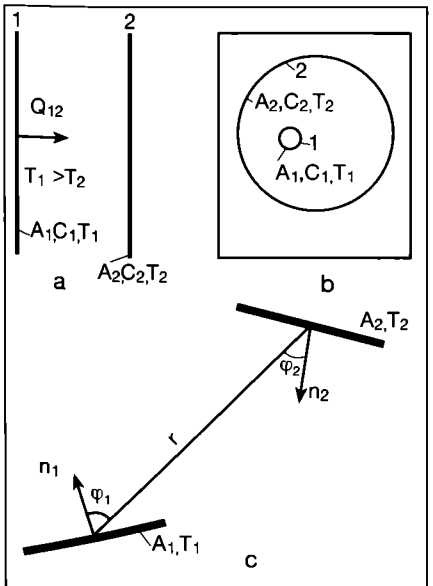
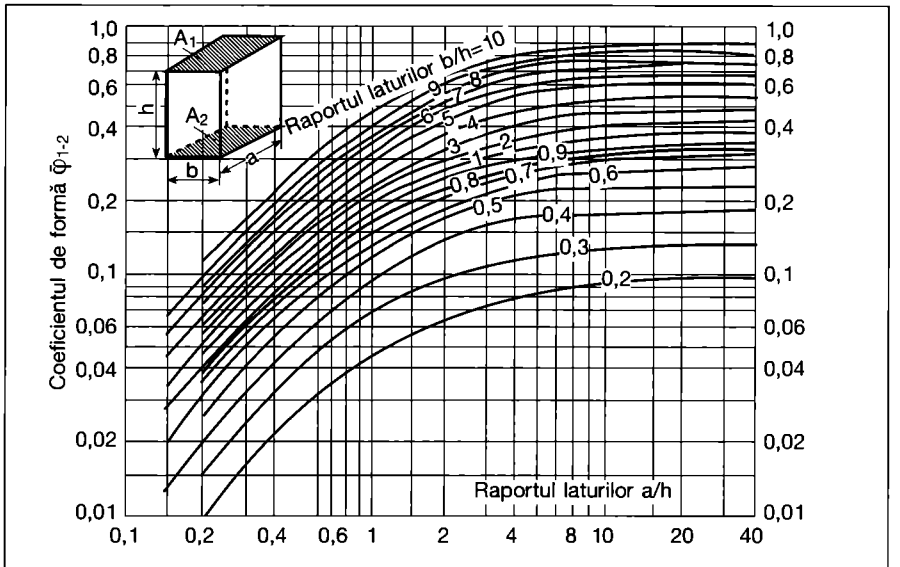
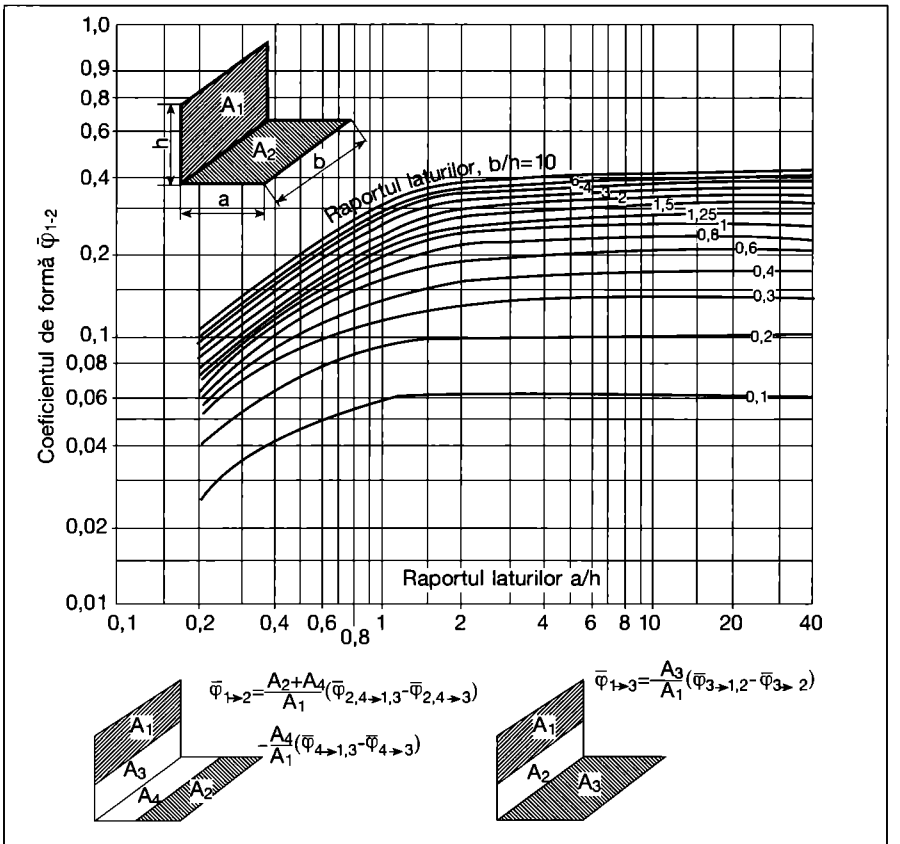


Fig. 19.3.2. Schimbul de căldură între două suprafețe
a - suprafețe plane; b - suprafețe circulare; c - suprafețe oarecare.



$$\bar{\varphi}_{1\to 2}=\frac{2}{ab\pi}\left[a\sqrt{b^2+h^2}\,arctg\frac{a}{\sqrt{b^2+h^2}}-ah\,arctg\frac{a}{h}+b\sqrt{a^2+h^2}\,arctg\frac{b}{\sqrt{a^2+h^2}}-\right.$$
$$\left.-bh\,arctg\frac{b}{h}-\frac{h^2}{2}\ln\frac{\left(a^2+b^2+h^2\right)\cdot h^2}{\left(a^2+h^2\right)\left(b^2+h^2\right)}\right]$$

Fig. 19.3.3. Coeficientul de formă pentru suprafețe paralele.



$$\bar{\varphi}_{1\to 2}=\frac{1}{\pi}\left[arctg\frac{b}{h}+\frac{a}{h}arctg\frac{b}{a}-\frac{\sqrt{a^2+h^2}}{h}arctg\frac{b}{\sqrt{a^2+h^2}}+\frac{a^2}{4bh}\ln\frac{\left(a^2+b^2+h^2\right)a^2}{\left(a^2+b^2\right)\left(a^2+h^2\right)}-\right.$$
$$\left.-\frac{b}{4h}\ln\frac{\left(a^2+b^2+h^2\right)b^2}{\left(a^2+b^2\right)\left(b^2+h^2\right)}+\frac{h}{4b}\ln\frac{\left(a^2+b^2+h^2\right)h^2}{\left(a^2+h^2\right)\left(b^2+h^2\right)}\right]$$

Fig. 19.3.4. Coeficientul de formă pentru suprafețe perpendiculare.

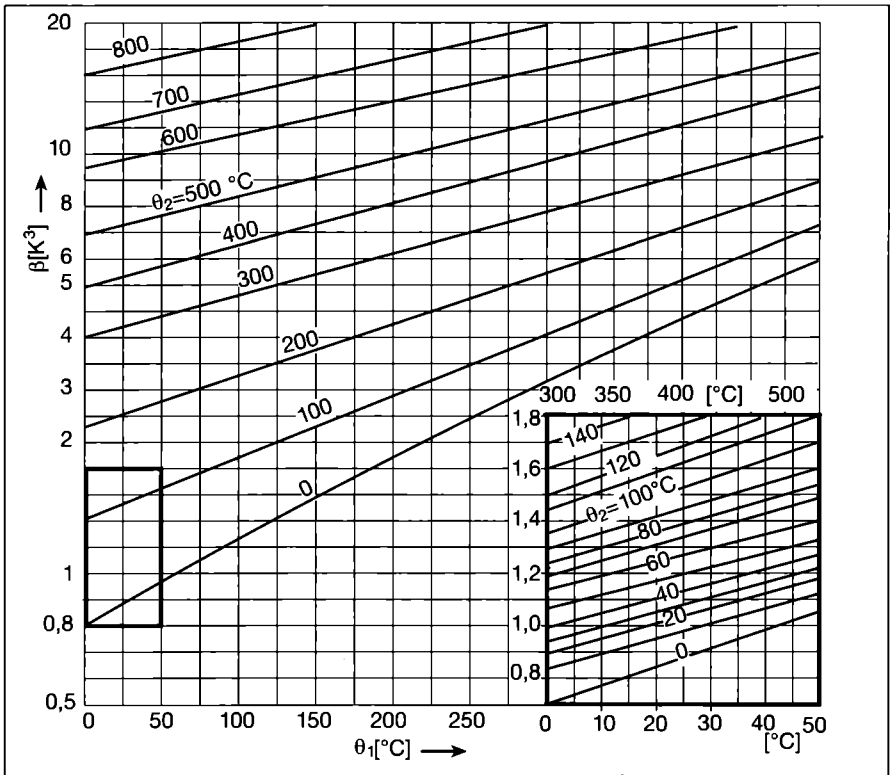


Fig. 19.3.5. Factorul de temperatură β.

Tabelul 19.3.2. Coeficientul de radiație C pentru diverse suprafețe la 0-200 °C [W/m²·K⁴].

Substanța, respectiv suprafața	C
• Corpul absolut negru	5,67
• Metale:	
Metale nobile, foarte îngrijit lustruite	0,10...0,30
Metale nenobile, foarte îngrijit lustruite	0,15...0,40
Alamă, lustruită	0,3
proaspăt prelucrată	1,2
brumată	2,4
Aluminiu, natural	0,4...0,5
lustruit	0,29
Cupru, șlefuit	0,5
oxidat, negru	4,5
Fier; oțel forjat sau turnat	4,3...4,7
proaspăt prelucrat	1,4...2,6
ruginit, roșu	4
zincat mat	0,5
zincat	1,3...1,6
• Pelicule protectoare	
Bronz de aluminiu	2,0...2,5
Lac emailat, alb ca zăpada	5,2
Lac cu spirt, negru strălucitor	4,8
Vopsea de radiator de diferite culori	5,2
Vopsele de ulei diferite culori, inclusiv alb	5,1...5,6
• Diferite materiale	
Beton, funingine	5,4...5,7
Cahle de teracotă, albe	5
Carton asfaltat, lemn, hârtie, porțelan	5,2...5,4
Cărbune (incandescent), pielea omului, flăcări luminoase	≈ 4,7
Gheață, brumă, apă, sticlă	5,4...5,5
Ghips, marmoră, mortar, tencuială, cărămidă, țiglă	5,2...5,4
Șamotă, silică (1000 °C)	3,5...4,1

corp cenușiu, A≠0. La gaze, intensitatea radiației depinde și de grosimea stratului și de presiune. Capacitatea de emisie sau absorbție este mai redusă decât a solidelor sau lichidelor. Gazele sunt corpuri selective, absorbind și emițând radiații numai pe anumite benzi de lungimi de undă. În tehnică, radiația gazelor mono și bioatomice se neglijează luându-se în considerație cea a gazelor tri-poliatomice. Vaporii de apă, CO și CO_2, la temperaturi mari, radiază importante cantități de căldură în anumite benzi de lungimi de undă. De asemenea, în flacără, funinginea, ca produs intermediar al arderii, radiază roșu, galben sau alb.

Legile radiației sunt indicate în tabelul 19.3.1 (anexa 19.7).

19.3.2. Transferul de căldură prin radiație între corpurile solide

Schimbul de căldură între 2 suprafețe A_1 și A_2 se calculează cu relația:

$$\Phi_{12} = C_{12} \cdot A_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad [W] \qquad (19.3.1).$$

- *Suprafețe plane, paralele* (fig. 19.3.2 a)

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}} \quad [W/m^2 \cdot K^4] \qquad (19.3.2).$$

- *Corp și înveliș* (fig. 19.3.2 b)

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}\right)} \qquad (19.3.3).$$

- *Suprafețe plane dispuse arbitrar* (fig. 19.3.2 c)

$$\Phi_{12} = \Phi_{21} =$$

$$= C_{12} \cdot \varphi_{12} \cdot A_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] =$$

$$= C_{12} \cdot \varphi_{21} \cdot A_2 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] \quad [W] \qquad (9.3.4),$$

$$C_{12} = \frac{C_1 C_2}{C_0} \qquad (19.3.5),$$

$$\varphi_{12} \cdot A_1 = \varphi_{21} \cdot A_2 \qquad (19.3.6).$$

Coeficienții de radiație ai corpurilor cenușii C sunt indicați în tabelul 19.3.2.

$$\varphi_{12} = \int_{A_1} dA_1 \int_{A_2} \frac{\cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2}{\pi r^2} \cdot dA_2 \qquad (19.3.7).$$

Coeficientul φ_{12} (φ_{21}) este o mărime caracteristică geometrică care depinde de dimensiunile, forma și dispunerea corpurilor în spațiu și se numește coeficient de iradiere reciprocă sau coeficient de formă. Pentru cazurile frecvente sunt indicate în fig. 19.3.3 (suprafețe paralele) și 19.3.4 (suprafețe perpendiculare) nomogramele de determinare a coeficientului de iradiere.

19.3.3. Coeficientul de radiație h_r

Schimbul de căldură prin radiație se poate scrie similar schimbului convectiv dacă se introduce coeficientul de radiație h_r:

$\Phi_{12}=h_r \cdot A \cdot (\theta_1-\theta_2)$ (19.3.8),

în care:

$$h_r = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{T_1 - T_2} C_{12} = \beta \cdot C_{12} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (19.3.9),$$

unde:

T_1, T_2 - sunt temperaturile absolute.

Valorile *factorului de temperatură* β se pot calcula cu ajutorul diagramei din fig. 19.3.5.

Dacă temperaturile aerului și elementelor înconjurătoare sunt apropiate se poate utiliza, pentru determinarea schimbului de căldură, coeficientul superficial de transfer termic:

$h=h_c+h_r$ (19.3.10)

fie la interior h_i, fie la exterior h_e.

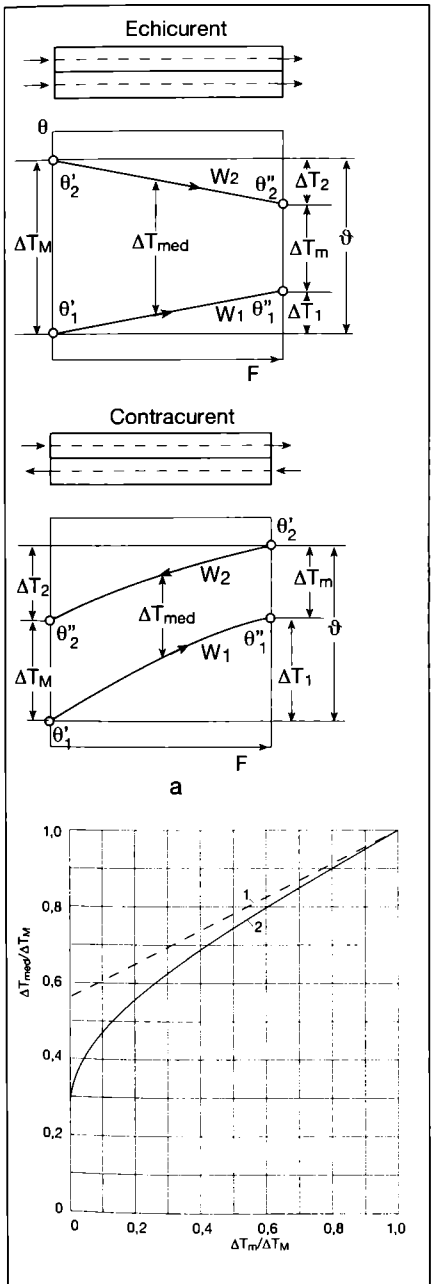


Fig. 19.4.1. Diagrama temperaturilor: *a - schema schimbătoarelor de căldură; b - diferența de temperatură;* 1 - diferența aritmetică; 2 - diferența logaritmică.

19.4. Transferul global de căldură

Transferul de căldură reprezintă, aproape în toate cazurile, un proces complex de schimb termic, simultan, prin convecție, conducție și radiație. Ponderea acestora diferă de la un proces la altul astfel că, în situațiile practice, se poate neglija uneori unul sau altul din procesele elementare (convecție/conducție/radiație). Dacă de o parte și de alta a unei suprafețe circulă fluide cu temperaturi diferite, va avea loc un transfer de căldură de la cel cald către cel rece conform relației:

$\Phi=U \cdot A \cdot (\theta_1-\theta_2)=U \cdot A \cdot \Delta T$ [W] (19.4.1),

în care:

U - coeficientul global de transfer termic [W/m²·K];

A - suprafața de schimb [m²];

ΔT - diferența de temperatură dintre cele 2 fluide [K].

19.4.1. Coeficientul global de transfer termic U

Se determină cu relațiile:

• perete plan:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{R} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (19.4.2),$$

unde:

h_i - este coeficientul superficial de schimb termic la interior (pe o parte a peretelui) [W/m²·K];

h_e - coeficientul superficial de schimb termic la exterior (pe cealaltă parte a peretelui) [W/m²·K];

d - grosimea peretelui [m];

λ - conductivitatea termică a materialului peretelui [W/m·K];

R - rezistența termică a peretelui [m²·K/W];

• perete cilindric (pentru 1 m):

$$U_{cl} = \frac{\pi}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda} ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_e d_e}} \text{ [W/m·K]} \quad (19.4.3),$$

sau

$$U_{cl} \approx \frac{1}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{h_e d_e} + \frac{d_e - d_i}{\lambda (d_i + d_e)}}$$

[W/m²·K] (19.4.3')

(după M Jacob), unde:

d_i, d_e - diametrul interior, respectiv exterior [m].

$q_{cl} = U_{cl} \cdot \Delta T$ [W/m] (19.4.1');

• *perete sferic*:

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot d_i^2} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_e}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e^2}}$$

[W/K] (19.4.4)

$\Phi_s = \pi U_s \Delta T$ [W] (19.4.1").

În cazul în care peretele este compus din mai multe straturi având grosimile d_j respectiv diametrele d_j (d_1, d_2.....d_j) și conductivitățile termice λ_j (λ_1, λ_2,....λ_j), în relațiile 19.4.2, 19.4.3 și 19.4.4 se fac înlocuirile:

$\sum_{j=1}^{n} \frac{d_j}{\lambda_j}$, *în loc de* $\frac{d}{\lambda}$,

$\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_j} ln \frac{d_{j+1}}{d_j}$, în loc de $d_e \frac{1}{2\lambda} ln \frac{d_e}{d_i}$

și

$\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_j} \left(\frac{1}{d_j} - \frac{1}{d_{j+1}}\right)$ *în loc de* $\frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_e}\right)$

Căderile de temperatură în diferitele straturi ale pereților compuși se calculează cu relațiile:

$$\Delta T_1 = U \cdot \Delta T \frac{d_1}{\lambda_1}; \Delta T_2 = U \cdot \Delta T \frac{d_2}{\lambda_2};$$

ș.a.m.d.

19.4.2. Diferența medie logaritmică de temperatură ΔT_{med}

Temperaturile fluidelor în lungul peretelui despărțitor sunt variabile iar, diferența medie de temperatură este în funcție de sensul de mișcare al fluidelor (echicurent, contracurent, curent încrucișat).

Fluxul termic:

$\Phi=U \cdot A \cdot \Delta T_{med}$ (19.4.1''').

Pentru echicurent și contracurent, diferența medie de temperatură este dată de relația:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_M - \Delta T_m}{ln \frac{\Delta T_M}{\Delta T_m}} = \frac{\Delta T_M - \Delta T_m}{2{,}3 \lg \frac{\Delta T_M}{\Delta T_m}}$$

(19.4.5)

Tabelul 19.4.1. Exemplu de calcul.

			Echi-curent	Curent încrucișat	Contra curent
Diferența inițială de temperatură	ΔT_0	[K]	75	75	75
Randamentul termic	η	-	0,58	0,67	0,72
Încălzirea aerului, $\eta \cdot \Delta T_0$	ΔT_1	[K]	43,5	50,25	54
Răcirea apei, $\Delta T_1 \cdot W_1 / W_2$	ΔT_2	[K]	27,4	31,7	34
Temperatura finală a aerului, $\theta_1' + \Delta T_1$	θ_1''	[°C]	53,5	60,25	64
Temperatura finală a apei, $\theta_2' - \Delta T_2''$	θ_2''	[°C]	57,6	53,3	51
Fluxul termic, $\Phi = W_1 \cdot \Delta T_1$	Φ	[kW]	221,4	255,8	274,9

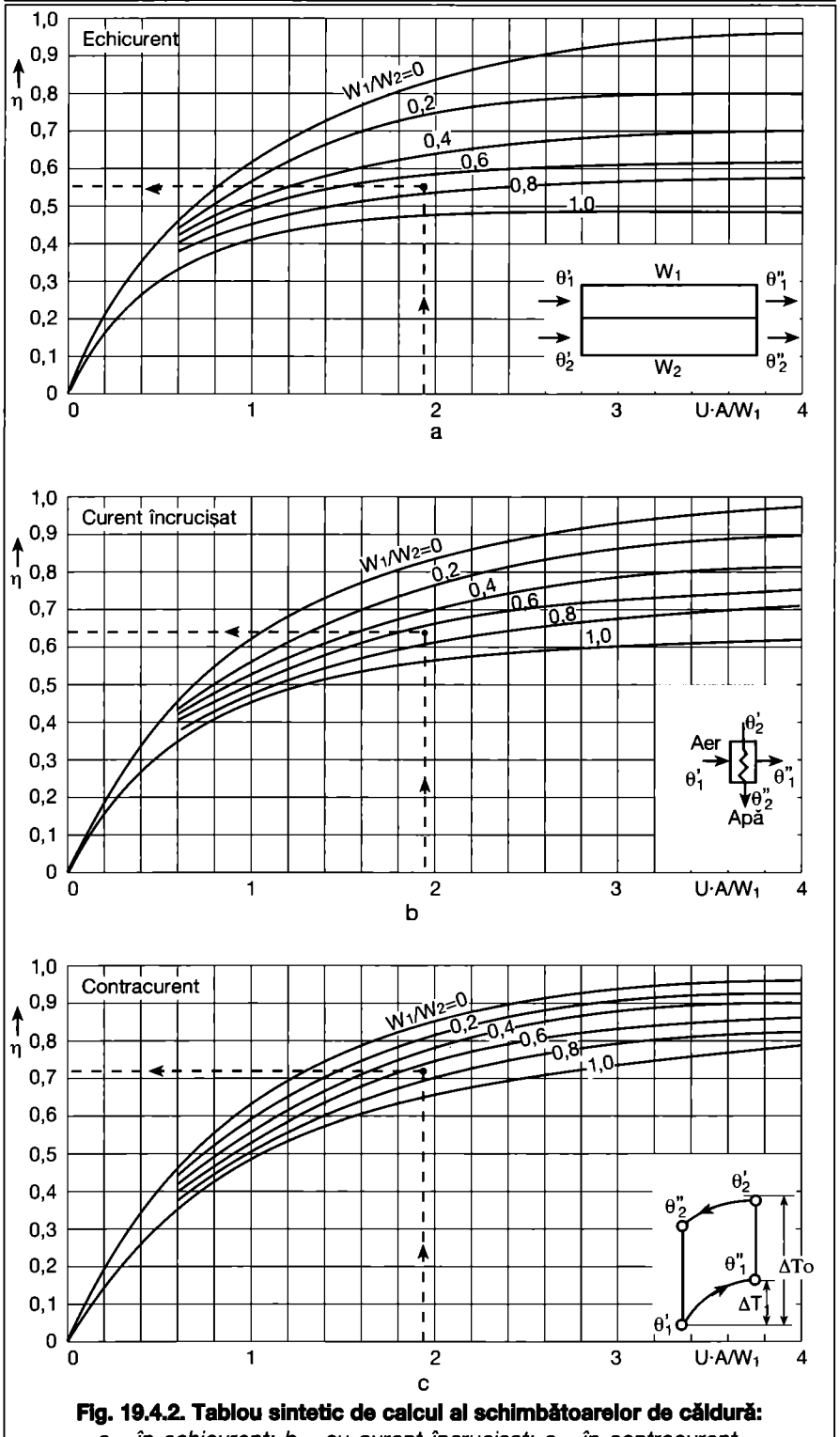


Fig. 19.4.2. Tablou sintetic de calcul al schimbătoarelor de căldură:
a - în echicurent; b - cu curent încrucișat; c - în contracurent.

în care:
ΔT_M - este diferența mare de temperatură;
ΔT_m - diferența mică de temperatură.

Determinarea diferenței medii de temperatură, ΔT_{med} se face cu ajutorul graficului din fig. 19.4.1.

19.4.3. Recalcularea parametrilor schimbătoarelor de căldură la alți parametri decât cei nominali (după VDI)

Se notează (fig. 19.4.1):
θ' - temperatura inițială [°C];
θ'' - temperatura finală [°C];
ΔT_0 - diferența inițială de temperatură [K];
$\dot{M}$ - debitul de agent termic [kg/s] (aer, apă, abur);
c - căldura specifică [kJ/kg·K];
$c\dot{M}=W$ - echivalentul în apă al agentului termic [kJ/s·K];
indicele *1* - pentru agentul încălzit;
indicele *2* - pentru agentul încălzitor.

Mărimile caracteristice pentru schimbul de căldură:
- caracteristica funcțională (randament termic) $\eta = \Delta T_1 / \Delta T_0$:
- raportul curenților termici (rap. echivalenților în apă);

$$\tau = \frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1};$$

- factorul de putere:
$K = U \cdot A / W_1 = \Delta T_1 / \Delta T_{med}$

Dependența dintre cele 3 mărimi depinde de modul de curgere a agenților termici și a fost dată de Bošnjakovic:
- echicurent:

$$\eta = \frac{1 - e^{-K(1+\tau)}}{1+\tau} \qquad (19.4.6);$$

- contracurent:

$$\eta = \frac{1 - e^{-K(1+\tau)}}{1 + \tau e^{-K(1-\tau)}} \qquad (19.4.7);$$

- curent încrucișat:

$$\eta = \frac{1 - e^{-K(1+\tau)}}{1 + 0,5 \cdot \tau \cdot \left(1 - e^{-K}\right)} \qquad (19.4.8).$$

Cele 3 relații 19.4.6...8 sunt prezentate grafic în fig. 19.4.2.

Graficele sunt construite pentru $W_1 / W_2 < 1$; în caz contrar se inversează indicii.

În general, pentru toate schimbătoarele de căldură sunt valabile relațiile:

$$\Delta T_1 = \theta_1'' - \theta_1' = \eta \cdot (\theta_2' - \theta_1') = \eta \cdot \Delta T_0 \qquad (19.4.9);$$

$$\Phi = W_1 (\theta_1'' - \theta_1') = W_2 \cdot \eta \cdot (\theta_2' - \theta_1') = W_1 \cdot \Delta T_1 \cdot \eta \cdot \Delta T_0 = W_1 \cdot \eta \cdot \Delta T_0 \qquad (19.4.10).$$

Pentru o valoare η, suprafața cea mai mică a schimbătorului de căldură se obține la contracurent. La $W_1 / W_2 = 0$ (evaporatoare, condensatoare, baterii de încălzirea aerului cu abur) η este

același pentru toate cele 3 tipuri de schimbătoare.

Exemplu de calcul

Se încălzesc *15.000* m³/h (*4,17* m³/s) aer la *+10*°C cu o baterie funcționând cu apă la 85°C cu debitul *7000* kg/h (*1,94* kg/s) și *U·A=10* kW/K.

Ce valori au temperaturile aerului și apei la ieșire?

$\theta_1'=+10$ °C, $\theta_2'=85$ °C;

$W_1=c_1\cdot\dot{M}_1=$ *1x4,17x1,22 = 5,09* kW/K;

$W_2=c_2\cdot\dot{M}_2=$ *4,19x1,94=8,13* kW/K;

$W_1/W_2=5,09/8,13=0,63$;

$U\cdot A/W_1=10/5,09=1,96$.

Pe baza valorilor citite în graficele din fig. 19.4.2 se calculează datele din tabelul 19.4.1.

19.4.4. Straturi de aer cu grosime mică

Trecerea căldurii prin asemenea straturi se face prin conducție, convecție și radiație. Pentru a ține seama de transferul de căldură prin aceste forme se introduce conductivitatea termică echivalentă λ_{ec} (§ 19.2.2). Valorile de calcul sunt indicate în tabelul 19.4.2.

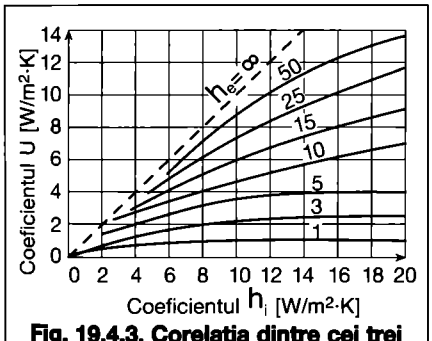


Fig. 19.4.3. Corelația dintre cei trei coeficienți h_i, h_e, U.

Un rol important îl joacă radiația. La pereții cu coeficienți de variație mici (metale lustruite) transferul de căldură este redus. Procedeul de izolare cu folii din aluminiu (Alfol) este foarte eficient.

19.4.5. Intensificarea schimbului termic

Intensificarea schimbului de căldură este legată atât de modul de construcție a schimbătoarelor cât și de felul cum sunt exploatate acestea. În condițiile unei diferențe medii date a temperaturilor, se acționează asupra coeficientului global de transfer termic U și suprafeței A, în sensul măririi lor. Mărirea valorii U se poate realiza prin reducerea rezistenței conductive, deci mărirea conductivității termice λ și reducerea grosimii pereților d operații ce se pot face în anumite limite datorită implicațiilor economice și de rezistență. În exploatare, depunerea de piatră sau funingine mărește rezistența termică și înrăutățește transferul termic. Înlăturarea mecanică sau chimică restabilește situația inițială. Micșorarea rezistențelor termice la suprafață $1/h_i$, $1/h_e$, prin acționarea asupra celei mai mari (când sunt diferite) sau asupra ambelor (când sunt apropiate) are efecte favorabile asupra schimbului termic (fig. 19.4.3)

Mărirea coeficientului superficial de schimb termic h se poate obține, la convecția forțată prin creșterea vitezei și micșorarea lungimii caracteristice (diametre mai mici), la convecția liberă, prin scăderea lungimii caracteristice și creșterea diferenței de temperatură, iar la condensare, prin folosirea de diametre mici, așezarea orizontală a țevilor și, în sistem GINABAT, înlăturarea gazelor necondensabile, folosirea de suprafețe cât mai lise, iar la conductele verticale folosirea de talere sau aripioare. Aceste măsuri sunt eficiente dacă și pe partea cealaltă a suprafeței de schimb termic, valorile coeficientului h sunt comparabile. În cazul fierberii h crește odată cu presiunea, rugozitatea suprafeței de schimb și agitarea lichidului. Prezența gazelor necondensabile, a particulelor solide și poroase măresc coeficientul h. La radiația termică (h prezintă valori mici față de convecția *forțată*) h crește dacă se mărește $h_{radiație}$, lucru realizabil prin îmbunătățirea caracteristicilor absorbante ale suprafețelor. Emisivitățile gazelor componente cresc odată cu presiunea lor parțială în amestec.

Sporirea suprafeței de transfer de căldură este necesară în cazurile în care suprafața de schimb, pe una din fețe, este mărginită de un gaz și, pe cealaltă, de un lichid. Transferul global scade ca urmare a rezistenței termice mari pe partea gazelor (h_{gaze}=*50...100* W/m²·K) și soluția de îmbunătățire este aceea de mărire a suprafeței de schimb pe partea gazelor prin prevederea de nervuri, aripioare sau alte tipuri de proeminențe, orientate pe direcția de curgere a gazelor. O condiție esențială, care se impune, este aceea a unui contact foarte bun între perete și nervuri, aripioare etc.

Fluxul termic, în acest caz, se determină cu relația:

$$\Phi=\lambda\cdot A_f\cdot m\cdot(\theta_1-\theta_g)\cdot c_p \qquad (19.4.11),$$

în care:

A_f - este suprafața frontală la baza proeminenței (nervură, aripioară) [m] (tab. 19.1.1);

$$m=\sqrt{\frac{h\cdot P}{\lambda\cdot A}}\left[\frac{1}{\text{m}}\right];$$

θ_1 - temperatura peretelui la baza proeminenței [°C];

θ_g - temperatura gazului [°C];

c_p - coeficient care ține seama de geometria proeminenței (fig. 19.4.4);

λ - conductivitatea termică a materialului proeminenței [W/m·K].

Dacă în locul unei aripioare ar fi o baterie de încălzire constituită dintr-un număr de țevi n_t și fiecare țeavă ar avea un număr de aripioare n_a fluxul termic al bateriei s-ar exprima prin relația:

$$\Phi_{BI}=n_t\cdot n_a\cdot\lambda\cdot A_f\cdot m\cdot(\theta_1-\theta_g)\cdot c_p \qquad (19.4.12).$$

Fluxul de căldură Φ_{BI} este transmis gazului prin suprafața laterală a tuturor aripioarelor A_e, conform relației:

$$\Phi_{BI}=h_e\cdot A_e\cdot(\theta_1-\theta_g) \qquad (19.4.13).$$

Din egalarea ultimelor două relații se poate determina coeficientul de schimb termic la exterior h_e:

$$h_e=\frac{n_t\cdot n_a\cdot A_f\cdot\lambda\cdot m\cdot c_p}{A_e}\ [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \qquad (19.4.14).$$

Dacă se notează cu:

A -suprafața interioară a țevilor, cu

Tabelul 19.4.2. Coeficientul echivalent de conductivitate termică al straturilor de aer λ_{ec} [W/m·K].

Temperatura medie [°C]	Coeficientul de radiație C	Grosimea stratului de aer [cm]					
		0,5	1	2	5	10	15
	Straturi de aer orizontale, trecerea căldurii de jos în sus Straturi de aer verticale						
0	5,0	0,043	0,06	0,11	0,26	0,55	0,86
50	5,0	0,059	0,09	0,16	0,39	0,80	1,24
100	5,0	0,079	0,13	0,24	0,56	1,15	1,76
200	5,0	0,14	0,24	0,45	1,08	3,34	3,30
500	5,0	0,48	0,93	1,80	4,44	8,90	13,40
1000	5,0	2,02	3,98	7,90	19,6	39,2	58,70
0	0,35	0,024	0,028	0,037	0,073	0,18	0,31
50	0,35	0,029	0,032	0,043	0,082	0,19	0,33
100	0,35	0,033	0,037	0,050	0,093	0,21	0,35
200	0,35	0,035	0,049	0,066	0,124	0,26	0,43
300	0,35	0,052	0,064	0,088	0,171	0,35	0,55
	Straturi de aer orizontale, trecerea căldurii de sus în jos						
20	5,0	0,043	0,058	0,105	0,23	0,43	0,64

p - pasul dintre aripioare și
d - lățimea unei aripioare, rezultă:
$n_t \cdot n_a \cdot A_f = A \cdot d/p$ și

$$h_e = \frac{A \cdot d \cdot \lambda \cdot m \cdot c_p}{A_e \cdot p} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (19.4.15).$$

Notând:
$C_n = A_e / A$ - coeficientul de nervurare se obține:

$$h_e = \frac{d \cdot \lambda \cdot m \cdot c_p}{p \cdot C_n} \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (19.4.16).$$

Ținând seama de faptul că $m = \sqrt{\frac{h_e \cdot P}{\lambda \cdot A}}$ rezultă:

$$h_e = \frac{P}{\lambda \cdot A}\left(\frac{d \cdot \lambda \cdot c_p}{p \cdot C_n}\right)^2 \quad [W/m^2 \cdot K] \qquad (19.4.17).$$

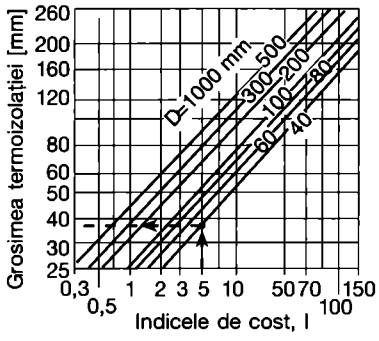


Fig. 19.4.5. Determinarea grosimii termoizolației.

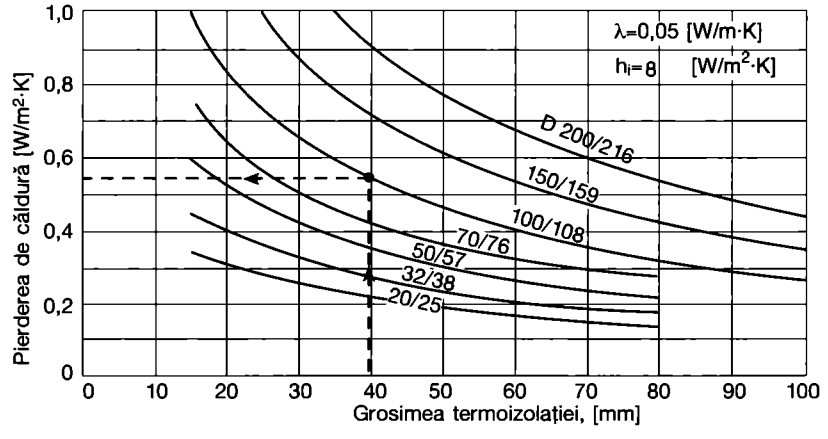


Fig. 19.4.6. Nomogramă pentru determinarea pierderilor de căldură ale conductelor de încălzire izolate.

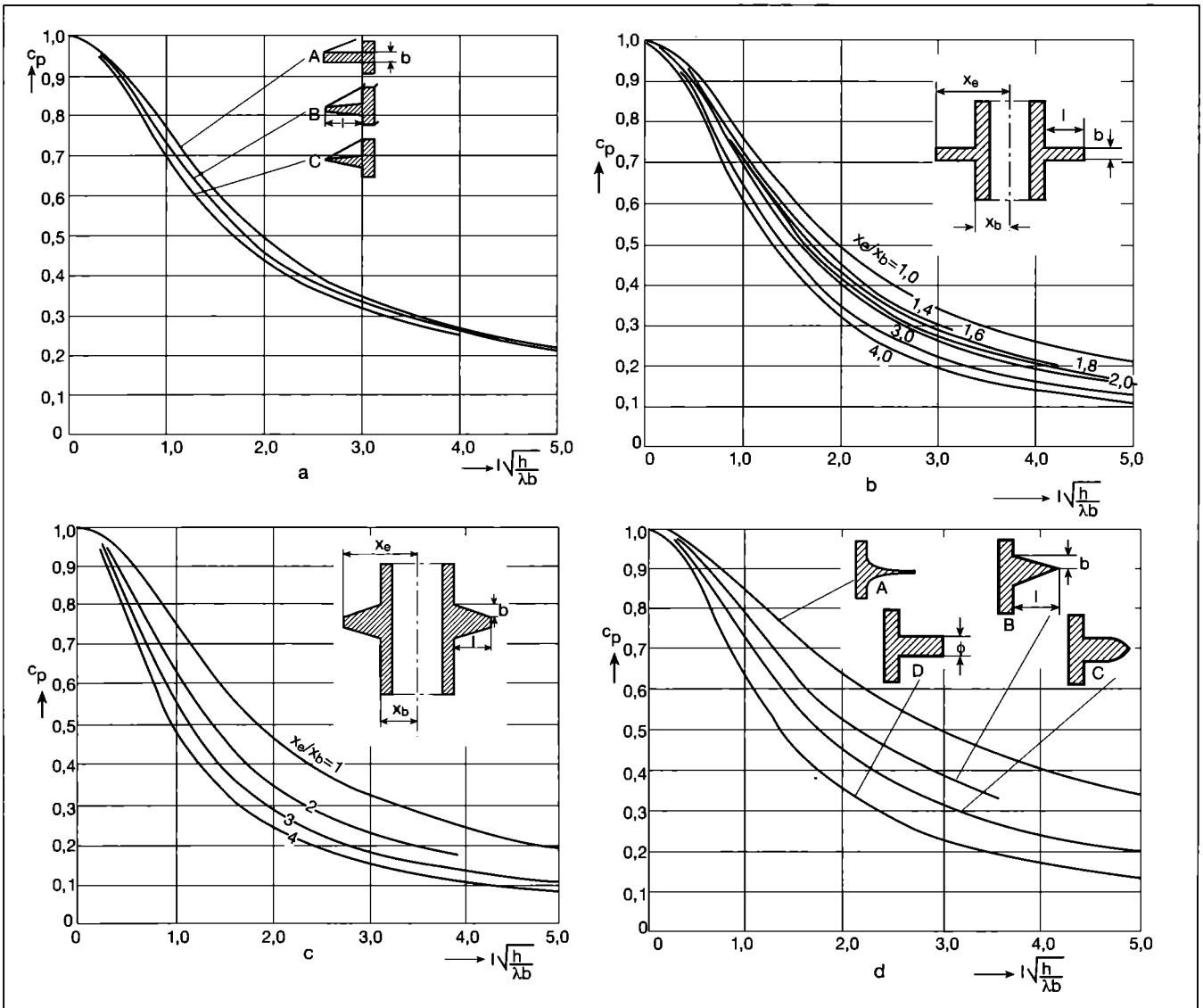


Fig. 19.4.4. Diagrame pentru determinarea coeficientului c_p:
a - nervuri; b - aripioare circulare plate; c - aripioare circulare trapezoidale; d - proeminențe aciculare.

19.4.6. Frânarea transferului global de căldură (izolarea termică)

• **Grosimea termoizolației**

Izolațiile termice se prevăd pentru a reduce pierderile de căldură ale elementelor de construcții, ale recipientelor sau conductelor. Spre deosebire de intensificarea schimbului termic, se acționează în sens invers asupra acelorași factori, respectiv micșorarea lor. Suplimentar se intervine prin aplicarea unor straturi izolante pe pereții încăperilor, recipientelor sau conductelor.

Izolația termică într-un perete este necesar să se monteze spre exterior spre a înlătura apariția zonelor de condensare. La realizarea propriu-zisă trebuie să se țină seama și de alte aspecte, în afara celor termice.

Izolarea termică a conductelor pune două probleme specifice: ordinea așezării straturilor termoizolante și grosimea critică a termoizolației. În cazul în care izolarea conductelor se face cu 2 sau mai multe straturi, există o ordine de montare care asigură pierderi minime și anume: straturile de termoizolație să fie așezate, plecând de la conductă, în ordinea crescătoare a coeficientului λ, deci pe conductă să se pună materialul termoizolator cel mai bun.

Diametrul critic al termoizolației este dat de relația:

$$D_{critic} = 2 \cdot \lambda_{izolație} / h_e \qquad (19.4.18).$$

Dacă diametrul conductei $d < d_{critic}$, nu se obține un efect de izolare (reducerea pierderilor).

Această situație se întâlnește însă, în practică, la conducte având diametre mai mici decât $d = 2x(0,05....0,06)/8 = 0,0125...0,015$ $m = 12,5....15$ mm.

Izolarea acestor conducte cu un strat de numai 5 mm conduce la un diametru exterior $D_e = (12,5...15) + 2x5 = 22,5...25$ mm, superior celui critic. Deci și la conducte cu diametrul exterior $D_e = 12...15$ mm, termoizolate, se obține reducerea pierderilor de căldură. Alegerea grosimii propriu-zise a termoizolației rămâne însă o problemă de optimizare pentru faptul că, odată cu creșterea grosimii, reducerea pierderilor de căldură se face destul de lent. Adaptarea grosimilor de termoizolație pe baza experienței, nu mai este justificată, în condițiile creșterii prețului energiei. Cu suficientă aproximație se poate determina grosimea termoizolației cu ajutorul graficului indicat în fig. 19.4.5. Grosimea termoizolației în acest caz este în funcție de diametrul conductei d și de indicele de cost I exprimat cu relația:

$$I = 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot C_e \cdot N \cdot \lambda \cdot \Delta T \qquad (19.4.19),$$

în care:

C_e - este costul energiei [lei/MW·h] (1MW·h=0,86Gcal);

N - durata de funcționare a instalației [h/an];

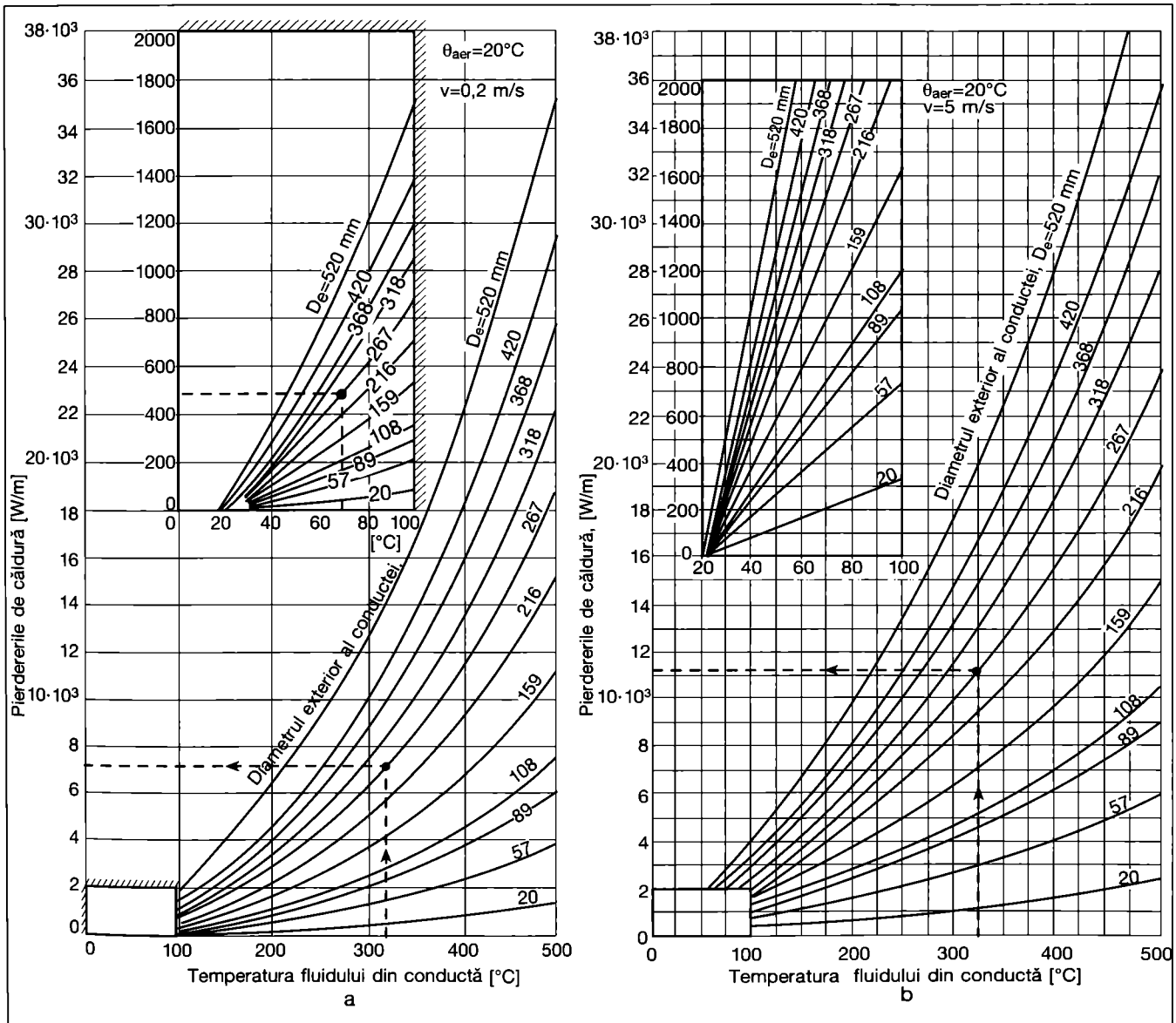


Fig. 19.4.7. Nomograme pentru determinarea pierderilor de căldură ale conductelor neizolate:
a - aer interior de 20 °C; b - aer exterior de 20 °C.

λ - conductivitatea termică a termoizolației [W/m·K],

ΔT - diferența medie de temperatură dintre fluidul din conductă și mediul ambiant [K].

• Pierderile de căldură ale conductelor neizolate

Pierderea de căldură a unei conducte, cu lungimea de 1 m, se poate exprima cu relația:

$q_c = U_t \cdot \Delta T = \Delta T / R_t$ [W/m] (19.4.20),

în care:

U_t - este coeficientul global de transfer termic al țevii [W/m·K];

ΔT - diferența de temperatură dintre fluidul din țeavă și aer;

$R_t = 1/U_t$ - rezistența termică a țevii [m·K/W]

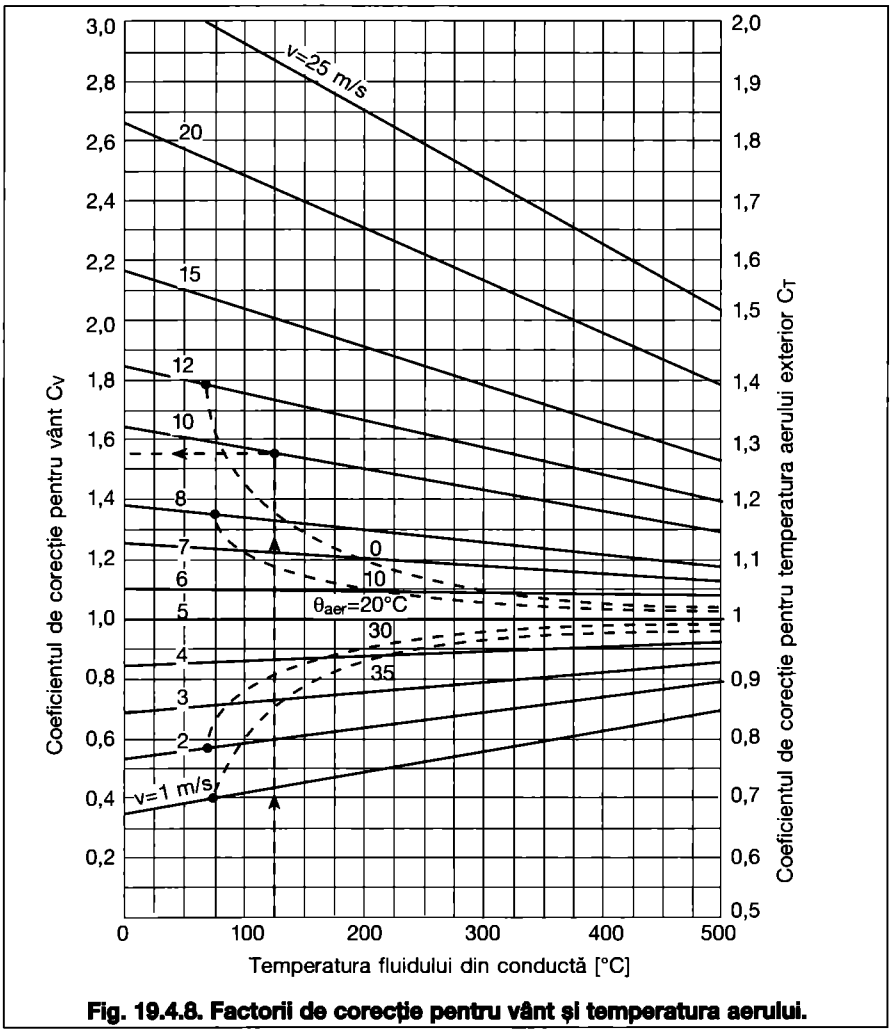


Fig. 19.4.8. Factorii de corecție pentru vânt și temperatura aerului.

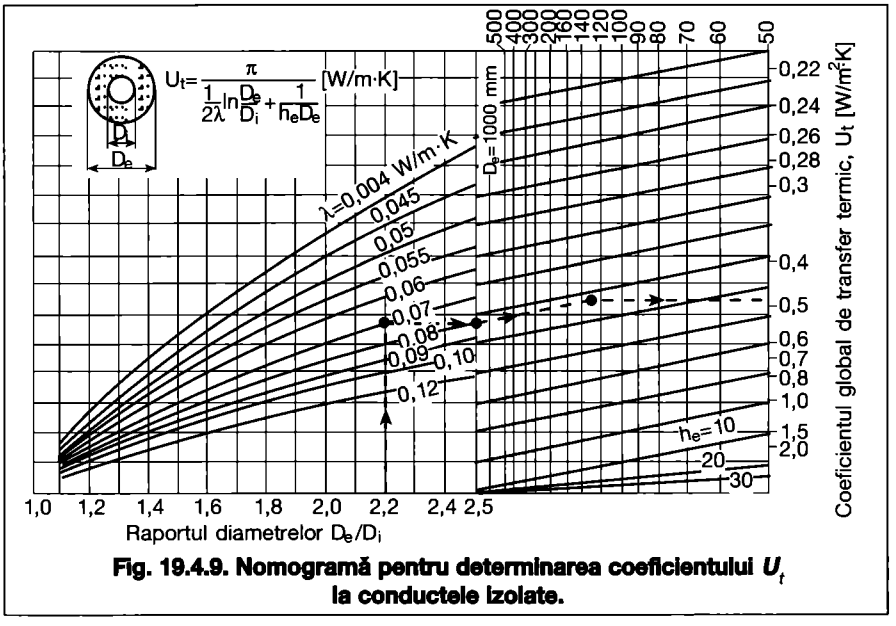


Fig. 19.4.9. Nomogramă pentru determinarea coeficientului U_t la conductele izolate.

$$\frac{1}{U_t} = R_t = \frac{1}{\pi}\left(\frac{1}{h_i \cdot D_i} + \frac{1}{2\lambda} ln\frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{h_e \cdot D_e}\right) \quad (19.4.21),$$

în care:

D_e - este diametrul exterior al termoizolației [m];

D_i - diametrul interior al termoizolației [m];

h_i - coeficientul superficial de schimb termic la interior [W/m²·K];

h_e - coeficientul superficial de schimb termic la exterior [W/m²·K];

λ - conductivitatea termică a termoizolației [W/m·K].

Pierderile de căldură ale conductelor izolate ($\lambda_{izolație}$=*0,05* W/m·K) montate în încăperi, se pot determina cu ajutorul nomogramei din fig. 19.4.6. Pentru montarea în aer exterior, pierderile se majorează cu 10...20 %. Suplimentar se produc pierderi prin flanșe, armături, puncte de susținere etc. Pentru montarea în încăperi, se recomandă următoarele valori (exprimate în m țeavă izolată):

	Lungimea echivalentă de țeavă izolată [m]	
la temperatura de	100 °C	400 °C
1 pereche de flanșe neizolate	2...3	5...9
1 pereche de flanșe protejate	1	1
1 robinet neizolat	6...9	16...26
1 robinet izolat	2,5...3	5...7,5
1 punct de susținere	0,15	0,15

Pentru montarea în aer liber valorile se dublează.

Pierderile de căldură ale conductelor neizolate se determină cu ajutorul nomogramelor din fig. 19.4.7, determinate pentru o temperatură a aerului de *20* °C. Fig. 19.4.7 a indică pierderile de căldură ale conductelor neizolate în aer liniștit, iar fig. 19.4.7 b pierderile de căldură la o viteză a vântului de 5 m/s perpendicular pe țeavă. Pentru alte condiții de vânt și temperatură, valorile se multiplică cu factorii de corecție pentru vânt C_v și temperatură C_T determinați cu ajutorul fig. 19.4.8.

• Coeficientul global de transfer termic al conductelor izolate U_t.

Valorile U_t (cu neglijarea rezistenței termice interioare) se determină cu ajutorul nomogramei din fig. 19.4.9.

Exemplu de calcul

Care sunt pierderile q_t pe metru liniar dacă sunt cunoscute (fig. 19.4.9):

D_i=*133* mm;

θ_{fl}=*215* °C; θ_a=*15* °C;

$d_{izolație}$ = 80 mm; (λ=0,07 W/m·K).

Soluția:

D_e = 293 mm;

D_e/D_i = 2,2;

U_t = 0,48;

q_t = 0,48·(215-15) = 96 W/m.

• **Căderea de temperatură în conducte**

- Conducte montate liber

Căderea temperaturii la curgerea fluidelor prin conducte, izolate sau neizolate, se determină cu ajutorul relației:

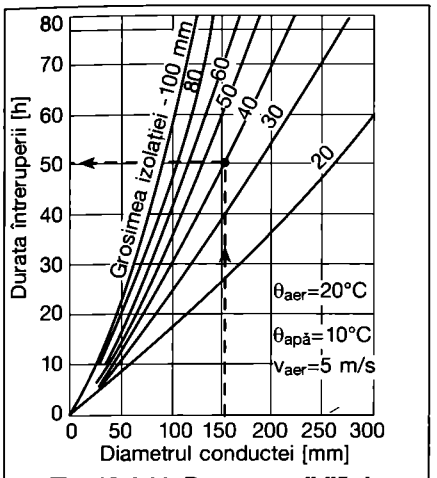


Fig. 19.4.11. Durata posibilă de întrerupere a funcționării instalațiilor.

$$\Delta T = \Delta T_i \left(1 - e^{\frac{-U_t}{\dot{M} \cdot c}}\right) \quad (19.4.22),$$

sau cu ajutorul nomogramei din fig. 19.4.10,

în care:

ΔT - este scăderea temperaturii fluidului în conductă (de obicei ΔT este indicat pentru 10 m conductă);

$\Delta T_i = \theta_{fl} - \theta_a$ - diferența inițială dintre temperatura fluidului θ_{fl} și temperatura medie a aerului θ_a ; U_t se determină cu ajutorul figurii 19.4.9;

l - lungimea conductei [m];

$\dot{M}$ - debitul de fluid [kg/s];

c - căldura specifică a fluidului, în [J/kg·K].

Nomograma a fost determinată pentru apă; ea poate fi folosită pentru oricare alt fluid prin multiplicarea raportului 10 $\Delta T/\Delta T_i$ cu raportul căldurilor specifice ale apei (4180) și fluidului considerat (c_{fl}), $4180/c_{fl}$.

- Conducte îngropate

Pierderile de căldură ale conductelor montate în sol q_c sunt mai mici decât cele ale conductelor montate în aer cu cca 10...35 %. Trebuie avute în vedere adâncimea de montare și tipul solului (argilos, nisipos etc.).

$$q_c \approx \frac{\Delta T}{R_t} C_1 = C_1 \frac{2\pi\left(\theta_{fl} - \theta_s\right)}{\frac{1}{\lambda} ln\frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{\lambda_s} ln\frac{4h}{D_e}} \quad [W/m] \quad (19.4.23),$$

în care:

c_1 = 1 - pentru conducte individuale;

C_1 = 0,80 - pentru 2 sau mai multe conducte alăturate;

θ_s - temperatura solului, determinată cu relația:

$$\theta_s = \theta_a + \frac{h}{f}\left(11 - \theta_a\right) \quad (19.4.24),$$

unde:

h - este adâncimea de montare a conductei [m];

λ - conductivitatea termică a termoizolației [W/mK];

λ_s - conductivitatea termică a solului ≈1,5...1,8 W/m·K;

D_i/D_e - diametrul interior/exterior al termoizolației [m];

θ_a - temperatura aerului.

La conductele reci trebuie prevăzută, pe partea caldă, o barieră de vapori deoarece se pot produce condensări ale vaporilor de apă din aer și, ca urmare, umezirea termoizolației.

• **Împiedicarea înghețării apei în conducte**

Întreruperea funcționării unei instalații, din anumite cauze (accidente, intervenții etc.) poate conduce, pe timp friguros, la înghețarea apei în conducte și aparate și deteriorarea acestora. Protejarea instalațiilor pe o durată limitată de timp poate fi asigurată printr-o izolație termică a cărei grosime se poate determina cu ajutorul nomogramei din fig. 19.4.11.

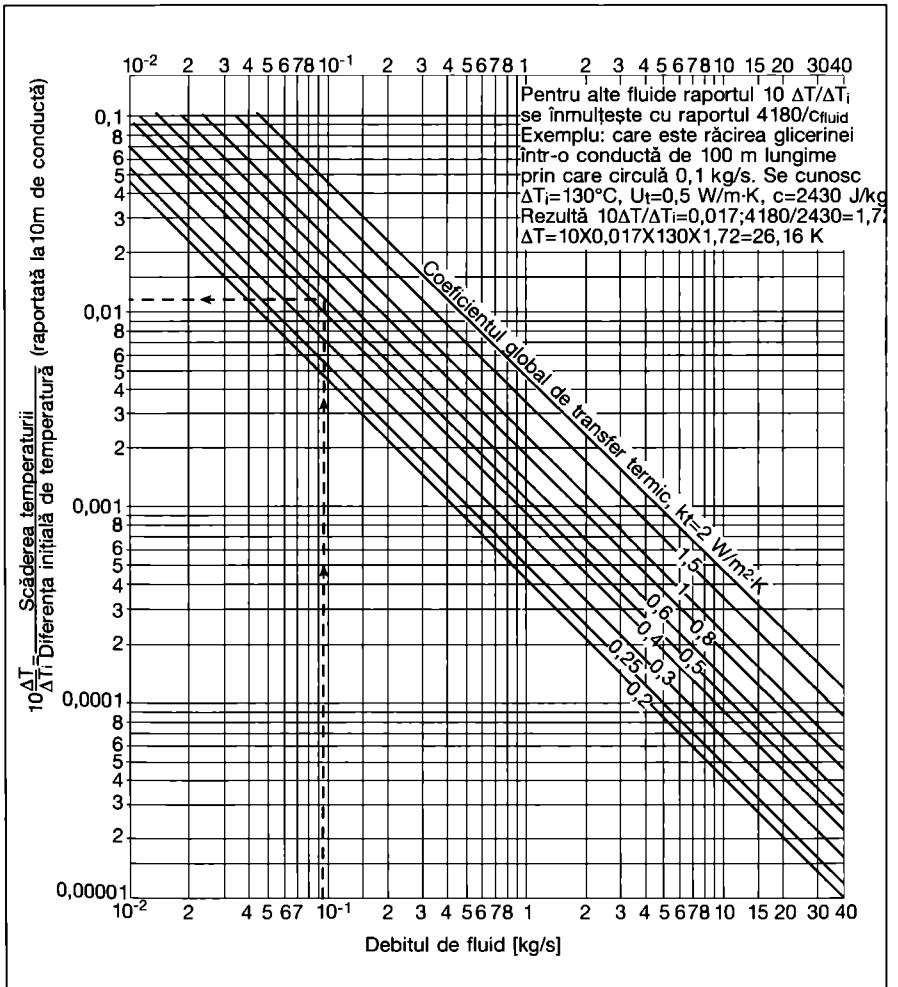
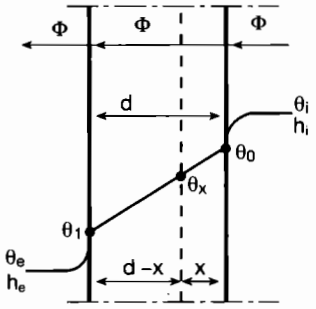
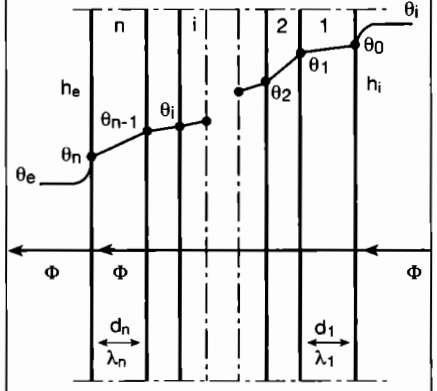
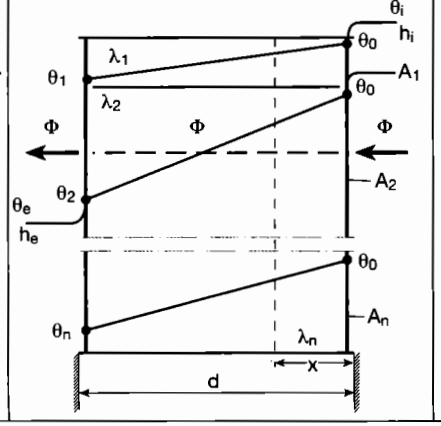
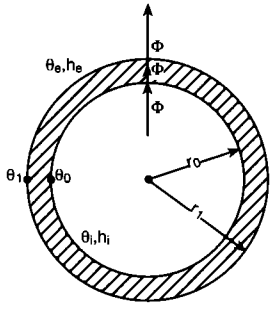
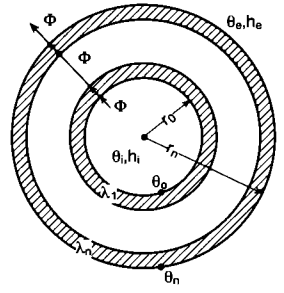
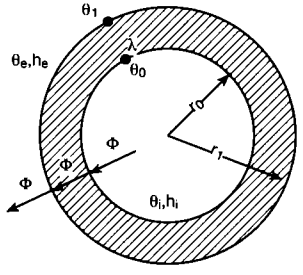
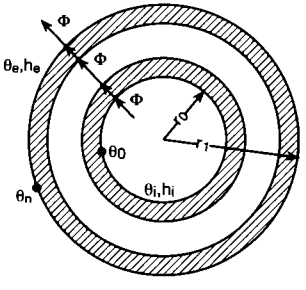
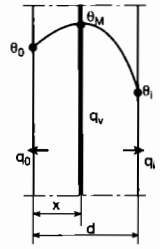
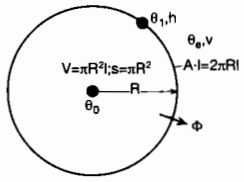
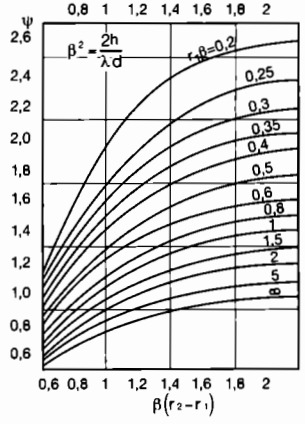
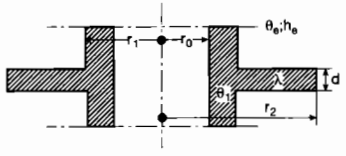


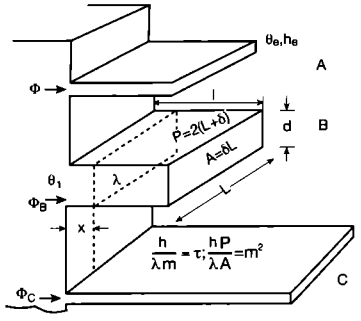
Fig. 19.4.10. Nomogramă pentru determinarea căderii de temperatură în conductele de apă caldă.

Anexa 19.1 **Tabelul 19.1.1. Relații de calcul pentru fluxul termic și câmpul de temperatură în regim staționar pentru diverse structuri.**

Cazul studiat	Notații	Fluxul termic	Temperatura într-o secțiune oarecare, x sau i; Exemple de calcul
0	1	2	3
1. Perete plan simplu		$\Phi = q \cdot A = h_i(\theta_i - \theta_0)A = \frac{d}{\lambda}(\theta_0 - \theta_1)A = h_e(\theta_1 - \theta_e)A = U(\theta_i - \theta_e)A$ $R_\lambda = \frac{d}{\lambda}$ - *rezistența termică* [m²·K/W] $R = \frac{1}{h_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_e}$, *rezistența termică totală* [m²·K/W] A - suprafața [m²]; d - grosimea peretelui [m]; λ - conductivitatea termică [W/m·K]; h_i - coeficient superficial de schimb termic la interior [W/m²·K]; h_e - idem la exterior; U -coeficientul global de transfer termic [W/m²·K]; θ_0 - temperatura suprafeței calde [°C]; θ_1 - temparatura suprafeței reci [°C]; θ_i, θ_e - temperatura aerului interior, respectiv exterior [°C]; q, Φ - fluxul termic transmis: unitar - [W/m²]; total- [W]	$\theta_x = \theta_o - \frac{\theta_o - \theta_1}{R} \cdot \frac{x}{d}$ $\theta_x = \theta_1 + \frac{\theta_0 - \theta_1}{R} \cdot \frac{d - x}{d}$
2. Perete plan compus (suprafețe perpendiculare pe direcția fluxului)		$\Phi = h_i(\theta_i - \theta_0)A = \frac{\theta_0 - \theta_n}{\frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \cdots \frac{d_n}{\lambda_n}} A =$ $= h_e(\theta_1 - \theta_e)A = U(\theta_i - \theta_e)$ $R = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{U}$	$\theta_i = \theta_0 - \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left(\frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \cdots \frac{d_i}{\lambda_i}\right)$ $\theta_i = \theta_n + \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left(\frac{d_{i+1}}{\lambda_{i+1}} + \frac{d_{2+2}}{\lambda_{2+2}} + \cdots \frac{d_n}{\lambda_n}\right)$
3. Perete plan (suprafețe paralele cu direcția fluxului)		$\Phi = h_i(\theta_i - \theta_0)A = A\frac{\lambda_{echiv}}{d}(\theta_0 - \theta_{1-n_{med}}) = h_e(\theta_{1-n_{med}} - \theta_e)A =$ $= U(\theta_i - \theta_e)A$ $\lambda_{echiv} = \frac{\lambda_1 A_1 + \lambda_2 A_2 + \ldots \lambda_n A_n}{A_1 + A_2 + \ldots A_n}$ $\theta_{1-n_{med}} = \frac{\theta_1 A_1 + \theta_2 A_2 + \ldots \theta_n A_n}{A_1 + A_2 + \ldots A_n}$ $R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{d}{\lambda_{echiv}} + \frac{1}{h_e}$	$\theta_{x_{med}} = \theta_0 - \frac{1}{R} \cdot \frac{x}{d}\left(\theta_0 - \frac{\theta_1 A_1 + \theta_2 A_2 + \ldots \theta_n A_n}{A_1 + A_2 + \ldots A_n}\right)$

0	1	2	3
Perete cilindric simplu		$\Phi = q \cdot l = 2\pi \cdot r_0 \cdot l \cdot h_i (\theta_i - \theta_0) = 2\pi \cdot \lambda \cdot l \frac{\theta_0 - \theta_1}{ln \frac{r_1}{r_0}} =$ $2\pi \cdot r_1 \cdot l \cdot h_e (\theta_i - \theta_e) = U \cdot l (\theta_i - \theta_e)$ $\frac{1}{U} = R = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1}{h_i r_0} + \frac{1}{\lambda} ln \frac{r_1}{r_0} + \frac{1}{h_e r_1}\right)$ l = *lungimea cilindrului* [m]	Vezi cazul cilindrului compus din 2 straturi
5. Perete cilindric compus		$\Phi = q \cdot l = 2\pi \cdot r_0 \cdot l \cdot h_i (\theta_i - \theta_0) = \frac{2\pi \cdot l \cdot (\theta_0 - \theta_n)}{\frac{1}{\lambda_1} ln \frac{r_1}{r_0} + \frac{1}{\lambda_2} ln \frac{r_2}{r_1} + \ldots + \frac{1}{\lambda_n} ln \frac{r_n}{r_{n-1}}} =$ $= 2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot l \cdot h_e (\theta_n - \theta_e) = U \cdot l (\theta_i - \theta_e)$ $\frac{1}{U} = R = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1}{h_i r_0} + \sum_1^n \frac{1}{\lambda} ln \frac{r_i}{r_{i-1}} + \frac{1}{h_e r_n}\right)$	$\theta_i = \theta_0 -$ $- \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left[\frac{1}{\lambda_i} ln \frac{r}{r_i} + \left(\frac{1}{\lambda_1} ln \frac{r_1}{r_0} + \ldots + \frac{1}{\lambda_i} ln \frac{r_i}{r_{i-1}}\right)\right]$ $\theta_i = \theta_n +$ $+ \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left[\left(\frac{1}{\lambda_{i+1}} ln \frac{r_{i+1}}{r_i} + \ldots + \frac{1}{\lambda_n} ln \frac{r_n}{r_{n-1}}\right) - \frac{1}{\lambda_i} ln \frac{r}{r_i}\right]$ $r_{i-1} \le r \le r_i$
6. Perete sferic simplu		$\Phi = 4\pi \cdot r_0^2 h_i (\theta_i - \theta_o) = \frac{4\pi \cdot \lambda (\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}} = 4\pi \cdot r_1^2 h_e (\theta_i - \theta_e) =$ $= 4\pi \cdot U (\theta_i - \theta_e)$ $\frac{1}{U} = R = \frac{1}{r_0^2 h_i} + \frac{1}{\lambda}\left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}\right) + \frac{1}{r_1^2 h_e}$	Vezi cazul sferei compusă din 2 straturi
7. Perete sferic compus		$\Phi = 4\pi \cdot r_0^2 h_i (\theta_i - \theta_o) = \frac{4\pi (\theta_0 - \theta_n)}{\frac{1}{\lambda_1}\left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}\right) + \ldots + \frac{1}{\lambda_n}\left(\frac{1}{r_{n-1}} - \frac{1}{r_n}\right)} =$ $4\pi \cdot r_n^2 h_e (\theta_n - \theta_e) = 4\pi U (\theta_i - \theta_e)$ $\frac{1}{U} = R = \frac{1}{r_0^2 h_i} + \sum_1^n \frac{1}{\lambda_i}\left(\frac{1}{r_{i-1}} - \frac{1}{r_i}\right) + \frac{1}{r_n^2 h_e}$	$\theta_i = \theta_0 - \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left[\frac{1}{\lambda_1}\left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}\right) + \ldots + \frac{1}{\lambda_i}\left(\frac{1}{r_{i-1}} - \frac{1}{r_i}\right)\right]$ $\theta_i = \theta_n + \frac{\theta_0 - \theta_n}{R}\left[\frac{1}{\lambda_{i+1}}\left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}}\right) + \ldots + \frac{1}{\lambda_n}\left(\frac{1}{r_{n-1}} - \frac{1}{r_n}\right)\right]$

0	1	2	3
8. Perete plan simplu cu izvoare interioare q_v [W/m²]		$q = q_v\left(x - \frac{\lambda}{2}\right) + \frac{\lambda}{d}\left(\theta_o - \theta_i\right)$ $q_0 = q_{x=0} = \frac{\lambda}{d}\left(\theta_o - \theta_i\right) - \frac{\lambda}{2}q_v$ $q_i = q_{x=d} = \frac{\lambda}{d}\left(\theta_o - \theta_i\right) + \frac{d}{2}q_v$ $q_{x=\frac{\lambda}{2}} = \frac{\lambda}{2}\left(\theta_o - \theta_i\right)$	$\theta_M = \frac{\theta_0 + \theta_i}{2} + \frac{\lambda^2}{8\lambda}q_v + \frac{\lambda}{2q_v d^2}\left(\theta_i - \theta_0\right)^2$ *Exemplu:* Un perete din beton (d=0,3 m, λ=1,2 W/m·K) cu temperatura θ_0 = 30°C, θ_i = 20°C, are înglobată o rezistență electrică la x=0,10 m. Fluxul izvoarelor $q_v=10^4$ W/m². *Rezolvare:* $q_0 = \frac{1,2}{0,3}(30-20) - \frac{0,3}{2}1000 = -1460\ \frac{W}{m^2}$ $q_i = \frac{1,2}{0,3}(30-20) - \frac{0,3}{2}1000 = 1540\ \frac{W}{m^2}$ $q = 10000\left(0,1 - \frac{0,3}{2}\right) + \frac{1,2}{0,3}(30-20) = -460\ \frac{W}{m^2}$ $\theta_M = \frac{30+20}{2} + \frac{0,3^2}{8\cdot 1,2}10000 + 1,2/2\cdot 0,3^2(20-30) = 119\ ^\circ C$ Prin ambele fețe se cedează căldură
9.Cilindru plin cu izvoare interioare, conductor străbatut de curent electric		$\theta_1 = \theta_e + \frac{q_V \cdot V}{h \cdot A_l} = \theta_e + \frac{q_V}{h}\frac{R}{2}$ $\theta_0 = \theta_1 + \frac{q_V}{4\cdot\lambda}R^2 = \theta_e + R\cdot q_V\left(\frac{1}{2\lambda} + \frac{R}{4\lambda}\right)$ l - lungimea cilindrului (conductorului) [m] $h = 2\frac{V^{0,466}}{R^{0,534}}$ (pentru conductoare electrice)	*Exemplu:* Printr-un conductor din Al (λ=208 W/m·K, $\rho_e=2,8\cdot10^{-8}$ Ω·m) cu raza $R=5\cdot10^{-4}$ m, montat liber (θ_e=25 °C, v=0,5 m/s), trece un curent de 1 A. Se cer: θ_1, θ_0. *Rezolvare:* $\dot{q}_v = \frac{\dot{Q}}{V} = \frac{Re\cdot I^2}{s\cdot l} = \frac{\rho e\cdot\frac{l}{s}\cdot I^2}{s\cdot l} = \frac{\rho_e\cdot I^2}{\pi R^2} = \frac{2,8\cdot10^{-8}\cdot1^2}{\pi\left(5\cdot10^{-4}\right)^2} = 4,54\cdot10^4\ \frac{W}{m^3}$ $h = 2\cdot0,5^{0,466}/\left(5\cdot10^{-4}\right)^{0,534} = 84\ \frac{W}{m^2\cdot K}$ $\theta_1 = 25 + 4,54\cdot10^4/2\cdot84 = 270\ ^\circ C$ $\theta_0 = 270 + 4,54\cdot10^4\left(5\cdot10^{-4}\right)^2/4\cdot208 = 270\ ^\circ C$
10.Țeavă cu aripioare		$\Phi_{aripioara} = 2\pi\cdot r_1\cdot d\cdot\beta\left(\theta_1 - \theta_e\right)\Psi$ $\beta_2 = \frac{2h}{\lambda d}$ 	*Exemplu:* Se cere fluxul termic printr-o țeavă de 1 m cu aripioare din oțel (d=0,0005 m), cunoscând: r_1=10,625 mm, r_2=25 mm, θ_e=35 °C, θ_1=80 °C, λ=58 W/m·K, h_e=35 W/m·K, n=285 aripioare/m. *Rezolvare:* $\beta = \sqrt{2\cdot35/58\cdot0,00005} = 49;$ $\beta_{r_1} = 49\left(0,025 - 0,010625\right) = 0,7;$ $\beta\left(r_2 - r_1\right) = 49\left(0,025 - 0,010625\right) = 0,7;$ $\Psi = 0,95$ $\Phi_{ar} = 2\pi\cdot0,010625\cdot0,0005\cdot49\cdot58\left(80-35\right) = 4,055\ W$ $q_{ar} = \frac{4,055}{2\pi\cdot0,010625\cdot0,0005} = 121482\ \frac{W}{m^2}$ $\Phi = n\cdot\Phi_{av} = 285\cdot4,055 = 1155\ W$

0	1	2	3
11. Bare cu secțiune dreptunghiulară: A. - scurtă, cu secțiune redusă; B. - scurtă, cu secțiune mare; C. - lungă, cu secțiune redusă.		Fluxul termic maxim $\Phi_{A\,(x=0)} = \lambda \cdot A_m (\theta_1 - \theta_2)\, thml$ $\Phi_{B\,(x=0)} = \lambda \cdot A_m (\theta_1 - \theta_2) \frac{thml + \tau}{1 + \tau thml}$ $\Phi_{C\,(x=0)} = \lambda \cdot A_m (\theta_1 - \theta_2)$ Exemplu: Se dau: θ_1=55 °C; θ_e=10 °C; h_e=8 W/m²·K; λ=58 W/m·K Rezultă: Fluxul termic unitar în planul *x=0:* $q_A = 11,77 / 0,0016 = 7536 \frac{W}{m^2}$ $q_B = 17,7 / 0,004 = 4425 \frac{W}{m^2}$ $q_C = 13,7 / 0,001 = 13700 \frac{W}{m^2}$	Câmpul de temperatură $\theta_A = \theta_e + (\theta_1 - \theta_e) \frac{ch\, m(l - x)}{ch\, ml}$ $\theta_B = \theta_e + (\theta_1 - \theta_e) \frac{ch\, m(l - x) + \tau\, sh\, m(l - x)}{ch\, ml + \tau\, sh\, ml}$ $\theta_C = \theta_e + (\theta_1 - \theta_e) e^{-mx}$ $\theta_{A\,(x=l)} = 10 + (55-10) \frac{ch\, 4,15\,(0,2-0,2)}{ch\, 0,83} \approx 43$ °C $\theta_{B\,(x=l)} = 10 + (55-10) \frac{ch\, 2,99\,(0,2-0,2) + 0,046\, sh\, 2,99\,(0,2-0,2)}{1,184 + 0,046 \cdot 0,634} =$ $= 47,1$ °C $\theta_{C\,(x=l)} = 10 + (55-10)\, e^{-5,25 \cdot 1} = 10,23$ °C $\approx \theta_e$ $\Phi_{A\,(x=0)} = 58 \cdot 0,0016 \cdot 4,15\,(55-10)\, 0,68 = 11,77$ W $\Phi_{B\,(x=0)} = 58 \cdot 0,004 \cdot 2,99\,(55-10) \frac{0,535+0,046}{1+0,046 \cdot 0,535} = 17,7$ W $\Phi_{C\,(x=0)} = 58 \cdot 0,001 \cdot 5,25\,(55-10) = 13,7$ W

Exemplu:
Se dau: θ_1=55 °C; θ_e=10 °C; h_e=8 W/m²·K; λ=58 W/m·K
Rezultă:

Cazul	A	B	C
l [m]	0,2	0,2	1
L [m]	0,08	0,08	0,08
d [m]	0,02	0,05	0,02
P [m]	0,2	0,26	0,2
A [m²]	0,0016	0,004	0,001
m	4,15	2,99	5,25
τ	0,033	0,046	0,026
ml	0,83	0,598	5,25
sh ml	0,93	0,634	-
ch ml	1,365	1,184	-
th ml	0,68	0,535	-

Anexa 19.2 Tabelul 19.1.3. Coeficientul de conductivitate termică λ [W/m·K] și densitatea ρ [kg/dm^3] ale metalelor și aliajelor, între 0 și 100 °C.

Metalul, aliajul	ρ	λ
Alamă, 70 % Cu, 30 % Sn	8,4...8,7	112
Aliaj pentru pistoane	-	135...144
Alpaca 62 % Cu, 15 % Ni, 22 % Zn	8,4...8,7	25
Aluminiu	2,70	210...230
Antimoniu	6,69	17
Argint	10,5...10,6	413...418
Aur	19,29	311
Bismut	9,8	7,8
Bronz	8,5...8,9	60
Bronzaluminiu		
-90 % Cu, 10 % Sn	7,75...8,35	42
-75 % Cu, 25 % Sn	8,7...8,9	26
Bronz fosforos	-	36...79
Cadmiu	-	92,4
Constantan	-	22,7
Cupru, curat	8,93	394
comercial	8,30...9	372
Duraluminiu	2,75...2,87	165
Electron	-	165
Fier, curat chimic	7,88	71
forjat	7,88	58
Fontă cu 3 % C	7,25	56...64
cu 1 % Ni	7,25	50
Iridiu	-	58
Kaliu	-	128
Litiu	0,53	71
Magneziu, curat	1,74	123
Mangan	7,3	50
Manganin	-	21,9
Mercur	8,1	-
Metal Wood	-	13
Molibden	10,2	-
Monel, 29 % Cu, 67 % Ni, 2 % F	-	22
Natriu (sodiu)	0,97	100
Nichel 99,94 %	8,8	87
97...99 %	8,35	58
Oțel carbon	7,85	37...52
Oțel aliat, 5 % Cr	-	20...37
5 % Ni	-	35
15 % Ni	-	22
30 % Ni	8,13	12,2
50 % Ni	-	14,5
Oțel cromnichel	-	10...15
Oțel V2A	-	15
Oțel wolfram, 1 % W, 0,6 % Cr, 0,3 % C	7,85	40
Platină	21,45	71
Plumb	11,34	35,1
Siliciu	2,33	-
Silumin	-	162
Staniu	7,2...7,5	63
Uraniu	18,7	-
Wolfram	19,3	158
Zinc, curat	6,86	112

Anexa 19.3 **Tabelul 19.2.1. Relații de calcul pentru coeficientul de convecție a căldurii la convecția liberă în spații nelimitate h_c [W/m²·K].**

Convecția liberă la:	Relații criteriale	Domeniul de valabilitate	Relații aproximative; nomograme	Autorul	Domeniul de valabilitate Observații
0	1	2	3	4	5
Cilindru orizontal (Țevi, conductoare electrice)	$h_c = 0,4\frac{\lambda_{fl}}{d}$ $h_c = 1,18\frac{\lambda_{fl}}{d}(Gr\cdot Pr)^{0,125}$ $h_c = 0,53\frac{\lambda_{fl}}{d}(Gr\cdot Pr)^{0,25}$ $Gr\cdot Pr=10^9$, limita inferioară a regimului turbulent; constantele ecuațiilor sunt date de Mc Adams: d - diametrul conductei θ_1 - temperatura peretelui, [°C] dacă nu se face altă precizare; θ_2 - temperatura fluidului [°C] $\Delta T=\theta_1-\theta_2$; $\theta_m=0,5(\theta_1+\theta_2)$	$10^{-5} < Gr\cdot Pr < 0$ $0 < Gr\cdot Pr < 10^9$ $10^9 < Gr\cdot Pr < 10^{12}$	$h_c = 5\cdot\sqrt{\frac{\theta_1-\theta_2}{d\cdot\theta_2}}$ $h_c = 1,21\cdot\sqrt[4]{\Delta T/d}$ $h_c = 20+0,013/d$ (fig. 19.2.1) $h_c = 9,5+0,0085\cdot\theta_2\cdot\sqrt[3]{\theta_2}$ $h_c = 9,4+0,052\cdot\Delta T$ fig. 19.2.2 fig. 19.2.3 $h_c = 18,6+20,7\cdot\sqrt{\theta_m}\cdot\sqrt[4]{\frac{\Delta T}{d}}$	Jodlbauer Schack Griffiths-Jakeman Heilmann, Koch-Cammerer Mc Adams	Mișcare laminară; țevi orizontale în aer. Aer de 17-18 °C (fig. 19.2.1). Țevi cu diametrul foarte mic, conductoare. Conducte neizolate, $d>100$ mm. Conducte izolate termic, $\Delta T<150$ K. $h=h_c+h_r$ (convecție+radiație) pentru aer liniștit de 17-18 °C Pierderea cu căldură [W/m] pentru conducte neizolate Țeavă încălzită amplasată în apă; Pentru țevi cu $\theta_2=40$ °C (fig. 19.2.4).
Placă plană orizontală (pardoseală caldă; plafon încălzit; panou radiant)	1) Plăci încălzite la partea superioară sau răcite la partea inferioară; $h_c = 0,54\frac{\lambda_{fl}}{l}(Gr\cdot Pr)^{0,25}$ $h_c = 0,14\frac{\lambda_{fl}}{l}(Gr\cdot Pr)^{0,33}$ l este latura pătratului sau latura mare a dreptunghiului; constantele ecuațiilor sunt date de Mc Adams	$10^5 < Gr\cdot Pr < 2\cdot 10^7$ $2\cdot 10^7 < Gr\cdot Pr < 3\cdot 10^{10}$	$h_c = 3,3\cdot\sqrt[4]{\Delta T}$ $h_c = 2,7\cdot\sqrt[4]{\Delta T}$ $h_c = 1,35\cdot\sqrt[4]{\Delta T}+\sqrt[3]{\Delta T}$ $h_c = 0,66\cdot\sqrt[4]{\Delta T}+0,55\cdot\sqrt[3]{\Delta T}$	Nusselt-Hencky Griffiths-Davies Nusselt-Miheev Nusselt-Miheev	Pardoseli calde, $l<1$ m; (fig. 19.2.5 curba1). Pardoseli calde, $l>1$ m; (fig. 19.2.5 curba 2). Panouri metalice radiante, cedarea de căldură în sus, (fig. 19.2.5., curba 3). Panouri metalice radiante, cedarea de căldură în jos (fig. 19.2.5, curba 4).
	2) Plăci încălzite la partea inferioară sau răcite la partea superioară $h_c = 0,27\frac{\lambda fl}{l}(Gr\cdot Pr)^{0,25}$ Lungimea caracteristică l este latura pătratului sau latura mare a dreptunghiului	$3\cdot 10^5 < Gr\cdot Pr < 3\cdot 10^3$	$h_c = 0,65\cdot\sqrt[4]{\Delta T}$ $h_c = 0,85\cdot\sqrt[4]{\Delta T}$ $h_c = 1,30\cdot\sqrt[4]{\Delta T}$	Dulong-Petit Griffiths-Davies	Plafon cald, $l>2$ m; (fig. 19.2.6, curba 1). Plafon cald, $l=1-2$ m, (fig. 19.2.6, curba 2). Plafon cald, $l<1$ m, (fig. 19.2.6 curba 3).

Anexa 19.3 **Tabelul 19.2.1 (continuare)**

0	1	2	3	4	5
Placă plană verticală (perete) Cilindru vertical (țevi, conductoare electrice)	$h_c = 0,18 \frac{\lambda_{fl}}{l} (Gr \cdot Pr)^{0,125}$ $h_c = 0,59 \frac{\lambda_{fl}}{l} (Gr \cdot Pr)^{0,25}$ $h_c = 0,13 \frac{\lambda_{fl}}{l} (Gr \cdot Pr)^{0,33}$ *l=h*-înălțimea plăcii; *l=d* (țevi conductoare) temperatura de referință: $0,5\ (\theta_1+\theta_2)$	Regim laminar $10^{-1} < Gr \cdot Pr < 10^4$ Regim laminar $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$ Regim turbulent $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$	$h_c = 5,6 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{\theta_2} \cdot h}$ $h_c = 1,35 \sqrt[4]{\Delta T / h}$ Fig. 19.2.8, curba 2 $h_c = 9,7 \sqrt[3]{\Delta T / \theta_2}$ $h_c = 1,47 \sqrt[3]{\Delta T}$ Fig. 19.2.8 $h_c = (110 + 3,1\theta_m) \sqrt[3]{\Delta T}$	Schmidt-Beckmann; Schack Nusselt M. Jakob Griffiths-Davies	Aer, regim laminar Aer cu *17-18* °C (fig. 19.2.7) Plăci cu *h>1* m Regim turbulent θ_2 [K]; h_c nu mai este dependent de *h* Aer cu *17-18* °C, (fig. 19.2.8. curba 3). $\theta_m < 100$ °C, (fig. 19.2.9).
Sferă	$h_c = \frac{\lambda_{fl}}{l} \left[2 + 0,43 (Gr \cdot Pr)^{0,25} \right]$ lungimea caracteristică: *d* - diametrul sferei				

Anexa 19.4 **Tabelul 19.2.2. Relații de calcul pentru determinarea coeficientului de convecție a căldurii la convecția forțată h_c [W/m²·K].**

Convecția forțată la:	Relații criteriale		Relații aproximative		
	Relația	Domeniul	Relația	Autor	Domeniul
Curgerea în lungul unei plăci plane, țevi	$h_c = 0,67 \frac{\lambda_{fl}}{l} Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}$ $h_c = 0,0356 \frac{\lambda_{fl}}{l} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$ lungimea caracteristică: l - lungimea plăcii	Regim laminar $Re<5 \cdot 10^5$ Regim turbulent $Re>5 \cdot 10^5$	$h_c = 5,8+4 \cdot v$ $h_c = 7,15 \cdot v^{0,78}$ $h_c = 6,4 \cdot \frac{v^{0,8}}{l^{0,2}}$	Jürgens Jürgens	$v<5$ m/s regim laminar $v>5$ m/s regim laminar $Re>5 \cdot 10^5$; $\theta_m=0...50$ °C Regim turbulent
Curgerea prin tuburi sau conducte cilindrice	$h_c = 1,5 \frac{\lambda_{fl}}{d_i} (Re \cdot Pr)^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25}$ D_i - diametrul interior, Pr_p - se calculează pt. fluidul aflat la temperatura peretelui l/D: 0 | 5 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 ε_l: 2 | 1,5 | 1,3 | 1,13 | 1,07 | 1,02 | 1 l - lungimea țevii [m]	Regim laminar $Re<Re_{cr1}=2300$	$h_c = \left[4,13 + \frac{0,23 \cdot \theta_m}{100} - 0,0077 \left(\frac{\theta_m}{100}\right)^2\right] \cdot \frac{v_0^{0,75}}{D_i^{0,25}}$ $h_c \approx 4,4 \cdot \frac{v_0^{0,75}}{D_i^{0,25}}$	Schack	Aer, regim turbulent, $Re>2320$ $\theta_m<1000$ °C; v_0 - viteza medie a volumului normal (0°C, $1,013$ bar) pentru canale dreptunghiulare $D_i = D_{ech}$; la țevi foarte lungi h_c scade cu 10...20% Aer, gaze arse
	$h_c=0,021 \frac{\lambda_{fl}}{D_i} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l$ ε_l - conform tabelului 19.2.2	Miheev $Re>10^4$ Regim turbulent	$h_c = \left(4,4 + \frac{0,3 \cdot \theta_m}{100}\right) \cdot \frac{v_0^{0,75}}{D_i}$ $h_c = 2040 \left(1 + 0,015 \cdot \theta_a\right) \frac{v_0^{0,87}}{D_i^{0,13}}$	Stender-Merkel	Abur supraîncălzit Apă, $\theta_a<100$ °C; θ_a - temperatura medie a apei
	$h_c=0,027 \frac{\lambda_{fl}}{D_i} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$ μ = coeficientul dinamic de viscozitate μ_p se adoptă pentru temperatura peretelui	Jakob (fluide viscoase)	(fig. 19.2.11)		
	$h_c=0,0209 \frac{\lambda_{fl}}{D_i} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45}$	Timofeev (la încălzirea fluidului)	$h_c = 3370 \left(1 + 0,014 \cdot \theta_a\right) v^{0,85}$	Schack	Apă, $D_i = 15...100$ mm
	$h_c=0,0263 \frac{\lambda_{fl}}{D_i} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,35}$	Timofeev (la răcirea fluidului)			
	$Nu = \left(1 - 6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,8}\right) Nu_{turbulent}$	Regim tranzitoriu $2300<Re<10000$			
Curgerea perpendiculară peste un tub cilindric	$h_c = C \left(\frac{v_0 \cdot D_e}{\Delta T_0}\right)^m \cdot Pr^{0,33} \cdot \frac{\lambda_{fl}}{D_e}$ Pentru C și m tabelul 19.2.4 D_e - diametrul exterior; v_0 - viteza curentului exterior de fluid în dreptul tubului	Holman-Hilpert	$h_c = \left(4,65 + 0,35 \cdot \frac{\theta_m}{100}\right) \frac{v_0^{0,61}}{D_e^{0,39}}$	Schack	Aer

Anexa 19.4 **Tabelul 19.2.2. - continuare**

Cazul studiat	Relații criteriale		Relații aproximative		
	Formula	Autorul	Formula	Autor	Domeniul
	$h_c = \left(0,35 + 0,56\,Re^{0,52}\right) Pr^{0,3} \cdot \frac{\lambda_{fl}}{D_e}$ $h_c = 0,5 \frac{\lambda_{fl}}{D_e} \cdot Re^{0,5} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,35}$ $h_c = 0,25 \frac{\lambda_{fl}}{D_e} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25}$	Fand $10^{-1}<Re<10^5$ Zhukauskas $5<Re<10^3$ Zhukauskas $10^3<Re<2x10^5$	$h_c = 4,8 \cdot \frac{v_o^{0,61}}{D_e^{0,39}}$		Aer cu temperatura *0...100* °C v_0-viteza medie în dreptul țevii la condițiile normale (*0* °C, *1,013* bar)
Curgerea perpendiculară peste un tub prismatic	$h_c = C\,Re^m \frac{\lambda_{fl}}{D_{ech}}$ $h_c = 1,11 \cdot C\,Re^m \cdot Pr^{0,5} \frac{\lambda_{fl}}{D_{ech}}$ C și m sunt date în tabelul 19.2.5 $D_{ech} = \sqrt{4A/\pi}$ A - secțiunea prismei	Jacob (gaze) Jacob (lichide)			
Curgerea perpendiculară peste fascicule de tuburi	$h_c = \varepsilon \cdot C \cdot Re^m \cdot \frac{\lambda_{fl}}{D_e}$ $h_{cj} = \varepsilon \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{fl}}{D_e}$ C, m, ε, ε' sunt indicate în tabelul 19.2.6; $j = 1...n$; Se calculează h_c pentru fiecare rând apoi se face media; $h_{cmed} = \frac{h_{c1} + h_{c2} + (n-2)h_3}{n}$ n - număr de rânduri de țevi	Aer; gaze de ardere Lichide $5x10^3<Re<7x10^4$ $1,2 \le \frac{s_1}{D_e} \le 5$ $1,2 \le \frac{s_2}{D_e} \le 5$	$h_c = 1,60 \cdot f \cdot \sqrt[4]{\theta_m} \frac{v_0^{0,61}}{D_e^{0,39}}$ $h_c \approx 6,70 \cdot f \cdot \frac{v_0^{0,61}}{D_e^{0,39}}$ Determinarea grafică: $h_c = \left(\frac{h}{f}\right) \cdot (f)$ *(h/f)*, conform fig. 19.2.12a *(f)*, conform fig. 19.2.12b	Schack Schack	Aer Aer până la *100* °C (fig. 19.2.12) f - factor de multiplicare în funcție de așezarea țevilor.
Curgerea paralelă cu un fascicul de tuburi	$h_c = 1,16 \frac{\lambda_{fl}}{D_{ech}} Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}$ $h_c = 0,023 \frac{\lambda_{fl}}{D_{ech}} Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$	$Re>10^4$ Mc Adams			$D_{ech} = \frac{4l_o^2}{\pi D_e} - D_e$ D_e - diametrul exterior al unei țevi; l_o - distanța dintre țevi.

Anexa 19.5 **Tabelul 19.2.10. Proprietățile fizice ale substanțelor lichide la 20 °C.**

Nr. crt.	Lichidul	Formula chimică	Densitatea ρ [kg/m^3]	Căldura specifică masică c [kJ/kg·K]	Conductivitate termică λ [W/m·K]	Viscozitate dinamică $\eta \cdot 10^4$ [Ns/m^2,Pa]	Viscozitate cinematică $\upsilon \cdot 10^4$ [m^2/s]	Punct de fierbere θ [°C]	Căldură de vaporizare r [kJ/kg]
1	Acetonă	C_3H_6O	791	2,160	0,180	3,31	0,0042	56,1	523,350
2	Acid azotic	HNO_3	1512	1,717	-	9,13	0,006	86	481,482
3	Acid sulfuric	H_2SO_4	1834	1,382	0,314	254	0,138	325	-
4	Alcool butilic normal	$C_4H_{10}O$	810	2,366	0,167	29,5	0,036	141	590,339
5	etilic	C_2H_6O	789,5	2,470	0,182	12	0,015	78,3	841,547
6	metilic	CH_4O	792	2,470	0,212	5,84	0,0074	64,5	1101,128
7	Amoniac	NH_3	610	0,473	0,494	2,20	0,0036	-33,3	1368
8	Anhidridă sulfurică	SO_2	1383	1,392	0,199	3,10	0,0022	-10	402
9	Anilină	C_6H_7N	1022	2,064	0,172	44,30	0,043	184	447,988
10	Apă la 20 °C	H_2O	998,2	4,183	0,598	10,046	0,010	100,0	2257,104
11	Benzen	C_6H_6	879	1,738	0,154	6,50	0,0074	80,1	395,653
12	Benzină de petrol	-	720	2,093	0,131	5,3 (18 °C)	0,0074	90...100	-
13	Bioxid de carbon	CO_2	771,1	-	0,086 (60 bar)	-	-	-	573
14	Brom	Br_2	3120	0,461	-	10	0,0032	58,8	180,032
15	Clor	Cl_2	-	-	-	4,89 (-34 °C)	-	-34	260
16	Cloroform	$CHCl_3$	1490	0,967	0,129	5,80	0,0039	61	255
17	Clorură de magneziu	$MgCl_2$ (20 %)	1184	3,081	0,452(0°C)	28,54	0,024	-	-
18	Clorură de metilen	CH_2Cl_2	1336	1,214	0,155	4,35	0,00325	40	330,757
19	Difil (26,5 % $C_{12}H_{10}$ + 73,5 % $C_{12}H_{10}O$)		1062	1,549	0,138	42,95	0,0404	255	-
20	Eter etilic	$C_4H_{10}O$	714	2,328	0,138	2,43	0,0034	34,4	360,065
21	Etilen glicol	$C_2H_6O_2$	1115	2,382	0,258	199	0,178	197	812,239
22	Fenol	C_6H_6O	1071(25°C)	-	-	116	0,1083	-	-
23	Freon 12	CF_2Cl_2	1329	0,9655	0,081	2,3134	0,0017	-29,80	142,13
24	Freon 22	CHF_2Cl	1213	1,089	0,099	-	-	-40,80	186,81
25	Freon 502	-	558	1,28	0,076	-	-	-45,6	-
26	Glicerină	$C_3H_8O_3$	1260	2,428	0,285	14800	11,746	290	-
27	Gudron de huilă	-	1100	2,093	0,140	-	-	-	-
28	Mercur	Hg	13545,7	0,139	9,304	15,54	0,00115	356,9	301,450
29	Naftalină	$C_{10}H_8$	1145	1,775	-	9,7(80 °C)	0,0085	218	-
30	Nitrobenzen	$C_6H_5O_2N$	1203	1,507	0,151	20,10	0,0167	211	397,746
31	Petrol (rafinat)	-	760...860	2,135	0,151	-	-	150	-
32	Toluen	C_7H_8	866	1,675	0,151	5,86	0,00676	110,7	355,878
33	Tricloretilen	C_2HCl_3	1464	0,950	0,138(50 °C)	5,80	0,00396	86,8	238,648
34	Ulei pentru cilindri	-	890	1465	0,152	-	-	380	-
	mineral	-	890...960	1,884	-	-	-	316	-
	măsline		914	1,633	0,169	800	0,8753	-	-
	motoare avion		893	1,838	0,145	7962,215	8,9162	-	-
	parafină		810	2,135	0,124	1018	1,2568	300	-
	ricin		960	1,926	0,181	9870	10,281	-	-
	transformator		866	1,892	0,124	315,97	0,3649	-	-
	terebentină	$C_{10}H_{16}$	855	1,811	0,128	14,87	0,0174	160	293
	ungere		871	1,851	0,144	130,53	0,150	-	-

Anexa 19.6 **Tabelul 19.2.11. Proprietățile fizice ale substanțelor gazoase.**

Nr.	Gazul	Densitatea la 0°C și 760 mm Hg (1013 mbar)	Conductivitate termică 760 mm Hg=1013 mbar λ [W/m·K]			Căldură masică (specifică) la °C c_p [kJ/kg·K]	Viscozitatea dinamică $\eta \cdot 10^6$ [Ns/m^2]		Constanta gazului R [J/kg·K]
			20 °C	50 °C	100 °C		20 °C	100 °C	
1	Aer	1,2928	0,02512	0,02680	0,03070	1,0036	19,26(50 °C)	21,24	287,041
2	Acetilenă	1,1709	-	-	0,02977	1,6097	10,20	12,54	319,599
3	Alcool butilic normal	-	-	-	0,01977	-	-	-	-
4	Alcool etilic	-	0,01524	0,01745	0,02128	-	8,3(0 °C)	10,9	-
5	Alcool metilic	-	0,01582	0,01814	0,02177	-	8,7(0 °C)	12,2	-
6	Amoniac	0,7714	0,02442	0,02675	0,03256	2,056	10	13	488,175
7	Anhidridă sulfurică, SO_2	2,9263	0,00837 (0°C)	-	0,01198	0,607	12,54	16,12	129
8	Azot N	1,2505	0,02554	0,02763	0,03056	1,0392	16,6(0 °C)	20,8	296,749
9	Benzen	-	0,01047	0,01291	0,01756	-	7,5	9,5	-
10	Bioxid de carbon	1,977	0,01591	0,01779	0,02093	0,8148	14,71(22 °C)	18,45	188,778
11	Bioxid de sulf	-	-	-	-	0,607	15,10	12,3(0 °C)	129,820
12	Butan (-n) C_4H_{10}	2,703	0,01547	-	0,02338	-	7,39	9,47	143,177
13	Clor Cl_2	3,22	0,00795	-	-	-	13,27	16,79	117,288
14	Clorură de metilen	-	0,00733	0,00849	0,01076	-	9,91(22 °C)	12,67	-
15	Cloroform	-	0,00704	0,00802	0,010	-	10,01	13,07	-
16	Etan C_2H_6	1,356	0,02070	0,02489	0,03280	1,6471	9,29	11,67	276,744
17	Etilen C_2H_4	1,2605	0,02745 (0°C)	-	-	1,4595	10,08	12,57	296,651
18	Eter etilic	-	0,01477	0,01745	0,02256	-	7,4	9,4	-
19	Freon 12 CF_2Cl_2	5,083	0,00941	0,01106	0,01384	0,611	12,955	24,585	68,771
20	Gaze de ardere 13 % CO_2; 10 % H_2O	-	23,027(0 °C)	31,634(100 °C)	50,823(300 °C)	-	-	-	-
21	Heliu He	0,1785	0,15119	0,16049	0,17038	-	18,6(0 °C)	22,9	2079,010
22	Hidrogen H_2	0,08987	0,18631	0,20236	0,22911	14,1949	8,4(0 °C)	10,3	4121,735
23	Hidrogen sulfurat H_2S	1,5392	0,01256	-	-	0,992	13	16,10	244,186
24	Mercur Hg	-	-	-(200 °C)	0,00754	-	47,09(218 °C)	55,01(300 °C)	-
25	Metan CH_4	0,7168	0,03315	0,03722	-	2,1654	10,87	13,31	518,722
26	Oxid azotic, NO	1,3402	0,0237(0 °C)	0,02261	-	0,9990	18,76	22,72	277,136
27	Oxid de carbon CO	1,25	0,0222(0 °C)	-	-	1,0396	17,6	21	296,945
28	Oxigen O_2	1,42895	0,02596	0,02847	0,03182	0,9148	19,2(0 °C)	24,4	259,778
29	Propan C_3H_8	2,019	0,01733	-	0,02617	1,5495	8,06	10,29	188,778
30	Vapori de apă	-	-	-	0,02419	-	-	12,55	-

Anexa 19.7 **Tabelul 19.3.1. Legile radiației termice.**

Legea	Enunțul legii	Formula	Constantele	Observații
Planck, Max	Intensitatea radiației unui corp, depinzând numai de lungimea de undă și de temperatură, este distribuită neuniform în domeniul spectral, fiind cu atât mai mare cu cât temperatura este mai ridicată.	$I_{\lambda,0} = C_1 \cdot \frac{\lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} - 1}$	$C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ W · m² $C_2 = 1,4387 \cdot 10^{-2}$ m · K	Prima constantă a lui Plack A doua constantă a lui Plank
Wien	Maximul curbelor spectrale se deplasează spre lungimile de undă mici odată cu creșterea temperaturii (fig. 19.3.1)	$I_{\lambda,0} \approx C_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot e^{\frac{-C_2}{\lambda \cdot T}}$ $I_{\lambda max,0} = C_3 \cdot T^5$	$C_3 = 1,307 \cdot 10^{-5}$ W · m⁻³	Caz particular al legii lui Plank în domeniul lungimilor de undă mici. Rezultă din aproximarea: $e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} >> 1$
Rayleigh-Jeans	În domeniul lungimilor de undă mari intensitatea radiației unui corp este proporțională cu temperatura absolută și invers proporțională cu puterea a patra a lungimii de undă.	$I_{\lambda,0} = \frac{C_1}{C_2} \cdot T\lambda^{-4}$		Caz particular al legii lui Planck în domeniul lungimilor de undă mari. Rezultă din aproximarea: $e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}} \approx 1 + \frac{C_2}{\lambda \cdot T}$
Stefan-Boltzmann	Emisivitatea (densitatea fluxului radiant) unui corp este proporțională cu puterea a patra a temperaturii absolute.	$E_0 = \tau_0 \cdot T^4$ $E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$	$\tau_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²·K⁴ (constanta de radiație Stefan-Boltzmann) $C_0 = 5,67$ W/m²·K⁴ (coeficientul de radiație al corpului absolut negru)	Se poate utiliza și la corpuri cenușii sub forma: $E = \varepsilon \cdot C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 = C \left(\frac{T}{100}\right)^4$ C-coeficientul de radiație al corpului cenușiu [W/m²·K⁴] $\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0}$ - coeficient de negreală.
Kirchhoff	• Prima lege: „Un corp emite și absoarbe radiații pe aceeași lungime de undă." • A doua lege: „Raportul dintre energia de radiație și energia absorbită la temperatura de echilibru nu depinde de natura corpului și este egal cu energia de radiație a corpului absolut negru la aceeași temperatură".	$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \ldots = E_0$		Pentru corpurile solide $A=\varepsilon$ $E = \varepsilon \cdot E_0 = A \cdot E_0$
Lambert	• Prima lege (legea cosinusului): „Emisivitatea unui corp pe o direcție care face un unghi φ cu normala la suprafață este proporțională cu cos φ". • A doua lege: „Emisivitatea unei suprafețe către o altă suprafață depinde de poziția relativă a celor 2 suprafețe, este proporțională cu mărimea acestora și invers proporțională cu pătratul distanței dintre ele (fig. 19.3.3).	$E_\varphi = E_n \cdot \cos\varphi$ $d^2E = A \cdot C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \cdot \frac{\cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2 \cdot dA_1 \cdot dA_2}{\pi \cdot r^2}$		E_n - emisivitatea pe direcția normalei la suprafață. r = distanța dintre cele 2 suprafețe în schimb radiant.

V. Instalații de ventilare și climatizare

Capitolul 20

Eficiența energetică a instalațiilor de ventilare și climatizare

20.1. Oportunitatea prevederii unei instalații de climatizare (răcire)

Eficiența energetică a unei clădiri este calitatea acesteia de a consuma energia în mod judicios și economic, pentru a răspunde necesităților de utilizare normală a sa (în principal pentru încălzire, preparare a apei calde de consum, răcire, ventilare și iluminat). Noțiunea de clădire este extinsă și definește ansamblul de spații cu funcțiuni precizate, delimitate de elemente exterioare de construcții care alcatuiesc anvelopa clădirii, inclusiv instalațiile aferente, în care energia este utilizată pentru asigurarea confortului și a calității aerului interior.

Performanța energetică a clădirii se determină pe baza unei metodologii de calcul și se exprimă prin unul sau mai mulți indicatori numerici, care se calculează luând în considerare izolația termică, caracteristicile tehnice ale clădirilor și instalațiilor, condițiile interioare de exploatare a clădirii, factorii climatici exteriori, influența clădirilor învecinate, sursele proprii de producere a energiei și alți factori care influențează necesarul de energie. Ca o cerință a Legii 372/2005, care transpune Directiva europeană 91/2002, în 2007 au fost aprobate Normativele MC 001/II-1,2,3 care cuprind metodologia națională de calcul a eficienței energetice a clădirilor. Aceste normative sunt în concordanță cu standardele europene realizate în cadrul programului „platforma EPBD" (Energy Performance of Buildings Directive), adoptate integral în toate statele Uniunii Europene. Scopul tuturor acestor documente este de a asigura specialiștilor, instrumentele necesare pentru a face demersuri tehnice, științifice, legislative și organizatorice care să conducă la economisirea energiei, pentru dezvoltarea durabilă a planetei.

Metodologia de calcul a performației energetice a instalațiilor de ventilare și climatizare MC 001/II-2 tratează pe larg următoarele probleme: calculul temperaturii interioare în perioada de vară, calculul necesarului de energie pentru răcirea clădirilor, calculul debitelor reale de aer din clădirile ventilate natural și/sau mecanic, calculul consumului de energie pentru ventilarea clădirilor și calculul consumului anual de energie pentru sistemele de climatizare și aer condiționat.

20.1.1. Temperatura interioară în sezonul cald

Determinarea temperaturii care se realizează în interiorul unui local în perioada de vară, în absența sistemului de climatizare (răcire) are drept scop stabilirea necesității utilizării unei instalații de climatizare (răcire) pentru asigurarea confortului termic al ocupanților. Deoarece climatizarea reprezintă un consumator important de energie în clădiri, se urmărește să se stabilească dacă prin diferite măsuri, luate în faza de concepție a clădirii, nu există posibilitatea eliminării climatizării. Astfel de măsuri pot fi de exemplu: micșorarea și protecția suprafețelor vitrate, suplimentarea izolării termice, micșorarea densității surselor interioare de căldură, supraventilarea nocturnă etc. care trebuie corelate cu zona climatică și cu destinația clădirii.

Ipoteze și model de calcul

Ipotezele principale luate în considerare pentru calcul sunt:

- temperatura aerului este uniformă în întreg volumul încăperii;
- temperatura medie de radiație este calculată ca media ponderată cu suprafețele a temperaturilor superficiale pentru fiecare element de construcție interior;
- coeficienții de transfer de căldură prin convecție și prin radiație (lungime de undă mare) pentru fiecare suprafață interioară, sunt considerați separat, având valorile:
  - convecție la interior $h_{ci} = 2,5$ W/m²·K,
  - radiație la interior (pentru lungime de undă mare) $h_{ri} = 5,5$ W/m²·K,
  - convecție la exterior $h_{ce} = 8$ W/m²·K,
  - radiație (pentru lungime de undă mare) la exterior $h_{re} = 5,5$ W/m²·K.

Calculul se bazează pe un model de analogie electrică a proceselor de transfer termic care au loc la interiorul și la exteriorul unei clădiri (fig. 20.1). Elementele anvelopei sunt grupate în funcție de inerția termică, de transparență și de poziție, în: elemente exterioare opace ușoare, elemente exterioare opace grele și elemente transparente (ferestre, luminatoare, uși vitrate). De asemenea, pentru efectuarea bilanțului termic al încăperii/zonei, sunt introduse elementele de construcție interioare care au rol capacitiv.

În model apar, ca într-o rețea electrică, noduri și circuite.

Mărimile analoge sunt:

- potențial electric;
- temperatură;
- tensiune;
- diferență de temperatură;
- curent (intensitate);
- flux de căldură;
- rezistență electrică;
- rezistență termică;
- capacitate electrică;
- capacitate termică.

În „nodurile" de calcul din fig. 20.1 temperaturile analoge potențialelor electrice sunt următoarele:

θ_{ei} - temperatura aerului exterior;

θ_{es}, θ_{em} - temperatura echivalentă a aerului exterior pentru elementele exterioare „ușoare", „grele" (din punct de vedere al inerției termice) și vitrate;

θ_s - temperatura superficială (media dintre temperatura aerului și temperatura medie de radiație, ponderată prin intermediul coeficienților de transfer termic prin convecție și radiație);

θ_m - temperatură de „masă" (inerțială);

θ_i - temperatura aerului interior.

Rezistențele termice (K/W) și capacitățile termice (J/K) din fig. 20.1 sunt notate prin:

R_{ei} - rezistența termică corespunzătoare ventilării;

R_{es}, R_{em} - rezistența termică a elementelor exterioare ușoare, respectiv grele;

R_{is}, R_{rms} - rezistența termică dintre suprafețele interioare și aerul interior;

C_m - capacitatea termică medie zilnică a elementelor de construcție ale încăperii.

Fluxurile de căldură considerate sunt

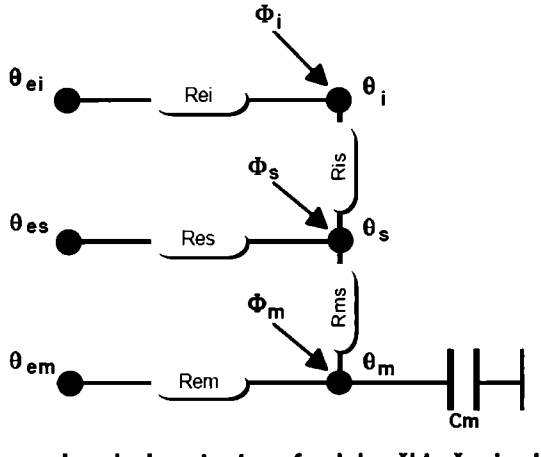


Fig. 20.1 Schema de calcul pentru transferul de căldură prin elementele de construcție ale încăperii (analogie electrică).

corespunzătoare nodurilor ce au temperaturile θ_i, θ_s și θ_m: Φ_i, Φ_s, Φ_m - fluxul de căldură în nodul de temperatură θ_i, respectiv θ_s și θ_m datorat surselor interioare și/sau radiației solare directe (cf. relațiilor 20.21, 20.22 și 20.23)

Algoritmul de calcul utilizează schema Crank-Nicholson pentru un pas de timp de o oră. Temperaturile $\theta_{m,t}$ și $\theta_{m,t-1}$ sunt calculate la momentele de timp t și t-1; astfel:

$$\theta_{m,t} = \frac{\left[\theta_{m,t-1}\left(\frac{c_m}{3600} - 0,5(H_3 + H_{em})\right) + \Phi_{mtot}\right]}{\left[\frac{c_m}{3600} - 0,5(H_3 + H_{em})\right]} \quad (20.1)$$

și

$$\theta_m = \frac{\theta_{m,t} + \theta_{m,t-1}}{2} \quad (20.2)$$

Din schema analogică rezultă:

$$\theta_s = \frac{H_{ms}\theta_m + \Phi_s + H_{es}\theta_{es} + H_1\left(\theta_{ei} + \frac{\Phi_i}{H_{ei}}\right)}{\left(H_{ms} + H_{es} + H_1\right)} \quad (20.3)$$

$$\theta_i = \frac{H_{is}\theta_s + \Phi_i + H_{ei}\theta_{ei}}{\left(H_{is} + H_{ei}\right)} \quad (20.4)$$

Se calculează temperatura operativă pe baza căreia se analizează realizarea condițiilor de confort termic:

$$\theta_{op} = \frac{\theta_i + \left(1 + \frac{h_{ci}}{h_{rs}}\right)\theta_s - \frac{h_{ci}}{h_{rs}}\theta_i}{2} \quad (20.5)$$

unde: $h_{rs} = 1,2\ h_{ri}$

și:

$$H_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_{ei}} + \frac{1}{H_{is}}\right)}$$

$$H_2 = H_1 + H_{es}$$

$$H_3 = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_2} + \frac{1}{H_{ms}}\right)}$$

$$\Phi_{mtot} = \Phi_m + H_{em}\theta_{em} + \frac{H_3\left[\Phi_s + H_{es}\theta_{es} + H_1\left(\frac{\Phi_i}{H_{ei}} + \theta_{ei}\right)\right]}{H_2}$$

unde:

h_{ri} – coeficientul de transfer de căldură prin radiație (pentru lungime mare de undă) pentru suprafața interioară a elementului de construcție;

h_{ci} – coeficientul de transfer de căldură prin convecție pentru suprafața interioară a elementului de construcție.

Transmitanțele H sunt calculate ca inversele rezistențelor R; formulele de calcul vor fi detaliate în continuare la § 20.1.2.

20.1.2. Metodologia de calcul

Etapele principale ale calculului sunt următoarele:

- definirea condițiilor climatice de calcul (o zi tip, de referință, cu valori orare de temperatură și de radiație solară pentru perioada de vară);
- stabilirea elementelor de construcție care delimitează încăperea studiată (suprafețe, orientare, caracteristici termofizice);
- definirea scenariului de ventilare (debit de aer constant sau variabil în timp; de exemplu mărirea debitului pentru supraventilarea nocturnă pentru destocarea căldurii acumulate);
- calculul degajărilor de căldură de la

Tabel 20.1 Date pentru efectuarea calculelor (elemente de construcție)

Tip element de construcție	Mărime	Notație
Elemente exterioare opace „ușoare" și „grele"(din punct de vedere al inerției)	Coeficient global de transfer termic (transmitanță termică) [W/m^2·K]	U
	Factor solar	S_f
	Radiație solară globală incidentă [W/m^2]	I_{sr}
	Arie [m^2]	A
Elemente exterioare transparente	Coeficient global de transfer termic (transmitanță termică) [W/m^2· K]	U
	Factor solar (radiație de lungime de undă mică)	S_{b1}
	Factor solar pentru radiația de lungime de undă mare + convecție	S_{b2}
	Factor solar (pentru lama de aer interioară ventilată – dacă este cazul)	S_{b3}
	Factor de reducere a radiației solare datorată umbririi	f_s
	Radiație solară globală incidentă [W/m^2]	I_{sr}
	Arie [m^2]	A
Toate elementele exterioare și interioare	Capacitate termică specifică (raportată la suprafață)	C
	Arie [m^2]	A
Punți termice	Transmitanță [W/m·K]	ψ
	Lungime [m]	*l*
încăpere	Debit de aer de ventilare (număr orar de schimburi) [h^{-1}]	n_a
	Volum încăpere [m^3]	V

Tabel 20.2 Valori convenționale pentru C_m și A_m		
Clasa de inerție	C_m	A_m
Foarte ușoară	$80*A_{sol}$	$2,5*A_{sol}$
Ușoară	$110*A_{sol}$	$2,5*A_{sol}$
Medie	$165*A_{sol}$	$2,5*A_{sol}$
Grea	$260*A_{sol}$	$3,0*A_{sol}$
Foarte grea	$370*A_{sol}$	$3,5*A_{sol}$

surse interioare (constante sau variabile pe perioada de calcul, după un scenariu care corespunde utilizării încăperii);
- evaluarea oră de oră a temperaturii operative;
- determinarea temperaturii interioare convenționale a încăperii/zonei neclimatizate în perioada de vară, pe baza valorilor de temperatură operativă.

Calculul temperaturilor (relațiile 20.1 - 20.5) trebuie repetat de mai multe ori, în aceleași condiții de solicitare interioară și exterioară, până când este respectat criteriul de convergență pentru temperatura interioară (diferența dintre temperatura θ_m la ora 24, pentru două iterații succesive să fie mai mică de *0,01* °C).

Pentru efectuarea calculelor sunt necesare o serie de date referitoare la elementele de construcție, cuprinse în tabelul 20.1.

În continuare se detaliază mărimile care intervin în ecuațiile 20.1-20.5:

• *Coeficienții de transfer de căldură:*

- coeficientul de transfer de căldură datorat ventilării (transmitanța):

$$H_{ei} = 0,34\dot{V} \qquad (20.6)$$

unde:

$\dot{V}$ - reprezintă debitul volumic de aer de ventilare [m³/h].

- Transmitanța $H_{is} = 1/R_{is}$:

$$H_{is} = \frac{A_t}{\left(\frac{1}{h_{ci}} - \frac{1}{h_{is}}\right)} \qquad (20.7)$$

unde:

$h_{is} = h_{ci} + h_{rs}$;

$A_t = \sum_{i=1}^{c} A_i$ - suprafața totală a elementelor interioare

- Transmitanța $H_{es} = 1/R_{es}$ pentru componentele opace exterioare ușoare - H_{Tu} și ferestre - H_{Tf}:

$$H_{es} = H_{Tu} + H_{Tf} \qquad (20.8)$$

$$H_{Tu} = \sum_{k=1}^{l}\left(A_k U_k\right) + \sum_{k=1}^{m} \Psi_k l_k;$$

$$H_{Tf} = \sum_{j=1}^{w}\left(A_j U_j\right)$$

- Transmitanța $H_{ms} = 1/R_{ms}$;

$$H_{ms} = h_{is} A_m \; ; \qquad (20.9)$$

unde A_m se determină cu relația 20.12

- Transmitanța $H_{em} = 1/R_{em}$;

$$H_{em} = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_{Th}} - \frac{1}{H_{ms}}\right)} \qquad (20.10)$$

cu:

$$H_{Th} = \sum_{y=1}^{h}\left(A_y U_y\right) + \sum_{k=1}^{v} \Psi_k l_k \; ;$$

H_{Th} - pentru componente exterioare opace grele.

Capacitatea termică echivalentă a încăperii C_m, se determină luând în considerare o perioadă de 24 de ore și ținând cont de inerția mobilierului, cu o valoare de *20* kJ/m²·K de suprafață pe sol:

$$C_m = \sum_{i=1}^{c}\left(A_i C_i\right) + 20A_{sol} \qquad (20.11)$$

unde:

C_i - capacitatea utilă zilnică a componentului i,

A_i - suprafața componentului i,

c - numărul de componente ce delimitează spațiul interior,

A_{sol} - suprafața utilă a încăperii/zonei.

Suprafața echivalentă de transfer de căldură A_m este determinată cu relația:

$$A_m = \frac{C_m^2}{\left(\sum_{i=1}^{c} A_i C_i^2\right)} \qquad (20.12)$$

Valorile pentru C_m și A_m pot fi determinate din tabelul 20.2, în funcție de clasa de inerție a clădirii/zonei:

Observație: toate însumările se fac pentru numărul de elemente indexate.

• *Temperaturi exterioare echivalente:*

$$\theta_{es} = \theta_{ei} + \frac{\Phi_{sl}}{H_{es}} \qquad (20.13)$$

$$\theta_{em} = \theta_{ei} + \frac{\Phi_{sh}}{H_{Th}} \qquad (20.14)$$

Unde:

Φ_{sl} - fluxul de căldură transmis încăperii, datorat radiației solare incidente și radiației reci (spre bolta cerească) pentru componentele ușoare (opace și transparente), este:

$$\Phi_{sl} = \sum_{k=1}^{l}\left[A\left(S_f I_{sr} + \frac{q_{er} U}{h_e}\right)\right]_k + \sum_{j=1}^{w}\left[A\left(S_{b2} I_{sr} + \frac{q_{er} U}{h_e}\right)\right]_j \qquad (20.15)$$

Φ_{sh} - fluxul de căldură transmis încăperii, datorat radiației solare și radiației reci (spre bolta cerească), pentru componentele grele este:

$$\Phi_{sh} = \sum_{y=1}^{h}\left[A\left(S_f I_{sr} + \frac{q_{er} U}{h_e}\right)\right]_y \qquad (20.16)$$

Radiația solară incidentă la nivelul suprafețelor exterioare este:

$I_{sr} = f_s I_D + I_d + I_r$

unde:

f_s - factorul de reducere a radiației solare directe datorită umbririi;

I_D - componenta directă a radiației solare;

I_d - componenta difuză a radiației solare;

I_r - componenta reflectată a radiației solare;

$I_r = (I_{Dh} + I_{di})\ x\ alb\ x\ 0,5\ (1-cos\beta)$;

I_{Dh} - radiația directă orizontală;

I_{di} - radiația difuză izotropă (tabel 20.3); alb – albedoul solului (alb = 0,2 pentru sol asfaltat);

q_{er} - radiația către bolta cerească;

$q_{er} = -\ 70\ x\ cos\beta$ (β - unghiul de înclinare a suprafeței față de orizontală);

$h_e = 13,5$ W/m2·K

• *Fluxul de căldură în nodurile de temperatură:*

Fluxul de căldură datorat radiației solare directe la nivelul elementelor transparente se determină cu relația:

$$\Phi_{sd} = \sum_{y=1}^{w}\left[A\, S_{b1}\, I_{sr}\right]_y \qquad (20.17)$$

Fluxul de căldură datorat radiației solare transmis încăperii datorită creșterii temperaturii aerului ce trece prin straturile de aer ventilate din ferestre, se determină cu relația:

$$\Phi_{svl} = \sum_{j=1}^{w}\left[A\, S_{b3}\, I_{sr}\right]_j \qquad (20.18)$$

Fluxul de căldură datorat surselor de căldură interioare se determină:

Tabel 20.3. Radiația difuză izotropă pentru luna iulie, latitudine 450N							
ora	I_{di} [W/m²]	*ora*	I_{di} [W/m²]	*ora*	I_{di} [W/m²]	*ora*	I_{di} [W/m²]
1	0	*7*	114	*13*	147	*19*	62
2	0	*8*	139	*14*	141	*20*	7
3	0	*9*	145	*15*	150	*21*	0
4	0	*10*	150	*16*	145	*22*	0
5	7	*11*	141	*17*	139	*23*	0
6	62	*12*	147	*18*	114	*24*	0

- fluxul convectiv:

$$\Phi_{i,c} = \sum_{j=1}^{n} \Phi_{i,c,j} \qquad (20.19)$$

- fluxul radiativ:

$$\Phi_{i,r} = \sum_{j=1}^{n} \Phi_{i,r,j} \qquad (20.20)$$

unde:

n - numărul de surse interioare de căldură;

$\Phi_{i,c,j}$ - fluxul de căldură convectiv al fiecărei surse;

$\Phi_{i,r,j}$ - fluxul de căldură radiativ al fiecărei surse.

Fluxurile de căldură în nodurile de temperatură se determină cu relațiile:

$$\Phi_i = \Phi_{svi} + f_{sa}\Phi_{sd} + \Phi_{int\,c} \qquad (20.21)$$

$$\Phi_s = P_{rs}\left(1 - f_{sa}\right)\Phi_{sd} + P_{rsd}\Phi_{int\,r} \qquad (20.22)$$

$$\Phi_m = P_{rm}\left(1 - f_{sa}\right)\Phi_{sd} + P_{rmd}\Phi_{int\,r} \qquad (20.23)$$

P_{rs} și P_{rm} reprezintă componentele radiative ale aporturilor interioare în nodurile θ_s și θ_m.

$$P_{rs} = \left(A_t - A_m - H_{es}/h_{is}\right) / A_t$$

$$P_{rm} = A_m / A_t$$

P_{rsd} și P_{rmd} reprezintă componentele radiative ale aporturilor solare directe în nodurile θ_s și θ_m

$$P_{rsd} = \left(A_t - A_m - A_f - H_{es} / h_{is}\right) / A_t - A_f$$

$$P_{rs} = \left(A_t - A_m - H_{es}/h_{is}\right) / A_t$$

unde:

A_f - este suprafața totală a elementelor vitrate:

$$A_f = \sum_{j=1}^{w} A_j$$

În ecuațiile de mai sus, notațiile corespund următoarelor mărimi:

l - numărul total de elemente interne ușoare;

h - numărul total de elemente opace grele;

w - numărul total de elemente vitrate;

f_s - factor de umbrire datorat protecțiilor solare;

f_{sa} - partea aporturilor solare transmise direct aerului din încăpere; $f_{sa} = 0,1$;

q_{er} - flux specific de căldură de la exterior spre bolta cerească.

Celelalte mărimi au fost definite în tabelul 20.1 și pe parcursul calculului.

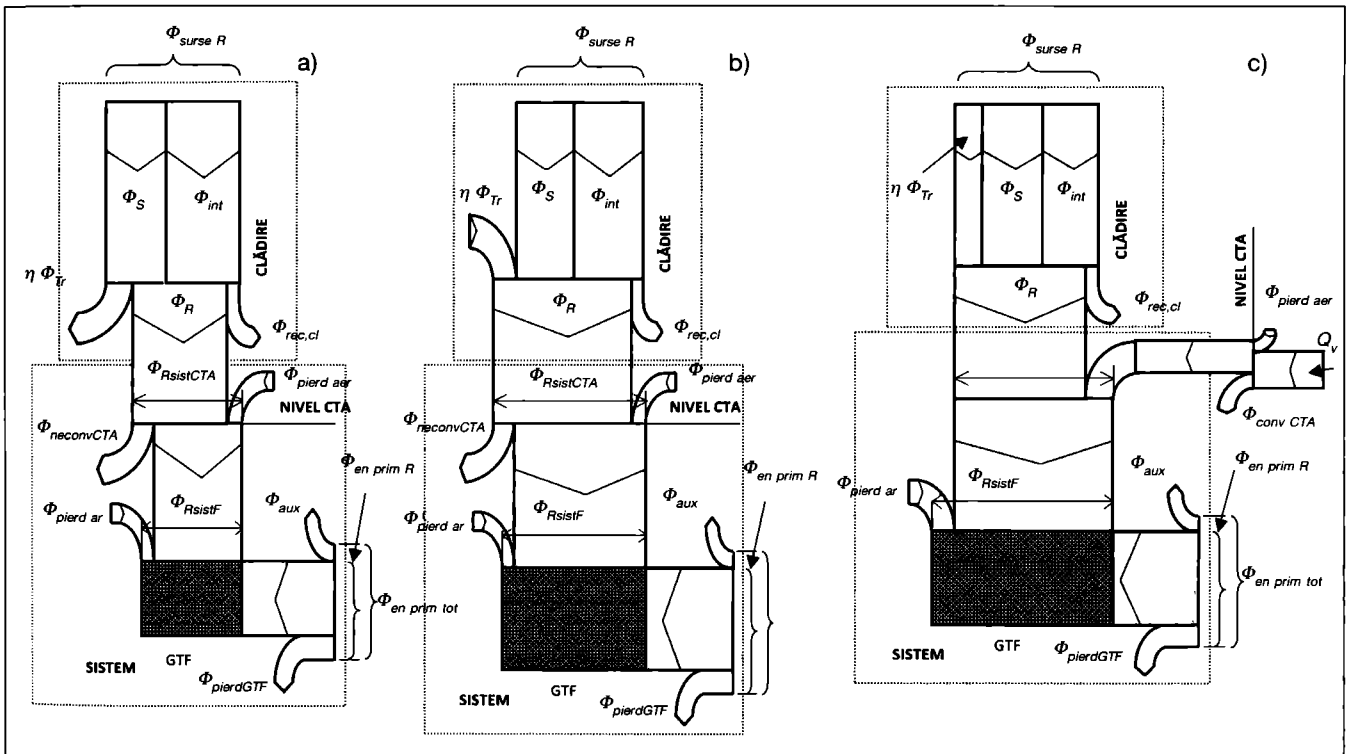


Fig. 20.2 Diagrame energetice pentru climatizare.

a, b) pentru sistemul numai aer; a) cazul în care există pierderi de căldură ale încăperii prin transfer de căldură prin anvelopă și prin ventilare; b) cazul în care există aporturi de căldură ale încăperii prin transfer de căldură prin anvelopă și prin ventilare; c) pentru sisteme aer - apă

Notații: Φ_{surse} – căldura totală pătrunsă în încăpere, provenită de la sursele de căldură, exterioare și interioare, în situația răcirii încăperilor; Φ_S – căldura provenită de la soare, Φ_{int} – căldura degajată de sursele interioare; Φ_{Tr} – căldura totală schimbată de clădire cu exteriorul, prin transfer (prin transmisie Φ_T și aer de ventilare Φ_V), $\Phi_{rec,cl}$ – căldură evacuată la nivelul clădirii (de exemplu prin ventilare nocturnă; din punct de vedere al răcirii se poate considera o recuperare a energiei, deoarece micșorează sarcina de răcire), Φ_R – energia necesară pentru răcirea clădirii; $\Phi_{RsistCTA}$ – energia necesară pentru răcire, la nivelul centralei de tratare a aerului; Φ_{RsistF} – energia necesară pentru răcire la nivelul generatorului de frig (sursei de frig); $\Phi_{neconvCTA}$ – energia neconvențională utilizată pentru răcire, la nivelul centralei de tratare a aerului CTA; $\Phi_{pierd\ aer}$ – energia consumată pentru tratarea pierderilor de aer prin neetanșeitățile conductelor și datorită încălzirii aerului rece vehiculat în sistem; $\Phi_{pierd\ ar}$ – energia consumată datorită încălzirii apei în rețelele de apă rece, la transport, distribuție etc, datorită căldurii care pătrunde în sistem;

$\Phi_{pierdGTF}$ – pierderi în sistemul de generare a frigului, Φ_{aux} – energie primară consumată pentru echipamente auxiliare (pompe, ventilatoare), care include energia suplimentară datorită pierderilor de aer din sistem, prin neetanșeitățile conductelor, $\Phi_{en\ prim\ R}$ – energia primară consumată pentru răcire, $\Phi_{en\ prim\ tot}$ – energia primară totală consumată în sistem pentru climatizarea încăperii, GTF – generare termodinamică a frigului.

20.1.3 Stabilirea temperaturii interioare a unei încăperi neclimatizate, în perioada de vară

Determinarea acestei temperaturi permite efectuarea de analize privind supraîncălzirea încăperilor pe perioada sezonului cald și oportunitatea prevederii unui sistem de climatizare.

Temperatura interioară convențională a unei încăperi neclimatizate în perioada de vară este considerată ca fiind valoarea maximă a mediei pe trei ore consecutive a valorilor temperaturii operative calculată cu relația 20.5, corectată cu o valoare de reducere „D".

$$\theta_{ic} = max_{h=1,24}\left[\sum_h \left(\frac{\left(\theta_{op}(h) + \theta_{op}(h+1) + \theta_{op}(h+2)\right)}{3}\right)\right] - D \qquad (20.24)$$

Factorul de reducere D ține seama de influența inerției termice a clădirii.

Astfel:

$$D = 0,75E\left(1 - \left[\frac{\left(1 + 4,76 \cdot 10^{-4} C^2 \left(1 - B_1\right)^2\right)}{\left(1 + 4,76 \cdot 10^{-4} C^2\right)}\right]^{\frac{1}{2}}\right) \qquad (20.25)$$

unde:

E - ecart de temperatură între temperatura medie a zilei tip de calcul și media lunară

$$B_1 = \frac{1}{\left(1 + R_{ms} H\right)} \qquad (20.26)$$

$C = 0,278 \frac{C_{ms}}{H}$ - constantă de timp secvențială a volumului studiat (încăpere),

cu:

C_{ms} - capacitate termică secvențială ce caracterizează amortizarea temperaturii în perioada de vară pe o perioadă de 12 zile;

H - fluxuri de căldură medii prin pereți și prin ventilare:

$$H = H_{th} + H_{es} + H_{ei}$$

Temperatura interioară convențională trebuie determinată cu o precizie de *0,1* °C, prin rotunjirea valorii obținute la valoarea cea mai apropiată.

20.2. Calculul necesarului de energie pentru răcirea clădirilor

Necesarul de energie pentru răcirea clădirilor se poate calcula prin metode cu grade de precizie diferite. Astfel se poate utiliza o metodă de calcul sezonieră, lunară, orară simplificată sau orară detaliată. Normativul MC 001/2 detaliază metoda de calcul lunară și cea orară simplificată, care se aplică la clădiri rezidențiale sau nerezidențiale climatizate, fără controlul umidității interioare. În aceste metode se ia în considerare numai căldura sensibilă, nu și cea latentă. Scopul calculului este de a determina energia necesară răcirii clădirilor pentru asigurarea unei temperaturi interioare prescrise, precum și al energiei consumate de sistemul de climatizare în acest scop. Aceste determinări sunt necesare pentru rezolvarea următoarelor tipuri de aplicații:

a) aprecierea măsurii în care sunt atinse obiectivele energetice reglementare existente (ex. indici de proiectare);
b) compararea performanțelor energetice pentru diverse variante de proiectare, pentru o clădire nouă sau evaluarea efectului implementării unor măsuri de conservare a energiei la o clădire existentă;
c) propunerea unui nivel standard, privind performanța energetică a clădirilor existente (indici de evaluare);
d) predicția necesarului de resurse energetice la nivel regional, național sau internațional, prin calculul energiei consumate de clădiri reprezentative din fondul construit existent;
e) acțiuni de audit și certificare energetică menite să conducă la măsuri de economisire a energiei.

Se menționează că în conformitate cu Legea 372/2005 și cu normativele MC, prin climatizare se înțelege procesul prin care se asigură o temperatură controlată în clădiri, inclusiv în perioada caldă a anului, când apare necesitatea răcirii pentru asigurarea confortului termic.

20.2.1 Conținut general, diagrame energetice

Toate metodele includ calculul următoarelor mărimi determinante pentru performanța energetică a clădirilor climatizate:

a) energia necesară pentru a compensa în timp fluxul de căldură prin transmisie și pentru ventilarea clădirii, atunci când aceasta este răcită la o temperatură interioară constantă;
b) contribuția surselor interne de căldură și a aporturilor solare la bilanțul energetic al clădirii considerate;
c) necesarul anual de energie pentru răcire, pentru menținerea unei temperaturi interioare prescrise în clădire/zonă - (la nivelul clădirii);
d) consumul anual de energie al sistemelor de răcire utilizate - (la nivelul surselor), luând în considerare necesarul, pierderile și recuperările de energie din sistem;
e) consumul auxiliar anual de energie pentru răcire și ventilare.

Modul în care diferitele posturi energetice participă în procesul de climatizare este clar ilustrat prin diagrame energetice, în care pot fi poziționate toate intrările și ieșirile de energie, conducând către poziția vizată, aceea a consumului de energie primară care alimentează sistemul. În fig. 20.2 sunt reprezentate diagrame energetice pentru un sistem de climatizare numai aer în regim de răcire.

Principalele date de intrare necesare pentru efectuarea calculelor sunt:

- caracteristicile elementelor de anvelopă și ale sistemului de ventilare;
- sursele interioare de căldură;
- date referitoare la climatul exterior; date privind sistemul de climatizare (răcire):
  - împărțirea clădirii în zone de calcul;
  - tipul de sistem pe fiecare zonă, elemente componente și eficiența acestora;
  - pierderi de energie la sursele de răcire și pe distribuția agentului termic;
  - sisteme de recuperare a energiei și care utilizează surse regenerabile;
  - debitele de aer (proaspăt, recirculat);
  - elementele de comandă și control pentru menținerea parametrilor la valorile prescrise.

Principalele rezultate ale calculelor sunt:

- durata sezonului de răcire;
- necesarul de energie lunar și anual pentru răcirea clădirilor;
- consumul de energie lunar și anual pentru răcirea clădirilor;
- consumul de energie auxiliar pentru răcire și ventilare; consumul total de energie primară pentru climatizare.

20.2.2 Calculul necesarului de energie pentru răcirea clădirilor și al consumului de energie pentru climatizare - metoda de calcul lunară.

În metoda lunară, bilanțul de energie se scrie pentru o periodă de timp de o lună. Parametrii climatici sunt valori medii pentru luna de calcul. Calculele lunare oferă rezultate corecte la nivel anual, însă rezultatele obținute pentru lunile de început și sfârșit ale perioadei de răcire pot avea erori relative importante.

Clădirea poate avea mai multe zone termice, cu temperaturi interioare

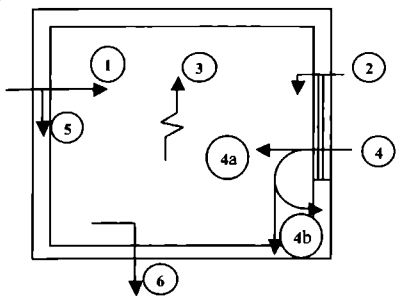


Fig. 20.3 - Bilanțul de energie la nivelul clădirii.
Cifrele reprezintă fluxurile de energie și corespund notațiilor din text.

prescrise diferite și cu scenarii de funcționare diferite. În cele ce urmează se prezintă calculul pentru o clădire monozonă; în cazul mai multor zone, calculul se repetă similar pentru fiecare zonă și rezultatele se însumează după caz, la nivelul sistemelor sau zonelor, cu sau fără a lua în considerare interacțiunea dintre zone.

Sistemul de răcire poate avea o funcționare continuă sau intermitentă.

Observație: Împărțirea clădirii în „zone termice" este necesară în cazul următoarelor situații:

a) spațiile răcite au temperaturile prescrise care diferă cu mai mult de 4 K;
b) există mai multe sisteme de răcire ce funcționează simultan și acoperă arii diferite în interiorul clădirii climatizate,
c) există mai multe sisteme de ventilare ce deservesc diferite zone ale clădirii climatizate; dacă există un sistem de ventilare ce deservește mai mult de 80% din volumul clădirii (zonei), celelalte spații se consideră deservite de același sistem, considerat ca „sistem principal";
d) debitele de ventilare a spațiilor climatizate, raportate la 1 m^2 de pardoseală utilă, diferă între ele de peste 4 ori. Această condiție nu este aplicabilă atunci când ușile de separare dintre spațiile ventilate sunt supuse unor deschideri frecvente sau când mai mult de 80% din aria pardoselii are aceeași rată de ventilare (număr de schimburi orare).

20.2.2.1 Descrierea procedurii de calcul

a) Energia necesară pentru răcire va fi calculată pe baza bilanțului efectuat la nivelul clădirii; valoarea rezultată va constitui o dată de intrare pentru bilanțul de energie la nivelul sistemului de răcire.

Procedura de calcul urmează următoarele etape:

- se definește conturul zonei climatizate (răcite) cu toate caracteristicile termofizice ale anvelopei;
- se stabilește durata sezonului de răcire;
- se calculează pentru fiecare lună energia necesară pentru răcirea clădirii, Φ_R.

Limitele clădirii cuprind toate elementele componente ale anvelopei ce separă spațiul răcit sau încălzit (climatizat) de mediul exterior (aer, sol) sau de zonele adiacente neclimatizate. Aria pardoselii A_p corespunde pardoselii utile. Aria se va calcula utilizând dimensiunile interioare ale încăperii.

Pentru situații deosebite, calculul se poate efectua în două sau trei etape succesive: de exemplu, în prima etapă, se realizează calculul necesarului de energie, fără să se ia în considerare ventilarea nocturnă sau ventilarea care se realizează în afară perioadei de ocupare, iar în a doua și în a treia etapă, se pot integra efectele acestor tipuri de ventilare, ținând cont de rezultatele obținute în prima etapă.

Bilanțul de energie la nivelul clădirii include următorii termeni (numai căldură sensibilă):

1 - transferul de căldură prin transmisie, dintre spațiul climatizat și mediul exterior, datorat diferențelor de temperatură;
2 - transferul de căldură pentru încălzirea/răcirea aerului de ventilare (aer proaspăt) introdus mecanic sau natural, datorat diferențelor de temperatură dintre spațiul climatizat și aerul exterior;
3 - sursele interioare de căldură;
4 - sursele de căldură solare, directe (4a) - radiația solară pătrunsă prin ferestre, sau indirecte (4b) radiație solară absorbită în elementele opace exterioare ale clădirii;
5 - căldura acumulată sau cedată în masa clădirii;
6 - energia necesară pentru răcirea clădirii: sistemul de răcire extrage căldura pentru a menține temperatura interioară la valoarea prescrisă (fig. 20.3).

Metoda de calcul prezentată în continuare este o metodă cvasistațională. Efectul inerției termice a clădirii în cazul răcirii intermitente va fi luat în calcul prin introducerea unui factor de corecție aplicat necesarului de frig calculat pentru cazul răcirii continue. Folosirea acestui „factor de utilizare a căldurii" transferate prin transmisie și prin ventilare, permite luarea în considerare a faptului că numai o parte din această căldură influențează necesarul de frig. Partea neutilizată a căldurii are loc în perioade în care climatizarea nu funcționează (de exemplu noaptea).

Necesarul de energie al clădirii pentru răcire este asigurat prin furnizarea de energie de către sisteme de răcire adecvate.

b) Energia consumată la nivelul sistemului, rezultă pe baza bilanțului de energie al sistemului de răcire și include următoarele componente: necesarul de energie pentru răcirea clădirii; energia furnizată de sistemele ce utilizează energie regenerabilă; pierderile de energie care au loc la generare, stocare, distribuție și emisie în sistemele de răcire; energia introdusă în sistemele de răcire; ca un caz particular, energia primară produsă de aceste sisteme de răcire (de exemplu energie electrică ce rezultă dintr-un sistem de co - sau trigenerare).

Bilanțul de energie al fiecărui sistem cuprinde de asemenea și energia recuperată în sistem de la diverse surse și la diferite niveluri. În diagramele din fig. 20.2 este reprezentat un bilanț global de energie pentru clădire și sisteme (relativ simplificate, deoarece nu cuprind toate recuperările de energie, sursele regenerabile și o eventuală producție de energie prin cogenerare). La nivelul sistemului, s-a considerat echipamentul de generare termodinamică a frigului, GTF. Acest echipament absoarbe căldura din clădire, cu consum de energie primară introdusă în sistem, $\Phi_{en\ prim\ R}$, ce depinde de performanța energetică a generatorului. In funcție de sistemul de climatizare („numai aer" sau „aer-apă"), între clădire și GTF se interpune în măsură mai mare sau mai mică, centrala de tratare a aerului, (CTA).

20.2.2.2 Energia necesară pentru răcirea clădirilor

Pentru a determina necesarul de energie pentru răcire a clădirii trebuie calculate, pentru fiecare perioadă de timp (lună), diferitele componente care participă la bilanțul clădirii, ilustrate în diagramele energetice.

Astfel, necesarul de energie pentru fiecare lună de calcul, Φ_R, se calculează conform relației:

$$\Phi_R = \Phi_{surse,R} - \eta_R \Phi_{Tr,R} \qquad (20.27)$$

în care:

$\Phi_{Tr,R}$ - energia totală transferată între clădire și mediul exterior, în situația răcirii clădirilor, [MJ];
$\Phi_{surse,R}$ - energia furnizată clădirii de sursele de căldură, în situația răcirii, [MJ];
η_R - factorul de utilizare a pierderilor de căldură, în situația răcirii; (detaliat la sfârșitul paragrafului).

Observații:

- Semnul minus din relația 20.27 are semnificația că în medoda lunară unde diferențele de temperatură sunt calculate între interior și valoarea exterioară medie, $\Phi_{Tr,R}$ apare de obicei ca o pierdere de căldură.
- Pentru simplificarea scrierii, în cele

ce urmează nu se va mai utiliza indicele „R", caracteristic situației de răcire, toate evaluările fiind făcute pentru această situație.

Transferul de căldură total dintre clădire și mediul adiacent neclimatizat se scrie:

$$\Phi_{Tr} = \Phi_T + \Phi_V \quad (20.28)$$

în care:

Φ_{Tr} - căldura totală transferată, [MJ];

Φ_T - căldura transferată prin transmisie, [MJ];

Φ_V - căldura transferată prin aerul de ventilare, [MJ].

Observație:

- La sistemele „aer - apă" cele două componente trebuie să fie urmărite separat, deoarece Φ_V este transferată aerului de ventilare în CTA și prin urmare sunt influențate pierderile sau recuperările acesteia.

Căldura totală de la sursele interioare, Φ_{surse}:

$$\Phi_{surse} = \Phi_{int} + \Phi_S \quad (20.29)$$

cu:

Φ_{int} - căldura degajată de sursele interioare, [MJ];

Φ_S - căldura provenită de la soare, [MJ].

Pentru calcul, se detaliază mărimile din relațiile 20.28 și 20.29.

a) Căldura transferată prin transmisie, Φ_T

$$\Phi_T = \Sigma [U_{T,k} (\theta_i - \theta_{e,k})] \cdot t \quad (20.30)$$

în care:

$U_{T,k}$ - transmitanța elementului k, către spațiul sau zona de temperatură $\theta_{e,k}$, [W/K];

θ_i - temperatura interioară a clădirii [°C];

$\theta_{e,k}$ - temperatura exterioară medie lunară sau a zonei adiacente elementului k [°C];

t - durata de calcul (pentru fiecare lună); [Ms].

Transmisia de căldură se consideră atât în zonele „de câmp" ale elementelor de construcție cât și în zona punților termice punctuale sau liniare.

Pentru fiecare element exterior, transmitanța U_T, se calculează cu relația:

$$U_T = L + L_s + U_u \quad (20.31)$$

unde:

L - coeficientul de cuplaj termic pentru anvelopa clădirii, [W/K];

L_s - coeficientul de cuplaj termic pentru sol, [W/K];

U_u - coeficientul de pierderi termice prin spații neîncălzite, [W/K].

Influența punților termice este introdusă în expresia coeficientului L:

$$L = \Sigma U_j A_j + \Sigma \psi_k l_k + \Sigma \chi_j \ [W/K] \quad (20.32)$$

unde:

U_j - transmitanța termică a elementului „j" de anvelopă a clădirii, [W/(m²·K)];

A_j - aria elementului „j", [m²];

k - transmitanța termică liniară a punții termice liniare „k", [W/(m·K)];

l_k - lungimea punții termice liniare „k", [m];

χ_j - transmitanța termică punctuală a punții termice punctuale j, [W/K].

Observații:

- Semnificația fizică și detalierea calculelor pentru caracteristicile termice ale elementelor de construcție se găsesc în SR EN 13789 și în MC 001.
- În cazul unor proprietăți termofizice diferite ale elementelor de construcție, pentru situațiile de încălzire și răcire, trebuie considerate valori diferite ale coeficienților de transmisie pentru fiecare situție în parte. Acest lucru apare evident în special în cazul ferestrelor cu jaluzele (sau alte elemente de umbrire) reglabile pe poziții de iarnă sau de vară, în cazul transferului prin sol sau către spații puternic vitrate.
- La stabilirea transmitanței elementelor ce delimitează încăperea de o zonă adiacentă neclimatizată, se utilizează un factor de reducere b subunitar, pentru a ține cont de diferența de temperatură mai redusă, față de cazul în care transferul are loc direct către mediul exterior.
- În calculul transferului de căldură către zone/clădiri adiacente zonei climatizate, temperatura reprezintă temperatura zonei/clădirii adiacente, având valori care corespund structurii și utilizării acesteia; efectul radiației solare asupra temperaturii ce se stabilește spațiilor foarte vitrate adiacente zonei climatizate, trebuie tratat prin modele detaliate; la calculul transferului de căldură către sol temperatura este egală cu temperatura mediului exterior.
- Pentru fereastre, raportul dintre aria tâmplăriei și aria vitrată trebuie determinată de asemenea conform MC001. Ca o simplificare, se admite utilizarea aceluiași raport pentru toate ferestrele clădirii, de regulă 0,3 sau 0,2, valori ce conduc în cazul răcirii, la o valoare mai mică a coeficientului global de transfer termic prin fereastră U_F.
- Efectul radiației nocturne trebuie luat în considerare mai ales în cazul ferestrelor protejate prin dispozitive exterioare (obloane sau jaluzele). Pentru tratarea acestor situații ca și pentru alte cazuri speciale (pereți solari ventilați, alte elemente ventilate ale anvelopei, surse interioare de joasă temperatură), se recomandă Normativul MC002 și studii specializate.

b) Căldura transferată prin ventilare

Energia disipată de clădire prin ventilare, Φ_V [MJ] se calculează în fiecare conform relației:

$$\Phi_V = \Sigma k [U_{V,k} (\theta_i - \theta_{intr,k}] \cdot t \quad (20.33)$$

în care:

$U_{V,k}$ - coeficientul de transfer (transmitanța) prin ventilare datorat aerului introdus în zona de calcul, prin elementul k, [W/K];

$\theta_{intr,k}$ - temperatura de introducere (refulare), [°C];

θ_i - temperatura interioară a clădirii, [°C];

t - durata de calcul pentru luna respectivă, [Ms].

Pentru un debit de aer volumic, $\dot{V}_{V,k}$ cunoscut, coeficientul de transfer de căldură prin ventilare $U_{V,k}$, pentru fiecare lună de calcul, se calculează conform relației:

$$U_{V,k} = \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_{V,k} \quad (20.34)$$

în care:

$\dot{V}_{V,k}$ - debitul volumic aferent elementului aeraulic k, [m³/s];

c_a - capacitatea calorică a aerului refulat ce poate fi considerată 1200 J/m³K.

Valoarea temperaturii de introducere $\theta_{intr,k}$ a acestui debit, se stabilește pentru una din următoarele situații:

- ventilare naturală inclusiv infiltrații de aer din exterior - $\theta_{intr,k}$ este egală cu temperatura aerului exterior θ_e;
- ventilare naturală ce include infiltrații de aer din încăperile adiacente neclimatizate sau din poduri, mansarde sau alte spații închise însorite (sere), - $\theta_{intr,k}$ este egală cu temperatura echivalentă a spațiilor adiacente;
- ventilare provenită de la un sistem de ventilare mecanică, - $\theta_{intr,k}$ este egală cu temperatura de introducere a aerului ce intră prin acest tip de sistem.

În afara celor menționate, câteva situații necesită detalii suplimentare.

Cazul utilizării recuperatoarelor de căldură. Intrucât prezența unei unități de recuperare a căldurii reprezintă un element important, din ce în ce mai prezent în bilanțul de căldură al clădirii, efectul utilizării recuperării căldurii asupra temperaturii aerului introdus trebuie luat în considerare în mod particular în calculul necesarului de energie pentru răcire. Recuperarea căldurii din aerul evacuat se ia în considerare fie prin reducerea debitului de aer real, proporțional cu eficiența recuperatorului, fie înlocuind temperatura exterioară cu temperatura aerului introdus, obținută ca funcție de temperatura zonei și de eficiența recuperatorului.

Pentru a determina datele de intrare în situația recuperării căldurii, trebuie ținut cont de următoarele aspecte:

- valorile coeficientului de transfer termic pentru ventilare, $U_{V,k}$ sau ale debitului de aer volumic refulat, $\dot{V}_{V,k}$, ale temperaturii aerului introdus și energia adițională utilizată în sistem (aferentă puterii ventilatoarelor, dezghețului etc.) trebuie să se folosească aceleași date

climatice utilizate pentru toate calculele din această metodă;
- dacă unitatea de recuperare a căldurii nu are un bypass acționat în funcție de temperatura interioară sau în funcție de sezon, acest lucru trebuie luat în considerare permanent prin calculul temperaturii de introducere, $\theta_{intr,k}$ rezultată la trecerea aerului exterior prin recuperator;
- dacă unitatea de recuperare a căldurii este oprită sau by-passată, pentru a reduce riscul de îngheț al aerului în recuperator, modelul de calcul trebuie să țină cont de acest lucru.

În cazul ventilării nocturne, se consideră un debit volumic mediu suplimentar, $\Delta\dot{V}_{V,k}$ [m³/s] calculat prin introducerea unor factori de corecție ce țin cont de diferența de temperatură, de efectele dinamice și de eficiența sistemului:

$$\Delta\dot{V}_{V,k} = c_{temp} \cdot c_{din} \cdot c_{efic} \cdot \dot{V}_{V,extra,k} \quad (20.35)$$

în care:

c_{temp} - coeficient adimensional ce ține cont de temperatura nocturnă în raport cu temperatura medie pe 24 de ore;

c_{din} - coeficient adimensional ce ține cont de inerția construcției;

c_{efic} - coeficient adimensional ce ține cont de eficiența sistemului de ventilare nocturnă;

În lipsa unor valori bine precizate, se pot lua:

$c_{temp} = c_{efic} = c_{din} = 1$;

$\dot{V}_{V,extra,k}$ - debitul suplimentar datorat ventilării nocturne, [m³/s].

În timpul perioadei de răcire, trebuie precizate ca date suplimentare de intrare, scenariile de funcționare „zilnic" și „săptămânal" ale sistemului de ventilare nocturn, ca și debitul volumic de aer suplimentar. Acest debit suplimentar poate fi calculat în funcție de tipul clădirii, climat, expunere la vânt, utilizare etc.

Debitul de aer nocturn suplimentar, $\dot{V}_{V,extra,k}$ trebuie însumat la debitul diurn, $\dot{V}_{V,k}$ pe perioada de noapte, adică între orele 23 pm și 7 am, pentru toate zilele corespunzătoare perioadei de răcire.

Sunt posibile scenarii diferite de funcționare în raport cu cel prezentat. Ele pot diferi funcție de ziua săptămânii, de zilele de weekend și de tipul de utilizare al clădirii.

Alte situații speciale

Sunt necesare metode de calcul speciale atunci când sunt întâlnite următoarele situații: pereți solari ventilați; alte elemente de anvelopă cu strat de aer ventilat.

c) Degajări de căldură de la surse interioare.

Sursele interioare de căldură constau din orice tip de căldură degajată în interiorul spațiului climatizat, (altele decât căldura introdusă controlat pentru încălzirea și răcirea acestui spațiu sau cea utilizată pentru prepararea apei calde de consum).

Aceste surse de căldură includ:
- căldura metabolică degajată de ocupanții spațiului;
- căldura degajată de aparatele electrice aflate în încăpere și de corpurile de iluminat;
- căldura degajată sau absorbită datorită curgerii apei calde și reci prin instalațiile ce strabat încăperea, inclusiv cele de canalizare;
- căldura disipată sau absorbită de instalațiile de ventilare, încălzire sau răcire, în afara celei introduse controlat pentru climatizarea spațiului respectiv;
- căldura ce rezultă (sau care este absorbită) din procesele tehnologice desfășurate în încăpere sau din prepararea hranei.

Energia totală furnizată de sursele interioare de căldură, în situația răcirii clădirii, Φ_{surse} [MJ] se calculează cu relația:

$$\Phi_{surse} = \sum_k \Phi_{surse,k} + \sum_l \left(1 - b_l\right) \cdot \Phi_{surse,nc,l} \quad (20.36)$$

unde:

$$\Phi_{surse,k} = \Phi_{surse,med,k} \cdot t$$

$$\Phi_{surse,nc,l} = \Phi_{surse,med,nc,l} \cdot t$$

în care:

$\Phi_{surse,k}$ - energia furnizată de sursa k în spațiul climatizat, în timpul lunii considerate, [MJ];

$\Phi_{surse,nc,l}$ - energia furnizată de sursa interioară l dintr-un spațiu adiacent neclimatizat, în timpul sezonului sau lunii considerate, [MJ];

b_l - factor de reducere a efectului sursei interioare l din spațiul adiacent neclimatizat,

$\Phi_{surse,med,k}$ - fluxul de căldură mediu degajat de sursa interioară k,

$\Phi_{surse,med,nc,l}$ - fluxul de căldură mediu degajat de sursa interioară l, aflată în spațiul adiacent neclimatizat,

t - durata perioadei de calcul (luna), [Ms];

Pentru calcularea degajărilor de căldură de la sursele interioare, se fac următoarele precizări:
- o parte din căldura degajată de sursele interioare, poate fi recuperată fie în clădire, fie chiar în sistemul care se calculează, fie în alt sistem; în cele ce urmează se consideră numai căldura recuperată în clădire;
- pentru simplificare, cantitățile mici de căldură disipate în sistem și recuperate în clădire pot fi neglijate în calculul necesarului de energie pentru răcire, putând fi evaluate în cadrul calculului performanței energetice globale a sistemului, prin introducerea unor factori de corecție;
- o sursă rece, ce contribuie la eliminarea unei cantități de căldură din zona de calcul trebuie tratată ca o sursă obișnuită, dar de semn opus (negativă);
- dacă o sursă caldă de mărime importantă are o temperatură apropiată de cea a mediului ambiant interior, fluxul de căldură degajat depinde în mod esențial de diferența de temperatură dintre sursă și mediu; în acest caz, acest flux va fi luat în considerare ca transfer de căldură prin transmisie.

Cu aceste observații, fluxul total de căldură datorat surselor interioare Φ_{surse} [W], se scrie:

$$\Phi_{surse} = \Phi_{oc} + \Phi_{ap,e} + \Phi_{il} + \Phi_{acm+c} + \Phi_{i,r,V} + \Phi_{proc} \quad (20.37)$$

în care:

Φ_{oc} - fluxul de căldură cedat de ocupanți, [W];

$\Phi_{ap,e}$ - fluxul de căldură cedat de aparatura electrică, [W];

Φ_{il} - fluxul de căldură cedat de iluminat, [W];

Φ_{amc+c} - fluxul de căldură cedat de instalațiile de apă caldă de consum și canalizare, [W];

Tabelul 20.4 - Densitatea fluxului de căldură degajat de ocupanți și aparatură electronică -valori medii convenționale pentru birouri

Zile	Ore	Densitate flux [W/m²] Spații de birou (60% suprafață utilizată)	Densitate flux [W/m²] Alte spații, holuri, coridoare (40% suprafață utilizată)
Luni...vineri	07.00 – 17.00	20,0	8,0
	17.00 – 23.00	2,0	1,0
	23.00 – 07.00	2,0	1,0
	Medie	9,5	3,92
Sâmbătă...duminică	07.00 – 17.00	2,0	1,0
	17.00 – 23.00	2,0	1,0
	23.00 – 07.00	2,0	1,0
	Medie	2,0	1,0
Medie/săptămână		7,4	3,1

$\Phi_{I,R,V}$ - fluxul de căldură cedat de instalațiile de încălzire, răcire și ventilare, [W];

Φ_{proc} - fluxul de căldură cedat de procese tehnologice și prepararea hranei, [W].

• *Căldura metabolică degajată de ocupanți și căldura de la aparatura electrică.* Valorile orare și săptămânale ale fluxului de căldură cedat de ocupanți și de aparatura electrică aflată în încăpere trebuie determinate în funcție de tipul și gradul de ocupare al clădirii, de modul de utilizare a acesteia și de scopul calculului. Degajările de căldură luate în considerare la dimensionarea instalațiilor sunt detaliate în § 9.1.1.2. In acest caz, dificultatea calculului este de a utiliza valori medii lunare, care să ia în considerare scenarii de funcționare, factori de simultaneitate etc.

În absența datelor, pot fi utilizate datele indicate în tabele 20.3 – 20.5, în care există informații pentru clădiri din domeniul terțiar, cât și valori globale pentru un anumit număr de utilizări ale clădirilor.

• *Căldura degajată de la iluminatul artificial.* Valoarea fluxului de căldură degajat de la iluminat Φ_{il} este suma dintre:

- fluxul de căldură cedat de corpurile de iluminat și
- fluxul de căldură degajat de alte aparate de iluminat prezente în încăpere și care nu fac parte din prima categorie: corpuri de iluminat decorative, iluminat de siguranță, lămpi speciale, îngropate etc. Pentru toate aceste dispozitive, trebuie utilizate valorile existente în documentația de specialitate, în funcție de utilizarea clădirii și scopul calculului.

Observație: Fluxul de căldură nu cuprinde căldura evacuată direct prin sistemul de ventilare utilizat pentru evacuarea căldurii de la corpurile de iluminat (dacă este utilizat un astfel de sistem).

• Căldura degajată de la instalațiile de apă caldă, apă rece și canalizare. Fluxul de căldură cedat/primit de instalațiile de apă rece, apă caldă de consum și canalizare către/de la încăperea climatizată, se scrie conform relației:

$$\Phi_{acm+c} = \Phi_{acm} + \Phi_{ar+c} \quad (20.38)$$

în care:

$$\Phi_{acm} = \varphi_{acm} \cdot L_{acm}$$

unde:

Φ_{acm+c} - fluxul de căldură cedat/primit de instalațiile de apă rece, apă caldă de consum și canalizare, [W];

Φ_{acm} - flux de căldură datorat conductelor de apă caldă de consum, [W];

Φ_{ar+c} - fluxul de căldură datorat apei reci și canalizarii interioare, [W];

φ_{acm} - fluxul de căldură unitar cedat de instalația de apă caldă de consum, [W/m];

L_{acm} - lungimea conductelor din sistemul de apă caldă menajeră din zona de clădire considerată, [m].

Dacă se apreciază ca fiind neimportante în raport cu alte fluxuri de căldură, ele pot fi neglijate.

• *Căldura disipată sau absorbită de la sistemele de încălzire, răcire și ventilare.* Fluxul de căldură disipat de la sistemele de încălzire, răcire și ventilare se scrie:

$$\Phi_{I,R,V} = \Phi_I + \Phi_R + \Phi_V \quad (20.39)$$

în care:

$\Phi_{I,R,V}$ - fluxul de căldură total, disipat de la sistemele de încălzire, răcire și ventilare;

Φ_I - flux de căldură de la sistemul de încălzire din spațiul climatizat, [W];

Φ_R - flux de căldură de la sistemul de răcire din spațiul climatizat, [W];

Φ_V - flux de căldură de la sistemul de ventilare din spațiul climatizat, [W].

d) Observații.

Valoarea fluxului de căldură de la sistemul de încălzire Φ_I se referă la disiparea de căldură în zona considerată, provenită de la surse de energie auxiliară (pompe, ventilatoare și componente electronice), precum și la căldura disipată în procesele de emisie, circulație, distribuție și înmagazinare a căldurii din sistemul de încălzire. Aceste date trebuie considerate, fie ca medii lunare, fie ca o medie pe întreg sezonul de încălzire.

Valoarea fluxului de căldură provenit de la sistemul de răcire Φ_R se referă la sursele de energie auxiliară (pompe, ventilatoare și componente electronice) din zona considerată precum și la căldura disipată în procesele de emisie, circulație, distribuție și stocare din sistemul de răcire. Pentru această metodă, aceste date trebuie obținute ca valori medii lunare.

Valoarea fluxului de căldură transferat de la sistemul de ventilare, Φ_V se referă la căldura disipată în zona de calcul de către sistemul de ventilare. Căldura disipată datorită aerului care este introdus în zona respectivă, trebuie luată în considerare printr-o creștere a temperaturii de introducere și de aceea nu trebuie considerată ca o sursă interioară în sine.

Căldura de la sistemul de ventilare care nu conduce la creșterea temperaturii aerului introdus, include de exemplu căldura disipată de motoarele ventilatoarelor plasate în afara curentului de aer și de ventilatoarele locale care amestecă aerul.

Înainte de a calcula căldura disipată sau absorbită de la sistemele de încălzire sau de răcire, este de multe ori nevoie de a calcula necesarul de energie pentru încălzire sau răcire fără a lua în calcul aceste surse potențiale.

• *Căldura degajată de la procese tehnologice și prepararea hranei.* Fluxul de căldură transferat către sau de la încăpere ce rezultă din procese tehnologice sau de preparare a hranei - Φ_{proc}, depinde de tipul de utilizare a clădirii și poate fi determinat pe baza documentației de specialitate.

e) Aporturi de căldură solare.

Aporturile de căldură solare sunt funcție de radiația solară la nivelul localității în care se află clădirea, de orientarea suprafețelor receptoare, de coeficienții lor de transmitere, absorbtie și reflexie a radiației solare, precum și de caracteristicile de transfer ale acestor suprafețe. Pentru a lua în considerare aria și caracteristicile suprafeței de captare a radiației solare, precum și efectul umbririi acesteia se introduce în calcule mărimea denumită arie de captare efectivă.

Astfel, energia totală pătrunsă în interior, într-o zonă a clădirii, datorită radiației solare (aportul solar) Φ_s [MJ], se calculează cu relația:

$$\Phi_s = \Phi_{s,c} + \sum_j \left[\left(1 - b_j\right) \Phi_{s,nc,j} \right] \quad (20.40)$$

Tabelul 20.5 - Densitatea fluxului de căldură degajat de ocupanți, în W/m² - valori pentru sectorul nerezidențial, în funcție de gradul de ocupare

Gradul de ocupare	m² de suprafață utilă/persoană	Coeficient de simultaneitate	Φ_{oc} / A_{pard} [W/m²]
I	1,0	0,15	15
II	2,5	0,25	10
III	5,5	0,27	5
IV	14	0,42	3
V	20	0,40	2

În care :

Φ_{oc} - fluxul de căldura degajat de ocupanți, [W];

A_{pard} - aria suprafeței utile, [m²].

Tabelul 20.6 - Densitatea fluxului de căldură degajat de aparatura electronică, în W/m² - valori convenționale globale pentru sectorul nerezidențial

Tip de utilizare a clădirii	Flux de căldura unitar emis de aparatura electronică pe timpul de operare [W/m²]	Fracția de timp f_{app}	Fluxul unitar Φ_{app} / A_{pard} [W/m²]
Birou	15	0,20	3
Unitate de învățământ	5	0,15	1
Unitate medicală clinică	8	0,50	4
Unitate medicală non-clinică	15	0,20	3
Catering	10	0,25	3
Magazin	10	0,25	3
Sală de ședințe	5	0,20	1
Sală de relaxare	4	0,50	2
Sală de sport	4	0,25	1

Φ_{app} - fluxul de căldură degajat de aparatura de birou, [W];
A_{pard} - aria suprafeței utile, [m²].

în care:

$$\Phi_{s,c} = \sum_k \left(I_{s,k} \cdot F_{su,k} \cdot A_{s,k} \right) \quad \text{și}$$

$$\Phi_{s,nc,j} = \sum_j \left(I_{s,j} \cdot F_{su,j} \cdot A_{s,j} \right)_{nc}$$

unde:

$\Phi_{s,c}$ - energia solară pătrunsă în zona de calcul, prin elementele perimetrale exterioare ale clădirii, pentru luna considerată, [MJ];

$\Phi_{s,nc,j}$ - energia solară pătrunsă în zona de calcul pentru luna considerată, datorată aporturilor solare din zona adiacentă „j", neclimatizată), [MJ];

b_j - factor de reducere a aporturilor de la spațiul neclimatizat;

$F_{su,k}$ - factor de reducere a aporturilor solare datorită umbririi prin elemente exterioare, a ariei de captare efective corespunzătoare suprafeței *k;*

$A_{s,k}$ - aria de captare efectivă a suprafeței *k*, pentru o orientare și un unghi de înclinare date, în zona considerată;

$A_{s,j}$ - aceeași interpretare ca la $A_{s,k}$, pentru aporturi solare către spațiul adiacent *j* neclimatizat, [m²];

$I_{s,k}$ - radiația solară totală, integrată pe perioada de calcul, egală cu energia solară captată de 1 m² al suprafeței *k*, pentru o orientare și înclinare date ale acesteia;

$I_{s,j}$ - aceeași interpretare ca la $I_{s,k}$, pentru aporturi solare către spațiul adiacent *j* neclimatizat, [m²];

F_{su} - factor subunitar denumit factor de reducere a aporturilor solare datorat umbririi exterioare.

Factorul F_{su} reprezintă reducerea fluxului de căldură solar pătruns în încăperea climatizată, datorită prezenței unor elemente de umbrire permanente cum ar fi: clădiri învecinate, forme de relief învecinate (dealuri, copaci etc,), elemente de construcție exterioare ale clădirii (cornișe, aticuri, balcoane etc.), retragerea fereastrei față de planul exterior al peretelui.

Factorul F_{su} se exprimă prin relația:

$$F_{su} = \frac{I_{su}}{I_s}$$

în care:

F_{su} - factor de reducere al aporturilor solare datorat umbririi exterioare;

I_{su} - radiația totală primită de planul captator în prezența elementelor de umbrire exterioare, integrată pe perioada de calcul, [MJ/m²];

I_s - radiația totală primită de planul captator în condițiile lipsei oricărui element de umbrire exterior, integrată pe perioada de calcul, [MJ/m²];

Radiația solară directă este singura componentă redusă de obstacolele ce produc umbră; radiația difuză și cea reflectată de sol ramân neschimbate. Aceasta este echivalent cu un obstacol care, prin reflexie, produce aceeași radiație ca cea obstrucționată.

Factorul F_{su} se calculează ca produsul a trei factori:

$$F_{su} = F_{oriz} \cdot F_v \cdot F_l$$

în care:

F_{oriz} - factor de umbrire datorat obstacolelor exterioare clădirii, aflate la orizont (copaci, forme de relief sau alte clădiri);

F_v - factor de umbrire datorat obstacolelor exterioare apropiate verticale, de tip: retragerea ferestrei în plan vertical fața de planul fațadei, balcoane, caschete etc.;

F_l - factor de umbrire datorat obstacolelor exterioare apropiate laterale, de tip: retragerea ferestrei în plan lateral fața de planul fațadei, stâlpi exteriori etc.

În tabelele 20.9, 20.10 și 20.11 sunt date valori medii ale factorilor F_{oriz}, F_v și F_l pentru latitudinea de 45°N, în funcție de unghiul la orizont definit ca un unghi față de orizontală sub care „se vede" obstacolul exterior din planul fațadei clădirii studiate.

Arii de captare efective a radiației solare. Ariile de captare a radiației solare se determină pentru toate tipurile de elemente perimetrale ale unei clădiri, care captează radiația solară (suprafețe vitrate exterioare, elemente opace exterioare, pereți și planșee interioare din spații tip seră, precum și pereți aflați în spatele unor elemente de acoperire sau izolații transparente. Caracteristicile de captare ale acestor suprafețe depind de climatul local și de factori dependenți de perioada de calcul, cum ar fi poziția soarelui sau raportul dintre radiația directă și difuză; în consecință, trebuie alese valori medii adecvate scopului urmărit (încălzire, răcire sau verificarea confortului termic de vară).

Aria de captare efectivă a unui element de anvelopă vitrat se calculează cu relația:

$$A_{S,F} = F_u \tau \left(1 - F_t\right) A_F \qquad (20.41)$$

în care:

A_F - aria totala a elementului vitrat, inclusiv rama, [m²];

F_t - factor de tâmplărie (de reducere a suprafeței ferestrei), egal cu raportul dintre aria ramei și aria totală a elementului vitrat;

F_u - factor de umbrire al fereastrei datorat dispozitivelor de umbrire mobile, cu care aceasta este prevăzută;

τ - factor de transmisie (transmitanța) a energiei solare prin elementul vitrat.

Relativ la factorul de tâmplărie, pentru fiecare fereastră, ponderea ramei din aria efectivă de captare a ferestrei trebuie determinată conform specificațiilor tehnice ale ferestrelor. Ca o alternativă, se poate utiliza o pondere fixă a ramei pentru întreaga clădire $F_t = 0,2$.

Transmitanța elementului vitrat reprezintă media temporală a raportului dintre energia solară transmisă prin elementul vitrat neumbrit și energia solară incidentă. Transmitanța maximă se obține la incidență normală a radiației solare (unghi de incidență zero) și scade odată cu creșterea unghiului de incidență. Pentru a modela acest fenomen, se introduce un factor de corecție a transmitanței în funcție de unghiul

Tabelul 20.7 - Valorile parametrului numeric α_{0R} și ale constantei de timp de referință τ_{0R}

Tipul de clădire referitor la funcționarea sistemului de răcire		α_{0R}	τ_{0R} [h]
I	Clădiri răcite continuu (mai mult de 12 ore pe zi): clădiri rezidențiale, hoteluri, spitale, locuințe		
	- metoda lunară	1,0	15
	- metoda sezonieră	0,8	30
II	Clădiri răcite numai pe parcursul zilei (mai puțin de 12 ore/zi): școli, birouri, săli de spectacole, magazine	1,0	15

Tabelul 20.8 Grosimea maxima considerată în calculul capacității termice interioare

Aplicație	Grosime maximă [m]
Determinarea factorului de utilizare pentru încălzire sau răcire	0,10
Efectul încălzirii sau răcirii intermitente	0,03

de incidență, folosind relația:

$$\tau = F_\tau \cdot \tau_n \qquad (20.42)$$

în care:

F_τ - factor de corecție a transmitanței;

τ_n - transmitanța la incidență normală a radiației solare.

MC 001/1 stabilește metodele de calcul pentru determinarea transmitanței totale a suprafețelor vitrate echipate cu dispozitive de protecție solară.

Reducerea aporturilor solare prin utilizarea elementelor de umbrire mobile, se ia în considerare prin factorul de reducere a aporturilor, care se calculează cu relația:

$$F_u = \frac{\left[\left(1 - f_u\right)\tau + f_u \tau_u\right]}{\tau} \qquad (20.43)$$

în care:

F_u - factorul de reducere a aporturilor solare datorită elementelor de umbrire mobile;

τ - transmitanța totală a ferestrei, în situația în care elementele de umbrire mobile nu sunt utilizate;

τ_u - transmitanța totală a ferestrei, în situația în care sunt utilizate elementele de umbrire mobile;

f_u - factor de corecție în funcție de durata de utilizare a elementelor de umbrire mobile.

Factorul f_u se determină pe baza metodei detaliate în Anexa II.2.D a normativului MC 001/2.

Umbrirea elementelor vitrate trebuie luată în calcul atunci când radiația solară incidentă pe suprafața elementului la ora de calcul depășește 300 W/m² și neglijată dacă radiația este inferioară acestei valori de prag.

Aria de captare efectivă a radiației solare pentru elemente opace. Aria de captare efectivă a unui element opac al anvelopei (perete, terasă) $A_{s,p}$ [m²] se calculează cu formula:

$$A_{s,p} = F_{cer} \cdot \alpha_p \cdot R_{p,se} \cdot U_p \cdot A_p \qquad (20.44)$$

în care:

F_{cer} - factor de corecție ce ține cont de schimbul de căldură prin radiație al peretelui cu bolta cerească, [m²·K/W];

α_p - coeficient de absorbție a radiației solare de către elementul opac considerat;

A_p - aria totala de calcul a peretelui considerat, [m²];

$R_{p,se}$ - rezistența termică a elementului exterior opac, determinată conform MC 001/1, [m²·K/W];

U_p - coeficientul global de transfer termic al peretelui, determinat conform MC001, [W/m²·K].

Factorul de corecție F_{cer} se calculează cu relația:

$$F_{cer} = \frac{1 - \varphi_{cer} \cdot t}{\alpha_p \cdot I_{s,p}} \qquad (20.45)$$

în care:

φ_{cer} - fluxul de căldură unitar datorat transferului de căldură prin radiație către bolta cerească, [W/m²];

$I_{s,P}$ - radiația solară totală integrată (energia solară) la nivelul elementului opac, [MJ/m²];

t - perioada de calcul, [Ms].

Fluxul de căldură unitar transferat prin radiație către bolta cerească se scrie sub forma:

$$\varphi_{cer} = F_f \cdot h_{r,e} \cdot \Delta T_{e-cer} \qquad (20.46)$$

în care:

F_f - factor de formă dintre elementul opac și bolta cerească (1 pentru terasă orizontală deschisă, nemascată de vreun element constructiv, 0,5 pentru un perete exterior nemascat);

$h_{r,e}$ - coeficient de transfer de căldură prin radiație la exterior, [W/m²·K];

ΔT_{e-cer} - diferența medie de temperatură dintre aerul exterior și temperatura aparentă a bolții cerești, [K].

Coeficientul de transfer de căldură prin radiație la exterior $h_{r,e}$ poate fi aproximat prin relația:

$$h_{r,e} = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \left(\theta_{se} + 273\right)^3 \qquad (20.47)$$

unde:

ε - emisivitatea suprafeței exterioare a peretelui;

σ - constanta Stefan-Boltzmann, egală cu $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ W/(m²·K⁴);

θ_{se} - media aritmetică dintre temperatura suprafeței exterioare a peretelui și temperatura bolții cerești, [°C].

La o primă aproximare, $h_{r,e}$ poate fi luat egal cu 5 W/m²·K, valoare ce corespunde la o temperatură medie a suprafeței exterioare de *10* °C. Atunci când temperatura bolții cerești nu este disponibilă în bazele de date climatice, pentru condițiile României, diferența medie de temperatură ΔT_{e-cer} va fi luată egală cu *11* K.

f) Calculul factorului de utilizare a pierderilor de căldură.

În metoda de calcul lunară, efectele dinamice sunt luate în considerare prin introducerea unui factor de utilizare a pierderilor de căldură în situația răcirii,

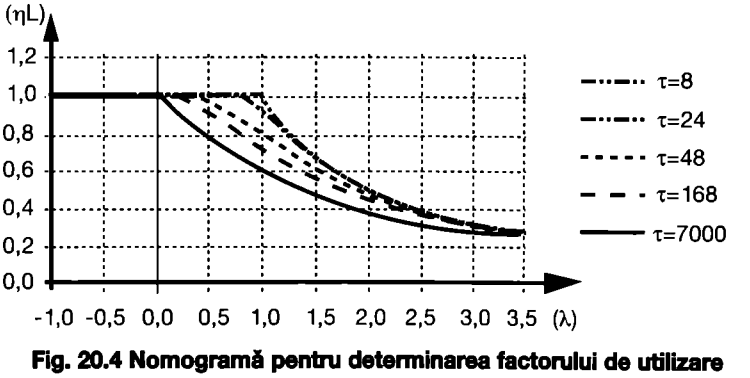


Fig. 20.4 Nomogramă pentru determinarea factorului de utilizare a pierderilor pentru răcire $\eta_{t,R}$ pentru constante de timp : 8, 24, 48 ore, o saptămână și infinit, valabile pentru perioade de calcul lunare și clădiri răcite continuu (clădiri tip I).

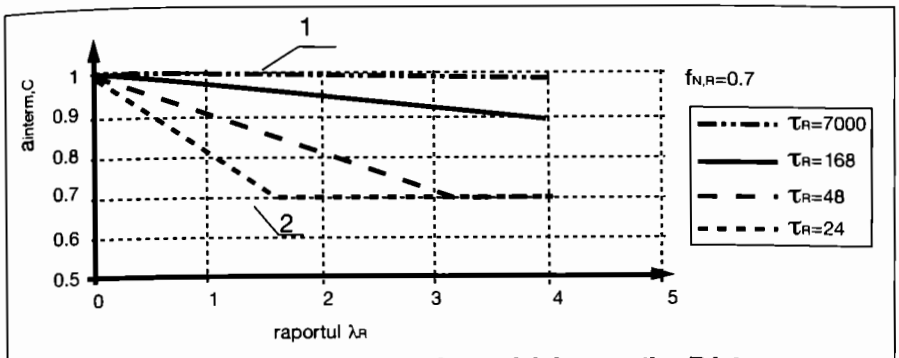


Fig. 20.5 - Nomograma de alegere a factorului de corecție aR,interm pentru răcirea intermitentă

1 – clădiri cu inerție mare ; 2 – clădiri cu inerție mică

$\eta_{Tr,R}$. Efectul inerției termice a clădirii în cazul răcirii intermitente sau opririi furnizării frigului este luat în considerare prin introducerea unei ajustari (corecții) a temperaturii interioare prescrise sau a unei corecții aplicate necesarului de energie pentru răcire.

Factorul de utilizare a pierderilor de căldură este funcție de raportul dintre pierderile și aporturile de căldură și de inerția termică a clădirii, conform următoarelor relații:

Notând cu λ_R raportul dintre pierderile și aporturile de căldură în situația răcirii,

- dacă $\lambda_R > 0$ și $\lambda_R \neq 1$, atunci

$$\eta_{Tr,R} = \frac{1-\lambda_R^{\alpha_R}}{1-\lambda_R^{\alpha_R+1}} \qquad (20.48)$$

- dacă $\lambda_R = 1$, atunci

$$\eta_{Tr,R} = \frac{\alpha_R}{\alpha_R+1}$$

- dacă $\lambda_R < 0$ atunci,

$$\eta_{Tr,R} = 1$$

în care, pentru fiecare lună și pentru fiecare zonă considerată:

$\eta_{Tr,R}$ - factorul de utilizare a pierderilor de căldură în situația răcirii;

λ_R - raportul dintre aporturile și pierderile de căldură ale zonei în perioada de răcire;

$$\lambda_R = \frac{\Phi_{surse,R}}{\Phi_{Tr,R}} \qquad (20.49)$$

$\Phi_{surse,R}$ - aporturile de căldura totale pentru răcire, determinate anterior, [MJ];

$\Phi_{Tr,R}$ - energia totală transferată între clădire și mediul exterior, în situația răcirii clădirilor, [MJ];

α_R - parametru numeric adimensional ce depinde de constanta de timp a clădirii pentru răcire τ_R, și care se calculează cu relația:

$$\alpha_R = \alpha_{0R} + \frac{\tau_R}{\tau_{0R}} \qquad (20.50)$$

unde:

α_{0R} - parametru numeric de referință, determinat conform tabelului 20.7;

τ_R - constanta de timp pentru răcire, în ore;

τ_{0R} - constanta de timp de referință pentru răcire, determinată c

În fig. 20.4 este reprezentată variația factorului de utilizare η_{tR} pentru o perioadă de calcul lunară și pentru diverse constante de timp ale clădirilor din clasa I.

NOTĂ: Factorul de utilizare a pierderilor de căldură pentru răcire se definește independent de caracteristicile sistemului de răcire, presupunând un control perfect al temperaturii. Un sistem de răcire ce răspunde lent și un control imperfect al temperaturii interioare poate afecta utilizarea optimă a pierderilor.

Constanta de timp a clădirii pentru răcire, τ_R caracterizează inerția termică clădirii/zonei în timpul perioadei de răcire. Se calculează cu relația :

$$\tau_R = \frac{C_m}{3,6\,H_T} \qquad (20.51)$$

unde:

C_m - capacitatea termică a clădirii, [kJ/K];

H_T - coeficient de transfer de căldură prin transmisie al clădirii.

Valori convenționale ale constantei de timp pentru diverse tipuri de clădiri pot fi calculate pentru tipuri de clădiri reprezentative construite. Valori curente sunt date în MC 001/2.

Capacitatea termică internă a clădirii sau a unei zone, C_m se obține prin însumarea capacităților termice ale tuturor elementelor de construcție aflate în contact cu aerul interior al zonei luate în considerare:

$$C_m = \sum_j X_j \cdot A_j = \sum_j \sum_i \rho_{ij} \cdot c_{ij} \cdot d_{ij} \cdot A_j \qquad (20.52)$$

în care:

C_m - capacitatea termică internă a clădirii, [kJ/K];

X_j - capacitatea termică internă a elementului interior j, [kJ/(m²·K)];

A_j - aria elementului j, [m²];

ρ_{ij} - densitatea materialului din stratul i al elementului j, [kg/m³];

c_{ij} - căldura specifică a materialului din stratul i al elementului j, [kJ/(kg·K)];

d_{ij} - grosimea stratului i al elementului j, [m].

Suma este realizată pentru toate straturile aceluiași element de perete, începând dinspre suprafața interioară și până la primul strat izolant. Grosimea maximă luată în calculul capacității termice interioare este valoarea minimă dintre cea dată în tabelul 20.8 și jumătate din grosimea peretelui.

20.2.2.3 Condiții interioare de funcționare

a) Cazul funcționării în regim continuu.

Pentru răcirea continuă a clădirii pe toată perioada sezonului de răcire, calculul energiei pentru răcire se face cf. 20.2.2.2. utilizând ca temperatură interioară, temperatura prescrisă θ_i.

b) Cazul răcirii în regim intermitent.

Datorită variației diurne a parametrilor climatici în perioada de vară și a inerției termice a clădirii, acțiunea unui termostat programat pentru funcționare de zi/noapte sau pornit/oprit are un efect mai mic asupra necesarului de răcire decât ar avea pe perioada de iarnă, asupra necesarului de încălzire. Acest fapt conduce la diferențe importante în procedurile de calcul pentru modul de răcire.

Energia necesară pentru răcire în cazul răcirii intermitente $\Phi_{R,interm}$ se calculeaza cu relația:

$$\Phi_{R,int\,erm} = a_{R,int\,erm}\Phi_R + \left(1 - a_{R,int\,erm}\right)\Phi_{R,tot,int\,erm} \qquad (20.53)$$

unde:

Φ_R - energia necesară pentru răcire, calculată conform § 20.2.2.2 presupunând că pentru toate zilele lunii, controlul și setarea termostatului de ambianță corespunde unei situații de răcire în regim continuu, [MJ];

$\Phi_{R,tot,interm}$ - energia necesară pentru răcire, calculată conform § 20.2.2.2, presupunând că

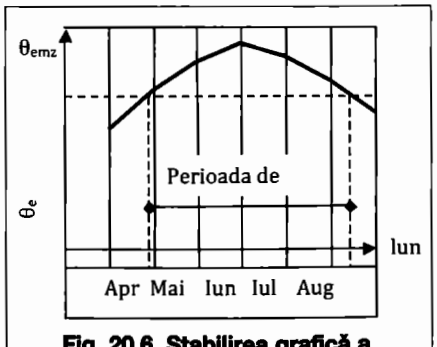


Fig. 20.6. Stabilirea grafică a perioadei de răcire

Tabelul 20.9 – Factorul de umbrire Foriz datorat obstacolelor exterioare aflate la orizont

Unghi la orizont	45° latitudine N		
	S	E/V	N
0°	1,00	1,00	1,00
10°	0,97	0,95	1,00
20°	0,85	0,82	0,98
30°	0,62	0,70	0,94
40°	0,46	0,61	0,90

Tabelul 20.10 - Factorul de umbrire F_v datorat elementelor exterioare apropiate verticale ale clădirii

Unghi la orizont	45° latitudine N		
	S	E/V	N
0°	1,00	1,00	1,00
30°	0,90	0,89	0,91
45°	0,74	0,76	0,80
60°	0,50	0,58	0,66

Tabelul 20.11 Factorul de umbrire F_l datorat obstacolelor exterioare apropiate laterale

Unghi la orizont	45° latitudine N		
	S	E/V	N
0°	1,00	1,00	1,00
30°	0,94	0,92	1,00
45°	0,84	0,84	1,00
60°	0,72	0,75	1,00

pentru toate zilele lunii, controlul și setarea termostatului de ambient corespund perioadei de intermitență, [MJ];

$a_{R,interm}$ - factor adimensional de corecție pentru răcirea intermitentă, determinat cu relația:

$$a_{R,int\,erm} = 1 - -b_{R,int\,erm}\left(\frac{\tau_{0R}}{\tau_R}\right)\left(\frac{1}{\lambda_R}\right)\left(1 - f_{R,N}\right) \quad (20.54)$$

având ca valoare minimă:

$$a_{R,int\,erm} = f_{R,N}$$

în care:

$f_{R,N}$ - factor reprezentând raportul dintre numărul de zile din săptămână cu răcire normală și numărul de zile dintr-o săptămână (exemplu 5/7);

$b_{R,interm}$ - factor de corelație empiric, cu valoare constantă $b_{R,interm} = 3$;

τ_R - constanta de timp pentru răcire, conform relației 20.51 [h];

τ_{0R} - constanta de timp de referință pentru răcire, determinată conform tabelului 20.6, [h];

λ_R - raportul dintre aporturile și pierderile de căldură ale clădirii (zonei) în modul de răcire.

NOTĂ: Factorul de corecție $a_{R,interm}$ ține cont de faptul că impactul intermitenței de funcționare a sistemului de răcire asupra necesarului de energie este funcție de lungimea perioadei de intermitență, de raportul dintre aporturile și pierderile de căldură și de inerția termică a clădirii: (v. fig. 20.5).

c) Cazul răcirii cu perioade mari de întrerupere a funcționării.

În anumite clădiri cum ar fi școlile, perioadele de vacanță în timpul sezonului de răcire conduc la o reducere importantă a necesarului de frig.

Necesarul de frig în timpul perioadei de vacanță se calculează astfel:

- pentru luna ce include o perioadă de vacanță, calculul se face diferențiat:
  a) pentru perioada de răcire normală;
  b) pentru perioada de vacanță;
- se interpolează liniar rezultatele obținute ținând cont de raportul dintre perioada de timp de vacanță și perioada de timp normală, utilizand următoarea relație:

$$\Phi_{R,vac} = f_{R,N}\Phi_R + \left(1 - f_{R,N}\right)\Phi_{R,tot,vac} \quad (20.55)$$

unde:

$\Phi_{R,vac}$ - necesarul de energie pentru răcire ce ține cont de perioadele de vacanță, [MJ];

Φ_R - necesarul de energie pentru răcire calculat conform § 20.2.2.2, presupunând ca pentru toate zilele lunii, setările și controlul termostatului de ambianță sunt cele corespunzătoare perioadei normale, [MJ];

$\Phi_{R,tot,vac}$ - necesarul de energie pentru răcire calculat conform § 20.2.2.2, presupunând că pentru toate zilele lunii, setările și controlul termostatului de ambianță sunt cele corespunzătoare perioadei de vacanță, [MJ];

f_{RN} - factor reprezentând numărul de zile din luna cu răcire normală, raportate la numărul total de zile al perioadei (exemplu 10/31).

Observație: *Metoda nu este aplicabilă pentru cazuri complexe.*

20.2.2.4. Necesarul de energie anual pentru răcire

Necesarul anual de energie pentru răcire, pentru o zonă de clădire dată, se calculează însumând necesarul de energie pe perioadele distincte din an în care este necesară răcirea, ținând cont de durata acestor perioade de-a lungul unui an calendaristic:

$$\Phi_{R,an} = \sum_j \Phi_{R,j} \quad (20.56)$$

în care:

$\Phi_{R,an}$ - necesarul anual de răcire pentru zona considerată, [MJ];

$\Phi_{R,j}$ - necesarul de răcire al zonei considerate pentru luna j, determinat conform § 20.2.2, [MJ].

Durata sezonului de răcire ce determină perioada de funcționare a sistemelor de răcire se obține conform § 20.2.2.6.

Tabelul 20.12 Gradul de ocupare al încăperilor cu diferite destinații

Destinație	Aria utilă a pardoselii pentru o persoană, în m² / persoană *)	
	Domeniu tipic	Valoare prin lipsă
Birou	de la 7 până la 20	12
Birou mic	de la 8 până la 12	10
Sala de sedințe	de la 2 până la 5	3
Magazin	de la 3 până la 8	4
Sală de clasă	de la 2 până la 5	2,5
Salon de spital	de la 5 până la 15	10
Cameră de hotel	de la 5 până la 20	10
Restaurant	de la 1,2 până la 5	1,5

Tabelul 20.13. Valori de proiectare pentru debitele de aer aspirat din încăperi poluate

Destinație	UM	Domeniu tipic	Valori prin lipsă
Bucătărie :			
- Utilizare obișnuită	[m³/(h·m²)]	> 72	108
	[l/s]	> 20	30
- Utilizare profesională	*	*	*
Toaleta/grup sanitar **			
- Pe încăpere (minim)	[m³/h]	> 24	36
	[l/s]	> 6,7	10
- Pe arie de pardoseală	[m³/(h·m²)]	> 5,0	7,2
	[l/(s·m²)]	> 1,4	2,0

* Debitul de aer aspirat din bucătării se stabilește în conformitate cu situația specifică.

** În utilizare cel puțin 50% din timp. Pentru durate de funcționare mai mici sunt necesare debite mai mari. Valori mai mici sunt posibile pentru aer extras direct din cabina de WC (valoare tipică: de la 10 până la 20 $m^3 \cdot h^{-1}$ pentru o cabină de WC)

20.2.2.5 Energia totală utilizată pentru sistemele de răcire și de ventilare

Pierderile de energie ale sistemului. Pierderile de energie ale sistemului pot fi indicate prin intermediul unei eficiențe globale a sistemului; în acest caz se utilizează relația:

$$\Phi_{sist,R} = \frac{\Phi_R}{\eta_{sist,R}} \quad (20.57)$$

unde:

$\Phi_{sist,R}$ - energia utilizată de sistemul de răcire, inclusiv pierderile de energie ale sistemului, [MJ];

Φ_R - energia necesară pentru răcire a clădirii sau zonei, [MJ];

$\eta_{sist,R}$ - eficiența globală a sistemului de răcire, incluzând pierderile de energie la generarea, transportul, acumularea, distribuția și emisia de agent termic din sistem, cu excepția cazului când sunt raportate separat ca energie auxiliară.

Deoarece există foarte puține date fiabile referitoare la eficiența globală a sistemelor și ținând seama de diversitatea soluțiilor tehnice, este recomandat ca pierderile ca și recuperările de energie să fie evaluate pe componente.

În diagrama energetică din fig. 20.2 s-au pus în evidență patru nivele la care trebuie calculate pierderile și aporturile de energie în sisteme și anume: nivelul clădirii, nivelul centralei de tratare a aerului, nivelul sursei de frig, pe partea de agent secundar (de răcire) și nivelul sursei de frig, pe partea de agent primar (agent frigorific).

La acestea se adaugă energia auxiliară necesară funcționării pompelor, ventilatoarelor, recuperatoarelor etc.

La nivelul generatorului termodinamic de frig (GTF), sunt evidențiate două intrări: pe de o parte este energia primară furnizată sistemului frigorific și pe de altă parte este energia (căldura) absorbită de circuitul secundar care va alimenta centrala de tratare a aerului, CTA.

De asemenea sunt puse în evidență două circuite energetice distincte: circuitul clădire - centrală de tratare - centrală frigorifică și circuitul energie primară - centrală frigorifică.

Diferența esențială dintre cele două circuite este că în primul circuit, fluxul de energie care iese din sistem are un rol pozitiv, micșorând necesarul de răcire la fiecare nivel iar pe circuitul al doilea, energia care iese din sistem reprezintă un consum suplimentar de energie.

Evaluarea la nivelul clădirii a energiei care iese din sistem, prin transfer de căldură și prin ventilare nocturnă au fost detaliate la § 20.2.2.

La nivelul centralei de tratare a aerului, trebuie evaluate în detaliu următoarele componente energetice: contribuția energetică a surselor neconvenționale, $\Phi_{neconv\ CTA}$, consumul suplimentar de energie la nivelul CTA, datorită încălzirii aerului rece pe conducte și consumul suplimentar de energie datorită pierderilor de aer prin neetanșeitățile sistemului de transport și distribuție a aerului, $\Phi_{pierd\ aer}$.

Evaluarea contribuției surselor neconvenționale trebuie să se facă cu luarea în considerare a tuturor componentelor sistemului de recuperare, inclusiv energia auxiliară suplimentară.

Pierderile de aer din sistem conduc la pierderi mari de energie în sistem deoarece aerul tratat, de cele mai multe ori, nu mai ajunge în încăperi. Aceste pierderi trebuie evaluate în funcție de clasa de etanșare a sistemului de conducte și de locul de montaj al acestora (în interiorul sau în afara spațiului climatizat).

Pierderile de energie datorită încălzirii pe circuit a apei reci, $\Phi_{pierd\ ar}$, trebuie să fie luate în considerare la nivelul circuitului secundar de răcire.

Pierderile de energie ale sistemului pot include și pierderile energetice ale clădirii datorate distribuției neuniforme a temperaturii și controlului imperfect al temperaturii ambientale, dacă acestea nu au fost deja considerate în cadrul corecțiilor la temperatura interioară.

Se menționează că nu a fost introdus în bilanțul de energie pentru răcire, consumul de energie datorat condensării vaporilor de apă pe bateria de răcire din centrala de tratare a aerului; după cum s-a menționat, acest capitol se referă numai la căldura sensibilă.

20. 2.2.6. Durata sezonului de răcire

Pentru metoda lunară de calcul, durata sezonului de răcire se determină prin numărarea zilelor pentru care energia necesară pentru răcire este mai mare ca zero.

O soluție simplă este de a reprezenta grafic variația temperaturii medii lunare (pe ordonată), pentru diferite luni ale perioadei calde și de tranziție (pe abscisă) - fig. 20.6. Se calculează „temperatura de echilibru" care reprezintă valoarea temperaturii exterioare la care aporturile de căldură de la sursele interioare și exterioare (soare) sunt egale cu pierderile prin transfer (prin transmisie, Φ_T și aer de ventilare, Φ_V), calculate pentru temperatura interioară de calcul pentru climatizare.

Se calculează temperatura exterioară (medie zilnică) θ_{emz} care satisface relația:

$$\theta_{emz} = \theta_i - \frac{\eta_l \Phi_{surse,z}}{U_T \cdot t_z} \quad (20.58)$$

în care:

θ_i - temperatura interioară de calcul pentru climatizare,

$\Phi_{surse,z}$ - energia de la soare și surse interioare, calculată pentru o zi medie din luna respectivă (de început sau sfârșit de sezon de răcire),

U_T - transmitanța totală a încăperii,

η_l - factor de utilizare a pierderilor de căldură calculat pentru $\lambda = 1$ (v. relația 20.48),

t_z - durata unei zile (86400 secunde).

Transmitanța totală rezultă din suma transmitanței de transmisie a pereților exteriori și a transmitanței aerului de ventilare (v. relațiile 20.31 și 20.33). Debitele medii de aer pentru diferite destinații se pot lua din tabele 20.12, 20.13. Energia provenită de la sursele interioare se poate stabili, în lipsa unor date concrete, pe baza tabelelor 20.3 – 20.5. Pentru gradul de ocupare al încăperilor se pot folosi datele din tabelul 20.12.

Grafic, se intersectează curba temperaturii exterioare cu dreapta $\theta_{emz} = const$ și se determină perioada de răcire care corespunde unei temperaturi $\theta_e > \theta_{emz}$. Reprezentarea se face la scară, considerând că temperatura medie a fiecărei luni corespunde datei de 15 a lunii, pentru a citi pe abscisă numărul de zile din lunile în care se începe și se termină răcirea.

Durata sezonului de răcire poate fi redusă prin aplicarea unor tehnici care conduc la economii de energie pentru răcire (de exemplu, prin utilizarea ventilării nocturne). În aceste situații este necesară evaluarea perioadelor de funcționare a eventualelor sisteme auxiliare, păstrând pentru calculul necesarului de energie, doar perioada de timp în care funcționează sistemul de răcire de bază.

Pentru auditul energetic și certificatul energetic al instalațiilor de ventilare și climatizare, vezi cap. 7 din volumul de Încălzire.

20.3. Date climatice

Ca urmare a interacțiunii dintre clădire și mediul exterior, calculul necesarului de energie pentru încălzire și răcire necesită cunoașterea datelor climatice ale locului în care este amplasată clădirea. Consumul real depinde de parametrii meteorologici de la un moment dat, însă pentru calcule de prognoză energetică sunt necesare date climatice, obținute prin prelucrarea statistică a datelor meteorologice.

Pentru utilizare în aplicațiile de consumuri energetice anuale pentru încălzirea și răcirea clădirilor, a fost construit anul climatic «standard» pentru toate capitalele de județ din România.

Anul meteorologic standard (tip) a fost construit astfel încât valorile medii, distribuția frecvențelor și corelațiile dintre diversele caracteristici meteorologice să se păstreze cât mai bine. Tehnica utilizată a avut la bază standardul ISO 15927-4:2005. Datele meteorologice înregistrate timp de 10 ani (1996-2006) au fost prelucrate de către Agenția Națională de Meteorologie și Universitatea Tehnică de Construcții București.

Anul standard este compus din „luni tipice", alese din datele meteorologice înregistrate (completate prin interpolare când a fost necesar). Alegerea unei luni tipice privitoare la un parametru climatic p (temperatură, umiditate relativă și radiație solară) s-a realizat astfel:

a) S-au calculat mediile zilnice pentru parametrul p, pe baza datelor orare, măsurate în fiecare lună „*A*" și pentru fiecare an „*L*" din cei 10 ani,
b) S-a construit funcția cumulativă empirică de probabilitate F_{LAp} (v. relația 20.59) a mediilor zilnice ale parametrului climatic p considerat, calculate pentru luna "*L*", pentru fiecare an în parte:

$$F_{LAp}(t) = \frac{\text{nr. de valori medii} \le t, \text{ măsurate pentru p în luna L din anul A}}{1 + \text{nr. total de valori medii măsurate pentru p în luna L din anul A}} \quad (20.59)$$

c) s-a construit funcția cumulativă de probabilitate F_{LP} (v. relația 20.60) a mediilor zilnice ale parametrului climatic pe baza mediilor zilnice ale lunii respective din toți anii utilizați în calcul.

$$F_{Lp}(t) = \frac{\text{nr. de valori medii} \le t, \text{ măsurate pt. p în luna L din toți anii considerați}}{1 + \text{nr. total de valori medii măsurate pt. p în luna L din toți anii considerați}} \quad (20.60)$$

d) Pentru fiecare luna *L* considerată, s-a determinat statistica Finkelstein-Schafer FS (F_{LAp}, F_{LP}) ca distanță dintre F_{LAp} și F_{Lp} definită prin (20.61):

$$FS\left(F_{LAp}, F_{Lp}\right) = \frac{\sum_i / F_{LAp}(t_i) - F_{Lp}(t_i) /}{n} \quad (20.61)$$

unde:

n - numărul de termeni din suma de la numărător;
t_i - puncte, câte unul pe fiecare interval, pe care funcția:
$|F_{LAp}(t) - F_{LP}(t)|$ este constantă,
$(|F_{LAp}(t) - F_{LP}(t)|$ fiind o funcție constantă pe porțiuni.

e) Pentru fiecare parametru climatic pentru luna calendaristică L se aranjează anii A în ordine crescătoare a valorii FS (F_{LAp},F_{Lp}).
f) Se calculează:

$$D_{LA} = \sum_p r_{LAp} \quad (20.62)$$

unde:

r_{LAp} - rangul anului A în șirul crescător de mai sus.

În principiu, ca lună tipică pentru fiecare lună calendaristică se ia luna din acel an pentru care valoarea este minimă. în realitate, s-a introdus în plus drept un criteriu suplimentar de selecție, viteza vântului.

După alegerea lunilor tipice, deoarece acestea proveneau din ani diferiți și deci la frontiera dintre ele au apărut discontinuități mari între valorile parametrilor climatici considerați, s-a procedat la netezirea tranziției (prin tehnici de lisare), pe baza observațiilor măsurate la cel mult 8 ore de momentul trecerii de la o lună la alta.

Înregistrările au provenit de la stațiile meteorologice din reședințele de județ; în tabelul 20.14 se regăsesc coordonatele geografice ale acestora și perioadele de funcționare (perioada de funcționare nu a fost continuă la toate stațiile).

Anul de referință a fost astfel construit pentru cele 43 locații ale stațiilor meteorologice județene (incluzând și cele două stații ale municipiului București), pentru următorii parametri meteorologici:

- temperatura aerului [^{0}C];
- umiditatea relativă [%];
- temperatura punctului de rouă [°C];
- conținutul de umiditate [g/kg];
- viteza vântului [m/s].

Pentru stațiile meteorologice București-Afumați, Constanța, Galați, Iași, Cluj-Napoca, Craiova și Timișoara anul de referință a fost construit și pentru radiația directă și difuză [cal/cm^2]. În toate situațiile, viteza vântului a fost considerată ca variabilă secundară. În tabelul 20.14 se dau ca exemplu, valorile orare ale parametrilor climatici pentru București (stația Afumați). Pentru celelalte localități, valorile sunt date pe CD, în format *.txt.

Pentru auditul energetic și certificatul energetic al instalațiilor de ventilare și climatizare, vezi cap. 7 din volumul de Încălzire.

Tabelul 20.14. Coordonatele geografice și perioadele de funcționare ale stațiilor meteorologice județene.

Nr. crt	Denumirea stației	Cod	Județ	Lat.		Long.		Alt. (m)	Data intrării în funcțiune
1	Alba Iulia	604335	AB	46°	4'	23°	34'	246	1979
2	Alexandria	359521	TR	43°	59'	25°	21'	75	1944
3	Arad	608121	AR	46°	8'	21°	21'	116	1923
4	Bacău	635658	BC	46°	32'	26°	55'	184	1896
5	Baia-Mare	740330	MM	47°	40'	23°	30'	216	1880
6	Botoșani	741640	BT	47°	44'	26°	39'	161	1932
7	Brăila	512755	BR	45°	12'	27°	55'	15	1979
8	Brașov	542532	BV	45°	42'	25°	32'	534	1937
9	București-Afumați	430613	B	44°	29'	26°	11'	90	1949
10	București-Baneasa	430608	B	44°	30'	26°	8'	90	1929
11	București-Filaret	425606	B	44°	25'	26°	6'	82	1892
12	Buzău	509649	BZ	45°	9'	26°	49'	97	1932
13	Călărași	412721	CL	44°	12'	27°	21'	19	1882
14	Cluj-Napoca	647334	CJ	46°	47'	23°	34'	410	1880
15	Constanta	413838	CT	44°	13'	28°	39'	13	1885
16	Craiova	414352	DJ	44°	19'	23°	52'	192	1883
17	Deva	553254	HD	45°	52'	22°	54'	240	1952
18	Drobeta Tr. Severin	438238	MH	44°	38'	22°	38'	77	1892
19	Focșani	541712	VN	45°	42'	27°	12'	57	1976
20	Galați	530801	GL	45°	29'	28°	2'	69	1939
21	Giurgiu	352557	GR	43°	53'	25°	57'	24	1886
22	Iasi	710736	IS	47°	10'	27°	38'	102	1894
23	Miercurea Ciuc	622544	HR	46°	22'	25°	44'	661	1948
24	Oradea	703156	BH	47°	2'	21°	54'	136	1880
25	Petroșani	525323	HD	45°	25'	23°	23'	607	1939
26	Piatra Neamț	656621	NT	46°	55'	26°	23'	360	1899
27	Pitești	452452	AG	44°	51'	24°	49'	316	1899
28	Ploiești	457600	PH	44°	57'	26°	0'	177	1898
29	Reșita	518155	CS	45°	18'	21°	55'	279	1939
30	Rm. Vâlcea	506422	VL	45°	6'	24°	22'	237	1927
31	Satu Mare	748253	SM	47°	43'	22°	53'	123	1880
32	Sf. Gheorghe	552548	CV	45°	52'	25°	49'	523	1939
33	Sibiu	548409	SB	45°	48'	24°	9'	443	1851
34	Slatina	426421	OT	44°	26'	24°	21'	172	1977
35	Slobozia	433724	IL	44°	33'	27°	24'	51	1979
36	Suceava	739615	SV	47°	38'	26°	15'	350	1951
37	Târgoviște	456526	DB	44°	56'	25°	26'	296	1935
38	Tg. Jiu	502317	GJ	45°	2'	23°	16'	203	1899
39	Tg. Mures	632432	MS	46°	32'	24°	32'	308	1880
40	Timișoara	546115	TM	45°	46'	21°	15'	86	1884
41	Tulcea	511849	TL	45°	11'	28°	49'	4	1904
42	Vaslui	639744	VS	46°	39'	27°	43'	116	1893
43	Zalău	711305	SJ	47°	12'	23°	3'	295	1940

E. Eficiența energetică a instalațiilor

Capitolul 21
Eficiența energetică a instalațiilor frigorifice

Exigențele impuse prin conceptul de dezvoltare durabilă și prin reglementările internaționale și interne referitoare la reducerea consumurilor energetice din clădiri (Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European privind performanța energetică a clădirilor, preluată la noi prin Legea 372/2005) necesită ca instalațiile care echipează clădirea să aibă o eficiența energetică cât mai ridicată. Angajamentele Uniunii Europene din ianuarie 2008 prevăd ca până în anul 2020 eficiența energetică a instalațiilor termice să crească cu 20%. În plus, trebuie luate măsuri ca emisiile de CO_2 să se reducă progresiv (cu 20% până în anul 2020). Cum instalațiile frigorifice sunt atât consumatoare de energie cât și participante la încălzirea atmosferei (direct prin emisiile de fluid frigorific și indirect de CO_2 la producerea energiei de acționare), acestea sunt vizate astfel direct, mai ales în condițiile în care climatizarea clădirilor este în continuă dezvoltare în contextul creșterii continue a temperaturii atmosferei.

Creșterea eficienței energetice a instalației frigorifice impune cunoașterea factorilor care influentează consumul de energie de acționare. O analiză pertinentă, care să poată arăta și ponderea acestor factori, se poate realiza pe baza pierderilor de exergie din procesele din instalație, cu care se poate determina randamentul exergetic și cu acesta performanța reală a instalației.

21.1. Analiza exergetică a proceselor din instalația frigorifică.

Această analiză este specifică fiecărui tip de instalație frigorifică. Deoarece instalația cu comprimare mecanică este mai des utilizată în climatizarea spațiilor, analiza exergetică se va referi la aceasta.

21.1.1. Cazul instalației frigorifice cu amoniac.

21.1.1.1. Analiza exergetică a proceselor reversibile (funcționarea teoretică).

Schema teoretică de funcționare a instalației frigorifice cu comprimare mecanică într-o treaptă, funcționând cu amoniac, este prezentată în figura 21.1.

Ciclul termodinamic teoretic de funcționare a instalației frigorifice cu amoniac, cu procese reversibile în compresor (comprimare adiabatic-reversibilă) și în schimbătoarele de căldură (funcționare cu diferențe infinit mici de temperatură între fluide) este reprezentat în diagrama T-s (fig. 21.2).

În acest caz, puterea de acționare a compresorului, exergia P_K, servește la transferul anergiei Φ_0 preluată de la mediul răcit la nivelul T_0 până la nivelul T_C, unde se cedează către mediul ambiant puterea termică Φ_C în condensator și Φ_{SR} în subrăcitor, conform bilanțului energetic:

$$\Phi_0 + P_K = \Phi_C + \Phi_{SR} \qquad (21.1)$$

Puterea frigorifică preluată la nivelul T_0 în vaporizator este constituită integral din anergie, acest flux de anergie fiind:

$$\left(A_n\right)_{\Phi_0} = \frac{T_E}{T_0}\Phi_0 = \frac{T_C}{T_0}\Phi_0 > \Phi_0 \qquad (21.2)$$

Deci anergia din mediul răcit ce trebuie evacuată este superioară căldurii Φ_0 preluată de fluidul frigorific în procesul de vaporizare, diferența fiind acoperită de puterea P_K consumată de compresor în procesul de comprimare adiabatic-reversibil.

$$\left(P_K\right)_{REV} = \left(Ex\right)_{\Phi_0} = \left(\frac{T_C}{T_0} - 1\right)\Phi_0 \qquad (21.3)$$

Acest flux de exergie cedat mediului răcit împreună cu puterea frigorifică Φ_0 formează fluxul de anergie cedat mediului exterior în condensator și în subrăcitor. Astfel, bilanțul energetic redat de relația (21.1) se poate rescrie:

$$\Phi_C + \Phi_{SR} = \left(A_n\right)\Phi_0 =$$
$$= \Phi_0 + (Ex)\Phi_0 = \Phi_0 + \left(P_K\right)_{REV} \qquad (21.4)$$

Randamentul exergetic al ciclului termodinamic reversibil al instalației frigorifice cu comprimare mecanică de vapori de amoniac va fi deci:

$$\left(\eta_{EX}\right)_{REV} = \frac{\left(Ex\right)_{\Phi_0}}{\left(Ex\right)_{\Phi_0}} = 1 \qquad (21.5).$$

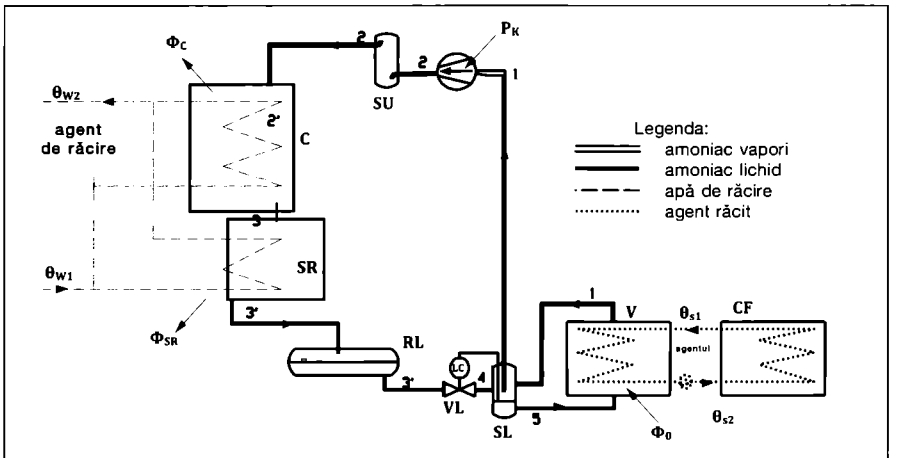


Fig. 21.1. Schema teoretică a instalației frigorifice cu amoniac, într-o treaptă.
V - vaporizator; SL - separator de lichid; K - compresor; SU - separator de ulei; C - condensator; RL - rezervor de lichid; SR - subrăcitor de lichid; VL - ventil de laminare; PS - pompă agent răcit; CF - consumator de frig.

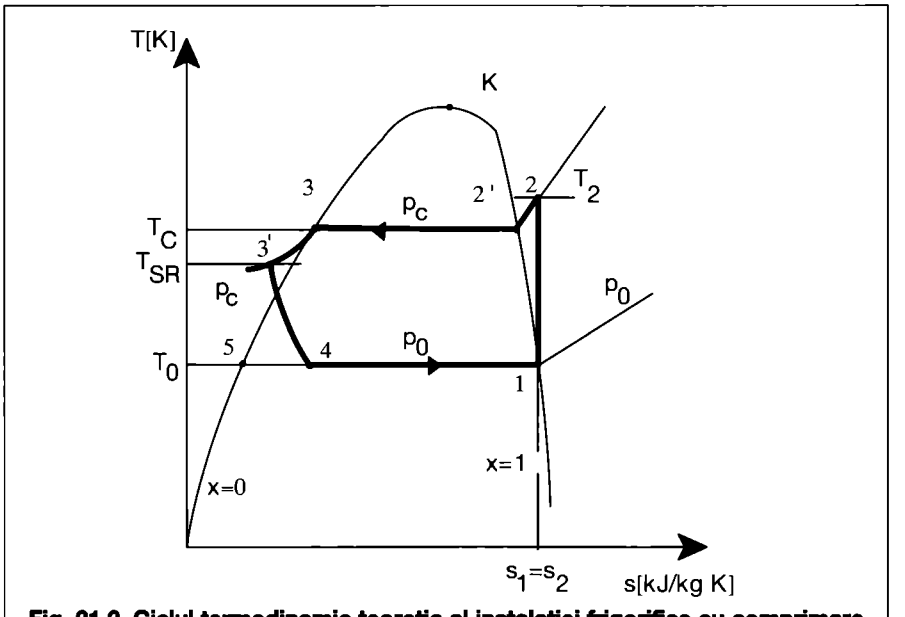


Fig. 21.2. Ciclul termodinamic teoretic al instalației frigorifice cu comprimare mecanică cu vapori de amoniac.

21.1.1.2. Analiza exergetică a proceselor ireversibile (funcționarea reală).

O analiză corectă și completă a tuturor pierderilor energetice ce intervin în funcționarea reală a instalației frigorifice cu compresie mecanică, cât și evidențierea ponderilor acestora în scopul reducerii lor, se poate face urmărind atât ireversibilitățile interne din procesul de comprimare și de laminare, cât și cele externe din schimbătoarele de căldură (vaporizator, condensator și subrăcitor).

Ireversibilitatea internă a procesului de comprimare datorată frecărilor și schimbului de căldură dintre vapori și pereții cilindrului este evidențiată în diagrama T-s (fig. 21.4) prin creșterea de entropie $\Delta s = s_2 - s_1$ (procesul adiabatic reversibil 1 – 2R fiind înlocuit cu cel politropic ireversibil 1 – 2_{IR}.

Se evidențiază, totodată, și ireversibilitățile externe datorate diferențelor finite de temperaturaă din schimbătoarele de caldură (între T_{mR} și T_0 în vaporizator, între T_C și T_E în condensator și între T_{SR} și T_E în subrăcitor).

Astfel, în funcționarea reală a instalației frigorifice, după procese ireversibile, puterea consumată de compresor, constituită din exergie, va fi mai mare decât cea teoretică, din procesul reversibil, cu cantitatea care trebuie să acopere pierderile de exergie prin ireversibilități:

$$\left(P_K\right)_{IREV} = \left(Ex\right)_{\Phi_0} + P_{Ex} \qquad (21.6)$$

cu P_{Ex} - pierderea de energie.

În fig. 21.5 se prezintă fluxurile de exergie și anergie din instalația frigorifică cu procese ireversibile, funcționând cu amoniac.

Bilanțul energetic va fi în acest caz:

$$\Phi_C + \Phi_{SR} = \left(A_n\right)_{\Phi_0} + P_{Ex} =$$

$$= \Phi_0 + \left(Ex\right)_{\Phi_0} + P_{Ex} = \Phi_0 + \left(P_K\right)_{IREV} \qquad (21.7)$$

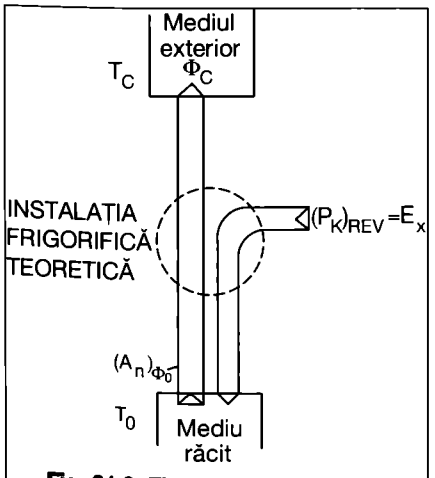


Fig. 21.3. Fluxurile de exergie și anergie în procesele reversibile din instalația frigorifică cu comprimare mecanică cu vapori de amoniac.

Aprecierea gradului de perfecțiune termodinamică a proceselor care se desfășoară în instalația frigorifică, din punct de vedere al ireversibilităților interne și externe introduse de aceste procese se face cu ***randamentul exergetic al ciclului***:

$$\left(\eta_{EX}\right)_{IREV} = \frac{\left(Ex\right)_{\Phi_0}}{\left(Ex\right)_{\Phi_0} + P_{Ex}} = \frac{\left(P_K\right)_{REV}}{\left(P_K\right)_{REV} + P_{Ex}} < 1$$

(21.8)

Se poate exprima și o relație între coeficientul de performanță al instalației frigorifice și randamentul exergetic:

$$COP = \frac{\Phi_0}{P_K} = \frac{\Phi_0}{\left(Ex\right)_{\Phi_0}} \cdot \frac{\left(Ex\right)_{\Phi_0}}{P_K} =$$

$$= \frac{\Phi_0}{\left(P_K\right)_{REV}} \cdot \frac{\left(Ex\right)_{\Phi_0}}{P_K} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \cdot \eta_{EX} \qquad (21.9)$$

Cum:

$$\left(COP\right)_{REV} = \frac{T_0}{T_C - T_0}$$

rezultă:

$$(COP)_{IREV} = (COP)_{REV} \cdot \eta_{EX} \qquad (21.10)$$

Pierderile de exergie P_{Ex} în diferitele componente ale instalației frigorifice se pot calcula pe baza ciclului termodinamic real reprezentat în diagrama T-s (fig. 21.4).

• pierderea de exergie masică din procesul de comprimare:

$$\left(p_{Ex}\right)_K = \left(W_{m,k}\right)_{12} = T_E \cdot \left(s_2 - s_1\right) \text{ [kJ/kg]} \qquad (21.11)$$

care se poate vizualiza în diagrama T-s prin aria (5-6-13-12).

• pierderea de exergie masică din procesul de condensare (de supraîncălzire și condensare propriuzisă):

$$\left(p_{Ex}\right)_C = e_{x2} - e_{x3} = \left(h_2 - T_E \cdot s_2\right) - \left(h_3 - T_E \cdot s_3\right) =$$

$$= \left(h_2 - h_3\right) - T_E\left(s_2 - s_3\right) = q_C - T_E\left(s_2 - s_3\right) \qquad (21.12)$$

Cum q_C este reprezentată de aria (2_{IR}-2'-3-15-12) rezultă că pierderea de exergie masică din condensator este aria (2_{IR}-2'-3-8-5).

• pierderea de exergie masică din subrăcitor:

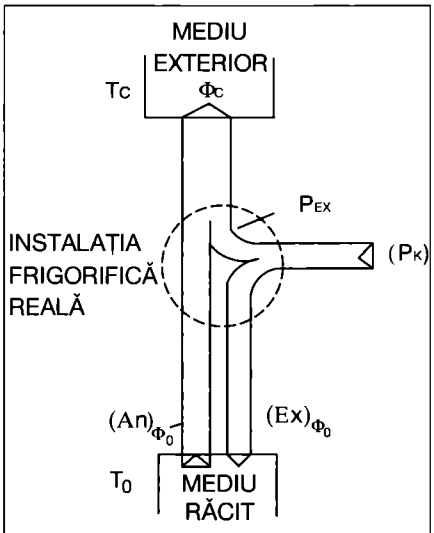


Fig. 21.5. Fluxurile de exergie și anergie în procesele ireversibile din instalația frigorifică cu comprimare mecanică cu vapori de amoniac.

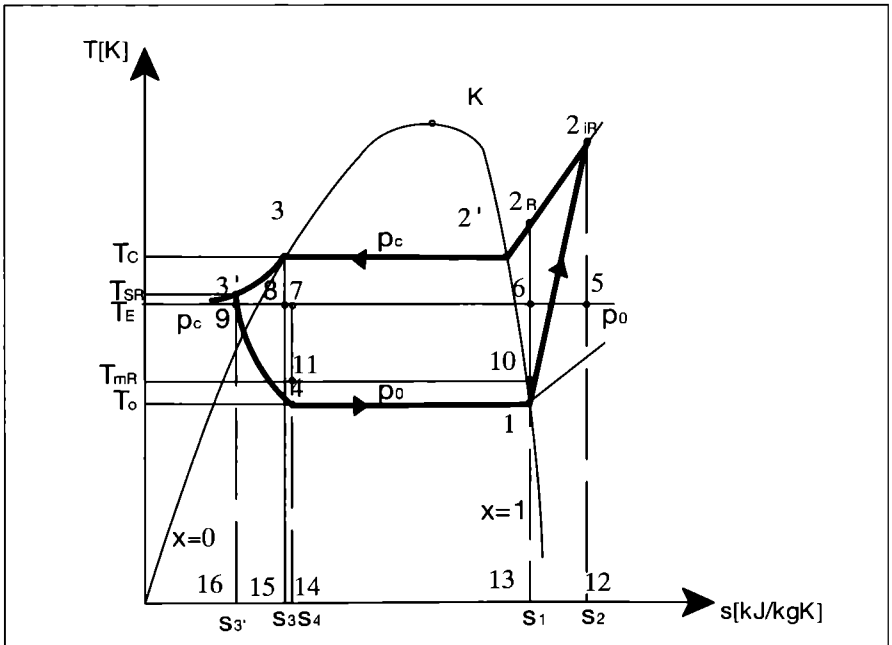


Fig. 21.4. Ciclul termodinamic real al instalației frigorifice cu comprimare mecanică de vapori de amoniac.

T_C - temperatura de condensare [K], T_{SR} - temperatura de subrăcire [K], T_E - temperatura mediului exterior [K], T_{mR} - temperatura medie a agentului răcit [K], T_0 - temperatura de vaporizare [K].

$$\left(p_{Ex}\right)_{SR} = e_{x3} - e_{x3'} = \left(h_3 - T_E \cdot s_3\right) - \left(h_{3'} - T_E \cdot s_{3'}\right) =$$
$$= \left(h_3 - h_{3'}\right) - T_E\left(s_3 - s_{3'}\right) = q_{SR} - T_E\left(s_3 - s_{3'}\right)$$

(21.13)

Cum q_{SR} este reprezentată de aria (3-3'-16-15) pierderea de exergie masică din subrăcitor este redată de aria (3-3'-9-8).

• pierderea de exergie masică din ventilul de laminare:

$$\left(p_{Ex}\right)_{VL} = T_E\left(s_4 - s_{3'}\right) \text{[kJ/kg]} \quad (21.14)$$

deci aria (7-9-16-14).

• pierderea de exergie masică din vaporizator:

$$\left(p_{Ex}\right)_V = \left(h_4 - T_{mR} \cdot s_4\right) - \left(h_1 - T_{mR} \cdot s_1\right) =$$
$$= T_{mR}\left(s_1 - s_4\right) - \left(h_1 - h_4\right) = T_{mR}\left(s_1 - s_4\right) - q_0$$

(21.15)

Deoarece puterea frigorifică masică q_0 este reprezentată de aria (1-4-14-13), pierderea de exergie masică din procesul de vaporizare este redată de aria (10-11-4-1).

Analizând ariile din diagrama T-s, rezultă că din întregul lucru tehnic masic $(W_{m,t})_{12}$ consumat de compresor în procesul real, echivalent cu aria (12-13-1-4-14-16-3'-3-2'-2_{IR}-12) numai lucrul mecanic tehnic masic, echivalent cu aria (11-7-6-10), cea care reprezintă exergia pentru mediul răcit, este utilizat, restul reprezentând pierderi de exergie cauzate de ireversibilitățile proceselor din instalația frigorifică.

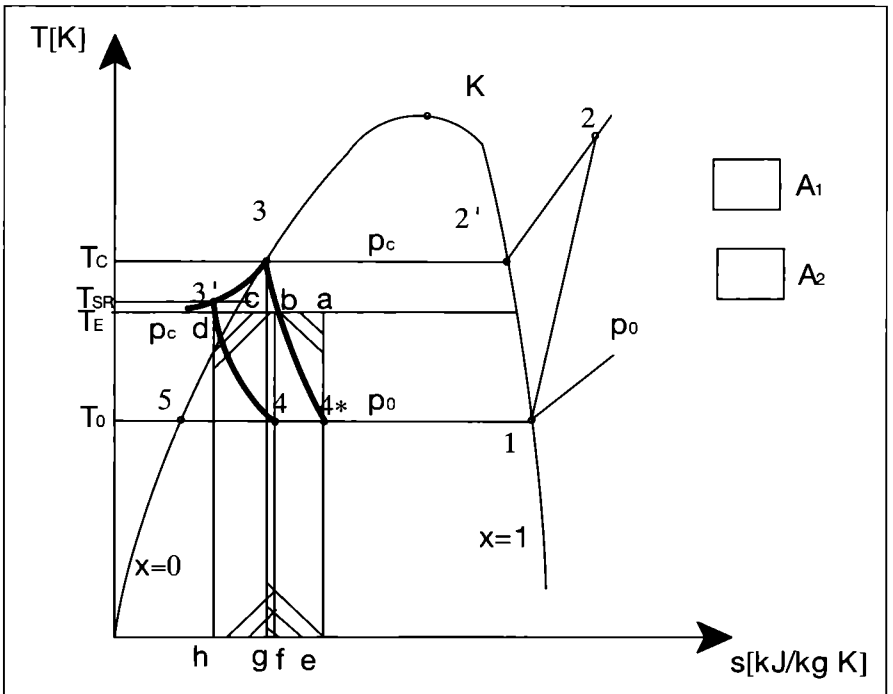
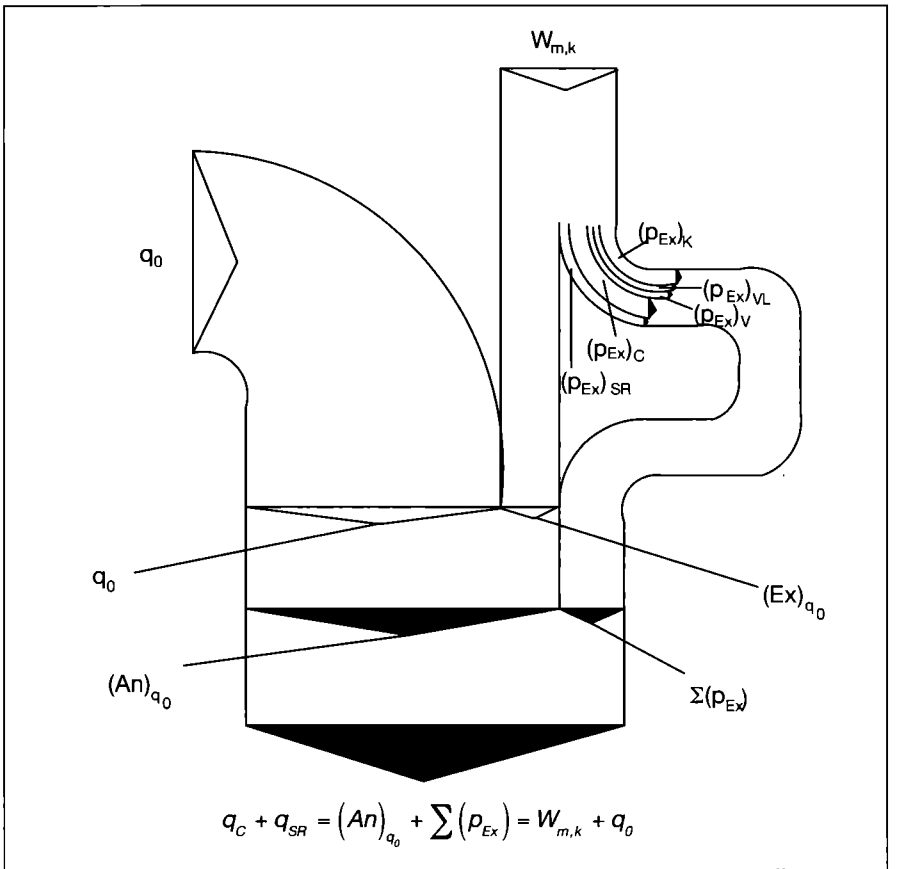


Fig. 21.7. Compararea pierderilor de exergie masică din ventilul de laminare la instalația cu amoniac cu sau fără subrăcitor.

$$\left(W_{m,t}\right)_{12} = \left(e_x\right)_{12} = \left(e_x\right)_{q_0} + \sum\left(p_{Ex}\right) \quad (21.16)$$

Deci randamentul exergetic al instalației frigorifice se poate scrie și sub forma:

$$\eta_{EX} = \frac{\left(e_x\right)_{q_0}}{\left(e_x\right)_{q_0} + \Sigma\left(p_{Ex}\right)} \quad (21.17)$$



$$q_C + q_{SR} = \left(An\right)_{q_0} + \sum\left(p_{Ex}\right) = W_{m,k} + q_0$$

Fig. 21.6. Bilanțul pierderilor de exergie provocate de ireversibilitățile proceselor de lucru ale instalației frigorifice cu comprimare mecanică de vapori de amoniac.

Pierderile totale de exergie din instalație P_{Ex} se determină prin multiplicarea pierderilor masice menționate cu debitul masic de agent frigorific:

$$P_{Ex} = Q_m \cdot \sum p_{Ex} = Q_m \cdot$$
$$\cdot\left[\left(p_{Ex}\right)_K + \left(p_{Ex}\right)_C + \left(p_{Ex}\right)_{SR} + \left(p_{Ex}\right)_{VL} + \left(p_{Ex}\right)_V\right]$$

[kW] (21.18)

Un bilanț al pierderilor de exergie provocate de ireversibilitățile proceselor din instalația frigorifică cu compresie mecanică de vapori de amoniac este prezentat în fig. 21.6.

Cele mai mari pierderi de exergie au loc în condensator, urmate de cele din ventilul de laminare, compresor și vaporizator. Ele pot fi limitate prin măsuri constructive și de exploatare, astfel:

- ***în compresor***, prin micșorarea pierderilor de presiune în supape (se dimensionează mai larg), prin micșorarea spațiului mort (se dimensionează doar pentru plasarea supapelor, protecția la șocul hidraulic fiind asigurată exterior), prin răcirea compresorului și prin realizarea comprimării în mai multe trepte cu răcire intermediară a vaporilor, când raportul de compresie este ridicat;

- ***în condensator și în subrăcitor***, prin scăderea temperaturii de condensare T_C, respectiv de subrăcire T_{SR}, deci a diferenței de temperatură față de cea a mediului exterior T_E; aceasta se poate realiza utilizând răcirea cu apă, cu cir-

culația fluidelor în contracurent și prin folosirea de schimbătoare de căldură performante (cu plăci, cu minicanale) la care diferența de temperatură între medii se reduce la *1-2* K;

- ***în ventilul de laminare***, prin subrăcirea agentului frigorific lichid, rezultat din condensator; această influență este reprezentată prin diferența ariilor A_1 (b-d-h-f) și A_2 (a-c-g-e) din diagrama T-s (fig. 21.7), care reprezintă pierderile de exergie masică din ventilul de laminare la instalația cu sau fără subrăcitor. Cum $A_1 < A_2$ rezultă că instalația cu subrăcitor va avea pierderi de exergie în ventilul de laminare mai mici. Deși prezența subrăcitorului introduce pierderi de exergie specifice $(p_{Ex})_{SR}$, diminuarea pierderilor din ventilul de laminare și creșterea puterii frigorifice masice q_0 aduce un avantaj în ansamblul instalației.

- **în vaporizator**, similar celorlalte schimbătoare de căldură (condensator, subrăcitor), prin creșterea temperaturii de vaporizare T_0, deci prin micșorarea diferenței de temperatură față de cea a mediului răcit T_{mR}: acest lucru se poate realiza prin folosirea de schimbătoare de căldură performante (cu plăci, cu minicanale).

Influenta diferitelor măsuri în reducerea pierderilor de exergie se prezintă în tabelul 21.1. Se compară pierderile de exergie pentru o instalatie frigorifica cu amoniac, fara subrăcitor, prevazută cu schimbătoare de căldură multitubulare, funcționând in conditiile Φ_0 = *100* kW, θ_0/θ_C = *+4/+35* °C, cu cele realizate dacă se introduc diferite ameliorări constructive sau funcționale, conform exemplelor de calcul 21.1 și 21.2. Eficiența frigorifică (COP) crește atât cu randamentul exergetic (conform relației 21.9), cât și cu cât sunt mai apropiate cele două temperaturi între care lucrează instalația *(θ_0/θ_C)*.

Exemplul de calcul 21.1.

Sa se determine randamentul exergetic al unei instalații frigorifice cu compresie mecanică cu amoniac, fără subrăcitor, cu Φ_0 = *100* kW, care răcește apa într-un vaporizator multitubular pe ecartul *12/7* °C utilizând un condensator multitubular răcit cu apă cu temperatura *27/32* °C.

Cu variatiile de temperatura ale fluidelor din vaporizator și condensator (utilizând diferente minime de temperatură între medii de *3* K) obținem:

θ_0 = *4* °C, θ_C = *35* °C și

$\theta_E = \theta_{mW}$ = *29,5* °C, θ_{mR} = *9,5* °C.

T_E = *29,5 + 273,15=302,65* K,

T_{mR} = *9,5 + 273,15 = 282,65* K.

Parametrii termodinamici ai instalatiei (comprimarea este considerată politropică cu η_{IZ} = *0,85*) sunt prezentați în tabelul 21.2.

• pierderea de exergie masică din procesul de comprimare:

$$(p_{Ex})_K = (W_{m,k})_{12} = T_E (s_{2IR} - s_1) =$$

$$= 302,65 \cdot (6,56 - 6,488) = 21,8 \text{ kJ/kg}$$

• pierderea de exergie masică din procesul de condensare (desupraîncălzire și condensare):

$$(p_{Ex})_C = e_{x2} - e_{x3} = (h_{2IR} - T_E \cdot s_{2IR}) -$$

$$-(h_3 - T_E \cdot s_3) = (h_{2IR} - h_3) - T_E (s_{2IR} - s_3) =$$

$$= (1854,9 - 586,4) - 302,65 \cdot (6,56 - 2,49) = 33,7 \text{ kJ/kg}$$

• pierderea de exergie masică din ventilul de laminare:

$$(p_{Ex})_{VL} = T_E (s_4 - s_3) = 302,65 \cdot (2,57 - 2,49) =$$

$$= 24,2 \text{ kJ/kg}$$

• pierderea de exergie masică din vaporizator:

$$(p_{Ex})_{VL} = T_E (s_4 - s_3) = 302,65 \cdot (2,57 - 2,49) =$$

$$(p_{Ex})_V = (h_4 - T_{mR} \cdot s_4) - (h_1 - T_{mR} \cdot s_1) =$$

$$= T_{mR}(s_1 - s_4) - (h_1 - h_4) =$$

$$= 282,65 \cdot (6,488 - 2,57) - (1689 - 586,4) =$$

$$= 4,8 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{Ex} = (p_{Ex})_K + (p_{Ex})_C + (p_{Ex})_{VL} + (pEx)V =$$

$$= 21,8 + 33,7 + 24,2 + 4,8 = 84,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{M} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} = \frac{100}{1689 - 586,4} = 0,0907 \text{ kg/s}$$

$$P_{Ex} = p_{Ex} \cdot \dot{M} = 84,5 \cdot 0,090 = 7,665 \text{ kW}$$

$$(P_K)_{REV} = \dot{M} \cdot (h_{2R} - h_1) =$$

$$= 0,0907 \cdot (1830 - 1689) = 12,79 \text{ kW}$$

$$(\eta_{EX})_{IREV} = \frac{(Ex)_{\Phi_0}}{(Ex)_{\Phi_0} + P_{Ex}} = \frac{(P_K)_{REV}}{(P_K)_{REV} + P_{Ex}} =$$

$$= \frac{12,79}{12,79 + 7,665} = 0,625$$

Exemplul de calcul 21.2.

Să se determine care este noul randament exergetic al instalației anterioare dacă:

a) se realizează o subrăcire a amoniacului condensat cu 3 K;

b) se răcește compresorul cu 5 K;

c) condensatorul și vaporizatorul sunt schimbătoare de căldură cu plăci.

a) Parametrii termodinamici ai instalației (comprimarea este considerată politropică cu η_{IZ} = *0,85*) sunt prezentați în tabelul 21.3

Pierderea de exergie masică din procesele de comprimare și de condensare rămân ca în exemplul 21.1:

$(p_{Ex})_K$ = *21,8* kJ/kg;

$(p_{Ex})_C$ = *33,7* kJ/kg.

• pierderea de exergie masică din subrăcitor:

Tabel 21.1. Pierderile de exergie pentru diferite condiții de funcționare.

Tip instalație θ_0/θ_C	IFCM fără SR +4/+35 °C	IFCM cu SR +4/+35/+32 °C	IFCM fără SR cu răcire K cu 5K +4/+35 °C	IFCM fără SR C și V cu plăci +5,5/+33,5 °C
Alte efecte	-	Subrăcire lichid cu 3K	θ_2 mai redus cu 5K	-
$(p_{ex})_K$	21,8	21,8	18,75	19,7
$(p_{ex})_C$	33,7	33,7	32,8	29,4
$(p_{ex})_{SR}$	-	2,1	-	-
$(p_{ex})_{VL}$	24,2	15,1	24,2	22,7
$(p_{ex})_V$	4,8	10,4	4,8	3,85
$(p_{ex})_{TOTAL}$	84,5	83,1	80,55	75,65
P_{Ex}	7,665	7,437	7,305	6,81
η_{EX}	0,625	0,629	0,6365	0,64
COP	5,5875	5,623	5,69	6,605

Tabel 21.2. Parametrii termodinamici pentru: θ_0 = 4 °C, θ_C = +35 °C

Punct	1	2_{rev}	2_{irev}	2'	3	4*	5
θ[°C]	4	75	84	35	35	4	4
T[K]	277,15	348,15	357,15	308,15	308,15	277,15	277,15
h[kJ/kg]	1689	1830	1854,9	1711,8	586,4	586,4	442,1
s[kJ/kg·K]	6,488	6,488	6,56	6,125	2,49	2,57	2,1

Tabel 21.3. Parametrii termodinamici la: θ_0 = 4 °C, θ_C = +35 °C, θ_{SR} = +32 °C

Punct	1	2_{rev}	2_{irev}	2'	3	3'	4	5
θ[°C]	4	75	84	35	35	32	4	4
T[K]	277,15	348,15	357,15	308,15	308,15	305,15	277,15	277,15
h[kJ/kg]	1689	1830	1854,9	1711,8	586,4	572,2	572,2	442,1
s[kJ/kg·K]	6,488	6,488	6,56	6,125	2,49	2,45	2,5	2,1

$(p_{Ex})_{SR} = (h_3 - T_E \cdot s_3) - (h_{3'} - T_E \cdot s_{3'}) =$
$= (h_3 - h_{3'}) - T_E(s_3 - s_{3'}) = (586,4 - 572,2) -$
$-302,65 \cdot (2,49 - 2,45) = 2,1$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din ventilul de laminare:

$(p_{Ex})_{VL} = T_E (s_4 - s_{3'}) =$
$= 302,65 \cdot (2,5 - 2,45) = 15,1$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din vaporizator:

$(p_{Ex})_V = (h_4 - T_{mR} \cdot s_4) - (h_1 - T_E \cdot s_1) =$
$= T_{mR} \cdot (s_1 - s_4) - (h_1 - h_4) = 282,65 \cdot$
$\cdot (6,488 - 2,5) - (1689 - 572,2) = 10,4$ kJ/kg

$p_{Ex} =$
$= (p_{Ex})_K + (p_{Ex})_C + (p_{Ex})_{SR} + (p_{Ex})_{VL} + (p_{Ex})_V =$
$= 21,8 + 33,7 + 2,1 + 15,1 + 10,4 = 83,1$ kJ/kg

$\dot{M} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4} = \frac{100}{1689 - 572,2} = 0,0895$ kg/s

$P_{Ex} = p_{Ex} \cdot \dot{M} = 83,1 \cdot 0,0895 = 7,437$ kW

$(P_K)_{REV} = \dot{M} \cdot (h_{2R} - h_1) =$
$= 0,0895 \cdot (1830 - 1689) = 12,62$kW

$(\eta_{EX})_{IREV} = \frac{(Ex)_{\Phi_0}}{(Ex)_{\Phi_0} + P_{Ex}} = \frac{(P_K)_{REV}}{(P_K)_{REV} + P_{Ex}} =$

$= \frac{12,62}{12,62 + 7,437} = 0,629$

b) Considerăm că prin răcirea compresorului se va reduce cu 5 K și temperatura vaporilor refulați, obținând noile stări:

- $s_{2\,ir} = 6,55$ kJ/kg·K;
- $h_{2\,ir} = 1848$ kJ/kg.

Cu aceste noi date se obțin:

• pierderea de exergie masică din procesul de comprimare:

$(p_{Ex})_K = T_E \cdot (s_{2IR} - s_1) =$
$= 302,65 \cdot (6,55 - 6,488) = 18,75$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din procesul de condensare (desupraîncălzire și condensare):

$(p_{Ex})_C = (h_{2IR} - T_E \cdot s_{2IR}) - (h_3 - T_E \cdot s_3) =$
$= (h_{2IR} - h_3) - T_E (s_{2IR} - s_3) =$
$(1848 - 586,4) - 302,65 \cdot (6,55 - 2,49) =$
$= 32,8$ kJ/kg

Celelalte pierderi de exergie masică (în subrăcitor, în ventilul de laminare și în vaporizator) nu se modifică față de cele din exemplul 21.1.

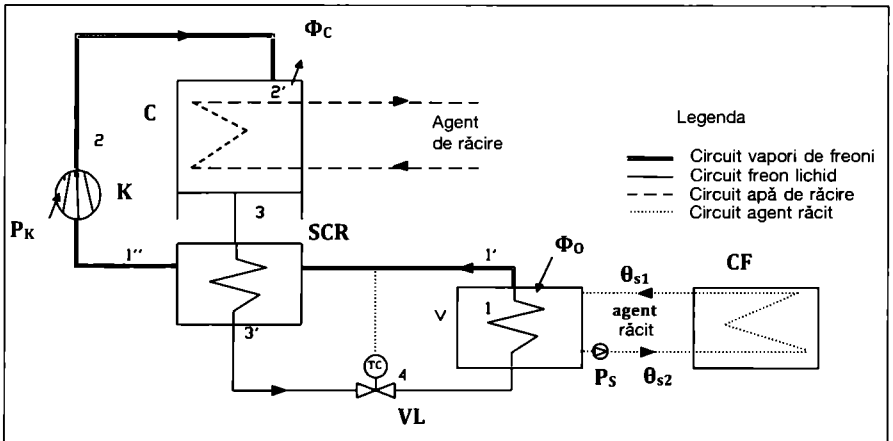


Fig. 21.8. Schema teoretică a instalației frigorifice cu freon într-o treaptă.
V-vaporizator; SCR-schimbător de căldură regenerativ;
K-compresor; C-condensator; VL-ventil de laminare;
CF-consumator de frig; Ps-pompă agent răcit.

$p_{Ex} = (p_{Ex})_K + (p_{Ex})_C + (p_{Ex})_{VL} + (p_{Ex})_V =$
$= 18,75 + 32,8 + 24,2 + 4,8 = 80,55$ kJ/kg

$P_{Ex} = p_{Ex} \cdot Q_m = 80,55 \cdot 0,0907 = 7,305$kW

$(P_K)_{REV} = 12,79$ kW

$(\eta_{EX})_{IREV} = \frac{(Ex)_{\Phi_0}}{(Ex)_{\Phi_0} + P_{Ex}} = \frac{(P_K)_{REV}}{(P_K)_{REV} + P_{Ex}} =$

$= \frac{12,79}{12,79 + 7,305} = 0,6365$

c) Se micșorează diferența de temperatură între fluide la 1,5K, încât:
$\theta_0 = 5,5$ °C; $\theta_C = 33,5$ °C.

Parametrii termodinamici ai instalației (comprimarea este considerată politropică cu $\eta_{IZ} = 0,85$) sunt prezentați în tabelul 21.4.

• pierderea de exergie masică din procesul de comprimare:

$(p_{Ex})_K = (W_{m,k})_{12} = T_E \cdot (s_{2IR} - s_1) =$
$= 302,65 \cdot (6,535 - 6,47) = 19,7$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din procesul de condensare (desupraîncălzire și condensare):

$(p_{Ex})_C = e_{x2} - e_{x3} = (h_{2IR} - T_E \cdot s_{2IR}) -$
$- (h_3 - T_E \cdot s_3) = (h_{2IR} - h_3) - T_E (s_{2IR} - s_3) =$
$= (1845 - 579,3) - 302,65 \cdot (6,535 - 2,45) =$
$= 29,4$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din ventilul de laminare:

$(p_{Ex})_{VL} = T_E \cdot (s_{4'} - s_3) =$
$= 302,65 \cdot (2,525 - 2,45) = 22,7$ kJ/kg

• pierderea de exergie masică din vaporizator:

$(p_{Ex})_V = (h_{4'} - T_{mR} \cdot s_{4'}) - (h_1 - T_{mR} \cdot s_1) =$
$= T_{mR} (s_1 - s_{4'}) - (h_1 - h_{4'}) = 282,65 \cdot$
$\cdot (6,47 - 2,525) - (1690,5 - 579,3) = 3,85$ kJ/kg

$p_{Ex} = (p_{Ex})_K + (p_{Ex})_C + (p_{Ex})_{VL} + (p_{Ex})_V =$
$= 19,7 + 29,4 + 22,7 + 3,85 = 75,65$ kJ/kg

$\dot{M} = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_{4'}} = \frac{100}{1690,5 - 579,3} = 0,09$ kg/s

$P_{Ex} = p_{Ex} \cdot \dot{M} = 75,65 \cdot 0,09 = 6,81$ kW

$(P_K)_{REV} = Q_m \cdot (h_{2R} - h_1) =$
$= 0,09 \cdot (1825 - 1690,5) = 12,1$ kW

$(\eta_{EX})_{IREV} = \frac{(Ex)_{\Phi_0}}{(Ex)_{\Phi_0} + P_{Ex}} = \frac{(P_K)_{REV}}{(P_K)_{REV} + P_{Ex}} =$

$= \frac{12,1}{12,1 + 6,81} = 0,64$

Tabel 21.4. Parametrii termodinamici pentru: θ_0 = 5,5°C, θ_C = +33,5°C

Punct	1	2rev	2irev	2'	3	4*	5
θ[°C]	5,5	70	79	33,5	33,5	5,5	5,5
T[K]	278,65	343,15	352,15	306,65	306,65	278,65	278,65
h[kJ/kg]	1690,5	1825	1845	1711,1	579,3	579,3	448,9
s[kJ/kg·K]	6,47	6,47	6,535	6,123	2,45	2,525	2,2

21.1.2. Cazul instalației frigorifice cu freon.

O analiză exergetică a proceselor din instalația cu freon se poate face similar celei prezentate pentru amoniac. Cum diferența principală o reprezintă modul de realizare a subrăcirii se prezintă o analiză detaliată a acestui proces. În acest caz, freonul lichid rezultat din condensator, se subrăcește de la starea 3 la starea 3', cedând căldura către vaporii de freon rezultați din vaporizator și care, în consecință, se supraîncălzesc de la starea 1' la starea 1" (fig. 21.8).

Temperatura coborâtă a vaporilor de freon permite ca subrăcirea lichidului să se facă până la temperaturi chiar sub cea a mediului exterior T_E.

În fig. 21.9 este prezentat ciclul termodinamic real al instalației cu freon în diagrama T-s.

Subrăcirea freonului lichid conduce

la creșterea puterii frigorifice masice cu Δq_0, dar prin supraîncălzirea vaporilor de freon crește corespunzator și lucrul mecanic în compresor. Pentru a ști dacă procesul din schimbătorul de căldură regenerativ SCR este eficient energetic, vom analiza randamentul exergetic în cele două situații: cu și fără SCR.

Randamentul exergetic al instalației fără SCR, pe baza relației (21.9) este:

$$\eta_{EX} = \frac{T_C - T_0}{T_0} COP = \frac{T_C - T_0}{T_0} \frac{h_{1'} - h_3}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (21.19)$$

Randamentul exergetic al instalației cu SCR, va fi:

$$(\eta_{EX})_{SCR} = \frac{T_C - T_0}{T_0} \frac{h_{1'} - h_{3'}}{h_2 - h_{1'}} \quad (21.20)$$

Considerăm că vaporii supraîncălziți au comportamentul de gaz ideal, deci:

$$h_3 - h_{3'} = h_{1''} - h_{1'} = c_{p,v}\left(T_{1''} - T_{1'}\right) \quad (21.21)$$

cu $c_{p,V}$ - căldura masică a vaporilor.

Lucrul mecanic pentru comprimarea unui kg de vapori, la instalația fără SCR va fi:

$$(W_{m,k})_{1'-2'} = \frac{RT_{1'}}{\eta_i} \frac{U}{U-1}\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \quad (21.22)$$

$$(W_{m,k})_{1''-2} = \frac{RT_{1''}}{\eta_i} \frac{U}{U-1}\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] =$$

$$= \frac{T_{1''}}{T_{1'}}(W_{m,k})_{1'-2'} \quad (21.23)$$

Cu aceste relații putem obține:

$$\frac{(\eta_{EX})_{SCR} - \eta_{EX}}{\eta_{EX}} = \frac{T_{1''} - T_{1'}}{T_{1'}}\left[\frac{c_{p,v} \cdot T_{1'}}{h_{1'} - h_3} - 1\right] \quad (21.24)$$

Deci, pentru că $(\eta_{EX})_{SCR} > \eta_{EX}$ trebuie ca:

$$\frac{c_{p,v} \cdot T_{1'}}{h_{1'} - h_3} > 1 \quad (21.25)$$

Această condiție este îndeplinită de toți agenții frigorifici cu excepția amoniacului, deci la acesta nu este eficientă energetic introducerea subrăcitorului de lichid de tip regenerativ (alimentat cu vapori). În tabelul 21.5 sunt prezentați termenii relației (21.25) pentru fluidele frigorifice uzuale, pentru condițiile:

$T_0 = 258$ K,
$T_{1'} = 263$ K,
$T_C = T_3 = 308$ K.

Tabel 21.5. Influența subrăcitorului de lichid în randamentul exergetic.

	$c_{p,v}$ [kJ/kgK]	$h_{1'}$ [kJ/kg]	h_3 [kJ/kg]	$\frac{c_{p,v}T_{1'}}{h_{1'} - h_3}$
R22	0,69	403	243,1	1,135
R142b	0,775	406,5	239,3	1,22
R134a	0,87	387	249	1,658
R502	0,685	346	242,2	1,735
R404A	0,935	365	254,8	2,23
R410A	1,01	424	257,9	1,6
R407C	0,885	409	254,7	1,508
R717	2,56	1680	586,4	0,615
R290	1,76	890	615,5	1,686

Tabel 21.6. Performanțele unor instalații frigorifice utilizate la climatizarea aerului (Φ_0 = 500 kW, θ_0/θ_C = 4/38°C).

Tip instalație	Fluid frigorific	Putere de acționare [kW]	COP	Putere primară [kW]	COP*
Cu comprimare mecanică	R134a	83,43	5,993	238,4	2,1
	R410A	91,33	5,486	260,95	1,92
	R407C	88,82	5,629	253,8	1,97
	R717	81,05	6,169	231,6	2,16
Cu absorbție	R717	942,7	0,53	1047,5	0,48
	R718	629,2	0,795	699,1	0,72
Cu ejecție	R718	2325	0,215	2906,2	0,17

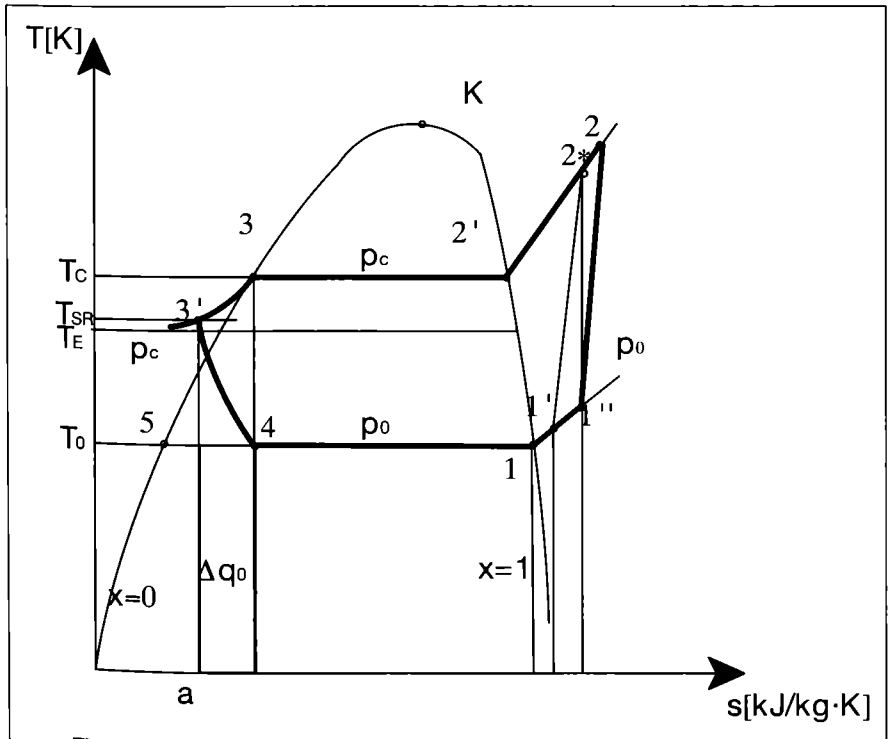


Fig. 21.9. Ciclul termodinamic real al instalației frigorifice cu freon cu subrăcitor de lichid/supraîncălzitor de vapori.

21.2. Influențe asupra eficienței energetice a instalației frigorifice.

Se vor detalia diferitele influente ale tipului de instalație frigorifică, ale sistemului și ciclului frigorific, ale fluidului frigorific, ale echipamentului utilizat și a condițiilor de exploatare asupra performanțelor instalațiilor frigorifice. În final se va evidenția și legătura dintre eficiența frigorifică a instalației și impactul acesteia asupra mediului.

21.2.1. Influențe datorate tipului de instalație frigorifică utilizate.

Pentru climatizarea aerului se pot folosi diferite instalații frigorifice:
- cu comprimare mecanică de vapori;
- cu ejecție;
- cu absorbție.

Coeficientul de performanță realizat de aceste instalații este foarte diferit, el depinzând atât de tipul de instalație

cât și de fluidele frigorifice utilizate. Astfel, pentru o instalație frigorifică cu puterea Φ_0=500 kW, funcționând în condițiile: θ_0/θ_C=4/35 °C se obțin pentru puterea de acționare și COP valorile din tabelul 21.6.

Valorile COP la instalațiile cu ejecție și cu absorbție sunt mai mici decât la cele cu comprimare mecanică, dar trebuie ținut seama că se referă la un alt nivel al energiei de acționare (energia termică obținându-se cu randamente superioare față de cea electrică), încât o comparare corectă între aceste instalații trebuie să se facă prin raportarea la energia primară comună (combustibilul utilizat la producerea diferitelor forme de energie finală).

Considerând randamentele de producere a energiei finale:
- 0,35 pentru energie electrică,
- 0,8 pentru abur de 4 bari și
- 0,9 pentru apa caldă cu temperatura 110 °C,

s-au obținut puterile primare și coeficientul de performanță corectat COP*.

Chiar și în aceste condiții se evidențiază superioritatea energetică a instalațiilor cu comprimare mecanică, care de altfel sunt cele mai des utilizate, acoperind o gamă de puteri frigorifice foarte largă:
- 5...100 kW cu compresoare ermetice sau semiermetice cu piston alternativ sau scroll,
- 100...1000 kW cu compresoare deschise cu piston alternativ sau cu șurub și
- 1000...10.000 kW cu turbocompresoare.

Instalațiile cu absorbție devin o alternativă rentabilă când se dispune de agent încălzitor deșeu (ca rezultat al utilizării inițiale în procese tehnologice sau de la producerea simultană a energiei electrice și a celei termice, în centralele termoelectrice).

21.2.2. Influențe datorate sistemului frigorific.

Sistemul de preluare a căldurii în vaporizator poate fi **direct** (vaporizatorul răcește aerul într-o centrală de tratare a aerului - CTA, care se distribuie prin canale în spațiul climatizat, sau răcește chiar aerul din spațiul climatizat), sau **indirect**, (vaporizatorul răcește un circuit de apă cu care se răcește aerul). Sistemul direct, cu temperatura de vaporizare mai ridicată este mai economic energetic, compresorul necesitând mai puțină energie de acționare. În tabelul 21.7 sunt prezentate puterea de comprimare și COP pentru o instalație frigorifică cu comprimare mecanică, cu puterea frigorifică Φ_0 = 50 kW funcționând în sistem direct și indirect de răcire a aerului. Au fost folosite mai multe fluide frigorifice, dintre care amoniacul (R717) doar pentru sistemul indirect. Calculele au fost realizate pentru două situații de răcire ale condensatorului (cu apă sau cu aer) în condițiile:
- răcirea aerului interior pe ecartul 28/22 °C;
- parametrii aerului exterior: temperatura 35 °C, umiditate relativă 55%, punct de rouă 25,5 °C;
- temperatura apei de răcire la condensator (recirculată la turn de răcire): 30/35 °C;
- temperatura apei reci: 12/7 °C;
- vaporizator multitubular (ΔT_V=3 °C).

Funcționarea reversibilă a instalației (ca instalație frigorifică vara și ca pompă de căldură iarna) permite prelungirea duratei de exploatare cu consecințe favorabile asupra amortizării investiției. În plus, trebuie ținut seama și de reducerea investiției întregului sistem de răcire și încălzire, ambele cerințe fiind realizate cu aceiași instalație.

Un caz și mai eficient este când răcirea și încălzirea sunt realizate simultan (instalația funcționând cu ***dublu efect***), situație când coeficientul de performanță crește cu peste 100%:

$$COP = \frac{\Phi_{RĂCIRE} + \Phi_{ÎNCĂLZIRE}}{P_{ACȚIONARE}} = \frac{\Phi_0 + \Phi_C}{P_K} \qquad (21.26)$$

O aplicație o poate constitui climatizarea clădirilor cuplată cu preîncălzirea apei calde de consum, instalația livrând atât apa rece (12/7 °C) cât și apa caldă (25/35°C). Cu datele din tabelul 21-7, pentru R134a, COP crește de la valoarea 5,829 la valoarea 12,66.

Variațiile mari ale necesarului de frig pentru climatizare impun deseori funcționarea instalației frigorifice asociate la sarcini parțiale, situatie ineficientă energetic. O soluție o poate constitui cuplarea instalației frigorifice cu un ***sistem de acumulare a frigului***. In acest caz instalatia frigorifica se prevede la o capacitate mai mică decât cea corespunzătoareconsumului de vârf (50...70%), acumularea făcându-se în perioada de consum minim (noaptea), când instalația functionează la o temperatură de condensare mai coborâtă, consumând mai puțină energie de acționare. Când există și un tarif diferențiat al energiei electrice (mai redus noaptea), avantajul energetic este mai mare.

Un alt mod eficient energetic și mai puțin poluant de climatizare a clădirilor este cel care prepară apa rece, ***centralizat***, cu aceasta fiind alimentate mai multe spații. Prepararea apei reci se poate face cu instalații cu comprimare mecanică (acționate cu energie electrică) sau cu instalații cu absorbție (în varianta apă-amoniac sau bromură de Litiu-apă), ***alimentate cu energie termică*** (apa caldă cu temperatura de 90...110°C). În acest ultim caz, se poate utiliza agentul termic primar livrat de o centrală termoelectrică și distribuit la punctele termice de cartier, în care se amplasează și instalația frigorifică. Paralel, în aceste puncte termice se prepară și apa caldă de consum menajer.

Se obțin astfel numeroase avantaje:
- se utilizează în sezonul cald căldura produsă de CTE, care oricum funcționează pentru a produce în mod special energie electrică, reducând cedarea de căldura în mediul exterior care însoțește funcționarea sistemului;
- se reduce consumul de energie electrică (pentru climatizare) sistemul energetic național fiind descărcat în sezonul cald;
- scade costul frigului pentru climatizare, energia termică consumată pentru acționare fiind mai ieftină decât cea electrică;
- prin utilizarea spațiilor disponibile din punctele termice modernizate și a rețelei primare existente se reduc costurile de exploatare;
- la extinderea rețelei de termoficare a localităților, rețeaua secundară (alimentarea cu apă caldă pentru încălzire) poate fi comună cu cea de alimentare cu apă rece a instalațiilor terminale din clădiri și chiar si unitățile terminale (ventiloconvectoare) pot

Tabel 21.7. Performanțele unei instalații de climatizare a aerului funcționând cu diferite fluide frigorifice, în sistem direct sau indirect, cu condensator răcit cu apă sau cu aer.

Fluid frigorific	θ_0 / θ_C		P_K [kW]		COP	
	Sistem direct	Sistem indirect	Sistem direct	Sistem indirect	Sistem direct	Sistem indirect
R134a	7/38	4/38	7,64	8,343	6,545	5,993
	7/50	4/50	11,46	12,58	4,361	3,975
R410A	7/38	4/38	8,25	9,113	6,059	5,486
	7/50	4/50	12,82	14,04	3,9	3,562
R407C	7/38	4/38	8,26	8,882	6,051	5,629
	7/50	4/50	12,69	13,89	3,94	3,601
R717	-	4/38	-	8,105	-	6,169
	-	4/50	-	11,56	-	4,327

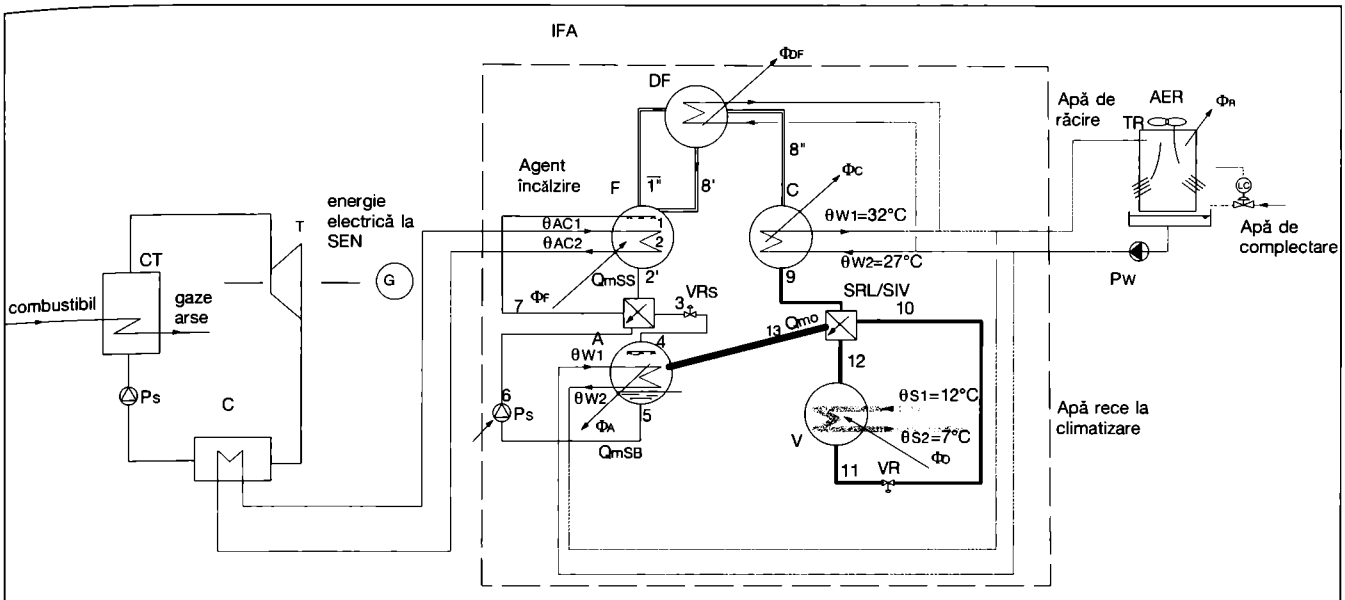


Fig 21.10. Sistem de preparare centralizată a apei reci pentru climatizare utilizând o instalație cu absorbție în soluție apă-amoniac, într-o treaptă.

fi aceleași;
- se poate utiliza același sistem de contorizare a energiei livrate consumatorilor;
- se reduce partea de investiție aferentă consumatorilor (doar unitatea terminală, aceasta putând fi utilizată și pentru încălzire);
- se reduce factura energetică aferentă climatizării;
- se ameliorează arhitectonica clădirilor prin eliberarea fațadelor de unitățile exterioare ale instalațiilor de climatizare locală;
- se reduce poluarea termică a mediului înconjurător, atât prin reducerea consumului total de energie pentru acționarea sistemului de climatizare (deci a emisiilor de CO_2 la producerea acestei energii) cât și prin neutilizarea fluidelor cu efect de seră (freoni);
- se elimină riscul de explozie în spațiul climatizat, în acesta fiind introdus un fluid inofensiv (apa), cu presiune redusă; instalațiile care prepară apa rece nu conțin fluide care distrug stratul de ozon sau care contribuie la încălzirea atmosferei.

În fig. 21.10 este prezentată schema sistemului centralizat de preparare a apei reci (*12/7* °C) bazat pe o instalație cu absorbție în soluție apă – amoniac într-o treaptă. Particularizând schema în cazul utilizării și altor variante de instalații frigorifice cu apă – amoniac (în două trepte, cu absorbție și resorbție) sau cu bromură de Litiu-apă și ținând seama de posibilitățile de funcționare (intervalul de degazare de minimum 5%), în funcție de temperatura agentului încălzitor (*110...65* °C), pentru o putere frigorifică Φ_0=*1,715* kW (corespunzătoare unui punct termic cu o capacitate medie, care alimentează un număr de 761,2 apartamente convenționale cu suprafața utilă totală de 38.060 m^2) rezultă performanțele prezentate în tabelul 21,8.

Se remarcă o descreștere a *COP* cu temperatura agentului încălzitor, dar și evidențierea posibilității de funcționare a unor instalații la nivelul obișnuit al temperaturii apei calde livrate de CTE punctului termic (*65...90* °C).

Tabel 21.8. Performanțele instalațiilor cu absorbție pentru produs apa rece (12/7 °C).

Tip instalație	Temperatură agent încălzitor $\theta_{AC1}/\theta_{AC1}$ [°C]	Puterea de acționare Φ_{AC} [kW]	Interval de degazare $\Delta\xi$ [%]	COP [-]
IFA apă-amoniac 1 treaptă	110/100	3233,37	$\xi_B - \xi_S$ = 49-34 = 15	0,5292
	105/95	3273,63	$\xi_B - \xi_S$ = 49-36 = 13	0,5188
	100/90	3289,72	$\xi_B - \xi_S$ = 49-39 = 10	0,5163
	90/80	3531,13	$\xi_B - \xi_S$ = 49-43 = 6	0,4810
IFA apă-amoniac 2 trepte	110/100	3179,99 2422,25	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-22 = 27 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-35 = 31	0,322
	105/95	3163,83 2414,34	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-24 = 25 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-36,5=29,5	0,3182
	100/90	3141,89 2404,43	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-27 = 22 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-39 = 27	0,3131
	90/80	3108,22 2352,26	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-31 = 18 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-44 = 22	0,3108
	80/70	3063,61 2299,45	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-36 = 13 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-49 = 17	0,3092
	70/60	3032,1 2221,74	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-41 = 8 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-56 = 10	0,3076
	65/55	3155,99 2307,22	$\xi_{BI} - \xi_{SI}$ = 49-44 = 5 $\xi_{BII} - \xi_{SII}$ = 66-60 = 6	0,3050
IFAR apă-amoniac	110/100	2499,7	$\xi_{BA} - \xi_{SA}$ = 40-31 =9 $\xi_{BR} - \xi_{SR}$ = 74-62 = 12	0,6649
	105/95	2571,3	$\xi_{BA} - \xi_{SA}$ = 40-33 = 7 ξ_{SR} = 74-62 = 12	0,6512
	100/90	2666,7	$\xi_{BA} - \xi_{SA}$ = 40-34=6 $\xi_{BR} - \xi_{SR}$ = 74-62 = 12	0,6279
IFA Br Li-apă 1 treaptă	110/100	2158,1	$\xi_B - \xi_S$ = 67-0,60 = 7	0,7947
	105/95	2177	$\xi_B - \xi_S$ = 66-60 = 6	0,7878
	100/90	2203,5	$\xi_B - \xi_S$ = 65-0,60 = 5	0,7783

Tabel 21.9. Influența subrăcirii și a comprimării în două trepte asupra performanțelor instalației frigorifice cu comprimare mecanică.

Fluid frigorific	Comprimare într-o treaptă, θ_0/θ_C:						Comprimare în două trepte			
	4/38°C				4/50°C		θ_0/θ_C = 4/50°C			
	Fără SR		Cu SR				Fără SR		Cu SR	
	P_K [kW]	COP	P_K [kW]	COP	P_K [kW]	COP	$P_{K1}+P_{K2}$ [kW]	COP	$P_{K1}+P_{K2}$ [kW]	COP
R134a	8,72	5,74	8,343	5,99	12,58	3,97	11,413	4,38	11,313	4,42
R410A	9,38	5,33	9,113	5,49	14,04	3,56	12,325	4,06	12,081	4,14
R407C	8,91	5,61	8,882	5,63	13,89	3,60	12,833	3,90	12,743	3,92
R717	8,29	6,03	8,105	6,17	11,56	4,33	10,921	4,58	-	-

21.2.3. Influențe datorate ciclului frigorific utilizat.

Sunt posibile mai multe variante de cicluri frigorifice care pot fi utilizate la climatizarea aerului: într-o treaptă sau în două trepte, cu sau fără subrăcire a agentului frigorific condensat. Pornind de la ciclul frigorific al instalației cu comprimare mecanică într-o treaptă, fără subrăcirea fluidului frigorific condensat, se pot aduce o serie de ameliorări energetice:

- ***Prin subrăcirea fluidului frigorific condensat***. După cum s-a arătat în tabelele 21.1 și 21.5, prezența subrăcitorului conduce la creșterea COP atât la instalațiile cu amoniac (răcirea amoniacului lichid făcându-se cu apă), cât și la cele cu freon (răcirea freonului lichid făcându-se cu freon vapori). Dacă la amoniac subrăcirea devine rentabilă la puteri frigorifice medii și mari (când se compensează investiția suplimentară datorată subrăcitorului), la freoni ea este neapărat necesară deoarece:
  * este asociată cu supraîncălzirea vaporilor aspirați în compresor, necesară protecției acestuia contra pătrunderii vaporilor umezi;
  * prin temperatura coborată a vaporilor de freon permite ca subrăcirea lichidului să se facă până la temperaturi chiar sub cea a mediului exterior T_E;
  * conduce la o creștere mai substanțială a puterii frigorifice masice q_0 (atât prin subrăcirea freonului lichid cât și prin supraîncălzirea vaporilor de freon).
- ***Prin comprimarea în două trepte, cu o răcire intermediară***. În cazul răcirii condensatorului cu aer, pentru a evita obținerea unei temperaturi ridicate a vaporilor de fluid frigorific în refularea compresorului (în special la amoniac) se recomandă comprimarea în două trepte, însoțită de o răcire a vaporilor comprimați în prima treaptă. Acest ciclu frigorific este atât mai sigur (uleiul nu atinge temperatura de descompunere) cât și mai economic, puterea total consumată fiind mai redusă.

În tabelul 21.9 se evidențiază creșterea COP prin subrăcirea lichidului sau prin comprimarea în două trepte. Calculele au fost realizate pentru o instalație cu puterea frigorifică $\Phi_0 = 50$ kW funcționând cu mai multe fluide frigorifice (amoniac și freoni), cu condensator răcit cu apă sau cu aer, cu sau fără subrăcire, cu comprimarea într-o treaptă sau în două trepte. La amoniac s-a considerat o subrăcire de *5* K iar la freoni o supraîncălzire de *15* K. S-a considerat un randament al procesului de comprimare $\eta_{IZ} = 0,85$. În cazul amoniacului, în varianta condensatorului răcit cu aer ($\theta_C = 50$ °C) nu se realizează subrăcirea lichidului.

Se pot evidenția următoarele ameliorări ale COP:

- la instalația într-o treaptă, prin subrăcirea lichidului COP crește cu 0,3...4,5 %;
- prin comprimarea în două trepte, fără subrăcirea lichidului, *COP* crește cu 5,8...13,9 %;
- prin comprimarea în două trepte, cu subrăcirea lichidului, *COP* crește cu 8,95...16,2 %.

21.2.4. Influențe datorate fluidului frigorific.

Fluidul frigorific influențează atât construcția echipamentului frigorific prin proprietățile fizice și termodinamice (masa molară, viscozitate, volum masic, conductivitate termică, coeficienți de transfer termic), dar și performanțele instalației (puterea frigorifică masică și volumică, puterea consumată, *COP*). El impune și ciclul frigorific (de exemplu la freon vaporii sunt supraîncalziți în aspirația compresorului) sau sistemul frigorific (la amoniac utilizându-se sistemul indirect).

Comparația performanțelor unei instalații funcționând cu diferite fluide frigorifice a fost evidențiată în tabelele 21.7. și 21.9. Amoniacul este, evident, cel mai performant fluid frigorific, încât anulează dezavantajul utilizării unui sistem indirect de răcire (*COP-ul* unui sistem indirect cu amoniac este mai ridicat decat cel al sistemelor directe care funcționează cu freoni).

În plus, unele fluide frigorifice (freonii) au un efect direct important la încălzirea atmosferei, analizat în continuare.

21.2.5. Influențe datorate construcției instalației frigorifice.

Modul de realizare al echipamentului instalației frigorifice influențează atât performanțele acesteia cât și investiția și impactul asupra mediului.

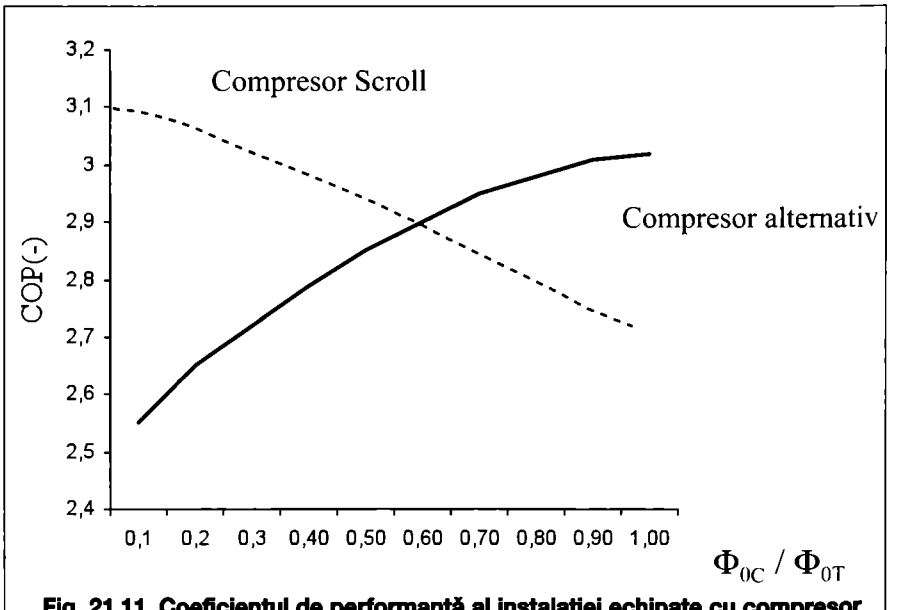


Fig. 21.11. Coeficientul de performanță al instalației echipate cu compresor alternativ sau Scroll la puteri frigorifice variabile.

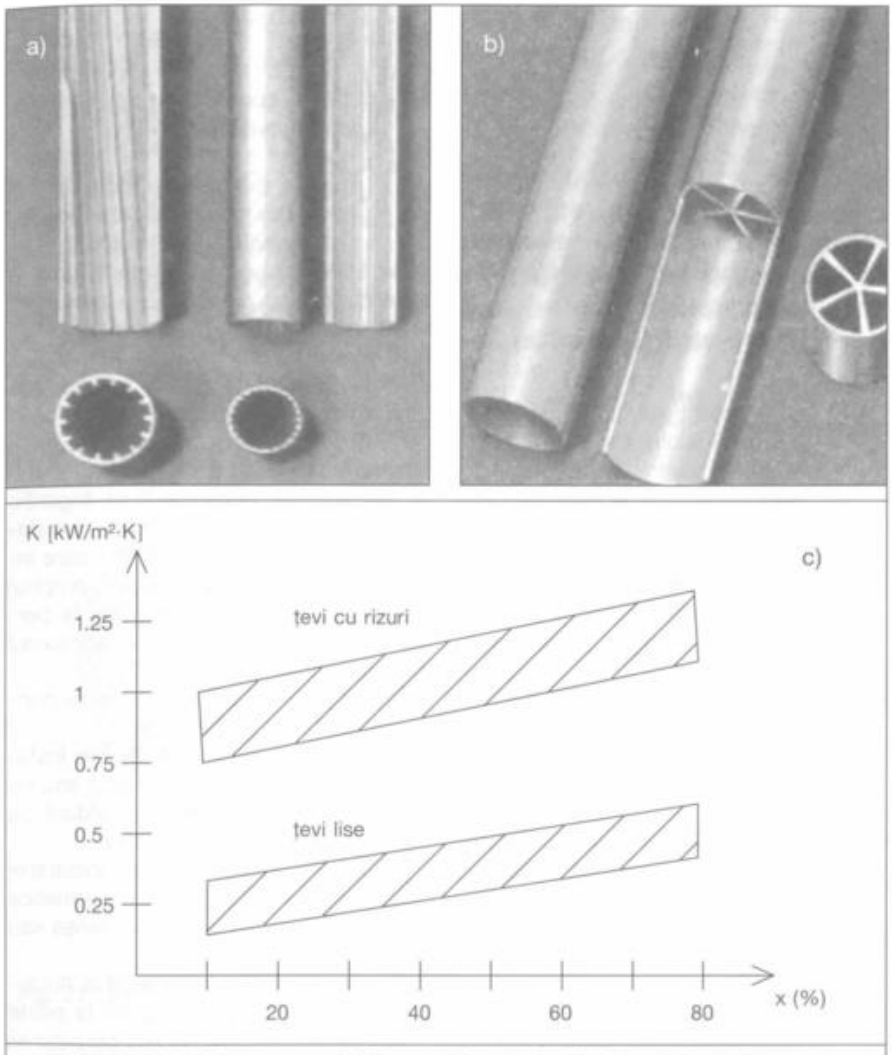


Fig. 21.12. Uzinarea specială a vaporizatorului de freon și ameliorarea transferului de căldură.
a) țevi cu microaripioare interne, b) țevi cu promotori interni de turbulență în stea, c) coeficientul global de transfer de căldură la vaporizare.

a) Compresorul.

Deoarece necesarul de frig pentru climatizarea spațiilor este foarte variabil în timp, reglarea eficientă a puterii frigorifice furnizată de instalație în funcție de consumul solicitat depinde esențial de tipul de compresor utilizat. O comparație a puterii consumate de compresoarele alternative sau rotative (Scroll, cu șurub) la sarcina variabilă (fig. 21.11) evidențiază:

- compresoarele alternative (cu reglarea discontinuă a puterii frigorifice) sunt recomandate pentru consumuri cvazi constante;
- la consumuri mult variabile se recomandă compresoarele rotative.

Pentru sisteme locale cu răcire directă de puteri reduse se recomandă compresoarele Scroll. La sisteme centralizate cu răcire indirectă de puteri mari se recomandă utilizarea fie a unui număr de 4...8 compresoare alternative (semiermetice sau deschise), fie 1...2 compresoare cu șurub.

Compresoarele semiermetice și ermetice, prin etanșeitatea superioară a circuitului frigorific, reduc mult pierderile de fluid în mediul ambiant (contribuția directă la încălzirea atmosferei datorată fluidului frigorific se reduce de 2...3 ori).

Răcirea atât a motorului cât și a compresorului este foarte importantă pentru reducerea consumului de energie electrică. Prevederea unor ventilatoare care să asigure o circulație forțată a aerului sau introducerea unui circuit de apă de răcire în zona de comprimare a pistonului sunt soluții adaptate de constructorii de compresoare. La compresoarele ermetice, prin răcirea mai profundă a motorului electric cu vaporii reci de fluid frigorific (aspirați din vaporizator) se realizează o funcționare mult mai eficientă.

Răcirea circuitului de ulei, utilizată la compresoarele cu șurub sau la cele centrifugale, contribuie de asemenea la creșterea eficienței frigorifice.

b) Schimbatoarele de căldură (vaporizatorul, condensatorul).

Tipul de schimbător de căldură (multitubular, cu plăci, cu mini și microcanale), influențează foarte mult eficiența instalației frigorifice, prin:

- diferența de temperatură între medii, cu consecințe asupra nivelului temperaturilor de vaporizare și de condensare, ca în tabelul 21.1;
- regimul de curgere a fluidelor, cu implicații asupra transferului de căldură și a pierderilor de presiune;
- materialele utilizate;
- fluidul secundar utilizat.

La freoni, unde coeficienții de transfer termic au valori scăzute (de 3...5 ori față de amoniac), mai ales în procesul de vaporizare, este necesar să se utilizeze construcții și materiale speciale. Prin utilizarea țevilor din cupru, cu suprafața prelucrată special atât la interior (micronervuri care măresc turbulența), cât și la exterior, se obține o ameliorare substanțială a transferului de căldura (de 3...4 ori). În figura 21.12 se prezintă modul de realizare a promotorilor de turbulență și creșterea transferului de căldură la un vaporizator, față de situația utilizării țevilor netede.

În cazul condensatorului, modul de răcire (cu aer cu circulație naturală sau forțată, cu apă, mixt), are implicații atât asupra diferenței de temperatură dintre medii (tabel 21.7) cât și asupra transferului de căldură.

În tabelul 21.10 se prezintă coeficienții de transfer de căldură la vaporizatoare răcitoare de lichide, de construcție multitubulară (simplă și cu eficiență

Tabel 21.10. Coeficienți de transfer de căldură pentru vaporizarea sau condensarea freonilor și amoniacului în diferite variante constructive (θ_0 / θ_C = 4/38 °C).

Fluidul frigorific	Vaporizator răcitor de lichide				Condensator răcit cu apă		
	Multi tubular	Cu eficiență ridicată	Cu plăci	Cu minicanale	Multi tubular	Cu plăci	Cu minicanale
freoni	250... 300	600... 1000	2000... 3000	2500... 4000	700... 900	4000... 6000	5000... 10000
amoniac	525... 900	750... 1200	3500... 4500	5000... 6000	1000... 1250	5000... 8000	7000... 15000

ridicată), cu plăci și cu minicanale și la condensatoare răcite cu apă, de construcție multitubulară, cu plăci sau cu minicanale, funcționând cu freoni sau amoniac ca fluide frigorifice în condițiile $\theta_0/\theta_C = 4/38$ °C. Se evidențiază ca amoniacul prezintă cel mai bun transfer de căldură. Cele mai performante schimbătoare de căldură sunt cele cu plăci și microcanale.

21.3. Legătura între eficiența energetică a instalației frigorifice și impactul acesteia asupra mediului.

Toate instalațiile frigorifice au un impact negativ asupra mediului, atât prin efectul direct al fluidului frigorific utilizat cât și prin efectul indirect datorat modului de producere a energiei de acționare. Detalierea se face pentru instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică, cele mai utilizate la climatizarea aerului.

Ca urmare a restricțiilor impuse de Protocolul de la Montreal și amendamentele care i-au urmat, fluidele frigorifice utilizate în prezent sunt naturale (amoniac, propan, bioxid de carbon, apă) sau de sinteză, ultimele încadrându-se în grupa HFC (cu hidrogen, fluor și carbon).

Toate fluidele frigorifice au un potențial de distrugere a ozonului stratosferic nul (ODP = 0), dar, cu excepția amoniacului, toate celelalte sunt gaze cu efect de seră și contribuie la încălzirea atmosferei.

Contribuția totală la încălzirea atmosferei (TEWI) este deci datorată atât fluidului frigorific (prin scăpările în atmosferă în timpul funcționării instalației sau la recuperarea sa din instalație la atingerea limitei de viață), cât și prin emisiile de CO_2 la producerea energiei de acționare, conform relației (21-27).

$$TEWI=(GWP \cdot \dot{\alpha} \cdot n) + GWP \cdot m \cdot (1 - \dot{\eta}_{REC}) + (n \cdot \beta \cdot E_{AN}) \quad [\text{kg } CO_2] \qquad (21.27)$$

unde:

GWP - este potențialul global de încălzire al fluidului frigorific din instalație, pentru o perioadă de 100 de ani, în echivalent CO_2 ($GWP_{CO2}=1$);

$\dot{\alpha}$ - rata anuală de pierdere din instalație (kg). Se consideră $\dot{\alpha}$ = 0,05 la instalații cu compresoare ermetice și $\dot{\alpha}$= 0,15 la instalații cu compresoare deschise;

n - numărul de ani de funcționare a instalației până la limita de viață (la cele cu comprimare mecanică 10...15 ani);

m - cantitatea de fluid frigorific din instalație (kg);

$\dot{\eta}_{REC}$ - randamentul recuperării fluidului frigorific din instalație ($\dot{\eta}_{REC}$= *0,75...0,95*);

β - emisia de CO_2 la producerea unui kWh de energie de acționare (kg CO_2/kWh);

E_{AN} - energia de acționare a instalației frigorifice, consumată într-un an (kWh), în care:

$E_{AN} = P_K \cdot n_{ORE}$,

cu:

P_K - puterea consumată de compresoarele instalației (kW) și

n_{ORE} - numărul anual de ore de funcționare a instalației frigorifice (o instalație de climatizare funcționează 1000...1500 ore/an).

Se evidențiază deci influența atât a sistemului frigorific (cele cu răcire directă implică o cantitate mai mare de fluid frigorific, dar necesită mai puțină energie de acționare) și a echipamentului utilizat (compresoarele ermetice și semiermetice au pierderi reduse, schimbătoarele de căldură multitubulare au volume mari de fluid frigorific conducând la o cantitate mare în instalație) cât și a fluidului frigorific care intervine atât direct (prin GWP propriu) cât și indirect (prin contribuția la performanța instalației, deci la consumul de energie de acționare).

O analiză detaliată conduce la concluzia că TEWI depinde de:

- ***cantitatea de fluid frigorific*** din instalație (sisteme de răcire directă sau indirectă, schimbătoare de căldură cu volume mari sau compacte);
- ***gradul de etanșeitate*** al instalației (compresoare ermetice, semiermetice sau deschise, racorduri cu flanșe sau sudate);
- ***durata de viață atmosferică*** a fluidului frigorific (de la câțiva ani la peste 100 de ani, la fluidele noi cercetarea

Tabel. 21.11. Efectul total de încălzire a atmosferei al unor instalații frigorifice pentru climatizarea aerului (θ_E = 35 °C, θ_i = 25 °C).

Fluid	GWP	m	$\dot{\alpha}$	P_K	COP	E_{AN}	efect funct.	efect rec.	efect indirect	TEWI
	[kg CO_2]	[kg]	[kg]	[kW]		[kWh]	[kg CO_2]	[kg CO_2]	[kg CO_2]	[kg CO_2]
Sistem indirect, compact și etanș *($m = m_1$, $\dot{\alpha}$ = 0,05·m)*										
R134a	1300	24	1.2	7,662	6,525	9577	19500	4680	72815	96995
R407C	1525	22	1.1	8,26	6,06	10325	20969	5032	78502	104503
R410A	1725	20	1	8,24	6,07	10300	21562	5175	78312	105049
R717	0	12,5	0,6	7,276	6,872	9095	0	0	69150	69150
Sistem indirect, compact și puțin etanș *($m = m_1$, $\dot{\alpha}$ = 0,15·m)*										
R134a	1300	24	3,6	8,343	5,993	10429	58500	4680	79291	142471
R407C	1525	22	3,3	8,882	5,629	11102	62906	5032	84414	152352
R410A	1725	20	3	9,113	5,486	11391	64687	5175	86609	156471
R717	0	12.5	1,9	8,105	6,169	10131	0	0	77029	77029
Sistem direct, cu schimbătoare multitubulare, etanș *($m = 2,5 \cdot m_1$, $\dot{\alpha}$ = 0,05·m)*										
R134a	1300	60	3	7,64	6,545	9550	48750	11700	72610	133060
R407C	1525	55	2,75	8,263	6,051	10328	52422	11437	78531	142390
R410A	1725	50	2,5	8,25	6,059	10312	53906	12937	78407	145250
R717	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Sistem direct, cu schimbătoare multitubulare, puțin etanș *($m = 2,5 \cdot m_1$, $\dot{\alpha}$ = 0,15·m)*										
R134a	1300	60	9	7,64	6,545	9550	146250	11700	72610	230560
R407C	1525	55	8,25	8,263	6,051	10328	157266	12581	78531	248378
R410A	1725	50	7,5	8,25	6,059	10312	161719	12937	78407	253063
R717	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

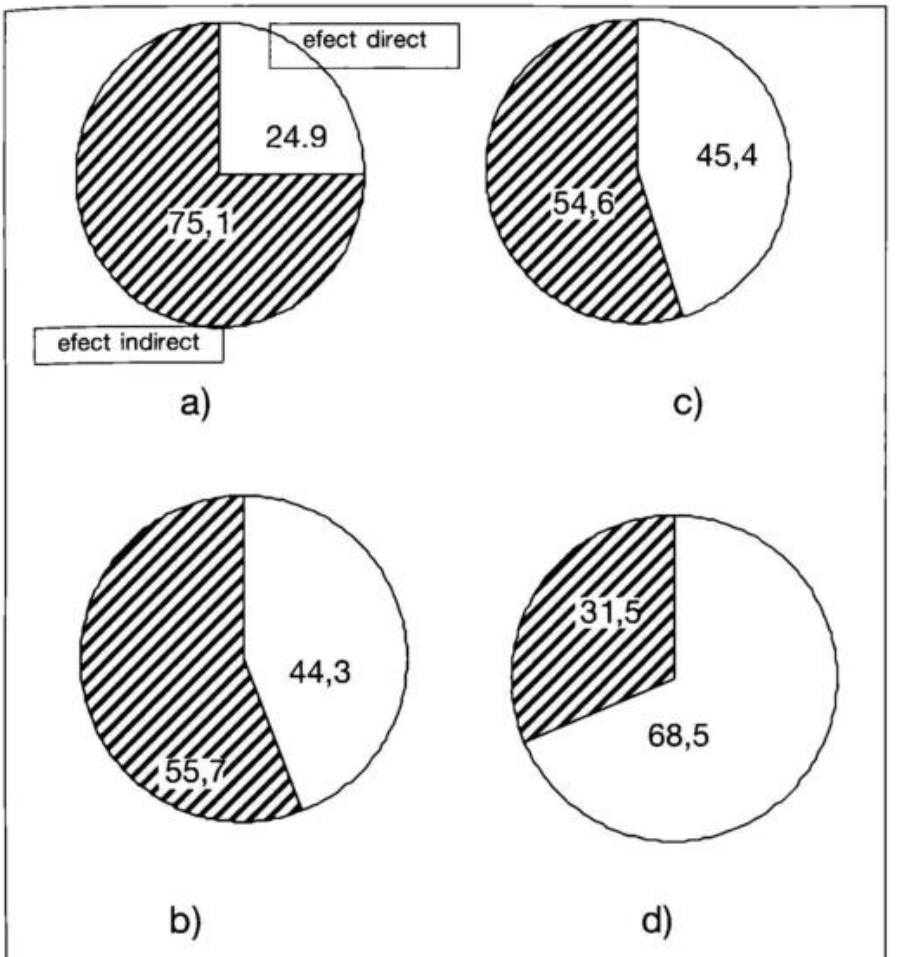


Fig. 21.13. Acțiunea directă și indirectă la încălzirea atmosferei a unei instalații frigorifice cu R134a utilizată pentru climatizarea aerului.
a) sistem indirect, compact si etanș; b) sistem indirect, compact și puțin etanș; c) sistem direct, cu schimbătoare de căldură multitubulare și etanș; d) sistem direct, cu schimbătoare de căldură multitubulare și puțin etanș.

continuă);

- ***modul de producere a energiei de acționare*** a instalației. Energia electrică poate proveni din surse hidraulice, eoliene sau nucleare *($\beta = 0$)* sau din combustibili fosili: cărbune *($\beta = 1,1$)*, petrol *($\beta = 0,9$)* sau gaze naturale *($\beta = 0,8$)*. Pentru sistemul energetic din România, unde producerea de energie electrică are structura (anul 2007): cărbune 41,7, gaze naturale 17.4, păcură 1,15, hidraulic 26,65 și nuclear 13,1 rezultă $\beta = 0,60825$;
- ***eficiența instalației frigorifice***. Coeficientul de performanță *(COP)* depinde atât de tipul și construcția instalației, sistemul și ciclul frigorific, cât și de fluidul frigorific utilizat. În plus, trebuie avut în vedere că între valorile teoretice ale *COP* și cele reale, datorate atât consumurilor suplimentare de energie la preluarea și cedarea căldurii (pompe, ventilatoare), la degivrarea vaporizatorului, la funcționarea în sarcină parțială, cât și a pierderilor de energie, de frig sau de fluid către mediu, există diferențe foarte mari.

Angajamentele Comunității Europene din ianuarie 2008 prevăd ca până în anul 2020 emisiile de gaze cu efect de seră (GES) să se reducă cu minimum 20 %, eficiență energetică a instalațiilor termice să crească cu 20 % iar ponderea energiilor regenerabile la producerea energiei să crească la 20 %. Evident că instalațiile frigorifice sunt vizate direct și vor trebui să corespundă noilor cerințe impuse atât energetic cât și ecologic.

În tabelul 21.11 sunt prezentate rezultatele calculelor realizate pentru o instalație teoretică cu puterea frigorifică $\Phi_0 = 50$ kW, utilizată la climatizarea aerului (temperatura aerului exterior $\theta_E = 35$ °C, temperatura aerului interior $\theta_I = 25$ °C) funcționând cu diferite fluide frigorifice. La amoniac s-a considerat o subrăcire de *5* K iar la freoni o supraîncălzire de *15* K. S-a considerat un randament al procesului de comprimare $\eta_{IZ} = 0,85$. Calculele s-au realizat pentru valori medii ale numărului anual de ore de funcționare ($n_{ORE} = 1250$ ore/an), ale duratei de viață a instalației ($n = 12.5$ ani) și a randamentului recuperării ($\eta_{REC} = 0,85$). Pentru a evidenția influența cantității de fluid frigorific din instalație s-au considerat două situații de încărcare: cu masa minimă $m = m_1$ (corespunzătoare unui sistem indirect de răcire și cu schimbătoare de caldură compacte) și cu o masă $m = 2,5 \cdot m_1$ (corespunzătoare unui sistem direct de răcire și cu schimbătoare de căldură multitubulare). Și pierderile de fluid frigorific din instalație sunt analizate în două situații: pentru o instalație mai etanșă, cu compresoare ermetice ($\alpha = 0,05 \cdot m$) și pentru o instalație cu pierderi mai mari, cu compresoare deschise ($\alpha = 0,15 \cdot m$).

La sistemele de răcire indirecte, etanșe, cu schimbătoare de căldură compacte efectul indirect datorat producerii energiei de actionare a instalației frigorifice este majoritar (la amoniac efectul direct fiind chiar nul). Utilizarea compresoarelor deschise, și a unei instalații mai puțin etanșe, face ca efectul direct datorat pierderilor de fluid frigorific (în special în timpul funcționării instalației), deși rămâne încă majoritar, să se apropie de cel indirect.

La sistemele de răcire directe, cu schimbătoare de căldură multitubulare (cu volume mari), efectul direct este mult mai mare decât cel indirect. Creșterea etanșeității sistemului reduce mult efectul direct datorat fluidului frigorific încât acesta devine minoritar.

În fig. 21.13 sunt prezentate comparativ efectul direct și indirect la încălzirea atmosferei al unei instalații cu R134a funcționând în cele patru situații analizate. Cantitatea mai mică de fluid frigorific din sistemele de răcire indirectă face ca efectul datorat scăpărilor de fluid din instalație (efectul direct) să fie mai redus decât cel datorat emisiilor de CO_2 la producerea energiei de acționare (efectul indirect). Chiar în cazul sistemelor mai puțin etanșe, deși ponderea efectului direct crește (de la 24,9 % la 45,4 %), acesta ramâne încă minoritar.

În cazul răcirii directe însă, efectul datorat fluidului este minoritar (45,4 %) doar la sistemele cu etanșeitate ridicată (compresoare ermetice, racorduri sudate).

Rezultă ca trebuiesc utilizate atât sisteme frigorifice cât mai etanșe, dar și cât mai eficiente energetic. Utilizarea pe de o parte a unor instalații frigorifice cu puterea cât mai apropiată de cea solicitată de consumator, a unui echipament cât mai compact și cât mai performant și pe de altă parte ameliorarea *COP*, încă din faza de concepție a sistemului frigorific și apoi în perioada de montaj și exploatare, sunt obiectivele majore pentru limitarea contribuției instalatiei frigorifice la încălzirea atmosferei, putând astfel răspunde cerințelor energetice și ecologice actuale.

A. Anexe

Capitolul 22
Unități de măsură

22. UNITĂŢI DE MĂSURĂ

22.1 Unităţi de măsură ale sistemului internaţional (SI)

• Mărimile şi unităţile de măsură ale SI

Sistemul internaţional de unităţi de măsură conţine:

• Şase unităţi fundamentale:

1. Lungime - [m] (metru);
2. Masă - [kg] (kilogram);
3. Timp - [s] (secundă);
4. Intensitatea câmpului electric - [A] (Amper);
5. Temperatura termodinamică - [K] (Kelvin);
6. Intensitatea luminoasă - [cd] (candelă),

• Două unităţi suplimentare:

1. unghiul plan - [rad] (radian);
2. unghiul solid - [sr] (steradian)

• Mai multe unităţi derivate pentru spaţiu, timp, mărimi mecanice, fotometrice şi electromagnetice:

- suprafaţă - [m^2] (metru pătrat);
- volum - [m^3] (metru cub);
- viteză - [m/s] (metru pe secundă);
- viteză unghiulară - [rad/s^2] (radian pe secundă la pătrat);
- frecvenţă - [Hz] (Hertz);
- densitate - [kg/m^3] (kilograme pe metru cub);
- forţă - [N] (Newton);
- presiune - [N/m^2] (Newton pe metru pătrat);
- viscozitate cinematică - [m^2/s] (metru pătrat pe secundă);
- viscozitate dinamică - [Ns/m^2] (Newtonsecundă pe metru pătrat);
- energie, lucru mecanic, cantitate de căldură - [J] (Joule);
- putere - [W] (Watt).

22.2. Prefixele unităţilor de măsură

T	Tera =	10^{12}
G	Giga =	10^{9}
M	Mega =	10^{6}
k	Kilo =	10^{3}
h	Hecto =	10^{2}
da	Deca =	10^{1}
d	Deci =	10^{-1}
c	Centi =	10^{-2}
m	Mili =	10^{-3}
μ	Micro =	10^{-6}
n	Nano =	10^{-9}
p	Pico =	10^{-12}
f	Femto =	10^{-15}
a	Atto =	10^{-18}

22.3. Conversia principalelor unităţi de măsură

Mărimile utilizate în practică sunt exprimate, fiecare, în mai multe unităţi de măsură şi ca atare este necesar să cunoaştem corelaţiile care există între acestea. În tabelele 22.3.1. şi 22.3.2. sunt redate conversiile între principalele unităţi de măsură pentru energie, lucru mecanic şi putere, frecvent utilizate în practică iar în tabelul 22.3.3 conversia unităţilor de presiune.

22.4 Conversia dintre unităţile de măsură ale SI şi unităţile anglo-saxone

În domeniul tehnic se mai utilizează de către unii proiectanţi, mai în vârstă, şi sistemele vechi de unităţi de măsură. Cu sistemele de unităţi de măsură tolerate un timp şi folosite încă într-o oarecare măsură în Europa, specialiştii din ţara noastră sunt familiarizaţi. America nu a introdus SI şi ca atare folosesc în continuare unităţi de masură ale sistemului anglo-saxon. Pentru a putea face legătura între cele două sisteme, sunt redate în continuare, grupate pe domenii, relaţiile de conversie între SI şi sistemul anglo-saxon în Anexa 22.4.1. (Relaţiile de conversie au fost preluate din: Recknagel, Sprenger, Schramek - Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 2002).

22.5. Conversia dintre gradele Fahrenheit şi gradele Celsius

Deoarece pe continentul american se foloseşte gradul Fahrenheit, este utilă conversia rapidă între acesta şi gradul Celsius, lucru care se poate realiza cu ajutorul anexei 22.5.1

Tabelul 22.3.1. Conversia unităților de energie, lucru mecanic și putere.

a. Putere

	J/h	kJ/h	MJ/h	GJ/h	W	kW	MW	GW
cal/h	4,2				$1,16x10^{-3}$			
kcal/h	4200	4,2			1,16			
Mcal/h		4200	4,2			1,16		
Gcal/h			4200	4,2			1,16	$1,16x10^{-3}$

	cal/h	kcal/h	Mcal/h	GJ/h	W	kW	MW	GW
J/h	0,24							
kJ/h	240	0,24			0,28			
MJ/h		240	0,24		280	0,28		
GJ/h			240	0,24		280	0,28	

	cal/h	kcal/h	Mcal/h	Gcal/h	J/h	kJ/h	MJ/h	GJ/h
W = J/s	860	0,86			3600	3,6		
kW = kJ/s		860	0,86			3600	3,6	
MW = MJ/s			860	0,86			3600	3,6
GW = GJ/s				860				3600

b. Energie

	J Ws	kJ kWs	MJ MWs	GJ GWs	Wh	kWh	MWh	GWh
cal	4,2				$1,16x10^{-3}$			
kcal	4200	4,2			1,16			
Mcal		4200	4,2			1,16		
Gcal			4200	4,2			1,16	

	cal	kcal	Mcal	Gcal	Wh	kWh	MWh	GWh
J	0,24				$0,28x10^{-3}$			
kJ	240	0,24			0,28			
MJ		240	0,24			0,28		
GJ			240	0,24			0,28	

	cal	kcal	Mcal	Gcal	J	kJ	MJ	GJ
Wh	860	0,86			3600	3,6		
kWh		860	0,86			3600	3,6	
MWh			860	0,86			3600	3,6
GWh				860				3600

Tabelul 22.3.2. Conversia unităților de energie și lucru mecanic.

Unitatea de măsură	J Joule	MJ Megajoule	kWh kilowattoră	MWh Megawattoră	kcal kilocalorie	Mcal Megacalorie	CPh Calputereoră	BTU British Thermal Unit
1 J = 1N.m = 1Ws	1	10^{-6}	$2,778x10^{-7}$	-	$0,239x10^{-3}$	-	-	$0,948x10^{-3}$
1 MJ = 10^6J	10^6	1	0,278	-	239	-	0,034	948
1 kWh	$3,6x10^6$	3,6	1	10^{-3}	860	0,86	0,123	3414
1 MWh	-	3600	10^3	1	-	860	123	$3,414x10^6$
1 kcal	4187	-	$1,163x10^{-3}$	-	1	10^{-3}	-	3,97
1 Mcal	-	4,187	1,163	-	10^3	1	0,143	3968
1 CPh	$2,647796x10^6$	2,647796	0,735499	$0,735499x10^{-3}$	632,529	0,632529	1	2511
1 BTU	$1,05x10^3$	$1,05x10^{-3}$	$0,293x10^{-3}$	-	0,252	-	-	1

Tabelul 22.3.3. Conversia unităților de presiune.

Unitatea de măsură	N/m^2 Pa	kPa	bar	mbar	mmH_2O mm coloană apă	atm (fizică)	at (tehnică)	Torr	lb/in^2
$1N/m^2$ = 1 Pa	1	10^{-3}	10^{-5}	0,01	0,102	$0,987x10^{-5}$	$1,02x10^{-5}$	$0,75x10^{-2}$	$1,45x10^{-4}$
1 kPa	1000	1	0,01	10	102	$0,987x10^{-2}$	$1,02x10^{-2}$	7,50	0,145
1 bar	10^5	100	1	1000	$1,02x10^4$	0,987	1,02	750	14,50
1 mbar	100	0,1	10^{-3}	1	10,2	$0,987 \cdot 10^{-3}$	$1,02x10^{-3}$	0,75	0,0145
1 mmH_2O	9,81	$9,81x10^{-3}$	$9,81x10^{-5}$	$9,81x10^{-2}$	1	$0,97 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	0,074	$1,42x10^{-3}$
1 atm	$1,01x10^5$	101	1,01	1010	10332	1	1,033	760	14,70
1 at	$9,81x10^4$	98,1	0,981	981	10000	0,968	1	735	14,22
1 Torr	133	0,133	$1,33x10^{-3}$	1,33	13,6	$1,32x10^{-3}$	$1,36x10^{-3}$	1	0,019
1 psi = 1 lb/in^2	$6,89x10^3$	6,89	0,069	68,9	703	0,068	0,070	51,7	1

Anexa 22.4.1. Tabelu 20.4.1Conversia dintre unitățile de măsură anglo-saxone și ale SI.

Lungime			
1 cm	= 0,3937 in (inch = țol)	1 in	= 1 țol = 2,54 cm = 25,4 mm
1 m	= 3,2808 ft (foot = picior)	1 ft	= 12 in = 0,3048 m = 304,8 mm
	= 1,0936 yd (yard)	1 yd	= 3 ft = 0,9144 m
1 km	= 0,6214 mi (milă terestră)	1 mi	= 1,60934 km
	= 0,5396 Mm (milă marină)	1 Mm	= 1,85318 km
Suprafață			
1 cm^2	= 0,1550 sq in (square inch = țol pătrat)	1 sq in	= 6,4516 cm^2
	= 10,7639 sq ft (square foot = picior pătrat)		= 0,000645 m^2
	= 1,1960 sq yd (square yard = yard pătrat)	1 sq ft	= 0,0929 m^2
1 a	= 100 m^2 = 0,0247 ac (acru)	1sq yd	= 9 sq ft = 0,836 m^2
1 ha	= 2,47105 ac	1 sq mi	= 2,590 km^2
	= 10.000 m^2	1 ac	= 0,404686 ha
	= 100 a (ar)		= 40,4686 a
Volum			
1 cm^3	= 0,06102 cu in (cubic inch = țol cub)	1 cu in	= 16,3870 cm^3
1 dm^3	= 61,024 cu in		= 0,016387 dm^3
1 l	= 0,03531 cu ft (cubic foot = picior cub)	1 cu ft	= 28,317 dm^3
	= 61,026 cu in	1 cu yd	= 0,7646 m^3
	= 0,21998 gal (brit) (galon britanic)	1 gal (brit)	= 4,546 l
	= 0,26428 gal (am) (galon american)	1 gal (am)	= 3,785 l
			= 4 qt (quart)
1 m^3	= 35,315 cu ft	1 qt (brit)	= 64 gal (brit)
	= 1,308 cu yd		= 290,9 l
	= 6,299 bbl (baril petrolier)	1 bbl	= 0,15876 m^3
			= 158,76 l
			= 42 gal (am) = 35 gal (brit)
1 hl	= 0,3438 qt (brit)	1 qt (am)	= 2 pt (pint)
	= 0,413 qt (am)		= 0,946 dm^3
		1 bs (bushel) (am)	= 35,242 l
		1 bs (brit)	= 36,371 l = 8 gal (brit)
1 m^3_n	= 37,97 cu ft (60 °F, 30 in, moist)	1 cu ft (60 °F, 30 in, moist)	= 0,02635 m^3_n
1 m^3_n	= 37,22 cu ft (60 °F, 30 in, dry)	1 cu ft (60 °F, 30 in, dry)	= 0,026687 m^3_n
Masă, densitate, concentrație			
1g	= 0,03527 oz (ounce = uncie comercială)	1 gr	= 0,0648 g
	= 15,432 gr (grain)	1 oz	= 28,35 g (1 oz = 31,103479 g, uncie monetară)
1 kg	= 2,2046 lb (pound) (comercial)	1 lb	= 16 oz
	= 0,0787 qt (brit)		= 0,4536 kg
			= 7000 grains
1t	= 0,984 long ton (brit)	1 quarter (brit)	= 28 lb = 12,701 kg
	= 1,102 short ton (SUA)	1 long ton (brit)	= 1016 kg
		1 short ton (USA)	= 2000 lb = 907,2 kg
1 kg/m^3	= 0,06243 lb/cu ft	1 lb/cu ft	= 16, 0185 kg/m^3
1 g/kg	= 7,0 gr/lb	1 grain/lb	= 0,1426 g/kg
1 g/m^3	= 0,437 gr/cu ft	1 grain/cu ft	= 2,2884 g/m^3
	= 2,855 ton/sq mi	1 ton/sq mi	= 0,3503 g/m^3
Viteză, debit masic și volumic			
1 m/s	= 196,85 ft/min (minut)	1 ft/min	= 0,508 cm/s
1 km/h	= 0,6214 mi/h	1 mi/h	= 1, 60934 km/h
1 Kn	= 1 Mm/h (nod) = 1,85318 km/h	1 km/h	= 0,54 Kn (noduri)
	= 0,514 m/s		= 0,278 m/s
1 m^3/h	= 4,403 gal/min (american)	1 gal/min (american)	= 0,227 m^3/h
	= 3,666 gal/min (brit)	1 gal/min (brit)	= 0,273 m^3/h
	= 0,5886 cu ft/min	1 cu ft/min	= 28,317 l/min
			= 1,70 m^3/h
1 kg/h	= 0,0367 lb/min	1 lb/min	= 27,216 kg/h
Forță, presiune			
1 N	= 0,2248 lb (f)	1 lb (force)	= 4,448 N
1 N/m^2	= 1 Pa = 0,0209 lb/ft^2	1 psi	= 1 lb/sq in = 6895 N/in^2
			= 68,95 mbar
			= 703,1 mmH_2O (coloană apă)
1 bar	= 14,504 psi	1 lb/ft^2	= 47,88 N/m^2

Anexa 20.4.1. Tabelu 20.4.1Conversia dintre unitățile de măsură anglo-saxone și ale SI (continuare).

	= 29,530 in Hg		= 0,4788 mbar
	= 0,987 atm		= 0,0470 mm H_2O
1 mbar	= 0,0145 psi	1 in H_2O	= 249,08 N/m^2
	= 0,0295 in Hg		= 2,4908 mbar
	= 0,4019 in H_2O		= 25,4 mm H_2O
	= 2,089 lb/ft^2	1 in Hg	= 33,864 mbar
1 mm H_2O	= 0,0394 in H_2O	1 ft H_2O	= 29,89 mbar
1 atm	= 14,696 psi	1 atm	= 1,013 bar
1 mm H_2O/m	= 1,1993 in H_2O/100 ft	1 ft H_2O/100 ft	= 98,10 N/m^2 · m
1N/m^2 · m	= 0,1223 in H_2O/100 ft	1 in H_2O/100 ft	= 8,176 N/m^2 · m
1 mbar/m	= 0,442 psi/100 ft	1psi/100 ft	= 2,262 mbar/m
Energie			
1 J	= 0,948 · 10^{-3} BTU	1 BTU	= 1,055 kJ
1 kJ	= 0,948 BTU	1 ft lb (force)	= 1,356 J
1 kWh	= 3414,5 BTU	1 HPh	= 2685 kJ (HP - horsepower)(cal putere)
1 MWh	= 34,1297 therm	1 therm (100000 BTU)	= 0,1055 GJ
			= 29,288 kWh
Putere			
1 W	= 3,412 BTU/h	1 BTU/h	= 0,2931 W
1 kW	= 3412 BTU/h	1 HP	= 0,7457 kW
Entalpie, entropie			
1 kJ/m^3	= 0,02684 BTU/ft^3	1 BTU/ft^3	= 37,26 kJ/m^3
1 kJ/kg	= 0,43021 BTU/lb	1 BTU/lb	= 2,3244 kJ/kg
1 kJ/K	= 0,5266 BTU/F	1 BTU/F	= 1,899 kJ/K
	(F = Fahrenheit)		
Căldură specifică			
1 kJ/kg·K	= 0,2388 BTU/lbF	1 BTU/lbF	= 4,187 kJ/kg·K
1 kJ/m^3·K	= 0,0149 BTU/ft^{3}F	1 BTU/ft^{3}F	= 67,070 kJ/m^3·K
Căldură			
1 kJ/m^2	= 0,0881 BTU/ft^2	1 BTU/ft^2	= 11,357 kJ/m^2
1 W/m^2	= 0,3170 BTU/h·ft^2	1 BTU/hft^2	= 3,155 W/m^2
1 W/m^2·K	= 0,1761 BTU/h·ft^2·F	1 BTU/h·ft^2·F	= 5,678 W/m^2·K
1 W/m·K	= 0,578 BTU/h·ft · F	1 BTU/h·ft·F	= 1,7296 W/m·K
	= 6,9348 BTU·in/h·ft·F	1 BTU·in/h·ft·F	= 0,1442 W/m·K
1 m^2·K/W	= 5,6786 h·ft^2·F/BTU	1 h·ft^2·F/BTU	= 0,1761 m^2·K/W
1 m·K/W	= 1,7296 h·ft·F/BTU	1 h·ft·F/BTU	= 0,5782 m·K/W
	= 0,1442 h·ft·F/BTU · in	1 h·ft·F/BTU·in	= 6,934 m·K/W
Răcire			
1 kW	= 0,2843 tone refrigerare	1 tonă refrigerare	= 3,517 kW = 2000 BTU/h
Încălzire			
1 kW	= 0,1019 BHP (Boiler horse power)	1 BHP	= 9,809 kW
			= 33475 BTU
1 kW	= 14,22 EDR (steam) (abur)	steam	= 70,34 W (abur)
	EDR (equivalent direct radiation)		
	= 22,74 EDR (water)(apă)	water	= 43,97 W (apă)
	= 3412 BTU/h		

Anexa 22.5.1.

Tabel 22.5.1
Conversia gradelor Celsius și Fahrenheit.
Mărimea de recalculat se află în mijloc (în dreptul săgeții)
Temperatura în ° C se citește în stânga iar în ° F în dreapta.
Exemplu: 100 °C = 212 °F; 100 °F = 37,8 °C.

°C	↓	°F	°C	↓	°F	°C	↓	°F
-20,0	-4	24,8	7,8	46	114,8	35,6	96	204,8
-19,4	-3	26,6	8,3	47	116,6	36,1	97	206,6
-18,9	-2	28,4	8,9	48	118,4	36,7	98	208,4
-18,3	-1	30,2	9,4	49	120,2	37,2	99	210,2
-17,8	0	32,0	10,0	50	122,0	37,8	100	212,0
-17,2	1	33,8	10,6	51	123,8	38,3	101	213,8
-16,7	2	35,6	11,1	52	125,6	38,9	102	215,6
-16,1	3	37,4	11,7	53	127,4	39,4	103	217,4
-15,6	4	39,2	12,2	54	129,2	40,0	104	219,2
-15,0	5	41,0	12,8	55	131,0	40,6	105	221,0
-14,4	6	42,8	13,3	56	132,8	41,1	106	222,8
-13,9	7	44,6	13,9	57	134,6	41,7	107	224,6
-13,3	8	46,4	14,4	58	136,4	42,2	108	226,4
-12,8	9	48,2	15,0	59	138,2	42,8	109	228,2
-12,2	10	50,0	15,6	60	140,0	43,3	110	230,0
-11,7	11	51,8	16,1	61	141,8	43,9	111	231,8
-11,1	12	53,6	16,7	62	143,6	44,4	112	233,6
-10,6	13	55,4	17,2	63	145,4	45,0	113	235,4
-10,0	14	57,2	17,8	64	147,2	45,6	114	237,2
-9,4	15	59,0	18,3	65	149,0	46,1	115	239,0
-8,9	16	60,8	18,9	66	150,8	46,7	116	240,8
-8,3	17	62,6	19,4	67	152,6	47,2	117	242,6
-7,8	18	64,4	20,0	68	154,4	47,8	118	244,4
-7,2	19	66,2	20,6	69	156,2	48,3	119	246,2
-6,7	20	68,0	21,1	70	158,0	48,9	120	248,0
-6,1	21	69,8	21,7	71	159,8	49,4	121	249,8
-5,6	22	71,6	22,2	72	161,6	50,0	122	251,6
-5,0	23	73,4	22,8	73	163,4	50,6	123	253,4
-4,4	24	75,2	23,3	74	165,2	51,1	124	255,2
-3,9	25	77,0	23,9	75	167,0	51,7	125	257,0
-3,3	26	78,8	24,4	76	168,8	52,2	126	258,8
-2,8	27	80,6	25,0	77	170,6	52,8	127	260,6
-2,2	28	82,4	25,6	78	172,4	53,3	128	262,4
-1,7	29	84,2	26,1	79	174,2	53,9	129	264.2
-1,1	30	86,0	26,7	80	176,0	54,4	130	266,0
-0,6	31	87,8	27,2	81	177,8	55,0	131	267,8
0	32	89,6	27,8	82	179,6	55,6	132	269,6
0,6	33	91,4	28,3	83	181,4	56,1	133	271,4
1,1	34	93,2	28,9	84	183,2	56,7	134	273,2
1,7	35	95,0	29,4	85	185,0	57,2	135	275,0
2,2	36	96,8	30,0	86	186,8	57,8	136	276,8
2,8	37	98,6	30,6	87	188,6	58,3	137	278,6
3,3	38	100,4	31,1	88	190,4	58,9	138	280,4
3,9	39	102,2	31,7	89	192,2	59,4	139	282,2
4,4	40	104,0	32,2	90	194,0	60,0	140	284,0
5,0	41	105,8	32,8	91	195,8	60,6	141	285,8
5,6	42	107,6	33,3	92	197,6	61,1	142	287,6
6,1	43	109,4	33,9	93	199,4	61,7	143	289,4
6,7	44	111,2	34,4	94	201,2	62.2	144	291,2
7,2	45	113.0	35,0	95	203,0	62,8	145	293,0

Anexa 22.5.1. **Tabel 22.5.1 (continuare). Conversia gradelor Celsius și Fahrenheit.**

°C	↓	°F	°C	↓	°F	°C	↓	°F
63,3	146	294,8	93,9	201	393,8	154	310	590
63,9	147	296,6	94,4	202	395,6	160	320	608
64,4	148	298,4	95,0	203	397,4	166	330	626
65,0	149	300,2	95,6	204	399,2	171	340	644
65,6	150	302,0	96,1	205	401,0	177	350	662
66,1	151	303,8	96,7	206	402,8	182	360	680
66,7	152	305,6	97,2	207	404,6	188	370	698
67,2	153	307,4	97,8	208	406,4	193	380	716
67,8	154	309,2	98,3	209	408,2	199	390	734
68,3	155	311,0	98,9	210	410,0	204	400	752
68,9	156	312,8	99,4	211	411,8	210	410	770
69,4	157	314,6	100,0	212	413,6	216	420	788
70,0	158	316,4	100,6	213	415,4	221	430	806
70,6	159	318,2	101,1	214	417,2	227	440	824
71,1	160	320,0	101,7	215	419,0	232	450	842
71,7	161	321,8	102,2	216	420,8	238	460	860
72,2	162	323,6	102,8	217	422,6	243	470	878
72,8	163	325,4	103,3	218	424,4	249	480	896
73,3	164	327,2	103,9	219	426,2	254	490	914
73,9	165	329,0	104,4	220	428,0	260	500	932
74,4	166	330,8	105,0	221	429,8	266	510	950
75,0	167	332,6	105,6	222	431,6	271	520	968
75,6	168	334,4	106,1	223	433,4	277	530	986
76,1	169	336,2	106,7	224	435,2	282	540	1004
76,7	170	338,0	107,2	225	437,0	288	550	1022
77,2	171	339,8	107,8	226	438,8	293	560	1040
77,8	172	341,6	108,3	227	440,6	299	570	1058
78,3	173	343,4	108,9	228	442,4	304	580	1076
78,9	174	345,2	109,4	229	444,2	310	590	1094
79,4	175	347,0	110,0	230	446,0	316	600	1112
80,0	176	348,8	110,6	231	447,8	321	610	1130
80,6	177	350,6	111,1	232	449,6	327	620	1148
81,1	178	352,4	111,7	233	451,4	332	630	1166
81,7	179	354,2	112,2	234	453,2	338	640	1184
82,2	180	356,0	112,8	235	455,0	343	650	1202
82,8	181	357,8	113,3	236	456,8	349	660	1220
83,3	182	359,6	113,9	237	458,6	354	670	1238
83,9	183	361,4	114,4	238	460,4	360	680	1256
84,4	184	363,2	115,0	239	462,2	366	690	1274
85,0	185	365,0	115,6	240	464,0	371	700	1292
85,6	186	366,8	116,1	241	465,8	377	710	1310
86,1	187	368,6	116,7	242	467,6	382	720	1328
86,7	188	370,4	117,2	243	469,4	388	730	1346
87,2	189	372,2	117,8	244	471,2	393	740	1364
87,8	190	374,0	118,3	245	473,0	399	750	1382
88,3	191	375,8	118,9	246	474,8	427	800	1472
88,9	192	377,6	119,4	247	476,6	454	850	1562
89,4	193	379,4	120,0	248	478,4	482	900	1652
90,0	194	381,2	120,6	249	480,2	510	950	1742
90,6	195	383,0	121,0	250	482,0	538	1000	1832
91,1	196	384,8	127,0	260	500,0	649	1200	2192
91,7	197	386,6	132,0	270	518,0	760	1400	2552
92,2	198	388,4	138,0	280	536,0	871	1600	2912
92,8	199	390,2	143,0	290	554,0	982	1800	3272
93,3	200	392,0	149,0	300	572,0	1093	2000	3632

BIBLIOGRAFIE

I. Instalații de ventilare și climatizare

1. Baehr, H.D.: *Thermodynamik,* 4. Aufl. Springer-Verlag 1978
2. Baturin, W.W.: *Lüftungsanlagen für Industriebauten.* 2. Aufl. Berlin, VEB-Verlag Technik, 1959.
3. Baumgart, Hörner, Reeker: *Handbuck der Klimatechnik.* C.F. Müller, Verlag 2000, 4 Aufl.
4. Berliner, P.: *Klimatechnik.* Würzburg, Vogel, Verlag, 1984.
5. Bouwman, H.B.: *Optimum Air Duct System Design.* TNO Research Institute, Delft, Olanda, 1982.
6. Brockmeyer, H.: *Akustik für den Lüftungs - und Klimaingenieur.* 2. Aufl. Karlsruhe, Verlag, Müeller, 1978.
7. Christea, Al.: *Ventilarea și condiționarea aerului,* vol. I, Editura Tehnică, București, 1970.
8. Christea, Al.; Niculescu, N.: *Ventilarea și condiționarea aerului,* vol. II, Editura Tehnică, București, 1971.
9. Christea, Al.; Teretean, T.: *Ventilarea și condiționarea aerului,* vol. III, Editura Tehnică, București, 1976.
10. Colda, I.; Teodosiu, C.: *Instalații de desprăfuire și de transport pneumatic. Îndrumător de proiectare.* Universitatea Tehnică de Construcții București, 1997.
11. Daniels, K.: *Die Hochdruckklimaanlagen.* Düsseldorf, VBI-Verlag, 1979.
12. Davidescu, Al.; Mucica, H.: *Schimbul de căldură în instalațiile industriale.* Editura Tehnică, București, 1964.
13. Dorf, R.C.: Modern Control Systems, 1974
14. Duță, G.; Niculescu, N., Stoenescu, P.: *Instalații de ventilare și climatizare.* Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976.
15. Duță, G. ș.a.: *Instalații de ventilare și climatizare. Îndrumător de proiectare,* 2 vol. Institutul de Construcții, București, 1984
16. Duță, G.; Stoenescu, P.: *Asupra ventilării naturale ca sistem.* Conferința a XV-a de Instalații, vol. 2, Sinaia, 1981.
17. Duță, G.: *Ventilarea și climatizarea în zone tropicale.* Institutul de Construcții-București, 1978.
18. Eichmann, R.A.: *Grundlagen der Klimatechnik.* Heidelberg, C.F. Müller-Verlag, 1998.
19. Fanger, P.O.: *Thermal Comfort.* Kopenhagen, Danish Technical Press, 1970.
20. Flemming, G.: *Einführung in die Angewandte Meteorologie.* Berlin, Akademie-Verlag 1991, 168 pagini.
21. Florea, J.; Robescu, D.: *Hidrodinamica instalațiilor de transport hidropneumatic și de depoluare a apei și a aerului.* Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
22. Fodor, G.F.: *Schädliche Dämpfe,* Düsseldorf, VDI-Verlag, 1972.
23. Glück, B.: Vergleichsprozesse der Klimatechnik. C.F. Müller-Verlag, 1998.
24. Grigull, U.; Sandner: Wärmeleitung. Springer-Verlag, 1979.
25. Haines, R.W.: *Control Systems for Heating Ventilating and Air Conditioning.* Ediția a 2-a. New York, Editura Reinhold, 1976.
26. Hanel: Raumluftströmung. C.F. Müller-Verlag. 1996.
27. Henne, E,: *Luftbefeuchtung.* Karlsruhe. C.F. Müller-Verlag, 1984.
28. Iamandi, C. ș.a.: *Hidraulica Instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații.* Editura Tehnică, București, 1985.
29. Idelchick, I.E.: *Handbook of Hydraulic Resistance.* Moscova, 1960. Ediție engleză, 1966.
30. Ihle, C.: *Lüftung und Luftheizung.* Düsseldorf, Werner-Verlag, 1982.
31. Ionescu, C.; Duță, G.; Patraulea, R., Bandrabur, C.: *Scheme tehnologice pentru automatizarea instalațiilor.* Institutul de Construcții, București, 1978.
32. Iselt, Pu. Arndt, U.: *Die andere Klimatechnik.* C.F. Müller-Verlag, 1999.
33. Junker, B.: *Klimaregelung. München,* Oldenbourg-Verlag 2. Aufl., 1984.
34. Kirschner, K.: *Klimatechnik in der Tierproduktion.* Berlin, VEB-Verlag, 1976.
35. Lalden și Kane: *Design of Industrial Ventilation Systems.* New York, Ind. Press, 1982.
36. Linden, G.; Usemann, K.W.: *Brandschutz in der Gebäudetechnik.* Düsseldorf, VDI-Verlag, 1992.
37. Loewer, H. ș.a.: *Lüftungstechnik.* Karlsruhe, Verlag, Müller, 1980
38. Maximov, G.A.: *Încălzirea și ventilarea.* Partea a 2-a Ventilație. Editura Tehnică, București, 1958.
39. Mihăilă, C.: *Procese termodinamice în sisteme gaz-solid și aplicațiile lor în industrie.* Editura Tehnică, București, 1982.
40. Nibeleanu, Șt., Artino, A.: *Instalații de separare a prafului cu electrofiltre.* Editura Tehnică, București, 1984.
41. Niculescu, N.; Duță, G.; Stoenescu, P.; Colda, I.: *Instalații de ventilare și climatizare.* Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.

42. Pascu, D.U. ș.a.: *Protejarea aerului atmosferic. Îndrumător practic.* Editura Tehnică, București, 1978.
43. Priller, M.: *Hygiene in luftechnischen Anlagen.* C.F. Müller-Verlag, 2000.
44. Quenzel, K.H.: *Rauch-und Wärmeabzugsanlagen im Rahmen des vorbeugenden Brandschutzes.* Verlag Office, 1996
45. Recknagel, Sprenger, Schramek: *Taschenbruch für Heizung + Klimatechnik.* 70 Auflage. Oldenbourg Industrieverlag München, 2001/2002.
46. Regenscheit, B.: *Isotherme Luftstrahlen.* Karlsruhe, Verlag Müller, 1981.
47. Rietschel, H.; Raiss, W.: *Tehnica încălzirii și ventilării.* Editura Tehnică, București, 1967.
48. Schlichting, H.: *Grenzschicht-Theorie.* Karlsruhe, Verlag G. Braun.
49. Sherrat, A.F.C.: *Air Conditioning System Design for Buildings.* London, Mc Graw-Hill, 1984.
50. Steimle, F.; Spengele, H.: *Das h, x - Diagramm für feuchte Luft.* Stuttgart, Kopf u. Co., 1971.
51. Steinacher, H.: *Theorie und Praxis der VVS-Anlagen.* Karlsruhe, Verlag, Müller, 1981.
52. Stoenescu, P.; Zgavarogea, M; Enache, D.: *Instalații de ventilare industrială.* Editura UTCB, București, 2000.
53. Șandru, E.; Mihăilă, C.; Caluianu, V.; Antonescu, N.; Bianchi, A.M.: *Termotehnică și aparate termice.* EDP-București 1982.
54.Taliev, V.N.: *Aerodinamica ventilații.* Stroiizdat, Moskva, 1979.
55. Voinescu, V.; Niculescu, N.; Lăzărescu, L.: *Îndrumătorul Instalatorilor.* Editura Tehnică, București, 1964.
56. Weber, G.H.: *Thermodynamik in der Klima - Heizungs - Kältetechnik.* C.F. Müller, Verlag, 1997.
57. Wegener, W.: *Combaterea zgomotelor produse în instalațiile din clădiri.* Editura Tehnică, București, 1964.
58. Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik: *Lehrbuch der Klimatechnik.* Bd. 1: Grundlagen, 4. Aufl. 1989, Bd. 2: Berechnung und Regelung, 2. Aufl. 1988, Bd. 3: Bauelemente, 3. Aufl. Karlsruhe, Verlag, Müller 1988.
59. *** *Depoussierage epuration des gaz; guide des techniques francaises* - UNICLIMA, PVC Edition.
60. *** *VDI-Wärmeatlas,* 5. Aufl. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1988.
61. MC 001/11-2 Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de ventilare și climatizare.

II. Instalații frigorifice

1. Bernier, J.: *La pompe de chaleur,* tome I, Pyc Edition, 1979.
2. Chadderton, D.V.: *Building Services Engineering,* E. and F.N. Spon, 1991.
3. Chiriac, F.; Hera, D.: *Instalații Frigorifice,* EDP, București, 1975.
4. Chiriac, F.; Hera, D. ș.a.: *Instalații Frigorifice, Îndrumător de proiectare pentru calculul termic al instalațiilor cu comprimare mecanică,* Ed. ICB, 1976.
5. Chiriac, F.; Hera, D. ș.a.: Instalații Frigorifice, Îndrumător de proiectare pentru calculul termic al instalațiilor cu absorbție și ejecție, Editura ICB, 1980.
6. Chiriac, F.: Instalații Frigorifice, Editura Didactică și Pedagocică, București, 1981.
7. Clodic, D.; Sauer, F.: Vade-Mecum de la récuperation des CFC, Pyc Edition, 1993.
8. Cube, H. von: Lehrbuch der Kältetechnik. C.F. Müller-Verlag, 1997.
9. Eckert, M.: Le nouveau Pohlman, Manuel technique du froid, Pyc Edition, 1991.
10. Handbuck der Kältetechnik. Hrsg. von R. Planck, 12 volume, Berlin, Springer-Verlag
11. Hera, D.: Instalații Frigorifice pentru Climatizare, Editura Centru Perfecționare Romtelecom, 1996.
12. Hera, D.; Drugheanu, L.; Pîrvan, A.: Scheme și cicluri frigorifice pentru instalații cu comprimare mecanică. Editura Matrix Rom, București, 2001.
13. Hera, D.: Instalații frigorifice, vol I, Agenți frigorifici, ISBN 978-973-755-168-9, ed. MatrixRom, 2007;
14. Hera, D.; Girip, A.: Instalații frigorifice, vol II, Scheme și cicluri frigorifice, ISBN 978-973-755-198-6, ed. MatrixRom, 2007;
15. Hera, D.; Girip, A.: Răcirea centralizată a locuințelor urbane, rev. Instalatorul nr. 4/2008, ISSN 1223-7418, ed. Artecno București,
16. Hera, D.; Girip, A. Ilie: Solutions pour accroitre l'efficacité énegétique des installations frigorifiques pour la climatisation, Colloque COFRET'08, Nantes, 11-13 iunie 2008.
17. Loewer, H. ș.a.: Kältetechnik in Klimaanlagen. Karlsruhe, Verlag Müller, 1980.
18. Noack, H.; Seidel, R.: Pratique des installations frigorifiques, Pyc Edition, 1991.
19. Patry, J.: Stockage par chaleur latente. Pyc Edition, 1981.
20. Pohlmann, W.: Taschenbuch der Kältetechnik. 17. Aufl. Karlsruhe. C.F. Müller, Verlag, 1988.
21. Radcenco, V.; Grigoriu, M.: Instalații Frigorifice și Criogenice, Editura Tehnică, București, 1987.
22. Rapin, P.J.; Jaquard, P.: Installations Frigorifiques-Physique, Pyc Edition, 1992.

23. Rapin, P.J.; Jaquard, P.: Installations Frigorifiques-Technologie, Pyc Edition, 1992.
24. Raznjevic, K.: Tabele şi diagrame termodinamice, Editura Tehnică, Bucureşti, 1978.
25. Reynolds, W.C.: Thermodynamic properties, Stanford University, 1979.
26. Stamatescu, C.: Tehnica Frigului, vol. I, Editura Tehnică, Bucureşti, 1972.
27. Stamatescu, C.: Tehnica Frigului, vol, II, Editura Tehnică, Bucureşti, 1979.
28. Stoeker, W.F.: Industrial Refrigeration, BNP Company, 1991.
29. *** - *Tables et diagrammes pour l'indusrtie du froid,* Ed. IIF, 1992.
30. *** - *Buletin de l'Institut International de Froid,* 1995 - 1997.
31. *** - *Handbook Fundamentals,* Ed. ASHRAE, 1993.
32. *** - *ISO 5149-1998, Instalaţii Frigorifice, Prescripţii de Siguranţă.*
33. *** - *L'ammoniac utilisé comme frigorigéne,* Ed. IIF, 1993.
34. *** - *La revue pratique du froid,* Ed. Pyc Edition, 1992-1997.
35. *** - *Notes d'information sur le CFC et le froid,* Ed. IIF, 1992-1997.
36. *** - *Propriétés thermodynamiques des fluides frigorigénes,* Ed. Dehon Service, 1997.

www.artecno.ro

ISBN 978-973-85936-5-7
ISBN 978-973-85936-7-1