

**VLAD MARIO HOMUTESCU
CONDRAȚ ADRIAN HOMUTESCU
ADRIAN HOMUTESCU**

**MAȘINI
ȘI INSTALAȚII
TERMICE ȘI
HIDRAULICE**

Editura CERMI
IAȘI • 2001

Vlad Mario Homutescu
Condrat Adrian Homutescu
Adrian Homutescu
MAȘINI ȘI INSTALAȚII
TERMICE ȘI HIDRAULICE.

VLAD MARIO HOMUTESCU
CONDRAȚ ADRIAN HOMUTESCU
ADRIAN HOMUTESCU

**MAȘINI ȘI
INSTALAȚII
TERMICE ȘI
HIDRAULICE**

EDITURA CERMI
IAȘI 2001

Descriere CIP a Bibliotecii Naționale
Vlad Mario Homutescu
Condrat Adrian Homutescu
Adrian Homutescu
MAȘINI ȘI INSTALAȚII
TERMICE ȘI HIDRAULICE.
Iași, Editura Cermi, 2001, 268 pg., 24 cm.

Referenți științifici:
Prof.univ.dr.ing.Emil Jugureanu
Prof.univ.dr.ing.Victor Zubcu

Consilier editorial:
Prof.univ.dr.ing.Emanoil Bârsan

Tehnoredactare computerizată:
ing.Vlad Mario Homutescu

ISBN 973-8000-90-4

©Copyright. Toate drepturile asupra prezentei ediții
aparțin autorilor.
Apărut: Octombrie 2001

Editura Tehnică, Științifică și Didactică

CERMI IAȘI

Str.Curelari Nr.16, Tel:092533257, Tel/Fax:032116604
e-mail: cermi@mail.dntis.ro

Acreditată de Ministerul Culturii și Cultelor din România cu
avizul Nr.3713 din 13 iulie 1995 și recunoscută de Consiliul
Național al Cercetării Științifice din Învățământul Superior
(C.N.C.S.I.S.)

Membră a Asociației Editorilor din România (AER) și Asociației
Publicațiilor Literare și Editurilor din România (APLER)

CUPRINS

1. INTRODUCERE. DESPRE ENERGIE. DESPRE MAȘINILE ȘI INSTALAȚIILE TERMICE ȘI HIDRAULICE	11
1.1. Despre energie și formele ei	11
1.2. Mașini. Mașini termice și hidraulice. Definiții. Clasificări	13
1.3. Instalații termice și hidraulice. Definiții. Clasificări	15
2. BAZELE TEORETICE ALE FUNCȚIONĂRII MAȘINILOR ȘI INSTALAȚIILOR TERMICE ȘI HIDRAULICE	17
2.1. Noțiuni fundamentale de termodinamică tehnică	17
2.1.1. Despre termodinamica tehnică	17
2.1.2. Agenți de lucru. Sisteme termodinamice	17
2.1.3. Starea de echilibru termodinamic	19
2.1.4. Parametri de stare	19
2.1.5. Ecuații de stare	21
2.1.6. Amestecuri de gaze	23
2.1.7. Transformări termodinamice de stare	24
2.1.8. Lucrul mecanic și căldura în transformările termodinamice de stare	25
2.1.9. Expresii analitice pentru lucru mecanic	26
2.1.9.1. Lucrul mecanic de variație a volumului	26
2.1.9.2. Lucrul mecanic de curgere	27
2.1.9.3. Lucru mecanic tehnic	27
2.1.10. Expresii analitice pentru cantitatea de căldură	29
2.1.11. Noțiuni despre căldurile specifice	30
2.1.12. Energia internă	32
2.1.13. Entalpia	33
2.1.14. Entropia	33
2.2. Principiile termodinamicii	34
2.2.1. Privire generală asupra principiilor termodinamicii	34
2.2.2. Enunțuri ale primului principiu al termodinamicii	35
2.2.3. Expresii analitice ale principiului întâi al termodinamicii	35
2.2.3.1. Prima expresie analitică	35
2.2.3.2. A doua expresie analitică	36
2.2.3.3. A treia expresie analitică (pentru transformări asociate cu procese de curgere)	37
2.2.4. Transformările termodinamice simple ale gazelor perfecte	38
2.2.4.1. Privire generală	38
2.2.4.2. Transformarea izocoră	39
2.2.4.3. Transformarea izobară	40

2.2.4.4. Transformarea izotermică	41
2.2.4.5. Transformarea adiabatică	42
2.2.4.6. Transformarea politropică	44
2.2.5. Transformări închise. Randamentul termic al ciclurilor termodinamice	45
2.2.6. Ciclul Carnot	47
2.2.7. Enunțuri ale principiului al doilea al termodinamicii	48
2.2.8. Expresia matematică a principiului al doilea al termodinamicii	49
2.2.9. Despre exergie	51
2.3. Vaporii de apă	52
2.3.1. Noțiuni introductive	52
2.3.2. Obținerea vaporilor de apă	53
2.3.3. Parametrii apei și vaporilor de apă	55
2.3.3.1. Parametrii apei în fază lichidă	55
2.3.3.2. Căldura de producere a vaporilor	57
2.3.3.3. Parametrii vaporilor de apă saturați	57
2.3.3.4. Parametrii vaporilor de apă supraîncălziți	57
2.3.4. Tabele cu proprietățile apei și vaporilor de apă	58
2.3.5. Diagrama T-s a vaporilor de apă	59
2.3.6. Diagrama i-s a vaporilor de apă (Mollier)	60
2.3.7. Transformările simple ale vaporilor de apă	61
2.4. Noțiuni de dinamica gazelor	62
2.4.1. Procese de curgere. Definiții. Clasificări	62
2.4.2. Procese de curgere adiabatice	64
2.4.3. Parametri frânați	65
2.4.4. Curgerea adiabatică prin ajutaje	66
2.4.4.1. Introducere. Definiție	66
2.4.4.2. Curgerea adiabatică printr-un ajutaj convergent	66
2.4.5. Profilul ajutajelor	70
2.4.6. Ajutajul convergent-divergent	71
2.4.7. Curgerea cu frecare prin ajutaje	72
2.4.8. Curgerea adiabatică prin difuzoare	72
2.4.9. Laminarea fluidelor	73
2.4.10. Interacțiunea corpurilor cu fluide în mișcare	75
2.4.10.1. Producerea forței prin interacțiunea unui fluid în mișcare cu un corp	75
2.4.10.2. Forța de acțiune	75
2.4.10.3. Forța de reacțiune	77
2.4.10.4. Efectul de aripă portantă	77
2.4.11. Teorema momentului cinetic	79
2.5. Transmiterea căldurii	79
2.5.1. Introducere. Definiții. Moduri simple de transmitere a căldurii	79
2.5.2. Cîmp de temperatură. Suprafețe izoterme. Gradient de temperatură. Flux termic	80

2.5.3. Transmiterea căldurii prin conducție	81
2.5.3.1. Legea lui Fourier	81
2.5.3.2. Transmiterea căldurii prin conducție într-un perete plan și omogen	82
2.5.3.3. Transmiterea căldurii într-un perete plan stratificat .	83
2.5.3.4. Transmiterea căldurii prin conducție într-un perete cilindric omogen	83
2.5.3.5. Transmiterea căldurii printr-un perete cilindric stratificat	85
2.5.4. Transmiterea căldurii prin convecție	86
2.5.5. Transmiterea căldurii prin radiație	87
2.5.5.1. Legile generale ale transmiterii energiei prin radiație	87
2.5.5.2. Transmiterea căldurii prin radiație între suprafețe plane și paralele	89
2.5.6. Izolația termică. Ecrane de radiație	91
2.5.7. Transmiterea globală a căldurii	93
2.5.8. Aparate schimbătoare de căldură	94
2.5.9. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură	95
Bibliografie	96
3. INSTALAȚII DE CAZANE DE ABUR	97
3.1. Introducere. Definiții	97
3.2. Schema constructivă de principiu și funcționarea unui cazan de abur (în П)	97
3.3. Parametrii de bază și indicii tehnico-economici ai cazanelor de abur	100
3.4. Clasificarea cazanelor de abur	101
3.5. Tipuri constructive de cazane de abur	103
3.5.1. Cazanol de abur cu țevi de apă înclinate	103
3.5.2. Cazane de abur cu țevi de apă foarte înclinate	103
3.5.3. Cazane de abur cu circulație forțată	105
3.5.4. Cazanol de abur cu circulație forțată de 1035 t / h	106
3.6. Focare și instalații de ardere	108
3.6.1. Introducere. Definiții	108
3.6.2. Focare cu grătar rulant	108
3.6.3. Focare pentru cărbune pulverizat	109
3.6.4. Focare pentru combustibil lichid	110
3.6.5. Focare pentru combustibil gazos	110
3.7. Circulația aerului și gazelor de ardere	111
3.7.1. Definiții. Clasificare	111
3.7.2. Tirajul natural	111
3.7.3. Tirajul forțat	111
3.8. Suprafețele de schimb de căldură ale cazanelor de abur . .	112
3.8.1. Ecranele de radiație	112
3.8.2. Supraîncălzitoarele	112
3.8.3. Economizoarele	113

3.8.4. Preîncălzitoarele de aer	113
3.9. Bilanțul termic al unui cazan de abur.	
Randamentul cazanului	114
Bibliografie	116
4. COMPRESOARE	117
4.1. Definiții. Clasificare	117
4.2. Compressoare volumice	117
4.2.1. Compressoare cu piston cu mișcare de translație a pistonului	117
4.2.1.1. Schema constructivă a compresorului cu mișcare de translație a pistonului	117
4.2.1.2. Compresorul teoretic. Ciclul termodinamic	119
4.2.1.3. Compresorul tehnic. Ciclul termodinamic	120
4.2.1.4. Lucrul mecanic necesar comprimării unui gaz	120
4.2.1.5. Diagrama indicată a compresorului cu piston	122
4.2.1.6. Parametrii compresorului cu piston. Debitul compresorului	123
4.2.1.7. Funcționarea compresorului cu piston cu $\pi = \text{var}$	124
4.2.1.8. Compressoare cu mai multe trepte	124
4.2.1.9. Randamente. Puterea consumată de compresorul cu piston	126
4.2.2. Compresorul rotativ cu lamele culisante	127
4.2.3. Compresorul rotativ cu rotoare profilate	128
4.3. Compressoare dinamice	130
4.3.1. Compresorul centrifug	130
4.3.1.1. Definiție	130
4.3.1.2. Construcția unui compresor centrifug	130
4.3.1.3. Funcționarea compresorului centrifug	131
4.3.1.4. Creșterea presiunii într-o treaptă de compresor centrifug	132
4.3.1.5. Debitul compresorului centrifug	134
4.3.1.6. Randamente. Puterea consumată de compresorul centrifug	134
4.3.1.7. Ventilatorul centrifug	135
4.3.2. Compresorul axial	136
4.3.2.1. Construcția și funcționarea unui compresor axial	136
4.3.2.2. Ventilatorul axial	138
4.4. Ejectorul (Compresorul cu jet)	139
4.4.1. Introducere. Definiție	139
4.4.2. Construcția unui ejector	139
4.4.3. Funcționarea ejectorului	140
4.4.4. Ejectorul teoretic	140
4.4.5. Ejectorul real	142
Bibliografie	143

5. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ	144
5.1. Introducere. Definiții. Clasificare	144
5.2. Construcția unui motor cu ardere internă în 4 timpi	145
5.3. Funcționarea unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi	146
5.3.1. Funcționarea normală a unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi. Diagrama indicată	146
5.3.2. Arderea normală și arderea cu detonație	149
5.3.3. Ciclul termodinamic al motoarelor cu aprindere prin scînteie. Randament termic. Discuție	149
5.4. Motoare cu aprindere prin comprimare în 4 timpi	151
5.5. Motoare cu ardere internă în 2 timpi	153
5.6. Formarea amestecului și aprinderea în motoarele cu ardere internă	155
5.6.1. Formarea amestecului și aprinderea în motoarele cu aprindere prin scînteie	155
5.6.1.1. Definiții. Clasificare	155
5.6.1.2. Carburatorul	155
5.6.1.3. Injecția de benzină	157
5.6.1.4. Pompa cu role	159
5.6.1.5. Sisteme de aprindere	162
5.6.2. Formarea amestecului la motoarele cu aprindere prin comprimare	161
5.6.2.1. Particularitățile formării amestecului la motoarele cu aprindere prin comprimare	161
5.6.2.2. Camere de ardere pentru motoare cu aprindere prin comprimare	162
5.6.2.3. Pompa de injecție cu piston-sertar (Bosch)	164
5.6.2.4. Pompa de injecție rotativă cu pistoane opuse și distribuitor rotativ (tip DPA-CAV)	166
5.7. Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă	167
5.8. Parametrii motoarelor cu ardere internă	169
5.9. Bilanțul termic al motoarelor cu ardere internă	172
5.10. Momentul motor produs de motoarele cu ardere internă ..	172
5.10.1. Momentul motor produs de motorul cu ardere internă monocilindru	172
5.10.2. Motoare cu ardere internă cu 4 cilindri în linie	177
5.10.3. Motorul cu ardere internă cu 6 cilindri în linie	178
5.11. Depoluarea catalitică a gazelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin scînteie	179
Bibliografie	181
6. INSTALAȚII DE TURBINE CU ABUR	182
6.1. Introducere. Definiții	182
6.2. Schema de principiu și ciclul termodinamic al instalațiilor de turbine cu abur. Randamentul termic	182

6.3. Schema termică a unei centrale termoelectrice cu turbină cu abur	183
6.3.1. Schema termică simplificată a unei centrale termoelectrice	183
6.3.2. Preîncălzitoare de apă	185
6.3.3. Condensatoare de abur	186
6.3.4. Ejectoare	187
6.3.5. Turnuri de răcire	187
6.3.6. Degazoare	189
6.3.7. Termoficarea	190
6.4. Construcția unei turbine cu abur	191
6.5. Clasificarea turbinelor	192
6.6. Procese în treapta de turbină	192
6.6.1. Producerea forței de acțiune prin lovirea paletelor de către fluidul în mișcare. Puterea produsă de fluid în palete	192
6.6.2. Ecuația turbinelor termice	193
6.6.3. Procese în treapta de turbină cu reacțiune	194
6.6.4. Procese în treapta de turbină cu acțiune	196
6.7. Pierderile din turbinele cu abur	197
6.8. Elemente constructive specifice turbinelor cu abur	199
6.8.1. Paletele de pe rotor	199
6.8.2. Etanșările cu labirinți	201
6.9. Tipuri constructive de turbine	202
6.9.1. Turbina cu o treaptă de presiune și de viteză (Laval)	202
6.9.2. Turbina cu o treaptă de presiune și mai multe trepte de viteză (Curtis)	203
6.9.3. Turbina cu acțiune cu mai multe trepte de presiune (Rateau)	203
6.9.4. Turbina cu reacțiune (Parsons)	204
6.9.5. Turbine cu fluxuri multiple și turbine cu mai multe corpuri	205
6.9.6. Turbine axiale și turbine radiale	206
6.9.7. Turbina radială cu o treaptă	206
6.9.8. Turbina radială cu mai multe trepte (Ljungström)	207
Bibliografie	208
7. INSTALAȚII DE TURBINE CU GAZE	209
7.1. Introducere. Definiții. Clasificare	209
7.2. Instalații de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă	209
7.2.1. Schema instalației	209
7.2.2. Turbina cu gaze	210
7.2.3. Compresoarele instalațiilor de turbine cu gaze	211
7.2.4. Camere de ardere	212
7.2.5. Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze cu ardere	

la presiune constantă (Brayton)	213
7.2.6. Ciclul real al instalațiilor cu turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă	213
7.3. Instalații de turbine cu gaze cu cicluri perfecționate	214
7.4. Utilizarea instalațiilor cu turbine cu gaze în aviație	215
Bibliografie	216
8. INSTALAȚII FRIGORIFICE	217
8.1. Introducere. Definiții. Clasificări	217
8.2. Agenți frigorifici	217
8.3. Instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori	219
8.3.1. Introducere. Clasificare	219
8.3.2. Instalația frigorifică cu o treaptă de comprimare	220
8.3.3. Instalația frigorifică cu două trepte de comprimare și cu răcire intermediară	223
8.3.4. Instalații frigorifice în cascadă	225
8.4. Instalații frigorifice cu absorbție	226
8.4.1. Agenți de lucru pentru instalații frigorifice cu absorbție	226
8.4.2. Instalații frigorifice cu absorbție cu NH ₃ - H ₂ O	227
8.4.3. Instalații frigorifice cu absorbție cu NH ₃ - H ₂ O cu recuperare de căldură	232
8.4.4. Instalații frigorifice cu absorbție - difuzie	233
8.4.5. Instalații frigorifice cu absorbție cu H ₂ O-BrLi	235
8.4.6. Instalații frigorifice cu eiecție	237
8.5. Instalații de pompe de căldură	238
Bibliografie	240
9. TURBINE HIDRAULICE	241
9.1. Introducere. Definiții	241
9.2. Noduri hidroenergetice	241
9.3. Energia masică brută, netă și utilă a unui nod	243
9.4. Clasificarea turbinelor hidraulice	244
9.5. Ecuația fundamentală a turbinelor hidraulice	245
9.6. Tipuri de turbine hidraulice	245
9.6.1. Turbina cu acțiune Pelton	245
9.6.2. Turbina hidraulică radială (Francis)	248
9.6.3. Turbine elicoidale	250
9.6.3.1. Turbina elicoidală propriu-zisă	250
9.6.3.2. Clasificarea turbinelor elicoidale	251
9.6.3.3. Turbina Kaplan	251
9.6.3.4. Turbina bulb	252
9.7. Aspiratorul turbinelor hidraulice	253
9.8. Centrale hidroelectrice reprezentative din România	254
Bibliografie	255

10. POMPE	256
10.1. Introducere. Definiții	256
10.2. Pompa centrifugă	257
10.2.1. Construcția și funcționarea pompei centrifuge	257
10.2.2. Înălțimea de pompare. Randamentul hidraulic	258
10.2.3. Debitul pompei centrifuge	259
10.3. Pompa axială	260
10.4. Pompa cu piston	260
10.4.1. Construcția pompei cu piston	260
10.4.2. Funcționarea pompei cu piston. Sarcina pompei	260
10.4.3. Debitul pompei cu piston. Randamentul volumetric	261
10.4.4. Uniformizarea debitului pompei cu piston	262
10.5. Pompa cu pistonăse axiale	264
10.6. Pompa cu pistonăse radiale	265
10.7. Pompa cu membrană	266
10.8. Pompa cu clapete	267
10.9. Pompa cu roți dințate	267
Bibliografie	268

1. INTRODUCERE. DESPRE ENERGIE. DESPRE MAȘINILE ȘI INSTALAȚIILE TERMICE ȘI HIDRAULICE

1.1. Despre energie și formele ei

Noțiunea de energie este foarte cuprinzătoare și are multiple valențe științifice, tehnice, politice, economice, militare, sociale etc.

Termenul apare în scris în limba română încă în 1705 la Dimitrie Cantemir, care în dicționarul de neologisme ce însoțește „Istoria ieroglifică” explică înțelesul cuvântului „energhia” prin „putința a face, făcătorie, lucrare” (Dimitrie Cantemir. Istoria ieroglifică, Ed. Minerva, București, 1997, p. 12).

Astăzi conceptul de energie este legat de conceptul de mișcare.

Într-o accepțiune largă, lumea materială este caracterizată și prin numeroase tipuri de mișcare - privită ca mod de existență a materiei.

Se disting mișcări de tip macroscopic și mișcări de tip microscopic. De exemplu, mișcările mecanice sînt de tip macroscopic. Între mișcările de tip microscopic se numără cele termice, electrice, chimice și cele biologice. Forma superioară de mișcare de tip microscopic este gîndirea.

Pornind de la aceste premise, una dintre definițiile cele mai cuprinzătoare prezintă energia ca măsură generală a diferitelor tipuri de mișcare a materiei. Diferitelor tipuri de mișcare le corespund diferite forme de energie (mecanică, radiantă etc.). Indestructibilitatea mișcării materiei conduce la indestructibilitatea energiei. Transformării unei mișcări în alta îi corespunde transformarea unei forme de energie în altă formă. Așadar, energia este o mărime fizică scalară care exprimă cantitativ transformările reciproce ale diferitelor tipuri de mișcări.

Una din cele mai cunoscute (și mai importante pentru scopurile practice) forme de manifestare a energiei este lucrul mecanic. Constatarea conduce la definirea energiei drept capacitatea unui sistem fizic de a efectua un lucru mecanic în timpul trecerii de la o stare la alta. (Starea energetică a unui sistem fizic se definește prin mai multe mărimi fizice, între care presiunea, temperatura, volumul etc. Un sistem trece dintr-o stare în alta, adică efectuează o transformare, atunci cînd în cursul unui proces una sau mai multe din mărimile de tipul amintit își modifică valoarea).

Dintre formele de energie cunoscute se amintesc cele mai importante pentru studiul mașinilor și instalațiilor termice și hidraulice.

Energia cinetică a unui corp este energia pe care o posedă acesta datorită mișcării sale.

Energia potențială gravitațională a unui corp este energia pe care o posedă acesta datorită poziției sale față de un sistem de referință și este în legătură cu atracția gravitațională a Pămîntului.

Există și alte forme de energie numite energii potențiale, cum ar fi energia potențială de presiune a unui fluid, energia potențială elastică etc.

Energia mecanică a corpurilor depinde - în sensul utilizat în această

carte - numai de masa, de viteza și de poziția acestora față de Pământ. În general, energia mecanică totală este suma dintre energia cinetică și energia potențială gravitațională, în cazul fluidelor adăugându-se și energia potențială de presiune.

Energia hidrolică este energia mecanică a maselor de apă.

Energia eoliană este energia mecanică a maselor de aer aflat în mișcare în atmosferă.

Energia nucleară este energia caracteristică unor procese care au loc la nivelul nucleelor atomilor. Ea provine din fisiunea unor nuclee atomice grele sau din fuziunea unor nuclee atomice ușoare.

Energia solară este energia radiată de Soare și ajunsă pe Terra.

Energia termică este energia asociată mișcării termice (agitației termice) a particulelor care alcătuiesc corpurile. Diferitele forme de energie (mecanică, nucleară etc.) se pot transforma în energie termică.

Energia se obține de la sursele de energie existente în natură.

Resursele naturale de energie sînt substanțe, cîmpuri și potențiale care, în condițiile fiecărei etape istorice de dezvoltare a științei și tehnicii, pot fi desprinse din natură, transformate și folosite pentru satisfacerea nevoilor vieții și civilizației umane.

Pe Pământ se găsesc direct trei surse de energie: energia internă totală a corpurilor, energia solară și energia mareelor.

Energia internă totală a corpurilor cuprinde energia din interiorul nucleelor elementelor chimice componente, energia de mișcare a electronilor pe orbitele lor, energia de legătură interatomică (chimică), energia de oscilație a grupurilor de atomi și energia de mișcare și de interacțiune a moleculelor.

Planeta Pământ primește de la Soare o cantitate enormă de energie, apreciată la 10^{25} J în interval de un an. Această cantitate reprezintă mai multă energie decît se poate obține prin arderea rezervelor de cărbune ale planetei. Cea mai mare parte din energia primită de la Soare este reflectată sau absorbită de atmosferă. La sol ajunge aproximativ 20 % din energia primită de Pământ de la Soare și este folosită pentru evaporarea apei, pentru fotosinteza vegetației etc. În ceea ce privește utilizarea directă a energiei solare trebuie arătat că realizările tehnice sînt relativ puține, limitîndu-se la conversia în energie electrică (direct sau în cicluri cu mașini cu abur) și în energie termică (pentru alimentarea locuințelor cu apă caldă și pentru unele procese industriale: procese de uscare etc.).

Datorită energiei solare captate de Pământ se dispune de cîteva surse de energie utilizabilă direct:

- energia hidrolică;
- energia eoliană;
- energia chimică acumulată de combustibilii fosili.

Energia hidrolică se datorește circulației apei în natură, proces al cărui motor este evaporarea apei din sol, din lacuri, mări și oceane, evaporare ce asigură, prin intermediul precipitațiilor, alimentarea râurilor.

Energia mecanică furnizată de vînt se datorește, de asemenea,

energiei solare, care încălzind neuniform Pământul produce mișcarea neuniformă a aerului.

Datorită energiei solare, în plante are loc procesul de fotosinteză prin care se produc substanțe organice. Ajunse sub scoarța Pământului în urma unor fenomene geologice, substanțele organice au generat rezervele actuale de combustibili fosili ale planetei: cărbuni, țiței și gaze naturale. Procesul de fotosinteză generează și în prezent combustibili organici: lemn și diferite resturi vegetale.

Energia mareelor reprezintă energia mecanică a apei din oceane și mările deschise, care în apropierea coastelor continentale își ridică și coboară nivelul ca urmare a atracției unui corp ceresc - Luna.

În prezent, pentru acoperirea necesităților de energie ale omenirii contribuția principală revine combustibilii clasici (cărbuni, țiței, gaze naturale, lemn) și energiei hidraulice. În ultimii ani se constată și creșterea ponderii energiei nucleare, produsă în tot mai multe țări.

Resursele energetice sînt prezentate în schema din fig. 1.1.

Resurse	• convenționale	• epuizabile	• combustibilii fosili
		• inepuizabile	• lemnul
	• neconvenționale	• epuizabile	• potențialul hidroenergetic
			• materiale fisionabile
		• inepuizabile	• materiale fuzionabile
			• energia mareelor
			• energia geotermică
			• energia solară
			• energia eoliană
			• energia valurilor
• energia termică a mărilor și oceanelor			

Fig. 1.1. Resurse energetice

Cu studiul surselor de energie și al transformării unor forme de energie în alte forme de energie utilizabile se ocupă o ramură a științei și tehnicii numită energetică. Principalele ramuri ale energiei sînt hidroenergetica, termoenergetica și energetică nucleară.

1.2. Mașini. Mașini termice și hidraulice. Definiții. Clasificări

În tehnică transformarea energiei dintr-o formă în alta se realizează cu ajutorul unor utilaje, care se pot clasifica în aparate și mașini.

Aparatele se caracterizează prin aceea că realizează transformarea energetică fără participarea unor piese mecanice în mișcare. Exemple: plite electrice, lămpi cu incandescență.

Mașinile se caracterizează prin efectuarea transformării energetice prin intermediul unor piese mecanice în mișcare. Exemple: compresoare,

pompe, motoare de diferite tipuri.

În sensul folosit în această carte mașina se definește ca un sistem tehnic format din piese componente (organe de mașini) cu mișcări relative determinate și care servește la transformarea unei forme de energie în alta, una din ele fiind întotdeauna energia mecanică.

În general, o mașină este alcătuită din:

- batiu (cadru), care reprezintă scheletul pe care se montează celelalte organe componente;
- un mecanism organic, alcătuit din ansamblul pieselor care efectuează ciclul energetic al mașinii;
- un mecanism de antrenare, prin care se face schimbul de energie cu o altă mașină sau cu o sursă de energie;
- mecanisme și dispozitive auxiliare, utilizate pentru diferite servicii: alimentarea mașinii, reglarea funcționării;
- instalații anexe: de ungere, de răcire; dispozitive de comandă, pentru pornirea și oprirea mașinii, pentru schimbarea vitezei, inversarea sensului de mișcare etc.

După scopul lor, mașinile se clasifică în mașini de forță și de lucru.

Mașinile de forță transformă o formă de energie în altă formă de energie brută, care trebuie să mai fie transformată pentru a fi utilizată.

După poziția energiei mecanice în transformarea energetică, mașinile se clasifică în motoare și generatoare.

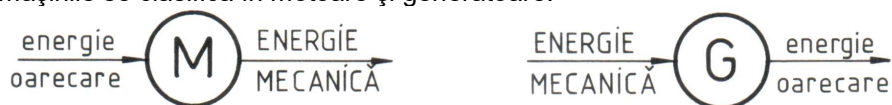


Fig. 1.2. Transformarea energiei în mașinile de forță

Mașinile de forță motoare furnizează (produc) energie mecanică prin transformarea unei altei forme (oarecare) de energie.

Mașinile de forță generatoare sînt mașinile în care energia mecanică este transformată în altă formă de energie.

După agentul de lucru, adică după mediul material care mijlocește transformarea energetică din mașini și în legătură cu felul energiei nemecanice pe care o schimbă, mașinile de forță se clasifică în:

- mașini electrice;
- mașini eoliene;
- mașini pneumatice, care acționează asupra aerului sau a altor gaze, sau sînt acționate de acestea;
- mașini hidraulice, care sînt acționate de apă sau de alte lichide, sau acționează asupra acelor lichide;
- mașini maremotrice, care reprezintă cazul particular al mașinilor hidraulice generatoare antrenate de maree (exemplu: la Rance - Franța);
- mașini termice, care transformă energia termică (cel mai des acumulată în gaze sau în abur în urma arderii unor combustibili) în energie mecanică a unor corpuri solide (numită și energie stereomecanică).

Mașini de lucru se numesc toate mașinile care cedează energie prin efectuare de lucru mecanic folosit direct pentru prelucrarea materialelor sau pentru deplasarea lor. Aceste mașini își exercită acțiunea pentru realizarea unor scopuri direct utile. Mașinile de lucru sînt antrenate de mașini de forță motoare, sau - la puteri mici - de forța mușchilor.

După felul mișcării organului motor, mașinile se împart în mașini cu mișcare alternativă de translație a pistonului și mașini cu mișcare continuă de rotație (cu rotor).

Clasificarea mașinilor este prezentată în schema din fig. 1.3, în care a fost introdusă și clasa mașinilor-instrument, care nu se încadrează în preocupările acestei cărți.

Mașini de forță	• motoare	• mașini termice
		• mașini hidraulice
		• mașini pneumatice
		• mașini eoliene
		• mașini electrice
	• generatoare	• mașini termice
		• mașini hidraulice
		• mașini pneumatice
		• mașini eoliene
		• mașini electrice
Mașini de lucru	• de prelucrare	• mașini unelte
		• de așchiere
		• de deformare plastică
		• de forfecare
		• mașini de mărunțit
		• mașini de separare
		• mașini de asamblare
	• mașini combinate de prelucrare	
	• de transport	
	• de construcție	
• agricole		
Mașini instrument	• de birou	
	• de calculat	
	• de măsurat	
	• de încercare	

Fig. 1.3. Clasificarea mașinilor

1.3. Instalații termice și hidraulice. Definiții. Clasificări

În sensul folosit în această carte prin instalații termice se înțeleg ansambluri constituite din utilaje pentru producerea energiei termice (camere de ardere, focare, cazane de abur), aparate schimbătoare de căldură și mașini termice. Împreună, componentele instalațiilor termice asigură

transformarea căldurii în energie mecanică.

După natura agentului motor, instalațiile termice de forță se clasifică în instalații cu turbine cu abur și instalații cu turbine cu gaze.

O diviziune importantă a instalațiilor termice o reprezintă instalațiile frigorifice. În compunerea acestora intră o diversitate de schimbătoare de căldură (vaporizatoare, condensatoare etc.), și mașini de forță generatoare (pompe, compresoare), care împreună servesc la producerea frigului în industrie și pentru utilizări casnice.

Instalațiile frigorifice se clasifică după modul de comprimare (o parte importantă a ciclului lor de funcționare) în:

- cu comprimare mecanică a vaporilor;
- cu comprimare dinamică a vaporilor (cu ejector);
- cu absorbție și cu absorbție - difuzie.

Instalațiile hidraulice sînt ansambluri constituite din generatoare hidraulice (pompe), motoare hidraulice (rotative sau liniare - cilindri hidraulici) și din diverse dispozitive de reglare și de comandă a curgerii fluidelor între mașinile instalației. Astfel definite, instalațiile hidraulice servesc pentru acționarea unor mașini de lucru (prese etc.).

În sens larg, definiția precedentă a instalațiilor hidraulice cuprinde și situațiile în care energia hidraulică este preluată direct din natură (lacuri de acumulare, râuri), iar motoarele hidraulice sînt turbine folosite pentru antrenarea generatoarelor electrice. În astfel de situații este preferat termenul de nod hidroenergetic, termen al cărui înțeles este mai cuprinzător.

Instalațiile de încălzire cu apă fierbinte a clădirilor și rețelele de distribuție a apei, care într-un sens foarte larg pot fi incluse printre instalațiile termice, nu sînt tratate în această carte.

2. BAZELE TEORETICE ALE FUNCȚIONĂRII MAȘINILOR ȘI INSTALAȚIILOR TERMICE ȘI HIDRAULICE

2.1. Noțiuni fundamentale de termodinamică tehnică

2.1.1. Despre termodinamica tehnică

Știința care studiază proprietățile și transformările energiei se numește termodinamică. Ramura termodinamicii ce studiază procesele în care transferul și transformarea energiei se face sub formă de căldură și de lucru mecanic se numește termodinamică tehnică sau termotehnică. Principalele probleme studiate de termodinamica tehnică sînt producerea, transmiterea și folosirea căldurii (direct sau transformată în lucru mecanic). Așadar, termodinamica tehnică (sau, termotehnica) studiază procesele din mașinile și instalațiile termice.

Termodinamica tehnică analizează sisteme fizice și procesele care se petrec în acestea, utilizînd modele teoretice. Această abordare permite simplificarea studiului. Totodată, procesele teoretice reprezintă modele către care trebuie să tindă procesele reale. Termodinamica tehnică studiază și condițiile reale în care se desfășoară procesele termodinamice, realizînd astfel unitatea între aspectele teoretice și aspectele practice ale funcționării mașinilor și instalațiilor termice.

2.1.2. Agenți de lucru. Sisteme termodinamice

În mașinile și instalațiile termice și hidraulice transformările unor forme de energie în alte forme se produc cu participarea unor corpuri (gaze, vapori sau lichide) numite, în continuare, agenți de lucru. Folosirea unui agent de lucru într-o mașină sau instalație termică sau hidraulică depinde de proprietățile lui și de tipul și destinația mașinii sau a instalației.

Între gaze și vapori nu există deosebiri esențiale. Denumirea de gaze se folosește pentru vaporii unor lichide aflați la presiuni și temperaturi depărtate de presiunea sau temperatura la care au loc procesele de vaporizare sau de lichefiere (altfel spus, gazele sînt vapori puternic supraîncălziți). Noțiunea de vapori se referă la gazele reale cu parametri (presiune și temperatură) cu valori apropiate (uneori identice) de parametrii proceselor de vaporizare sau de lichefiere. Vaporii pot fi saturați sau supraîncălziți. Vaporii se numesc saturați atunci cînd se află în echilibru dinamic cu lichidul din care provin. Vaporii saturați pot fi umezi sau uscați. Vaporii saturați umezi sînt un amestec mecanic de vapori și de picături fine de lichid. Vaporii saturați uscați nu conțin lichid. Vaporii supraîncălziți se obțin prin încălzirea vaporilor uscați, fiind cu atît mai apropiați de gaze cu cît se află la temperaturi mai ridicate și la presiuni mai scăzute. Un gaz aflat la parametri la care volumul propriu al moleculelor și forțele intermoleculare pot fi neglijate este considerat gaz perfect (sau ideal).

În mod obișnuit se spune că o mașină sau o instalație termică

folosește ca agent de lucru un gaz sau un amestec de gaze atunci când în toate transformările ce compun ciclul de funcționare al mașinii agentul rămâne sub formă gazoasă (de exemplu, în turbinele cu gaze). Se spune că o mașină utilizează ca agent de lucru vapori atunci când în unele procese din ciclul de funcționare al mașinii agentul este în stare gazoasă (vapori) iar în alte procese agentul este în stare lichidă (de exemplu, în instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică a vaporilor).

Considerațiile asupra agenților de lucru prezentate mai sus sînt ilustrate în fig. 2.1, pe care se observă corelațiile dintre diferiți agenți de lucru și trecerea lor dintr-o grupă de clasificare în alta.

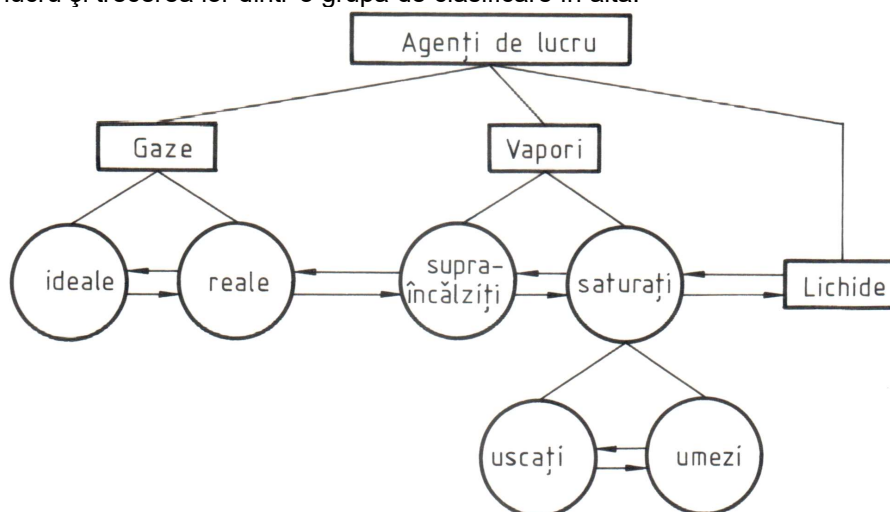


Fig. 2.1. Clasificarea agenților de lucru

În mașinile și instalațiile termice agenții de lucru primesc energie prin interacțiune cu corpuri exterioare (mediul înconjurător). Ca urmare, comportarea agenților de lucru, sau, mai general, comportarea unor corpuri sau sisteme compuse dintr-un număr finit de corpuri este studiată separînd corpurile respective de corpurile înconjurătoare. Se definește astfel noțiunea de sistem termodinamic ca un ansamblu de corpuri care prezintă schimburi de energie atât între corpuri, cît și cu mediul înconjurător. În cea mai simplă formă, un sistem termodinamic cuprinde un singur corp și este numit și corp termodinamic. Un sistem termodinamic se exemplifică cel mai bine printr-un gaz aflat într-un cilindru închis cu un piston. Pereții cilindrului și pistonul constituie mediul înconjurător. Gazul poate schimba energie cu mediul sub formă de căldură transmisă prin pereți și sub formă de lucru mecanic efectuat prin deplasarea pistonului.

Un sistem termodinamic se numește sistem izolat atunci când schimburile de energie (sub formă de căldură și lucru mecanic) se petrec exclusiv în interiorul său.

Un sistem termodinamic se numește sistem adiabatic atunci când nu schimbă căldură cu mediul înconjurător, ci numai lucru mecanic.

Un sistem termodinamic se numește sistem rigid atunci când nu schimbă lucru mecanic cu mediul înconjurător, ci numai căldură.

2.1.3. Starea de echilibru termodinamic

Starea energetică a unui sistem termodinamic este determinată de condițiile interioare ale acestuia (natura, masa și energia corpurilor care îl compun) și de condițiile exterioare (care determină schimbul de energie între corpurile sistemului și mediul înconjurător).

Se numește stare de echilibru termodinamic starea de echilibru energetic (termic și mecanic) aflat între corpurile componente ale sistemului, cât și între sistem în ansamblu și mediul înconjurător. La starea de echilibru termodinamic presiunea și temperatura sînt uniforme în toată masa sistemului și sînt egale cu presiunea și, respectiv, cu temperatura mediului.

2.1.4. Parametri de stare

Mărimile fizice care precizează starea energetică a sistemelor termodinamice aflate în echilibru termodinamic se numesc mărimi de stare sau parametri de stare. Principalii parametri de stare sînt presiunea, temperatura și volumul. Alți parametri de stare sînt energia internă, entropia etc.

Parametrii de stare se împart în parametri intensivi și extensivi.

Parametrii de stare independenți de masa sistemului sînt numiți intensivi. Parametri intensivi sînt presiunea (notată în continuare cu litera p) și temperatura (notată cu litera t , atunci când este exprimată în $^{\circ}\text{C}$ și cu T , atunci când este exprimată în K).

Parametrii de stare care depind de masa sistemului (volumul, energia internă etc.) sînt numiți extensivi. Parametrii extensivi care se referă la o masă oarecare de agent de lucru se notează cu litere mari (V - volumul, U - energia internă etc.). Parametrii extensivi care se referă la 1 kg de agent de lucru se numesc parametri masici și se notează cu litere mici (v - volumul masic, u - energia internă masică etc.).

Observație. Și alte mărimi care se pot raporta la masa sistemului se notează, după caz, cu majusculei sau cu litere mici. Astfel, se notează cu L - lucrul mecanic efectuat de o masă oarecare de agent și cu l - lucrul mecanic masic (efectuat de 1 kg de agent).

Presiunea (conform unei definiții foarte răspîndite) reprezintă forța normală de apăsare F repartizată pe suprafață A a unui corp, conform relației:

$$p = F / A. \quad (2.1)$$

O coloană de fluid cu înălțimea h exercită asupra bazei sale presiunea:

$$p = \rho g h, \quad (2.2)$$

în care ρ este masa volumică a fluidului și g este accelerația gravitațională.

Un gaz aflat într-o incintă închisă exercită asupra pereților o presiune care reprezintă efectul lucrului mecanic cumulat al ciocnirilor moleculelor cu pereții incintei, raportat la unitatea de suprafață.

Presiunea atmosferică se măsoară cu barometrul, iar presiunile mai

mari sau mai mici ca presiunea atmosferică se măsoară cu manometre sau cu vacuummetre.

Presiunea se măsoară luînd ca reper presiunea atmosferică, situație în care este numită presiune relativă și luînd ca reper vidul absolut, cînd este numită presiune absolută.

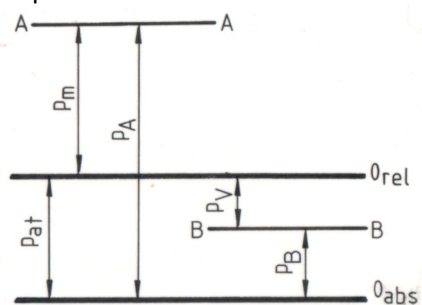


Fig. 2.2. Presiunea relativă și presiunea absolută

Între presiunile relative și cele absolute există relațiile:

$$p_A = p_m + p_{at} \text{ și } p_B = p_{at} - p_v, \quad (2.3)$$

în care p_{at} este presiunea atmosferică, p_m și p_v sînt presiuni relative manometrică și vacuummetrică, iar p_A și p_B sînt presiuni absolute.

Manometrele și vacuummetrele măsoară presiuni relative, dar în toate relațiile, diagramele și tabele întîlnite în studiul mașinilor și al instalațiilor termice se folosesc presiuni absolute.

Unitatea de măsură a presiunii în sistemul internațional de unități de măsură este $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$, iar în sistemul anglo-saxon de unități este $1 \text{ psi} = 6895 \text{ Pa} = 1 \text{ pound force per square inch}$.

Temperatura este parametrul ce caracterizează starea termică a corpurilor. Temperatura determină sensul natural de transmitere a energiei prin schimb de căldură între corpuri. Convențional, se consideră că temperatura unui corp este mai mare ca a altui corp atunci cînd căldura trece în mod natural de la primul corp către cel de al doilea.

Temperatura se măsoară cu termometre. Acestea sînt aparate bazate pe proprietățile termometrice ale corpurilor: schimbarea formei sau a culorii corpurilor la modificarea temperaturii, dilatarea liniară sau volumică, variația rezistenței electrice (a unui fir metalic sau a unui semiconductor) cu temperatura, apariția tensiunilor termoelectromotoare la locul de sudare a două metale diferite (care formează termocupluri) etc.

Temperatura unui corp poate fi exprimată în diferite scări de temperatură. Unitatea de temperatură - gradul de temperatură - diferă de la o scară de temperatură la alta. Scara de temperatură cea mai rațională este scara absolută de temperatură, care se definește pe baza legilor termodinamicii. Scara absolută are originea în punctul 0 (zero) absolut, punct în care se consideră că încetează mișcarea moleculară. Temperatura absolută se exprimă în sistemul internațional de unități în kelvini (K), iar în sistemul anglo-saxon se exprimă în grade Rankine ($^{\circ}\text{R}$). Kelvinul este unitatea definită pe scara de temperatură absolută, scară la care punctul

omogen de masă m cunoscută există o interdependență numită ecuație de stare. Ecuația de stare are forma generală:

$$f(p, V, T, m) = 0 \text{ sau } f(p, v, T) = 0, \quad (2.8)$$

În fizică se introduce un model simplu de gaz, numit gaz perfect sau ideal. Gazul perfect este un corp ipotetic care satisface mai multe condiții: este compus din molecule perfect sferice și perfect elastice, care au masă și nu au volum (adică volumul propriu este neglijabil față de volumul ocupat de gaz) și, în sfârșit, forțele de interacțiune moleculară sînt nule. În natură nu există gaze perfecte. Totuși, gazele reale tehnice (aer, N_2 , O_2 , CO , CO_2 etc.) aflate la presiunile și temperaturile uzuale în tehnica mașinilor și instalațiilor termice urmează legile gazului perfect, ceea ce justifică atenția arătată studiului gazelor perfecte.

Ecuația de starea a gazului perfect a fost stabilită în fizica elementară (ecuația Clapeyron – Mendeleev).

Pentru 1kg de gaz perfect ecuația de stare are forma:

$$pv = RT, \quad (2.9)$$

în care R este constanta gazului, mărime care depinde de natura gazului.

Pentru o masă oarecare m de gaz perfect, care ocupă volumul $V = m v$, ecuația de stare are forma:

$$pV = mRT. \quad (2.10)$$

Pentru o cantitate de 1 kmol = μ kg de gaz perfect ecuația de stare are forma:

$$pV_\mu = R_\mu T, \quad (2.11)$$

în care $V_\mu = \mu v$ este volumul unui kilomol (volum molar) iar R_μ este constanta universală a gazelor perfecte.

Conform legii lui Avogadro volumul molar este același pentru toate gazele aflate la aceeași presiune și temperatură. În starea normală fizică (adică la 101325 Pa și 273,15 K) volumul molar al gazului perfect este 22,414 Nm³/ kmol. Din relația (2.11) se obține $R_\mu = 8314$ J/(kmol K).

Pentru un gaz cu masa moleculară μ , constanta gazului este:

$$R = R_\mu / \mu, \text{ în J / (kg K).}$$

Pentru o cantitate de v kmol ecuația de stare are forma:

$$pV = v R_\mu T. \quad (2.12)$$

În cazul gazelor reale nu mai pot fi neglijate forțele de interacțiune dintre molecule și nici volumul propriu al moleculelor, ceea ce complică mult forma ecuațiilor de stare. Se cunosc numeroase forme de ecuații de stare, valabile pentru limite precise de variație a parametrilor, și dependente de natura gazului.

Cea mai simplă formă de ecuație de stare pentru gaze reale se obține introducînd în ecuația pentru gazul perfect (2.9) o corecție „b” pentru volumul ocupat de moleculele gazului și o corecție notată „a” pentru acțiunea forțelor intermoleculare, mărimile a și b depinzînd de natura gazului. Se obține ecuația Van der Waals:

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT. \quad (2.13)$$

Dintre celelalte forme de ecuații de stare pentru gaze reale (Clausius, Berthelot, Mollier, Vukalovici etc.) se amintește ecuația Vukalovici-Novicov pentru vaporii de apă, care se scrie sub forma:

$$p v = R T \left(1 - \sum_n \beta_n v^{-n} \right), \quad (2.14)$$

în care coeficienții β_n sînt funcții de temperatură.

2.1.6. Amestecuri de gaze

În multe aplicații practice agenții de lucru sînt amestecuri de gaze (gaze de ardere, aer atmosferic etc.). Acestea sînt considerate amestecuri mecanice de gaze perfecte, deoarece gazele din amestecuri nu intră în reacții chimice între ele și nu își modifică compoziția.

Într-un amestec de gaze perfecte toate componentele au aceeași temperatură T_a (T_a fiind temperatura amestecului):

$$T_1 = T_2 = \dots = T_n = T_a. \quad (2.15)$$

Într-un amestec de gaze fiecare component se comportă ca și cum ar ocupa singur întreg volumul aflat la dispoziție (volumul amestecului) la temperatura respectivă. În aceste condiții (temperatură și volum) fiecare gaz component se află la o presiune proprie numită presiune parțială a gazului. Legea lui Dalton arată că presiunea amestecului este suma presiunilor parțiale ale gazelor componente:

$$p_a = \sum_1^n p_i. \quad (2.16)$$

Cînd se consideră un gaz component aflat la temperatura amestecului și sub presiunea amestecului (totală), atunci el ocupă numai o parte din volumul total al amestecului, și anume ocupă volumul său parțial. Legea lui Amagat arată că volumul ocupat de un amestec de gaze este suma volumelor parțiale ale gazelor componente:

$$V_a = \sum_1^n V_i. \quad (2.17)$$

Compoziția unui amestec de gaze se exprimă masic sau volumic. Masa totală a amestecului este dată de relația:

$$M_a = \sum_1^n M_i. \quad (2.18)$$

Introducînd rapoartele $m_i = M_i / M_a$, numite participații masice, se obține:

$$\sum_1^n m_i = 1. \quad (2.19)$$

Introducînd rapoartele $r_i = V_i / V_a$ (numite participații volumice), din legea lui Amagat rezultă:

$$\sum_1^n r_i = 1. \quad (2.20)$$

Fiind amestecuri mecanice, amestecurile de gaze nu au o masă moleculară reală. Ca urmare, se introduce o masă moleculară aparentă a amestecurilor, definită ca fiind masa moleculară a unui gaz convențional omogen și care are proprietăți fizice ca ale amestecului. Considerând că gazele componente se află la presiunea amestecului p_a și la temperatura amestecului T_a , ecuațiile de stare ale componentelor (notate cu „i”) și a amestecului sînt:

$$p_a V_i = M_i \frac{R_\mu}{\mu_i} T_a \quad \text{și} \quad p_a V_a = M_a \frac{R_\mu}{\mu_a} T_a, \quad (2.21)$$

în care μ_i și μ_a sînt masele moleculare ale componentelor și a amestecului.

Împărțind ultimele două relații și introducînd participațiile masice și cele volumice, se obține:

$$r_i \mu_i = m_i \mu_a. \quad (2.22)$$

Însumînd relațiile (2.22) pentru toate gazele componente ale amestecului, se obține:

$$\mu_a \sum_1^n m_i = \sum_1^n (r_i \mu_i). \quad (2.23)$$

Ținînd seama de relația (2.19), masa moleculară aparentă a amestecului de gaze are forma:

$$\mu_a = \sum_1^n (r_i \mu_i). \quad (2.24)$$

O altă expresie pentru masa moleculară aparentă se obține scriind (2.22) sub forma:

$$r_i / \mu_a = m_i / \mu_i. \quad (2.25)$$

Adunînd ultima expresie pentru toate gazele componente și ținînd seama de (2.20), rezultă relația:

$$\frac{1}{\mu_a} = \sum_1^n \frac{m_i}{\mu_i}. \quad (2.26)$$

Relațiile (2.24) și (2.26) calculează masa moleculară aparentă a amestecului în funcție de masele moleculare ale gazelor componente și de participațiile lor masice sau volumice.

Constanta de gaz perfect a unui amestec de gaze se determină cu:

$$R_a = R_\mu / \mu_a. \quad (2.27)$$

2.1.7. Transformări termodinamice de stare

Trecerea unui sistem termodinamic dintr-o stare de echilibru termodinamic în altă stare de echilibru, ca urmare a modificării condițiilor exterioare sistemului, se numește transformare termodinamică de stare (sau, simplu, transformare).

Se numesc transformări echilibrate (sau cvasistatice) acele transformări de stare care se produc suficient de lent, astfel ca în toate stările intermediare agentul de lucru să se afle în echilibru termodinamic.

Transformările care nu îndeplinesc condiția de echilibru în toate stările intermediare se numesc transformări neechilibrate. Procesele reale sînt neechilibrate.

Transformările care se pot realiza în două sensuri opuse prin aceleași stări de echilibru se numesc transformări reversibile. Un sistem termodinamic care efectuează o transformare reversibilă directă urmată de alta inversă, de asemenea reversibilă, revine riguros în starea inițială, fără ca să se producă modificări în sistem sau în mediul înconjurător. Transformări ireversibile sînt acelea în care nu este îndeplinită condiția de mai sus. Procesele din natură sînt transformări ireversibile. Conceptul de transformare termodinamică de stare reversibilă este o abstractizare ce ajută la rezolvarea multor probleme ale termodinamicii tehnice, ale mașinilor și instalațiilor termice.

Starea unui agent de lucru în cursul unei transformări se reprezintă grafic printr-un punct de coordonate p - V - T sau p - v - T . De cele mai multe ori este preferată reprezentarea în coordonate p - V sau p - v , temperatura T calculîndu-se din ecuația de stare. Se folosesc și reprezentări grafice avînd coordonate și alte mărimi de stare (entalpia, entropia etc.). În diagramele termodinamice transformările echilibrate se reprezintă univoc. Transformările neechilibrate nu pot fi reprezentate grafic.

Se numește transformare termodinamică închisă (sau ciclu termodinamic) o succesiune de stări în urma cărora sistemul revine la starea inițială. În diagramele termodinamice ciclurile se reprezintă prin contururi închise.

2.1.8. Lucrul mecanic și căldura în transformările termodinamice de stare

În transformările termodinamice de stare, ca urmare a modificării unor condiții exterioare (schimbarea poziției, variația volumului corpurilor sau variația presiunii) are loc o interacțiune mecanică între sistem și mediul înconjurător, concretizată într-un schimb de energie mecanică sub formă de lucru mecanic. Convențional, lucrul mecanic cedat de agent în exteriorul sistemului (produs) se consideră pozitiv, iar lucrul mecanic primit (consumat) se consideră negativ.

Căldura este a doua formă sub care se poate schimba energie între sistem și mediul înconjurător în timpul transformărilor de stare. Drept căldură se definește transferul de energie între corpuri manifestat prin modificarea stării termodinamice (energetice) a corpurilor fără schimb de lucru mecanic. Altfel spus, căldura este energia primită sau cedată de un sistem termodinamic din cauza diferenței de temperatură dintre sistem și mediul înconjurător. Prin convenție, căldura primită de agentul de lucru din sistem se consideră pozitivă, iar căldura cedată se consideră negativă.

Lucrul mecanic și căldura sînt mărimi care exprimă măsura variației energiei unui sistem în cursul unor transformări. Nu se poate vorbi despre lucrul mecanic și căldura unui sistem (unui agent de lucru) aflat în stare de echilibru termodinamic. Despre lucru mecanic și căldură se poate vorbi numai în cursul unor transformări de stare. Lucrul mecanic și căldura nu sînt

mărimi de stare (ca presiunea, temperatura etc.); ele sînt mărimi specifice unor transformări de stare, fiind numite mărimi de proces. Fiind echivalente cu variații ale energiei interne a sistemelor termodinamice, lucrul mecanic și căldura se exprimă în aceleași unități de măsură ca și energia.

Lucrul mecanic și căldura nu sînt energii (energia fiind o mărime caracteristică stării de echilibru). Lucrul mecanic și căldura sînt forme sub care se manifestă, la nivel microscopic, schimbul de energie între corpuri.

2.1.9. Expresii analitice pentru lucru mecanic

2.1.9.1. Lucrul mecanic de variație a volumului

În studiul mașinilor și instalațiilor termice interesează în primul rînd lucrul mecanic schimbat de agentul de lucru (în stare gazoasă) atunci cînd, sub acțiunea unor forțe de presiune, volumul variază.

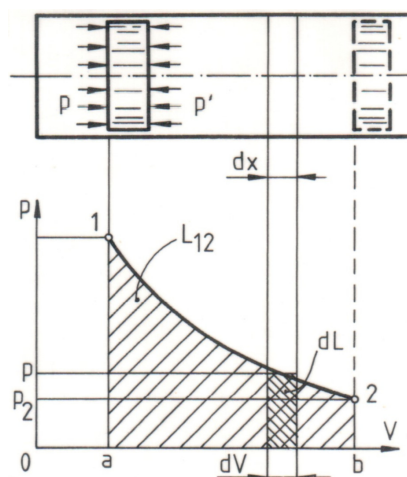


Fig. 2.4. Lucrul mecanic de variație a volumului

Se consideră (fig. 2.4) un cilindru cu secțiunea transversală A, prevăzut cu un piston care se deplasează fără frecare. În cilindru se găsește o masă de gaz m ce ocupă volumul V și se află la presiunea p. Presiunea mediului (în exteriorul pistonului și cilindrului) este p'. Într-un interval de timp infinit mic dt, în care variația presiunii poate fi neglijată (adică p = const.), pistonul se deplasează pe distanța infinit mică dx iar volumul ocupat de gaz crește cu dV. Lucrul mecanic efectuat de gaz prin deplasarea pistonului împotriva forței exterioare $F = p'A$, dată de presiunea exterioară p', este:

$$dL = F dx = p' A dx = p' dV. \quad (2.28)$$

În ipoteza că transformarea de destindere a gazului este cvasistatică, agentul de lucru trece prin stări intermediare de echilibru, adică $p = p'$, iar lucrul mecanic elementar are expresia:

$$dL = p dV. \quad (2.29)$$

Pe diagrama p-V (fig. 2.4) lucrul mecanic elementar este reprezentat prin aria unui dreptunghi cu înălțimea p și cu baza dV. Lucrul mecanic efectuat de agent într-o evoluție finită între stările inițială 1 (cu p_1 , T_1 și V_1) și o stare finală 2 (cu p_2 , T_2 și V_2) se obține prin integrare:

$$L_{12} = \int_1^2 dL = \int_{V_1}^{V_2} p dV, \quad (2.30)$$

în care indicii „12” arată că lucrul mecanic depinde de drumul pe care se desfășoară transformarea.

Lucrul mecanic L_{12} este reprezentat pe diagrama p-V prin aria 1-2-b-a de sub curba transformării.

Pentru 1 kg de agent de lucru, expresiile lucrului mecanic de variație a volumului într-o transformare elementară și într-o transformare finită sînt:

$$dl = p dv \quad (2.31)$$

$$\text{și} \quad l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad (2.32)$$

în care v este volumul masic.

În cazul general, pentru efectuarea integralei din (2.30) și (2.32) trebuie cunoscută dependența $p = p(V)$ sau $p = p(v)$.

Conform convenției semnelor algebrice ale lucrului mecanic și căldurii, lucrul mecanic de destindere este pozitiv (produs), iar lucrul mecanic de comprimare este negativ (consumat).

2.1.9.2. Lucrul mecanic de curgere

Lucrul mecanic necesar pentru deplasarea unui volum de agent de lucru dintr-o poziție pînă în poziția imediat următoare se numește lucru mecanic de curgere sau de deplasare.

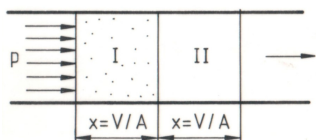


Fig. 2.5. Determinarea lucrului mecanic de curgere

Se consideră (fig. 2.5) o conductă cu secțiunea transversală A , prin care curge un agent aflat la presiunea constantă p . Coloana de agent se împarte în tronșoane egale avînd fiecare volumul V și ocupînd în conductă o lungime $x = V / A$. Lucrul mecanic necesar pentru deplasarea agentului din tronșonul I pe distanța x sub acțiunea forței $F = pA$ este dat de produsul dintre forță și deplasare:

$$L = p A x = p V. \quad (2.33)$$

Pentru 1 kg de agent lucrul mecanic de curgere (masic) este:

$$l = p v \quad (2.34)$$

Lucrul mecanic de curgere masic elementar este:

$$dl = d(pv). \quad (2.35)$$

Lucrul mecanic de curgere al agentului este cedat fiecărui tronșon (volum) de către agentul din spatele său (din amonte), care acționează ca un piston. La rîndul său, fiecare tronșon consumă acest lucru mecanic pentru deplasarea agentului din fața sa (din aval).

2.1.9.3. Lucru mecanic tehnic

Un agent de lucru care curge prin canalele cu secțiune variabilă și cu pereți mobili ai unei mașini își modifică parametrii. Ca urmare, agentul efectuează un lucru mecanic de variație a volumului și, totodată, se modifică lucrul mecanic de curgere (fig. 2.6). Un exemplu în acest sens îl reprezintă

turbinele termice, ale căror paletе rotorice sînt pereții mobili ai unor canale cu secțiune variabilă.

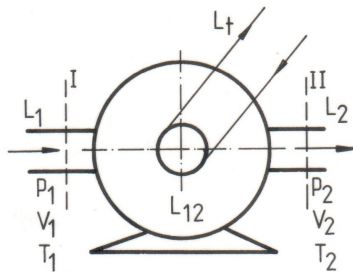


Fig. 2.6. Pentru definierea lucrului mecanic tehnic

Suma dintre lucrul mecanic de variație a volumului dezvoltat de agent L_{12} și diferența dintre lucrul mecanic de curgere L_1 cu care agentul intră în mașină și lucrul mecanic de curgere L_2 cu care agentul părăsește mașina reprezintă lucrul mecanic total produs de agent, lucru care se transmite în exterior unui consumator. Acest lucru mecanic total este numit lucru mecanic tehnic L_t .

Se consideră (fig. 2.6) o mașină motoare prin care trece o masă de agent de lucru. Parametrii agentului în secțiunile de intrare și de ieșire din mașină se notează cu indicii „1” și, respectiv, cu „2”. La trecerea prin mașină agentul de lucru efectuează transformarea de stare 1-2 (fig. 2.7) și produce lucrul mecanic de variație a volumului L_{12} . În secțiunea de intrare agentul de lucru aduce lucrul mecanic de curgere $L_1 = p_1V_1$, iar la ieșirea din mașină agentul de lucru preia lucrul mecanic de curgere necesar $L_2 = p_2V_2$.

Conform definiției și cu cîteva transformări matematice, se obține pentru lucrul mecanic tehnic expresia:

$$L_t = L_{12} + L_1 - L_2 = \int_1^2 p dV + p_1V_1 - p_2V_2 = \int_1^2 p dV - \int_1^2 d(pV) = - \int_1^2 V dp. \quad (2.36)$$

Pentru o transformare elementară lucrul mecanic tehnic este

$$dL_t = -p dV. \quad (2.37)$$

Pentru 1 kg de agent de lucru și pentru o transformare elementară, lucrul mecanic tehnic elementar masic este:

$$dl_t = -p dv. \quad (2.38)$$

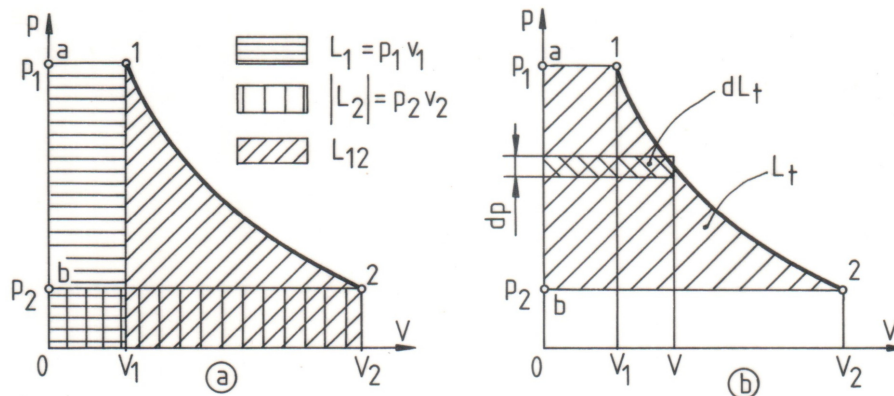


Fig. 2.7. Lucrul mecanic tehnic

Pe diagrama p-V (fig. 2.7) lucrul mecanic de variație a volumului L_{12} este reprezentat de aria de sub curba 1-2, lucrul mecanic de curgere L_1 este reprezentat de aria de sub linia a-1 iar lucrul mecanic de curgere L_2 este reprezentat de aria de sub linia b-2. Lucrul mecanic tehnic L_t este reprezentat de aria a12b, cuprinsă între curba 1-2, axa presiunilor și două paralele, prin 1 și 2, la axa volumelor.

Semnul minus intervine în expresiile lucrului mecanic tehnic deoarece variația presiunii este negativă ($dp < 0$), iar lucrul mecanic tehnic produs este pozitiv (conform convenției).

2.1.10. Expresii analitice pentru cantitatea de căldură

O primă expresie pentru cantitatea de căldură schimbată de agent într-o transformare elementară este:

$$dQ = T dS, \quad (2.39)$$

în care S este entropia agentului de lucru.

Analogia formală dintre expresiile dQ (2.39) și dL (2.29) reflectă asemănarea dintre cele două forme de transfer de energie între corpuri.

Entropia S este o mărime de stare foarte importantă în termotehnică, permițând construirea diagramelor T-S, pe care ariile reprezintă cantități de căldură. Diagrama T-S este numită și diagramă termică, prin asemănare cu diagrama p-V, numită diagramă mecanică.

Pentru 1 kg de agent de lucru relația (2.39) are forma:

$$dq = T ds, \quad (2.40)$$

în care $s = S/m$ este entropia masică, m fiind masa sistemului.

Pentru o transformare finită, cantitatea de căldură schimbată are expresia:

$$Q_{12} = \int_1^2 T dS \quad (2.41) \quad \text{sau} \quad q_{12} = \int_1^2 T ds, \quad (2.42)$$

în care $T = T(S)$ sau $T = T(s)$.

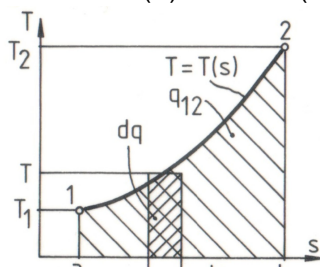


Fig. 2.8. Diagrama T-s

Pe diagrama T-s căldura schimbată în transformarea 1-2 este reprezentată de aria 12ba iar căldura elementară este reprezentată de un dreptunghi elementar Tds .

Se observă că, deoarece T este o mărime strict pozitivă, semnul variației entropiei determină semnul cantității de căldură, după cum transformarea de stare respectivă introduce sau extrage căldura din agentul care evoluează în transformare.

Al doilea set de expresii pentru calculul cantității de căldură este legat de noțiunea de căldură specifică. Experiența arată că schimbul de energie sub formă de căldură este însoțit de modificarea temperaturii corpurilor, cantitatea de căldură schimbată de un corp fiind proporțională cu masa corpului și cu variația de temperatură.

Într-o transformare elementară în care variația temperaturii este dT , un corp de masă m schimbă cantitatea de căldură dată de relația

$$dQ = m c dT, \quad (2.43)$$

iar căldura schimbată de 1 kg de agent este

$$dq = c dT, \quad (2.44)$$

coeficientul de proporționalitate c fiind căldura specifică masică, o mărime dependentă de natura corpurilor și de procesul în care se schimbă căldura.

Într-o transformare finită cantitatea de căldură schimbată se calculează prin integrarea relațiilor precedente:

$$Q_{12} = \int_1^2 c m dT \quad \text{și} \quad q_{12} = \int_1^2 c dT. \quad (2.45)$$

2.1.11. Noțiuni despre căldurile specifice

Căldura specifică masică reprezintă cantitatea de căldură necesară modificării cu un grad a temperaturii unității de masă a unui corp. Prin definiție:

$$c_x = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta q}{\Delta T} \right), \quad (2.46)$$

în care Δq este cantitatea de căldură schimbată de 1 kg dintr-un corp atunci cînd temperatura T a acestuia crește cu ΔT , iar c_x este căldura specifică masică adevărată la temperatura T . Căldura specifică este numită adevărată deoarece se referă la o variație de temperatură ce tinde spre zero. Indicele „x” notează dependența căldurii specifice de natura transformării (de exemplu, c_v se referă la o transformare la volum constant).

Căldura specifică masică medie se definește prin relația:

$$c_{mx} = q_{12} / (T_2 - T_1), \quad (2.47)$$

unde q_{12} este căldura schimbată într-un proces finit 1-2 în care T_1 și T_2 sînt temperaturile inițială și finală ale sistemului. Căldura specifică medie se referă întotdeauna la un interval de temperatură determinat.

Alături de călduri specifice masice se folosesc călduri specifice molare (raportate la 1 kmol) și călduri specifice volumice (raportate la 1 Nm³).

În studiul mașinilor și instalațiilor termice prezintă un interes deosebit căldurile specifice c_p și c_v ale gazelor la presiune și la volum constant.

Între căldurile specifice la presiune constantă și la volum constant există relația:

$$k = c_p / c_v = C_{Mp} / C_{Mv} = C_p / C_v > 1, \quad (2.48)$$

în care C_{Mp} și C_{Mv} sînt călduri specifice molare, iar C_p și C_v sînt călduri specifice volumice.

Pentru gaze biatomice (de exemplu aer) $k = 1,4$ iar pentru gaze triatomice (de exemplu vapori de apă) $k = 1,3$.

Inegalitatea $c_p > c_v$ se explică prin aceea că într-o transformare la volum constant căldura schimbată de agent folosește numai pentru modificarea energiei interne (care depinde de viteza moleculelor și crește cu temperatura), în timp ce într-o transformare la presiune constantă căldura

este utilizată atât pentru modificarea energiei interne, cât și pentru efectuarea unui lucru mecanic ca urmare a variației volumului. Ambele transformări considerate se desfășoară între aceleași temperaturi inițiale și finale.

Pentru gazele ideale se demonstrează relația lui Robert Mayer:

$$c_p - c_v = R \text{ și } C_{Mp} - C_{Mv} = R_{\mu} . \quad (2.49)$$

Experiența arată că valorile căldurilor specifice depind de temperatură și că, practic, nu depind de presiune. Dependența căldurii specifice de temperatură se exprimă prin relații polinomiale de tipul:

$$c_x = a_0 + \sum_1^n a_i t^i, \quad (2.50)$$

în care a_i sînt coeficienți numerici specifici fiecărui material și dependenți de felul procesului (arătat prin indicele „x”). Coeficienții din relațiile polinomiale

de calcul (2.50) depind și de felul căldurii specifice, adevărate sau medii pe intervale de temperatură determinate. Se observă că a_0 este căldura specifică la temperatura de 0 °C.

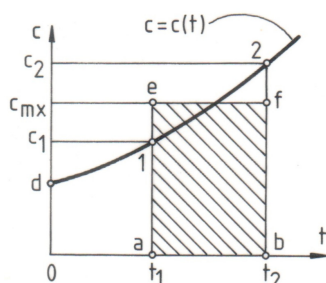


Fig. 2.9. Dependența căldurii specifice de temperatură

de calcul (2.50) depind și de felul căldurii specifice, adevărate sau medii pe intervale de temperatură determinate. Se observă că a_0 este căldura specifică la temperatura de 0 °C.

Inspectînd cu atenție relația (2.50) reprezentată grafic pe fig. 2.9 se constată că pentru a modifica cu 1 °C temperatura unui corp la diferite temperaturi ale acestuia, corpul trebuie să schimbe cu mediul înconjurător cantități de căldură neegale.

Căldura schimbată într-o transformare 1-2, conform relațiilor (2.45) și (2.47), este:

$$q_{12} = \int_1^2 c_x dt = \text{aria}(12ba) = c_{mx}(t_2 - t_1) = \text{aria}(efba) . \quad (2.51)$$

Conform relației (2.51) căldura specifică medie este înălțimea unui dreptunghi cu aria egală cu q_{12} și avînd baza $(t_2 - t_1)$.

Pentru calculul cantităților de căldură schimbate în transformări finite se folosesc căldurile specifice medii pentru intervalul $(t_2 - t_1)$:

$$q_{12} = c_{mx}(t_2 - t_1) = c_{mx}|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1), \quad (2.52)$$

în care $c_{mx}|_{t_1}^{t_2}$ este notația pentru căldura specifică medii între t_1 și t_2 .

În practică nu există relații de calcul a căldurilor specifice medii pentru toate intervalele de temperatură posibile. Problema se rezolvă calculînd cantitatea de căldură q_{12} , egală cu aria 12ba din fig. 2.9, ca diferență a două arii cu originea la temperatura $t = 0$ °C:

$$\begin{aligned} q_{12} &= \text{aria}(12ba) = \text{aria}(d2b0) - \text{aria}(d1a0) = \\ &= \int_0^{t_2} c_x dt - \int_0^{t_1} c_x dt = c_{mx}|_0^{t_2} t_2 - c_{mx}|_0^{t_1} t_1 . \end{aligned} \quad (2.53)$$

Valorile căldurilor specifice medii pentru intervale între 0 °C și o temperatură t °C au fost determinate experimental și sînt date în tabele.

Observație. Din relațiile (2.52) și (2.53) se poate determina căldura specifică medie pe un interval de temperatură (t₂ - t₁):

$$c_{mx}|_{t_1}^{t_2} = \frac{1}{t_2 - t_1} \left(c_{mx}|_0^{t_2} t_2 - c_{mx}|_0^{t_1} t_1 \right). \quad (2.54)$$

Pentru amestecuri de gaze cantitatea de căldură schimbată într-o transformare între t₁ și t₂ este egală cu suma cantităților de căldură schimbate de fiecare component, deci:

$$M_a c_a (t_2 - t_1) = \sum_1^n M_i c_i (t_2 - t_1) \quad \text{și} \quad c_a = \sum_1^n m_i c_i, \quad (2.55)$$

în care c_a și c_i sînt căldurile specifice masice ale amestecului și ale componentelor, M_a și M_i reprezintă masa amestecului și a gazelor componente, iar m_i sînt participațiile masice ale componentelor.

2.1.12. Energia internă

Un corp oarecare posedă o energie totală E, compusă din energia cinetică E_c (datorată mișcării de ansamblu, vizibile, a corpului), energia potențială E_p (datorată poziției corpului într-un câmp exterior de forțe, în primul rînd - câmpul gravitațional) și din energia conținută în interiorul corpului U, numită energie internă:

$$E = E_c + E_p + U. \quad (2.56)$$

Energia internă reprezintă energia conservată într-un corp aflat la o stare termodinamică dată. Valoarea energiei interne este determinată de energia totală a particulelor elementare care compun corpul (molecule, atomi sau ioni). Energia internă este alcătuită din energia cinetică moleculară U_c a particulelor (ce pot avea mișcare de translație, de rotație sau oscilație), energie care depinde de temperatura corpului, din energia potențială moleculară U_p (energie dată de interacțiunea dintre molecule și care depinde de distanța dintre ele, deci de volumul corpului sau de presiunea la care se află) și din energia internă moleculară U₀ (compusă din energia de legătură interatomică și din energia din interiorul atomilor):

$$U = U_c + U_p + U_0. \quad (2.57)$$

În procesele din mașinile și instalațiile termice componenta U₀ nu intervine (nu se modifică). În continuare, prin energie internă (sau, mai exact, prin energie internă sensibilă) se înțelege suma energiilor interne cinetică și potențială, sumă care depinde numai de temperatură și de presiunea sau volumul corpului. Așadar, energia internă se prezintă ca o formă de energie termică:

$$U = U_{\text{sensibilă}} = U_c + U_p. \quad (2.58)$$

Pentru gazul perfect, energia de interacțiune dintre molecule este neglijabilă (U_p = 0), astfel că energia internă constă numai din energie cinetică moleculară, fiind o funcție de temperatura termodinamică:

$$U = U_c = f(T). \quad (2.59)$$

Variația energiei interne a gazului perfect într-o transformare

termodinamică depinde numai de temperaturile T_1 și T_2 între care se face transformarea:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = f(T_2) - f(T_1). \quad (2.60)$$

Conform ultimei relații variația energiei interne este aceeași în toate transformările termodinamice de stare care se desfășoară între aceleași temperaturi.

Într-o transformare la volum constant căldura schimbată modifică numai energia internă:

$$Q_{12} = m c_v (T_2 - T_1) = U_2 - U_1 = \Delta U. \quad (2.61)$$

Pentru 1 kg de agent, variația energiei interne masice într-o transformare elementară este:

$$du = c_v dT, \quad (2.62)$$

iar într-o transformare finită este:

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1 = c_v \Delta T, \quad (2.63)$$

deoarece pentru gazul perfect $c_v = \text{const.}$ (ca și c_p).

Relațiile (2.62) și (2.63) au caracter general și se aplică tuturor transformărilor gazului perfect.

Fiecărei stări termodinamice a unui corp îi corespunde o energie internă bine determinată, deci energia internă este o funcție de stare.

2.1.13 Entalpia

Entalpia este o mărime de stare definită prin relația:

$$I = U + pV. \quad (2.64)$$

Pentru 1 kg de agent se definește entalpia masică prin relația:

$$i = u + pv, \quad (2.65)$$

în care u este energia internă masică.

Variația elementară a entalpiei masice este dată de relația:

$$di = d(u + pv).$$

Pentru gazul perfect, în relația precedentă se introduce ecuația de stare $pv = RT$, obținându-se expresia:

$$di = du + R dT.$$

Utilizând relațiile $du = c_v dT$ și $R = c_p - c_v$, se obține

$$di = c_v dT + (c_p - c_v) dT,$$

în final rezultând expresia

$$di = c_p dT. \quad (2.66)$$

Ultima relație este valabilă pentru toate transformările gazului perfect și arată că entalpia unui gaz perfect poate fi numită și căldură schimbată cu mediul înconjurător la presiune constantă.

2.1.14. Entropia

Entropia este o mărime de stare a cărei variație se definește prin:

$$dS = dQ / T. \quad (2.67)$$

Variația entropiei masice se obține prin împărțirea relației

precedente la masa agentului:

$$ds = dq / T. \quad (2.68)$$

Introducând expresia cantității de căldură în funcție de căldura specifică masică adevărată, relația de mai sus devine:

$$ds = d(cT) / T. \quad (2.69)$$

Pentru gazul perfect căldura specifică nu depinde de temperatură și variația entropiei masice capătă expresia:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c \int_1^2 \frac{dT}{T} = c \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right). \quad (2.70)$$

Pentru o masă m de gaz perfect, variația de entropie este:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = m \Delta s. \quad (2.71)$$

Se menționează că în studiul fizicii entropia se introduce în legătură cu principiul al doilea al termodinamicii și că noțiunea de entropie este analizată inclusiv cu metodele fizicii statistice.

2.2. Principiile termodinamicii

2.2.1. Privire generală asupra principiilor termodinamicii

Principiile termodinamicii reprezintă legi fizice stabilite (și verificate) prin generalizarea unui număr enorm de date experimentale.

Alături de binecunoscutele principii întâi și al doilea ale termodinamicii se definesc încă două principii, numite principiul zero și principiul al treilea al termodinamicii.

Principiul zero precizează condițiile în care este posibil un echilibru mecanic și termic între corpuri. În ce privește echilibrul mecanic, observațiile experimentale permit să se afirme că dacă un sistem termodinamic A este în echilibru mecanic cu un alt sistem B, iar sistemul B este în echilibru mecanic cu un al treilea sistem C, atunci sistemul A este în echilibru cu sistemul C. Enunțul reprezintă o proprietate esențială a parametrului intensiv presiune și arată că din $p_A = p_B$ și $p_B = p_C$ rezultă $p_A = p_C$ (proprietatea de tranzitivitate). În ceea ce privește echilibrul termic, principiul zero afirmă că dacă două sisteme (corpuri) A și C se află în echilibru termic cu un al treilea sistem B, atunci sistemele se găsesc în echilibru termic între ele. În acest mod se introduce parametrul de stare intensiv numit temperatura empirică, mărime care respectă condiția de tranzitivitate a echilibrului termic, adică din $t_A = t_B$ și $t_B = t_C$ rezultă $t_A = t_C$.

Primul principiu al termodinamicii reprezintă legea generală a conversiei și conservării energiei aplicată (în particular) la procesele termodinamice (în care schimburile de energie se fac sub formă de lucru mecanic și de căldură). Pentru studiul mașinilor și instalațiilor termice principiul întâi al termodinamicii aduce precizări importante privind transformarea căldurii în lucru mecanic, arătând că nu se poate realiza o mașină termică ce să funcționeze continuu și care să producă lucru mecanic fără a consuma din exterior o cantitate echivalentă de căldură.

Principiul al doilea al termodinamicii reprezintă o completare a primului principiu, stabilind limitele transformării căldurii în lucru mecanic.

Principiul al treilea al termodinamicii arată comportarea corpurilor în apropierea originii scării termodinamice de temperatură. Un prim enunț afirmă că entropia S_0 a tuturor corpurilor ajunse, în apropiere de zero absolut, la starea de echilibru termic, tinde spre zero (cu excepția CO, la care $S_0 > 0$). Mai cunoscut este enunțul lui Nernst pentru principiul al treilea al termodinamicii, după care punctul zero absolut nu poate fi atins pe cale experimentală, indiferent dacă aici entropia se anulează sau nu.

2.2.2. Enunțuri ale primului principiu al termodinamicii

Primul principiu al termodinamicii reprezintă legea generală a conversiei și conservării energiei aplicată proceselor termodinamice. Se cunosc mai multe enunțuri ale primului principiu al termodinamicii, fiecare enunț evidențiind anumite caracteristici ale proceselor analizate.

Un prim enunț restrâns formulează echivalența dintre căldură și lucru mecanic (ca forme ale transferului de energie) astfel: căldura poate fi produsă din lucru mecanic și se poate transforma în lucru mecanic, întotdeauna în același raport de echivalență.

Un enunț mai general al primului principiu exprimă conservarea energiei: energia unui sistem termodinamic izolat se menține constantă, oricare ar fi procesele care se desfășoară în interiorul său. Enunțul arată că, în absența interacțiunii cu mediul înconjurător, energia unui sistem nu crește și nici nu scade (nu poate fi creată sau distrusă).

În cazul sistemelor termodinamice neizolate (care schimbă energie cu mediul înconjurător) variația energiei sistemului este egală cu suma algebrică a cantităților de energie primite sau cedate. Această formă a legii generale a conservării energiei stă la baza întocmirii bilanțurilor energetice.

Un enunț important al primului principiu al termodinamicii se referă la conversia și conservarea energiei în mașinile termice. Enunțul exprimă - pe baza unui număr imens de observații experimentale - constatarea imposibilității de realizare a unei mașini termice cu funcționare continuă care să producă lucru mecanic fără a consuma din exterior o cantitate echivalentă de căldură. O astfel de mașină, care să producă o cantitate de energie mai mare decât energia consumată din mediul înconjurător, se numește perpetuum mobile de speța întâi. Primul principiu afirmă că realizarea unui perpetuum mobile de speța întâi nu este posibilă.

2.2.3. Expresii analitice ale principiului întâi al termodinamicii

2.2.3.1. Prima expresie analitică

Prima expresie analitică a principiului întâi al termodinamicii se referă la transformări în care agentul de lucru schimbă energie cu mediul înconjurător, fără ca să-și modifice energia cinetică sau potențială gravitațională de ansamblu. Astfel de transformări - în care centrul de masă al sistemului este fix - sînt comprimarea și destinderea din mașinile cu piston, încălzirea și răcirea fără deplasarea corpurilor etc.

Se consideră un agent de lucru care evoluează într-o transformare 1-2 fără curgere (centrul de masă menținându-se fix). În general, în timpul transformării, agentul primește din mediul înconjurător o cantitate de căldură

Q_{12} , își mărește energia internă de la U_1 la U_2 , ca urmare a creșterii temperaturii sale de la T_1 la T_2 , și efectuează lucrul mecanic L_{12} asupra mediului exterior, ca urmare a creșterii volumului său. Ținând seama de convenția de semne, conform căreia $Q_{12} > 0$ și $L_{12} > 0$, variația energiei agentului ΔE în cursul transformării se exprimă sub formă generală astfel:

$$\Delta E = E_2 - E_1 = Q_{12} - L_{12} = (U_2 - U_1) + \Delta E_c + \Delta E_p. \quad (2.72)$$

În transformarea analizată aici se știe că energiile cinetică și potențială gravitațională de ansamblu nu variază ($\Delta E_c = 0$ și $\Delta E_p = 0$), astfel că din relația (2.72) rezultă:

$$Q_{12} = (U_2 - U_1) + L_{12} = \Delta U + L_{12}, \quad (2.73)$$

care reprezintă prima expresie analitică a principiului întâi al termodinamicii pentru un sistem oarecare și pentru o transformare finită.

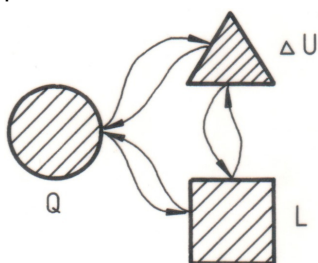


Fig. 2.10. Bilanțul energetic al unei transformări

Pentru o transformare elementară și pentru o masă oarecare, respectiv pentru 1 kg de agent, expresiile primului principiu al termodinamicii se scriu astfel:

$$dQ = dU + dL \quad \text{și} \quad dq = du + dl. \quad (2.74)$$

Prima expresie analitică a principiului întâi al termodinamicii pentru o transformare finită oarecare se reprezintă grafic prin schema bilanțului energetic din fig. 2.10 și arată că energia primită sub formă de căldură folosește la mărirea energiei interne și pentru efectuarea unui lucru mecanic.

2.2.3.2. A doua expresie analitică

A doua expresie analitică a primului principiu al termodinamicii se referă la transformări care se desfășoară în ipotezele formulate la deducerea expresiilor analitice (2.73) și (2.74), și se caracterizează prin folosirea noțiunii de entalpie.

Se dezvoltă expresia elementară a entalpiei masice (2.65):

$$di = du + p dv + v dp$$

și se înlocuiește suma ($du + p dv$) prin dq , conform primei expresii analitice a primului principiu, (2.74), obținându-se:

$$dq = di - v dp. \quad (2.75)$$

Ultima relație este numită a doua expresie analitică a primului principiu al termodinamicii.

Alte forme ale celei de a doua expresii analitice a primului principiu pentru o transformare elementară și, respectiv, pentru una finită în care evoluează o masă oarecare de agent sînt:

$$dQ = dL - V dp \quad \text{și} \quad Q_{12} = L_{12} - \int_1^2 V dp. \quad (2.76)$$

2.2.3.3. A treia expresie analitică (pentru transformări asociate cu procese de curgere)

Spre deosebire de primele două expresii analitice ale primului principiu al termodinamicii, care se refereau la transformări în care centrul de masă al sistemelor era fix, acum este vorba de transformări de stare care sînt însoțite de curgerea agentului, deci de variația energiei cinetice și a energiei potențiale gravitaționale de ansamblu.

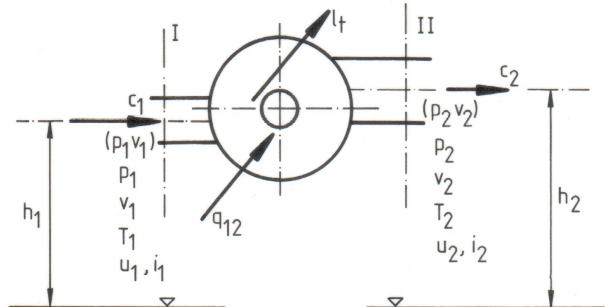


Fig. 2.11. Schema unei mașini termice

Pentru deducerea expresiei analitice căutate se consideră bilanțul energetic al unei mașini termice motoare (fig. 2.11). Se admite că prin mașină evoluează 1 kg de agent de lucru. Curgerea agentului se consideră staționară, adică parametrii săi din oricare punct al spațiului rămîn constanți în timp.

Agentul de lucru intră în mașină prin secțiunea I, aflată la înălțimea h_1 față de un plan de referință ales arbitrar. În secțiunea I agentul are starea termodinamică 1, cu parametrii de stare p_1 , v_1 , T_1 , u_1 și i_1 , viteza agentului fiind c_1 . După evoluția sa în mașină, agentul de lucru iese prin secțiunea II a conductei de evacuare, secțiune situată la o înălțime h_2 față de planul de referință ales. Agentul are viteza c_2 și parametrii p_2 , v_2 , T_2 , u_2 și i_2 .

În timpul trecerii prin mașina termică, agentul primește și cedează căldură, prelucrînd cantitatea de căldură q_{12} și efectuînd lucrul mecanic tehnic l_t , care se transmite în exterior.

În secțiunea de intrare I 1 kg de agent de lucru primește de la agentul din tronsonul din amonte lucrul mecanic de curgere $-p_1 v_1$ (este negativ conform convenției de semne pentru lucrul mecanic și căldură), iar în secțiunea de ieșire II agentul părăsește mașina, în acest scop efectuîndu-se lucrul mecanic de curgere $p_2 v_2$ (pozitiv). Deci, la trecerea prin mașină are loc o variație de lucrul mecanic de curgere $(p_2 v_2 - p_1 v_1)$.

În timpul trecerii prin mașină variațiile energiilor masice internă, cinetică și potențială gravitațională sînt $(u_2 - u_1)$, $(c_2^2 - c_1^2)/2$ și $g(h_2 - h_1)$.

Variația energiei masice totale a agentului se scrie sub forma:

$$\Delta e = q_{12} - l_t = (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (u_2 - u_1) + (c_2^2 - c_1^2)/2 + g(h_2 - h_1). \quad (2.77)$$

Introducând entalpiile masice, relația precedentă devine:

$$q_{12} = (i_2 - i_1) + (c_2^2 - c_1^2)/2 + g(h_2 - h_1) + l_t. \quad (2.78)$$

Ultima relație reprezintă expresia analitică a primului principiu al termodinamicii pentru transformări finite însoțite de curgere.

În transformări elementare, această a treia expresie analitică a primului principiu are forma:

$$dq = di + d(c^2/2) + d(gh) + dl_t. \quad (2.79)$$

Pentru transformări finite în care evoluează o masă m de agent de lucru, relația (2.79) ia forma:

$$Q_{12} = (I_2 - I_1) + m(c_2^2 - c_1^2)/2 + mg(h_2 - h_1) + L_t. \quad (2.80)$$

Relațiile precedente au fost obținute în ipoteza că transformările considerate erau reversibile (fără frecări). În transformări ireversibile se consumă lucrul mecanic l_f pentru învingerea frecărilor, lucru mecanic ce se transformă într-o cantitate echivalentă q_f de căldură de frecare, ce rămîne (se înmagazinează) în agent. Astfel, în membrul drept al expresiilor analitice ale primului principiu al termodinamicii trebuie adăugat lucrul de frecare l_f , iar în membrul stîng trebuie adăugată căldura de frecare q_f . Cum mărimile l_f și q_f se anulează reciproc, expresiile analitice obținute mai sus sînt corecte și pentru transformările ireversibile.

Observație. În cazul mașinilor termice variația energiei potențiale gravitaționale a agentului de lucru este mică în raport cu variația energiei cinetice și a energiei interne, așa că se neglijează.

2.2.4. Transformările termodinamice simple ale gazelor perfecte

2.2.4.1. Privire generală

La studiul mașinilor și instalațiilor termice se admite că agentul de lucru - gaz considerat perfect - efectuează procese compuse din succesiuni de transformări termodinamice simple, adică transformări în care parametrii de stare variază după legi determinate.

Principalele transformări de stare simple ale gazelor perfecte sînt transformarea izocoră ($v = \text{const.}$), transformarea izobară ($p = \text{const.}$), transformarea izotermică ($T = \text{const.}$), transformarea adiabatică (fără schimb de căldură) și transformarea politropică (respectă relația $pv^n = \text{const.}$).

Studiul transformărilor simple ale gazului perfect se face pentru 1 kg de agent și constă din stabilirea ecuațiilor transformărilor (adică a legăturii dintre p , v și T), din reprezentarea grafică în diagramele p - v și T - s , din determinarea variației energiei interne masice, a variației entalpiei masice, a variației entropiei masice și din calcularea căldurii și lucrului mecanic schimbat de agent cu mediul înconjurător.

Studiul transformărilor simple ale gazului perfect se bazează pe următoarele relații fundamentale, stabilite în subcapitolele precedente:

- $pv = RT$, ecuația de stare;
- $dl = pdv$, expresia lucrului mecanic de variație a volumului;
- $dq = cdT$, expresia cantității de căldură;
- $c_p - c_v = R$, relația lui Robert Mayer;

- $c_p / c_v = k$, raportul căldurilor specifice;
- $du = c_v dT$, relația variației energiei interne masice;
- $di = c_p dT$, relația variației entalpiei masice,
- $ds = dq / T$, relația variației entropiei masice;
- $dq = du + p dv$, prima expresie a principiului întâi;
- $dq = di - v dp$, a doua expresie a principiului întâi.

Se precizează că, în continuare, se admite că în transformările simple energiile cinetică și potențială gravitațională nu variază. Totodată se reamintește că gazul perfect are căldurile specifice constante.

2.2.4.2. Transformarea izocoră

Ecuțiile transformării izocore a gazului perfect sînt:

$$v = \text{const. și } p / T = \text{const.}, \quad (2.81)$$

ultima formă fiind dedusă din ecuația de stare pentru $v = \text{const.}$

În diagrama p - v transformarea izocoră se reprezintă printr-un segment de dreaptă paralel cu axa presiunilor.

Variația entropiei masice între starea inițială 1 și o stare intermediară oarecare x precizată prin temperatura T_x se calculează cu relația:

$$\Delta s_x = s_x - s_1 = \int_1^x \frac{dq}{T} = \int_1^x c_v \frac{dT}{T} = c_v \ln \left(\frac{T_x}{T_1} \right), \quad (2.82)$$

din care, prin exponențiere, se obține:

$$T_x = T_1 e^{(s_x - s_1) / c_v}, \quad (2.83)$$

adică dependența $T(s)$ este o curbă exponențială, așa cum s-a reprezentat pe diagrama T - s din fig. 2.12.

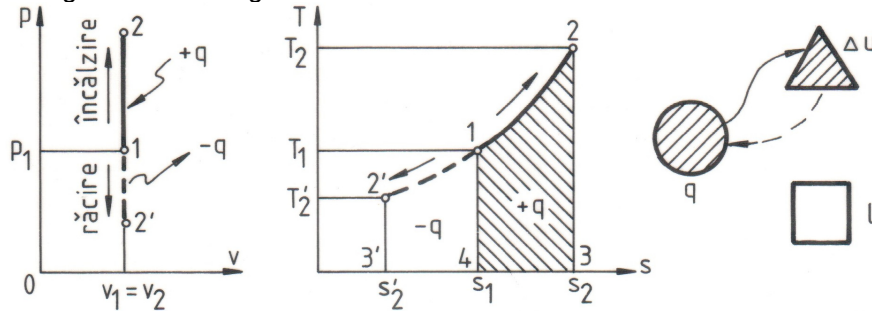


Fig. 2.12. Transformarea izocoră

Lucrul mecanic schimbat este nul, deoarece volumul nu variază:

$$l_{12} = 0. \quad (2.84)$$

Cantitatea de căldură schimbată se calculează folosind căldura specifică masică la volum constant:

$$q_{12} = \int_1^2 c_v dT = c_v (T_2 - T_1). \quad (2.85)$$

În funcție de entropia masică, cantitatea de căldură este:

$$q_{12} = \int_1^2 T ds, \quad (2.86)$$

fiind aria de sub curba $T = T(s)$ din diagrama T-s.

Variația energiei interne masice, ca în oricare altă transformare, este o funcție numai de stările inițială și finală:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v dT = c_v (T_2 - T_1) = q_{12}. \quad (2.87)$$

Variația energiei interne se poate obține și din prima expresie a principiului întâi al termodinamicii, în care se particularizează $l_{12} = 0$.

Variația entalpiei masice se calculează cu relația de definiție:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = \int_1^2 c_p dT = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.88)$$

Variația entropiei masice se obține înlocuind în (2.82) x prin 2:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} = c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right), \quad (2.82^*)$$

Schema grafică a bilanțului energetic al transformării izocore arată că toată căldura schimbată de agentul de lucru este utilizată pentru modificarea energiei interne.

2.2.4.3. Transformarea izobară

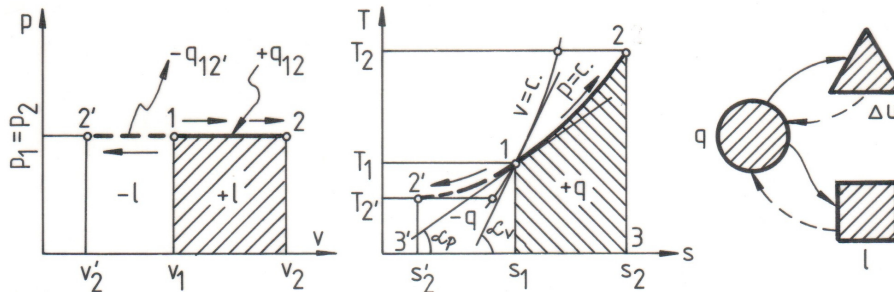


Fig. 2.13. Transformarea izobară

Ecuțiile transformării izobare a gazului perfect sînt:

$$p = \text{const. și } v / T = \text{const.} \quad (2.89)$$

În diagrama p-v transformarea izobară se reprezintă printr-un segment de dreaptă paralel cu axa volumelor.

Pentru reprezentarea grafică în diagrama T-s se procedează la fel ca la transformarea izocoră, folosind relația:

$$T_x = T_1 e^{(s_x - s_1) / c_p}. \quad (2.90)$$

Pentru a compara pozițiile relative din diagrama T-s ale curbelor izobară și izocoră care pornesc din aceeași stare inițială 1 și se desfășoară

între aceleași temperaturi T_1 și T_2 , se calculează coeficienții unghiulari ai curbelor (pantele) din ecuația $ds = c(dT/T)$ astfel:

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \left(\frac{\Delta T}{\Delta s} \right)_p = \frac{T}{c_p} \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} \alpha_v = \left(\frac{\Delta T}{\Delta s} \right)_v = \frac{T}{c_v}. \quad (2.91)$$

Deoarece $c_p > c_v$ rezultă $\alpha_p < \alpha_v$ și deci curbele izobare sînt mai puțin înclinate decît curbele izocore.

Lucrul mecanic schimbat se calculează cu relația:

$$l_{12} = \int_1^2 p dv = p(v_2 - v_1), \quad (2.92)$$

fiind reprezentat pe diagrama p-v prin aria de sub linia izobarei 1-2. Introducînd în (2.92) ecuația de stare $pv = RT$, se obține pentru lucru mecanic relația:

$$l_{12} = R(T_2 - T_1). \quad (2.93)$$

Cantitatea de căldură schimbată se calculează cu căldura specifică masică la presiune constantă:

$$q_{12} = c_p(T_2 - T_1) \quad (2.94)$$

Variațiile energiei interne masice, a entalpiei masice și a entropiei masice într-o transformare izobară se calculează din relațiile de definiție, așa cum s-a procedat la transformarea izocoră:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1); \quad (2.95)$$

$$\Delta i = c_p(T_2 - T_1) = q_{12}; \quad (2.96)$$

$$\Delta s = c_p \ln(T_2 / T_1). \quad (2.97)$$

Bilanțul energetic prezentat în fig. 2.13 arată că într-o transformare izobară căldura primită este folosită de agent pentru modificarea energiei interne și pentru producerea unui lucru mecanic de variație a volumului.

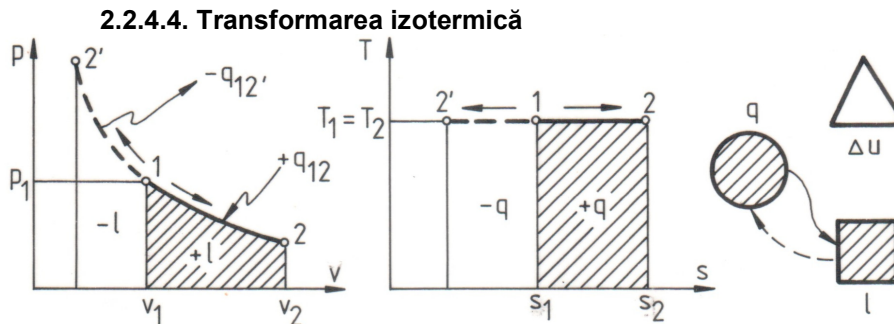


Fig. 2.14. Transformarea izotermică

Ecuațiile transformării izoterme a gazului perfect sînt:

$$T = \text{const. și } pv = RT = \text{const.} \quad (2.98)$$

În diagrama p-v transformarea izotermică se reprezintă printr-o hiperbolă echilateră avînd axele p și v ca asimptote și fiind simetrică față de bisectoarea cadranelor p-v. În diagrama T-s transformarea izotermică se reprezintă printr-un segment de dreaptă orizontal.

Lucrul mecanic se determină din relația generală în care $p = RT / v$:

$$l_{12} = \int_1^2 p dv = RT \int_1^2 \frac{dv}{v} = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.99)$$

Variația energiei interne este nulă deoarece temperatura nu variază:
 $\Delta u = 0.$ (2.100)

Imediat, din expresia analitică a primului principiu al termodinamicii (2.74) se obține cantitatea de căldură schimbată:

$$q_{12} = l_{12} = RT \ln (v_2 / v_1) = RT \ln (p_1 / p_2). \quad (2.101)$$

Cantitatea de căldură schimbată într-o transformare izotermică se calculează și în funcție de variația entropiei masice:

$$q_{12} = \int_1^2 T ds = T (s_2 - s_1), \quad (2.102)$$

fiind reprezentată în diagrama T-s de aria de sub izotermă.

Ultimele două relații permit să se calculeze variația entropiei masice:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \frac{q_{12}}{T} = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right). \quad (2.103)$$

Variația entalpiei este nulă, deoarece temperatura nu variază:

$$\Delta i = 0. \quad (2.104)$$

Bilanțul energetic al transformării izotermice arată că întreaga cantitate de căldură primită de agent se transformă în lucru mecanic.

2.2.4.5. Transformarea adiabatică

Transformarea adiabatică se caracterizează prin lipsa schimbului de căldură între gaz și mediul înconjurător:

$$dq = 0 \quad \text{și} \quad q = 0. \quad (2.105)$$

Pentru stabilirea ecuațiilor transformării adiabatice se pornește de la primele două expresii analitice ale primului principiu al termodinamicii (2.74) și (2.75), care se particularizează pentru $dq = 0$:

$$dq = c_v dT + p dv = 0; \quad dq = c_p dT - v dp = 0. \quad (2.106)$$

Schimbînd ordinea relațiilor rezultă:

$$c_p dT = v dp; \quad c_v dT = -p dv.$$

Împărțind cele două relații precedente (operațiune posibilă deoarece $dT \neq 0$) și separînd variabilele p și v , se obține ca etapă intermediară:

$$\frac{c_p}{c_v} = k = - \frac{v}{p} \frac{dp}{dv},$$

și în final:

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dv}{v} = 0. \quad (2.107)$$

Prin integrarea expresiei (2.107) se obține ecuația transformării adiabatice în variabilele (coordonatele) p-v:

$$\ln(p) + k \ln(v) = \text{const.} \quad \text{și} \quad pv^k = \text{const.} \quad (2.108)$$

Mărimea $k = c_p / c_v$ se numește exponent adiabatic. Pentru gazele perfecte, căldurile specifice sînt constante și, deci, și exponentul adiabatic are valori constante.

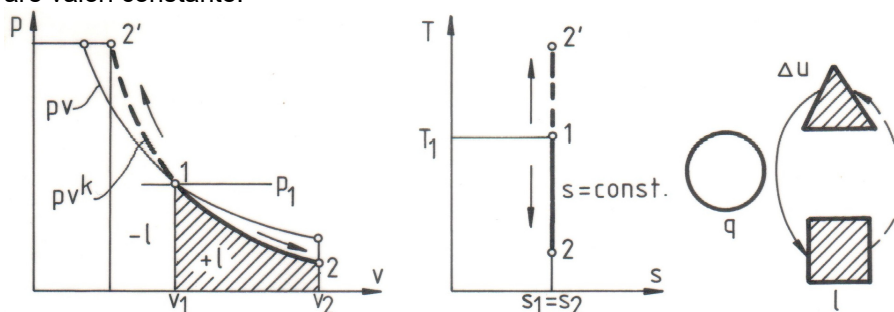


Fig. 2.15. Transformarea adiabatică

Introducînd în ecuația transformării (2.198) presiunea p și apoi volumul masic v date de ecuația $pv = RT$ se obțin ecuațiile transformării adiabatică în coordonate $T-v$ și $T-p$:

$$T v^{k-1} = \text{const.} \quad \text{și} \quad T^{-1} p^{(k-1)/k} = \text{const.} \quad (2.109)$$

În diagrama $p-v$ transformarea adiabatică se reprezintă printr-o hiperbolă. Pentru stabilirea pozițiilor relative ale adiabatei și izotermei în diagrama $p-v$, se calculează - din ecuațiile transformărilor - coeficienții lor unghiulari (pantele):

$$\text{tg } \alpha_T = \left(\frac{\Delta p}{\Delta v} \right)_T = -\frac{p}{v} \quad \text{și} \quad \text{tg } \alpha_{ad} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta v} \right)_{ad} = -k \frac{p}{v}. \quad (2.110)$$

Comparînd pantele se constată că adiabata este mai înclinată.

În diagrama $T-s$ transformarea adiabatică se reprezintă printr-un segment de dreaptă vertical, deoarece variația entropiei este nulă:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 0, \quad s_2 = s_1. \quad (2.111)$$

Deoarece în transformările adiabatică reversibile entropia nu variază, acestea sînt numite și transformări izentropice.

Lucrul mecanic schimbat se calculează din prima expresie analitică a primului principiu al termodinamicii, în care se introduce $dq = 0$:

$$dl = - du \quad (2.112)$$

$$\text{și} \quad l_{12} = -(u_2 - u_1) = c_v (T_1 - T_2). \quad (2.113)$$

În continuare, din relațiile $c_p - c_v = R$ și $k = c_p / c_v$ se obține $c_v = R / (k-1)$, care se introduce în (2.113), obținîndu-se:

$$l_{12} = \frac{1}{k-1} R (T_1 - T_2). \quad (2.114)$$

Introducînd în (2.114) ecuația $pv = RT$, rezultă o nouă expresie pentru lucrul mecanic

$$l_{12} = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (2.115)$$

Scoțînd forțat în factor parametrii inițiali (p_1, v_1) și ținînd seama de ecuația

transformării $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$, se obțin noi expresii pentru lucrul mecanic:

$$l_{12} = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right) = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (2.116)$$

Relațiile pentru calculul lucrului mecanic se pot obține și direct, prin integrarea expresiei $dl = pdv$, în condițiile legăturii între p și v date de ecuația transformării adiabatică, $pv^k = p_1 v_1^k$.

Variația entalpiei masice a gazului perfect într-o transformare adiabatică este:

$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.117)$$

Bilanțul energetic (fig. 2.15) arată că într-o transformare adiabatică lucrul mecanic se obține numai pe seama energiei interne.

2.2.4.6. Transformarea politropică

Transformările politropice sînt acele transformări termodinamice de stare care satisfac ecuația:

$$pv^n = \text{const.}, \quad (2.118)$$

unde n este exponentul politropic, mărime ce poate lua orice valori reale.

Transformările politropice definesc procese în care gazul schimbă cu mediul înconjurător lucru mecanic și căldură și în care parametrii p , v și T variază corelat.

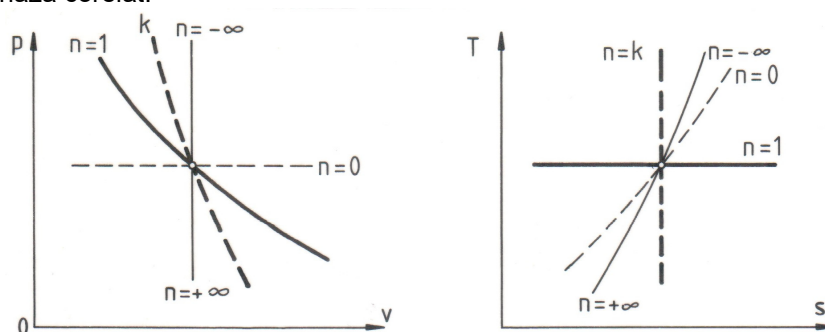


Fig. 2.16. Transformarea politropică

Transformările de stare simple analizate în subcapitolele precedente sînt cazuri particulare ale transformării politropice:

- $n = 0$, deci $p = \text{const.}$; transformare izobară;
- $n = \pm\infty$, din ecuația transformării scrisă sub forma $p^{1/n} v = \text{const.}$ rezultă la limită $v = \text{const.}$; transformare izocoră;
- $n = 1$, transformare izotermică;
- $n = k$, transformare adiabatică.

În studiul mașinilor și instalațiilor termice interesează transformările politropice care au exponentul politropic n în jurul valorii exponentului adiabatic k . În consecință, ecuațiile transformării politropice în coordonate p - T și v - T și expresiile pentru lucrul mecanic se obțin, formal, prin înlocuirea

lui k prin n în expresiile respective de la transformarea adiabatică:

$$T v^{n-1} = \text{const.} \quad \text{și} \quad T^{-1} p^{(n-1)/n} = \text{const.} \quad (2.119)$$

$$l_{12} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right]. \quad (2.120)$$

Evident, expresia lucrului mecanic schimbat se obține și prin integrarea expresiei $dl = p dv$:

$$l_{12} = \int_1^2 p dv,$$

în care $p(v)$ se ia din ecuația transformării $p v^n = p_1 v_1^n$.

Variațiile energiei interne masice și a entropiei masice sînt:

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1); \quad (2.121)$$

$$\Delta i = c_p (T_2 - T_1). \quad (2.122)$$

Cantitatea de căldură schimbată în transformarea politropică se calculează cu prima expresie analitică a primului principiu al termodinamicii:

$$q_{12,n} = \Delta u + l_{12} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2), \quad (2.123)$$

sau, introducînd căldura specifică masică politropică c_n , cu relația

$$q_{12,n} = c_n (T_2 - T_1). \quad (2.124)$$

Egalînd ultimele două relații și introducînd $R = c_v (k-1)$, pentru căldura specifică masică politropică se obține expresia:

$$c_n = \frac{n-k}{n-1} c_v. \quad (2.125)$$

Variația entropiei masice este:

$$\Delta s = c_n \ln(T_2 / T_1). \quad (2.126)$$

Exponentul politropic real al unei transformări se poate determina dacă se cunosc două stări 1 și 2 (puncte pe diagrama $p-v$ obținută pe o instalație experimentală), prin logaritmare a ecuației transformării

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n \Rightarrow n = \frac{\ln(p_1/p_2)}{\ln(v_2/v_1)}. \quad (2.127)$$

2.2.5. Transformări închise. Randamentul termic al ciclurilor termodinamice

Noțiunea de transformare închisă sau ciclu termodinamic se introduce ca rezultat al analizei proceselor de obținere a lucrului mecanic în cantități utilizabile tehnic.

Se consideră 1 kg de agent de lucru închis într-un cilindru cu un piston ce se deplasează fără frecare (fig. 2.17). Cilindrului i se atașează diagramele $p-v$ și $T-s$. Într-o transformare oarecare 1-m-2, pe seama unei cantități de căldură q_1 primită din mediul înconjurător (de la o sursă) sau pe seama energiei sale interne, agentul efectuează lucrul mecanic de variație a

volumului l_1 . Pentru ca în transformarea 1-m-2 să se obțină lucru mecanic suficient, este necesar ca pistonul să se deplaseze continuu în același sens, ceea ce nu este posibil din cauza dimensiunilor tehnic limitate ale cilindrului. În consecință, pentru a obține lucru mecanic utilizabil tehnic este necesar să se repete destinderea 1-m-2, ceea ce înseamnă că agentul de lucru trebuie să fie readus periodic în starea inițială 1. Readucerea se face prin comprimarea 2-n-1 a gazului, proces în timpul căruia acestuia i se transmite lucrul mecanic l_2 . Dacă $|l_2| < l_1$, ansamblul celor două transformări furnizează un lucru mecanic pozitiv $l_0 = l_1 - |l_2|$, reprezentat pe fig. 2.17 prin aria 1m2n1. Condiția $|l_2| < l_1$ se obține prin răcirea agentului în timpul comprimării (sau înainte de comprimare). În procesul de răcire agentul transmite mediului înconjurător (unei surse reci) cantitatea de căldură q_2 . S-a scris $|l_2|$ deoarece, conform convenției semnelor căldurii și lucrului mecanic, lucrului mecanic primit este negativ. Expresia matematică generală $l_0 = l_1 + l_2$, în care l_1 este pozitiv iar l_2 este negativ, poate duce la confuzii dacă se pierde din vedere semnul lui l_2 . De aceea s-a preferat forma echivalentă $l_0 = l_1 - |l_2|$. La fel se va proceda în continuare la scrierea căldurii cedate q_2 .

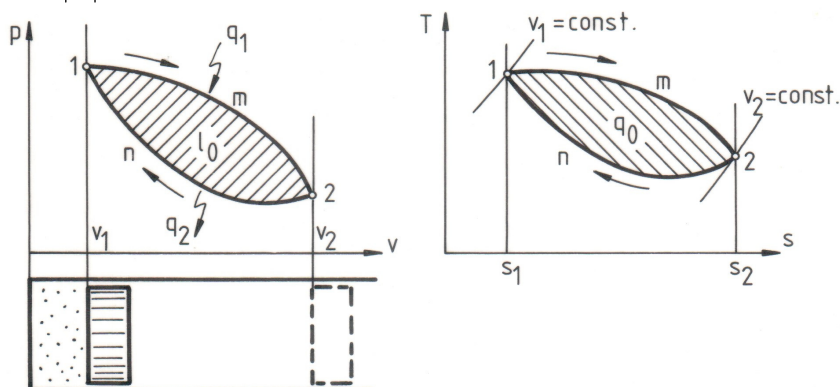


Fig. 2.17. O transformare închisă

Sucesiunea de transformări termodinamice de stare la finele căreia agentul de lucru revine în starea inițială se numește transformare închisă sau ciclu termodinamic.

În diagrama T-s se observă că destinderea cu aport de căldură se realizează cu creșterea entropiei, iar comprimarea cu cedare de căldură se realizează cu micșorarea entropiei.

Așadar, pentru a obține lucru mecanic utilizabil tehnic prin transformarea căldurii trebuie ca mașina termică să funcționeze ciclic; adică să preia căldură de la o sursă caldă, să transforme o parte din căldura primită în lucru mecanic și să cedeze restul căldurii unei surse reci, repetînd mereu această succesiune.

Într-un ciclu termodinamic starea finală coincide cu starea inițială, deci variația energiei interne este nulă ($\Delta u = 0$). Conform primului principiu al

termodinamicii, căldura ($q_1 - |q_2|$) prelucrată într-un ciclu este în întregime transformată în lucrul mecanic l_0 al ciclului:

$$q_0 = q_1 - |q_2| = l_1 - |l_2| = l_0. \quad (2.128)$$

Randamentul termic al unui ciclu termodinamic este raportul dintre efectul util (lucrul mecanic produs) și resursa utilizată (căldura furnizată agentului):

$$\eta_t = l_0 / q_1 = q_0 / q_1 = (q_1 - |q_2|) / q_1 = 1 - |q_2| / q_1. \quad (2.129)$$

Randamentul termic este o măsură a eficienței cu care este folosită căldura într-un ciclu termodinamic.

Întotdeauna randamentul termic al unui ciclu este subunitar, deoarece ipoteza $q_2 = 0$ contrazice funcționarea ciclică a mașinilor termice expusă mai sus.

2.2.6. Ciclul Carnot

Ciclul Carnot este un ciclu termodinamic reversibil cu două surse de căldură (caldă, cu T_1 și rece, cu T_2), compus din două transformări izoterme 1-2 și 3-4 legate prin două transformări adiabatice reversibile 2-3 și 4-1 (fig. 2.18).

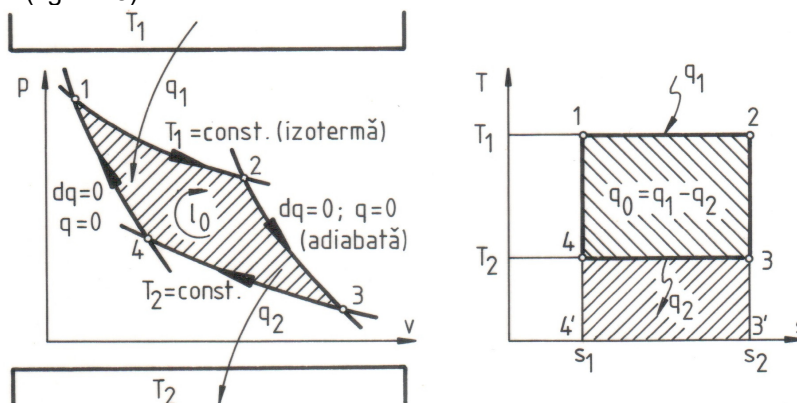


Fig. 2.18. Ciclul Carnot direct

Agentul care evoluează într-un ciclu Carnot primește în destinderea izotermică T_1 cantitatea de căldură q_1 și cedează căldura q_2 în comprimarea izotermică T_2 , fără variația energiei interne, cu transformarea integrală a căldurii q_1 primite de la sursa caldă în lucru mecanic produs l_1 și cu transformarea integrală a lucrului mecanic consumat l_2 în căldura q_2 cedată sursei reci. Procesele adiabatice reversibile care leagă izotermele asigură transformarea integrală a variației de energie internă din destinderea 2-3 în lucru mecanic ($\Delta u = l_{23}$) pozitiv și transformarea integrală a lucrului mecanic consumat în comprimarea 4-1 în energie internă ($l_{41} = \Delta u$).

Această succesiune de transformări face ca randamentul termic al ciclului Carnot să fie cel mai mare dintre randamentele ciclurilor care au aceleași temperaturi extreme T_1 și T_2 .

Randamentul termic al ciclului Carnot se calculează cu relația generală (2.129), în care cantitățile de căldură se exprimă în funcție de variațiile de entropie:

$$\eta_{t,C} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.130)$$

Deci, randamentul termic al ciclului Carnot depinde numai de temperaturile între care evoluează agentul și nu depinde de natura agentului.

Importanța ciclului Carnot (care nu poate fi realizat practic pe mașinile termice) constă în aceea că, datorită valorii maxime a randamentului termic, reprezintă un criteriu pentru aprecierea perfecțiunii ciclurilor reale.

Ciclul Carnot analizat mai sus este ciclu motor (sau direct) și este parcurs în sensul acelor de ceas.

Ciclul Carnot inversat este parcurs în sens trigonometric. Într-un ciclu Carnot inversat (fig. 2.19) agentul de lucru preia izotermic căldura q_2

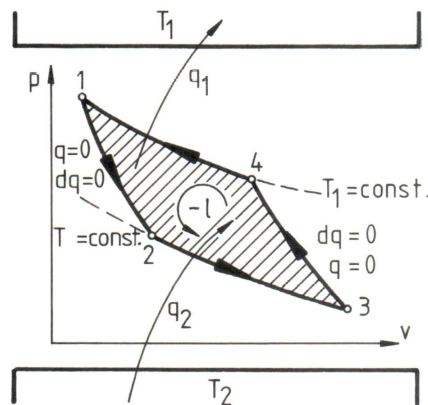


Fig. 2.19. Ciclul Carnot inversat

de la sursa rece T_2 și, după o comprimare adiabatică 3-4, cedează sursei calde T_1 o cantitate de căldură $q_1 = q_2 + l$. Ciclul se încheie prin destinderea adiabatică 1-2.

Ciclul Carnot inversat este un criteriu de comparație pentru ciclurile instalațiilor frigorifice, care printr-un consum de lucru mecanic l primit din exterior (pentru comprimare) realizează extragerea căldurii q de la un corp cu temperatură scăzută (o sursă rece) și cedarea ei împreună cu lucrul mecanic consumat l către o sursă caldă (de cele mai multe căldura q este disipată în mediul înconjurător).

Pentru ciclurile inversate noțiunea de randament termic nu are sens. Ciclurile inversate se apreciază prin eficiența frigorifică, definită ca raport între efectul util (frigul produs q_2) și resursa consumată (lucrul mecanic l):

$$\varepsilon = q_2 / l. \quad (2.131)$$

Eficiența frigorifică poate avea și valori supraunitare.

2.2.7. Enunțuri ale principiului al doilea al termodinamicii

Principiul al doilea al termodinamicii, rezultat al generalizării unui număr imens de date experimentale, determină sensul de desfășurare a proceselor termodinamice și stabilește limitele transformării căldurii în lucru mecanic. Există mai multe enunțuri echivalente ale principiului al doilea al termodinamicii.

Formularea lui Carnot arată că o mașină termică nu poate produce continuu lucru mecanic decât dacă există cel puțin două surse de căldură și dacă o parte din căldura preluată de la sursa caldă este transmisă sursei

reci. Enunțul precizează condițiile transformării căldurii în lucru mecanic în mașinile termice: agentul de lucru trebuie pus periodic în contact cu cel puțin două surse de căldură cu temperaturi diferite, o parte din căldura primită de agent fiind transformată în lucru mecanic și restul fiind cedată sursei reci.

Formularea lui Thomson arată că nu se poate construi o mașină care să preia căldură de la o sursă și să o transforme continuu în lucru mecanic fără ca să se producă și alte transformări ale agentului sau ale mediului înconjurător. O mașină care ar transforma continuu căldura primită de la o sursă, fără ca să fie necesară și o altă sursă de căldură cu temperatură mai scăzută, căreia să i se cedeze o parte din căldura primită de la sursa caldă, se numește perpetuum mobile de speța a doua.

Formularea lui Planck (echivalentă ad literam formulării lui Thomson) spune că nu există perpetuum mobile de speța a doua.

Din conținutul principiului al doilea al termodinamicii rezultă că transformarea lucrului mecanic în căldură este ireversibilă.

Formularea lui Clausius evidențiază ireversibilitatea proceselor de transfer de căldură enunțând: căldura trece de la sine numai de la un corp cu temperatură mai ridicată la un altul cu temperatură mai scăzută. Enunțul nu exclude posibilitatea trecerii căldurii de la un corp rece la altul cald, dar afirmă că acest proces nu se desfășoară de la sine (spontan). Pentru ca trecerea căldurii de la un corp rece la altul cald să fie posibilă, trebuie să se producă și alte modificări ale condițiilor mediului înconjurător (de exemplu, consum de lucru mecanic din exterior).

2.2.8. Expresia matematică a principiului al doilea al termodinamicii

Randamentul termic al ciclului Carnot este dat de relațiile:

$$\eta_{TC} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.130)$$

din care rezultă:

$$\frac{q_1}{T_1} = \frac{|q_2|}{T_2}. \quad (2.132)$$

Rapoartele de forma q / T se numesc călduri reduse.

Ținând seama de convenția semnelor căldurii schimbate de un sistem, conform căreia căldura primită este pozitivă și căldura cedată este negativă, relația (2.132) devine:

$$\frac{q_1}{T_1} + \frac{q_2}{T_2} = 0, \text{ sau } \sum \frac{q}{T} = 0. \quad (2.133)$$

Ultima relație arată că într-un ciclu Carnot reversibil suma căldurilor reduse este nulă.

Un ciclu reversibil oarecare (fig. 2.20) se descompune cu ajutorul unei familii de adiabate $m-m'$, $n-n'$, ... într-o infinitate de cicluri Carnot elementare $mm'n'n$ (hașurate), deoarece segmentele elementare $m-n$ și $m'-n'$ pot fi considerate ca aparținând unor izoterme.

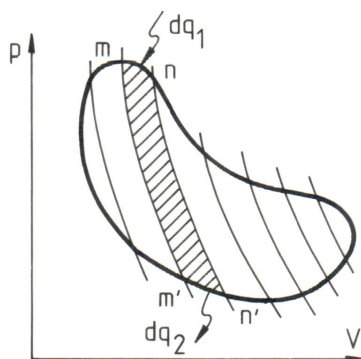


Fig. 2.20. Ciclu oarecare reversibil

Pentru fiecare ciclu Carnot elementar este adevărată relația (2.133), care acum are forma:

$$\sum \frac{dq}{T} = 0,$$

și care, pentru întreg ciclul reversibil oarecare, conduce la:

$$\oint \frac{dq}{T} = \oint ds = 0. \quad (2.134)$$

Relația (2.134) arată că într-un ciclu reversibil oarecare variația de entropie este nulă. Din relația (2.134) rezultă că entropia este un parametru de stare și că ds este o diferențială totală.

Observația 1. Într-un ciclu termodinamic starea finală coincide cu starea inițială și variația energiei interne masice este nulă, adică $\oint du = 0$.

Rezultă că du este o diferențială totală și energia internă este un parametru de stare.

Observația 2. Într-un ciclu lucrul mecanic are o variație nenulă, adică $\oint dl \neq 0$. Rezultă că dl nu este o diferențială totală, iar lucrul mecanic l reprezintă o funcție de proces, nu un parametru de stare.

Mărimea $\oint dq/T$ se numește integrala lui Clausius, și pentru un ciclu termodinamic reversibil ea este nulă.

Fie acum un ciclu oarecare ireversibil divizat în cicluri Carnot elementare ireversibile. În ciclurile Carnot ireversibile căldura este preluată la $T'_1 < T_1$ și cedată la $T'_2 > T_2$, unde T_1 și T_2 sînt temperaturile surselor caldă și rece. Ca urmare, pentru ciclurile Carnot elementare ireversibile se deduce inegalitatea:

$$\eta'_{tC} = 1 - \frac{|dq_2|}{dq_1} = 1 - \frac{T'_2}{T'_1} < 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.135)$$

care conduce la:
$$\frac{|dq_2|}{T_2} > \frac{dq_1}{T_1}. \quad (2.136)$$

Considerînd semnele atribuite căldurilor schimbate și observînd că dq_2 / T_2 este negativ și în valoare absolută mai mare ca dq_1 / T_1 , se obține pentru un ciclu Carnot elementar ireversibil:

$$\sum \frac{dq}{T} < 0. \quad (2.137)$$

Pentru ansamblul ciclului oarecare ireversibil rezultă:

$$\oint \frac{dq}{T} < 0, \quad (2.138)$$

relație care arată că integrala lui Clausius pentru cicluri ireversibile este mai mică decât zero.

Unind relațiile (2.134) și (2.138) rezultă:

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0, \quad (2.139)$$

relație ce reprezintă expresia matematică a principiului al doilea al termodinamicii. Expresia se aplică tuturor transformărilor închise.

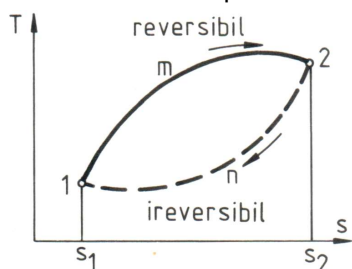


Fig. 2.21. Ciclu oarecare ireversibil

În continuare se calculează variația entropiei într-un sistem care efectuează o transformare închisă (un ciclu). Se consideră un ciclu termodinamic ireversibil compus din transformarea reversibilă 1-m-2 și din transformarea ireversibilă 2-n-1 (fig. 2.21). Pentru ciclul ireversibil integrala lui Clausius este negativă. Efectuând integrala separat pe părțile reversibilă și ireversibilă ale ciclului se obține:

$$\int_1^2 \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{rev}} + \int_2^1 \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{irev}} < 0. \quad (2.140)$$

Integrala pentru partea reversibilă 1-m-2 a ciclului este egală cu variația entropiei între stările 1 și 2:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{rev}}, \quad (2.141)$$

astfel că relația (2.140) devine:

$$(s_2 - s_1) + \int_2^1 \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{irev}} < 0, \quad (2.142)$$

sau

$$(s_1 - s_2) > \int_2^1 \left(\frac{dq}{T} \right)_{\text{irev}} \quad \text{și} \quad ds > \frac{dq}{T}. \quad (2.143)$$

Integrala (2.143) reprezintă expresia matematică a principiului al doilea al termodinamicii pentru transformările ireversibile.

Expresia mai generală este

$$ds \geq \frac{dq}{T}, \quad (2.144)$$

în care semnul „=” se referă la transformările reversibile, iar semnul „>” se referă la procese ireversibile.

2.2.9. Despre exergie

În procesele de transformare a energiilor dintr-o formă în alta, fiecărei forme de energie îi corespunde - în anumite condiții ale mediului înconjurător - o anumită cantitate maximă posibilă de energie mecanică (sau

altă formă de energie complet transformabilă), care reprezintă capacitatea de lucru a formei respective de energie. Această capacitate de lucru a formelor de energie este numită exergie. Partea de energie netransformabilă în lucru mecanic se numește anergie.

Conform definițiilor de mai sus se scrie:

$$\text{ENERGIA} = \text{EXERGIE} + \text{ANERGIE}. \quad (2.145)$$

Expresia explicită a relației (2.145) și valoarea exergiei depind de forma de energie analizată.

Astfel, pentru formele de energie complet transformabile în alte forme de energie (de exemplu energia mecanică sau energia electrică), exergia este egală cu energia, iar anergia este nulă.

În cazul căldurii, exergia corespunde numai acelei părți din mișcarea termică pe seama căreia se poate obține lucru mecanic. Dintr-o cantitate de căldură Q_1 , aflată la temperatura T_1 , lucrul mecanic maxim se poate obține într-un ciclu Carnot reversibil, care folosește ca sursă rece mediul ambiant (care are temperatura T_0):

$$E_q = L_{\max} = \eta_{tC} Q_1 = Q_1(1 - T_0 / T_1), \quad (2.146)$$

deoarece randamentul ciclului Carnot este cel mai mare randament posibil de obținut într-un ciclu termodinamic.

Pentru o masă unitară de agent ce evoluează în condițiile de mai sus, exergia căldurii este

$$e_Q = q_1(1 - T_0 / T_1). \quad (2.147)$$

Anergia căldurii corespunde părții transmise mediului din căldura preluată de la sursa caldă:

$$A_Q = (1 - \eta_{tC}) Q_1 = \frac{T_0}{T_1} Q_1 \quad \text{și} \quad a_q = \frac{T_0}{T_1} q_1; \quad (2.148)$$

Așadar, exergia evidențiază partea maximă din energie care poate fi utilizată practic. Energia disponibilă în natură este înmagazinată în sursele de energie (combustibili etc.) și în mediul înconjurător. Pentru satisfacerea nevoilor de energie ale omenirii se folosește numai energia existentă în sursele de energie, care se dovedesc a fi, în realitate, surse de exergie. Energia înmagazinată în mediul înconjurător (de exemplu, în apa mărilor și oceanelor, în aerul atmosferic etc.), cu toate că reprezintă o cantitate impresionantă, inepuizabilă practic, nu prezintă interes deoarece are exergia nulă.

Avînd în vedere proprietățile sale, exergia se folosește ca o mărime care evaluează calitativ și cantitativ procesele energetice.

Noțiunea de exergie se folosește pentru întocmirea bilanțurilor exergetice ale mașinilor și instalațiilor termice. Utilizarea bilanțurilor exergetice reprezintă o metodă modernă de analiză a calității proceselor termodinamice din mașinile și instalațiile termice.

2.3. Vaporii de apă

2.3.1. Noțiuni introductive

În tehnică vaporii de apă sînt folosiți atît ca agent de lucru (abur energetic), cît și ca purtător de căldură (abur tehnologic).

Proprietățile termice ale vaporilor de apă depind de presiune și de temperatură. La presiuni mici și temperaturi mari (de exemplu, în componența gazelor de ardere) vaporii de apă au proprietăți apropiate de cele ale gazelor perfecte. În alte situații, când forțele de interacțiune moleculare nu se pot neglija, vaporii de apă au o comportare de gaz real. Ecuațiile de stare ale vaporilor de apă au forme complicate, cu coeficienți stabiliți experimental. Ca urmare, proprietăților termice ale vaporilor de apă în diferite stări termodinamice au fost determinate experimental.

Vaporii de apă se obțin prin evaporare și prin fierbere.

Evaporarea este un fenomen care se desfășoară la suprafața lichidului, independent de temperatura la care se află, dar în legătură cu presiunea parțială a vaporilor în atmosfera de deasupra lichidului.

Fierberea (sau vaporizarea) este procesul intens de formare a vaporilor în întreaga masă a lichidului. Fierberea are loc numai dacă se furnizează lichidului o cantitate determinată de căldură și dacă în lichid există nuclee de amorsare a fierberii. Ca nuclee de amorsare servesc gazele dizolvate în lichid. Bulele de vaporii formate pe pereții vasului și în masa lichidului (în jurul nucleelor) se dezvoltă și se ridică la suprafață.

Condensarea este procesul de revenire a vaporilor în stare lichidă și se produce cu cedarea căldurii latente de vaporizare către un agent de răcire sau direct către mediul înconjurător.

În tehnică, vaporii de apă se obțin în instalații de cazane de abur, prin încălzirea apei și fierberea ei la presiune constantă.

2.3.2. Obținerea vaporilor de apă

Se consideră 1 kg de apă ce se află la o presiune oarecare p_1 și la temperatura $t_1 = 0,01$ °C, ce ocupă volumul masic $v_1 \approx 10^{-3}$ m³/kg și care este plasat într-un cilindru închis cu un piston mobil. Starea inițială aleasă este reprezentată în diagrama p-v prin punctul 1 (fig. 2.22).

Se furnizează apei căldură din exterior, menținându-se presiunea constantă prin deplasarea pistonului. Temperatura apei și volumul masic cresc pînă ce în starea 2 începe fierberea. Așadar, procesul izobar 1-2 reprezintă încălzirea apei pînă la fierbere.

Temperatura t_{s1} la care începe fierberea și volumul masic corespunzător v'_1 depind de presiunea p_1 la care are loc fierberea și sînt cu atît mai mari cu cît presiunea este mai ridicată. Experiența arată că între presiunea de saturație (la care are loc fierberea) și temperatura de saturație (la care se desfășoară fierberea) există o legătură biunivocă: unei presiuni date îi corespunde o temperatură de saturație determinată, iar pentru ca apa să fiarbă la o temperatură dată trebuie să se afle la o presiune care depinde de această temperatură.

Continuîndu-se furnizarea căldurii, apa din cilindru fierbe. În timpul fierberii presiunea p_1 și temperatura de saturație t_{s1} se mențin constante, iar volumul masic al amestecului de apă și de vaporii crește pe măsura formării vaporilor. Într-o stare termodinamică oarecare 2_x din timpul fierberii volumul masic este v_x . Amestecul de apă și vaporii, care este numit vaporii saturați

umezi, este caracterizat printr-o mărime nouă numită titlul vaporilor. Titlul vaporilor se definește ca raport între masa vaporilor formați m_v și masa totală a amestecului:

$$x = m_v / (m_v + m_a), \quad (2.149)$$

unde m_a este masa apei din amestec.

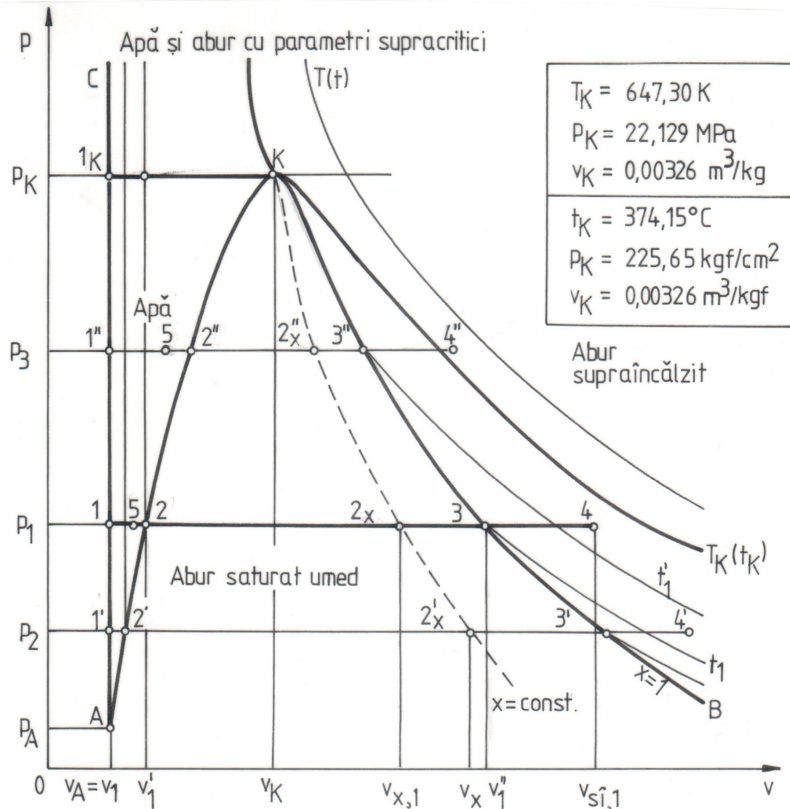


Fig. 2.22. Obținerea vaporilor de apă

Dacă se continuă furnizarea căldurii sub presiunea p_1 constantă, fierberea amestecului de apă și vapori continuă pînă ce toată apa se transformă în vapori. Sfîrșitul fierberii, starea 3, se caracterizează prin titlul $x_3 = 1$, presiunea p_1 , temperatura t_{s1} și volumul masic v_1' . Vaporii cu titlul $x_3 = 1$ se numesc vapori saturați uscați.

Continuîndu-se furnizarea căldurii sub presiune constantă și după terminarea fierberii, se observă că vaporii saturați uscați, la fel ca gazele reale, se încălzesc peste temperatura de saturație, într-un proces 3-4, numit supraîncălzire. Vaporii supraîncălziți au aceeași presiunea p_1 , temperatura $t_{si1} > t_{s1}$ și volumul masic $v_{si1} > v_1'$.

La o presiune $p_2 < p_1$, încălzirea apei de la $0,01^\circ \text{C}$ pînă la temperatura de saturație, fierberea apei și supraîncălzirea vaporilor sînt

reprezentate, pe diagrama p-v, de linia izobară $1'-2'-2'_x-3'-4'$. Se observă că deoarece $t_{s2} < t_{s1}$ există relațiile $v'_2 < v'_1$ și $v''_2 > v''_1$, întrucât dilatarea apei este mai mică la p_2 și t_{s2} față de dilatarea la p_1 și t_{s1} și, respectiv, pentru că la $p_2 < p_1$ vaporii saturați ocupă un volum mai mare.

La o presiune $p_3 > p_1$ procesul studiat este $1''-2''-2''_x-3''-4''$ și, evident, $v'_3 > v'_1$ și $v''_3 < v''_1$.

La presiunea critică p_K stările 2_K și 3_K (de început și de sfârșit de fierbere) se suprapun într-o stare termodinamică critică, notată K, în care $v'_K = v''_K = v_K$.

Unind între ele toate punctele care reprezintă stările apei la $0,01$ °C, se obține izoterma AC, o linie aproape verticală datorită variației foarte mici a volumului masic al apei cu creșterea presiunii. Unind toate punctele de început de fierbere se obține linia AK, numită curbă limită inferioară și caracterizată prin $x = 0$. Unind toate punctele ce reprezintă sfârșitul fierberii se obține curba limită superioară KB. Pe linia KB se află vaporii saturați uscați (cu titlul $x = 1$).

Starea A, în care fierberea apei începe la temperatura $0,01$ °C, corespunde unei presiuni foarte scăzute (circa 610 Pa). Punctul A este numit punctul triplu al apei.

Diagrama p-v a apei și a vaporilor de apă este împărțită de curbele AC, AKB și de izobara p_K în mai multe zone: zona apei (amplasată sub p_K , între curbele AC și AK), zona vaporilor saturați umezi (aflată sub curba AKB), zona vaporilor supraîncălziți (situată sub p_K și în dreapta curbei KB) și zona apei și vaporilor supracritici (situată deasupra izobarei p_K).

Pe diagrama p-v din fig. 2.22 au fost desenate și izotermele temperaturilor de saturație corespunzătoare presiunilor p_1 , p_2 , p_3 și p_K . În zona apei și vaporilor supracritici izoterma t_K separă convențional apa supraîncălzită de vaporii supracritici. Se observă că supraîncălzirea vaporilor saturați uscați se poate face și fără aport de căldură din exterior, prin micșorarea presiunii, de exemplu pe izoterma t_1 . Parametrii punctului triplu al apei și cei ai punctului critic sînt înscrși pe fig. 2.22.

2.3.3. Parametrii apei și vaporilor de apă

2.3.3.1. Parametrii apei în fază lichidă

Parametrii apei și vaporilor de apă se exprimă față de punctul triplu A ($t_A = 0,01$ °C, $p_A = 610,8$ Pa și $v_A \approx 10^{-3}$ m³/kg) luat ca stare de referință. Prin convenție, energia internă, entalpia și entropia agentului aflat la punctul triplu sînt nule:

$$u_A = 0, i_A = 0 \text{ și } s_A = 0.$$

Parametrii apei pe izoterma AC (de $0,01$ °C, vezi fig. 2.22) se calculează pe baza unei comprimări izotermice de la p_A pînă la o presiune p_1 (starea 1 pe fig. 2.22), și au următoarele expresii și valori:

$$\bullet \quad v_1 \cong v_A \cong 0,001 \text{ m}^3 / \text{kg}, \quad (2.150)$$

deoarece apa este practic incompresibilă;

$$\bullet \quad u_1 = u_A = 0, \quad (2.151)$$

deoarece într-o transformare izotermică energia internă nu variază;

$$\bullet \quad i_1 = i_1 - i_A = \Delta u + (p_1 v_1 - p_A v_A) \cong p_1 v_1, \quad (2.152)$$

expresie obținută prin particularizarea relației de definire a entalpiei;

$$\bullet \quad s_A \cong s_1 = 0, \quad (2.153)$$

relație obținută din $\Delta s = q / T$ (expresia variației entropiei într-o transformare izotermică), în care $q = \Delta u + l \cong 0$, deoarece $\Delta u = 0$ conform cu (2.151), iar $l = \int p dv \cong 0$ deoarece variația volumului este neglijabilă conform cu (2.150).

Parametrii apei la o presiune p_1 și la o temperatură $t_5 < t_{s1}$ (în starea 5, pe fig. 2.22) se calculează pe baza analizei procesului de încălzire izobară 1-5, în care apa primește cantitatea de căldură:

$$q = \int_0^{t_5} c_p dt = c_{pm} t_5 \cong 4,185 t_5, \quad (2.154)$$

în care c_p este căldura specifică masică la presiune constantă, iar $c_{pm} = 4,185 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ este căldura specifică masică medie a apei la presiune constantă.

Energia internă masică a apei într-o stare 5 se calculează din prima expresie analitică a primului principiu al termodinamicii:

$$u_5 = u_5 - u_1 = q - l = q - p_1(v_5 - v_1). \quad (2.155)$$

Entalpia masică a apei într-o stare oarecare se calculează din cea de a doua expresie analitică a primului principiu al termodinamicii ($dq = di - vdp$), în care $dp = 0$, obținându-se:

$$i_5 = i_1 + \Delta i = i_1 + \int_0^{t_{s1}} c_p dt. \quad (2.156)$$

Entropia masică a apei într-o stare oarecare se calculează cu relația de definiție:

$$s_5 = s_5 - s_1 = \int_0^{T_5} \frac{dq}{T} = \int_0^{T_5} c_p \frac{dT}{T}. \quad (2.157)$$

Parametrii apei la starea de saturație, la o presiune p_1 (în starea 2, pe fig. 2.22), se obțin particularizând $t_5 = t_{s1}$ în relațiile (2.155), (2.156), (2.157), și se notează cu indicele prim ('):

$$u' = q' - p_1(v' - v_1); \quad (2.158)$$

$$i' = i_1 + \int_0^{t_{s1}} c_p dt; \quad (2.159)$$

$$s' = \int_0^{T_{s1}} c_p \frac{dT}{T}. \quad (2.160)$$

Volumul masic al apei la saturație este v' .

Cantitatea de căldură necesară încălzirii apei de la 0,01 °C pînă la fierbere se numește căldură de încălzire și are valoarea:

$$q' = i' - i_1 = \int_0^{t_{s1}} c_p dt = 4,185 t_{s1} . \quad (2.161)$$

2.3.3.2. Căldura de producere a vaporilor

Căldura necesară pentru ca 1 kg de apă aflată la saturație să se transforme la presiune constantă în vapori saturați uscați se numește căldură latentă de fierbere (vaporizare) și se calculează cu prima expresie analitică a primului principiu al termodinamicii:

$$r = i'' - i' = (u'' - u') + p_s (v'' - v') = \varphi + \psi , \quad (2.162)$$

în care $\varphi = (u'' - u')$ este căldura internă de vaporizare, iar $\psi = p_s (v'' - v')$ este căldura externă de vaporizare. Relația (2.162) arată că fracțiunea φ din căldura de fierbere este utilizată pentru învingerea coeziunii dintre moleculele lichidului, iar fracțiunea ψ este folosită pentru realizarea unui lucru mecanic de creștere a volumului.

2.3.3.3. Parametrii vaporilor de apă saturați

Pentru ca din apa aflată la saturație să se obțină vapori saturați umezi (cu titlul $x < 1$) este necesară cantitatea de căldură:

$$q_x = x r . \quad (2.163)$$

Volumul masic al vaporilor saturați umezi este compus din volumul vaporilor și din volumul apei din amestec:

$$v_x = x v'' + (1 - x) v' . \quad (2.164)$$

În mod asemănător se deduc relațiile de calcul pentru ceilalți parametri de stare:

$$i_x = i' + x r ; \quad (2.165)$$

$$u_x = i_x - p_s v_x = u' + x (u'' - u') ; \quad (2.166)$$

$$s_x = s' + x r / T_s = s' + x (s'' - s') . \quad (2.167)$$

Parametrii vaporilor saturați uscați se notează cu indicele (") și se calculează cu relațiile (2.165), (2.166) și (2.167) particularizate pentru $x = 1$:

$$i'' = i' + r ; \quad (2.168)$$

$$u'' = i'' - p_s v'' ; \quad (2.169)$$

$$s'' = s' + r / T_s . \quad (2.170)$$

2.3.3.4. Parametrii vaporilor de apă supraîncălziți

Starea vaporilor de apă supraîncălziți, la fel ca starea oricărui gaz real, se definește prin doi parametri independenți determinați experimental - presiunea și temperatura.

Volumul masic al vaporilor supraîncălziți v_{si} se poate calcula dintr-o ecuație de stare, dar, în mod curent, se preferă folosirea tabelor (vezi subcapitolul 2.3.4).

Pentru supraîncălzirea vaporilor saturați uscați într-un proces izobar este necesară o cantitate de căldură egală cu:

$$q_{si} = \int_{t_s}^{t_{si}} c_p dt = c_{pm} (t_{si} - t_s), \quad (2.171)$$

în care c_p este căldura specifică masică a vaporilor supraîncălziți, iar c_{pm} este căldura specifică masică medie, ambele mărimi fiind dependente de temperatură și de presiune.

Entalpia masică a vaporilor de apă supraîncălziți este:

$$i_{si} = i'' + q_{si} = i'' + c_{pm} (t_{si} - t_s). \quad (2.172)$$

Energia internă masică a vaporilor supraîncălziți se obține din relația de definiție a entalpiei ($i = u + pv$) și este dată de expresia:

$$u_{si} = i_{si} - p v_{si}. \quad (2.173)$$

Entropia masică a vaporilor supraîncălziți se calculează cu relația:

$$s_{si} = s'' + \int_{T_s}^{T_{si}} c_p \frac{dT}{T} = s'' + c_{pm} \ln \left(\frac{T_{si}}{T_s} \right). \quad (2.174)$$

2.3.4. Tabele cu proprietățile apei și vaporilor de apă

Pe baza unor măsurători experimentale și a unor cercetări teoretice au fost determinate valorile numerice ale parametrilor apei și vaporilor de apă pentru o gamă foarte largă de presiuni și de temperaturi. Aceste valori sînt prezentate în tabele de două tipuri:

- tabele cu proprietățile apei la saturație și ale vaporilor saturați uscați (deci stările situate pe curba limită AKB din fig. 2.22), tabele care sînt ordonate după presiune sau după temperatură (tabelele 2.1 și 2.2);
- tabele cu proprietățile apei și vaporilor supraîncălziți, organizate în funcție de presiune și de temperatură (tabelul 2.3).

Tabelul 2.1.

Proprietățile apei saturate și ale vaporilor de apă saturați uscați în funcție de presiune

p	t_s	T_s	$10^3 v'$	v''	i'	i''	r	s'	s''
bar	°C	K	m ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	$\frac{kJ}{kg K}$	$\frac{kJ}{kg K}$
0,010	6,92	280,07	1,001	129,0	29,34	2513	2484	0,0154	8,975
1,000	99,64	372,79	1,043	1,6940	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
100,0	310,9	548,11	1,452	0,0180	1407	2725	1317	3,3600	5,515
221,29	374,1	647,30	3,260	0,0032	2100	2100	0,0	4,4296	4,429

Tabelul 2.2.

Proprietățile apei saturate și ale vaporilor de apă saturați uscați în funcție de temperatură

t	T	p _s	10 ³ v'	v''	i'	i''	r	s'	s''
°C	K	bar	m ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
0,010	273,16	0,006	1,0002	206,3	0,0006	2501	2501	0,000	9,154
100,0	373,16	1,013	1,0435	1,673	419,1	2676	2257	1,307	7,354
374,15	647,3	221,3	3,260	0,0032	2100	2100	0,0	4,429	4,429

Pentru vaporii saturați umezi nu există tabele, proprietățile lor calculându-se cu relațiile din subcapitolul 2.3.3.3, în funcție de titlul lor x (determinat experimental) și de parametri la saturație, care sînt cunoscuți din tabele.

Tabelul 2.3.

Proprietățile apei și vaporilor de apă supraîncălziți

p	0,01 bar			1,0 bar			970 bar		
Tempe- ratura	t _s =6,96 °C i''=2513 kJ/kg v''=129,9 m ³ /kg s''=8,975 kJ/(kg K)			t _s =99,64 °C i''=2675 kJ/kg v''=1,694 m ³ /kg s''=7,360 kJ/(kg K)			-		
	10 ³ v	i	s	10 ³ v	i	s	10 ³ v	i	s
°C	m ³ /kg	kJ/kg	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$	m ³ /kg	kJ/kg	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$	m ³ /kg	kJ/kg	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$
0	1,0002	0,0	0,00	1,0001	0,1	0,00	0,987	26,2	0,00
...
100	173300	2688	9,51	1695	2676	7,36	1,031	438,8	1,28
...
500	359000	3490	10,95	3565	3488	8,83	10,56	3141	5,93
...
700	451900	3931	11,46	4491	3929	9,33	15,93	3763	6,65
...
1000	-	-	-	5874	4636	9,97	22,20	4557	7,36

Notă: tabelele 2.1, 2.2 și 2.3 sînt extrase din [2.19].

2.3.5. Diagrama T-s a vaporilor de apă

Cunoscînd valorile parametrilor vaporilor de apă (așa cum s-a arătat mai sus) se construiește diagrama T-s a vaporilor de apă, care are aspectul din fig. 2.23.

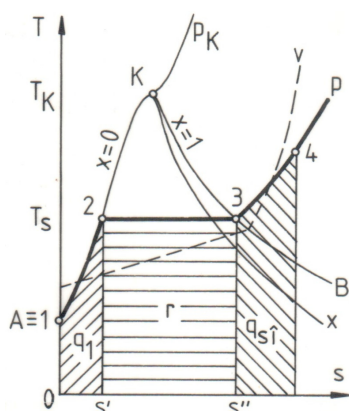


Fig. 2.23. Diagrama T-s a vaporilor de apă

(izobara gazului perfect în diagrama T-s). Deosebirea dintre izobara vaporilor de apă supraîncălziți și izobara gazului perfect se explică prin aceea că vaporii de apă au căldura specifică masică variabilă, în timp ce la gazul perfect această mărime este constantă.

Procesele analizate se regăsesc la toate presiunile; de exemplu la $p_1' > p_1$, obținerea vaporilor de apă supraîncălziți se reprezintă prin linia A-1'-2'-3'-4'.

Prin unirea punctelor ce reprezintă stările de început și de sfârșit de fierbere se obține curba limită AKB. În diagrama T-s curba limită AKB are punctul critic în topul curbei, ca și în diagrama p-v a vaporilor de apă.

Pe ramura inferioară se află și punctele care reprezintă încălzirea apei aflate la diferite presiuni.

Pe diagrama T-s se mai trasează familii de izocore (cu linii întrerupte) și familii de curbe de titlu constant.

Pe diagrama T-s ariile de sub linia $p = \text{const.}$ reprezintă:

- căldura de încălzire q' (sub curba A-2);
- căldura latentă de fierbere r (sub izoterma-izobara 2-3);
- căldura de supraîncălzire q_{si} (sub izobara 3-4).

2.3.6. Diagrama i-s a vaporilor de apă (Mollier)

Diagrama i-s a vaporilor de apă prezintă sintetic proprietățile masice ale acestora, fiind un instrument important pentru studiul mașinilor și instalațiilor cu abur.

Pe diagrama i-s a vaporilor de apă (fig. 2.24) se găsesc:

- entropia masică a vaporilor de apă (pe abscisă);
- entalpia masică a vaporilor de apă (pe ordonată);
- curba limită AKB, cu punctul critic K plasat pe ramura ascendentă (în stînga) și nu în topul curbei ca pe diagramele p-v și T-s;
- curbe de titlu $x = \text{constant}$;

Conform explicațiilor din subcapitolul 2.3.3. toate stările de pe izoterma de $0,01 \text{ }^\circ\text{C}$ (curba AC, pe fig. 2.22) au entropia masică nulă (relația 2.153), iar în diagrama T-s se reprezintă prin punctul A.

Starea apei la saturație la o presiune oarecare p_1 este reprezentată de punctul 2, de coordonate temperatura de saturație T_s și entropia masică s' .

Fierberea izotermică-izobară este reprezentată de linia 2-3, sfârșitul fierberii 3 avînd abscisa s'' .

Supraîncălzirea vaporilor saturați uscați se reprezintă printr-o curbă 3-4, care amintește de o curbă exponențială

- curbe izobare, care în zona vaporilor saturați umezi sînt drepte înclinate, iar în zona vaporilor supraîncălziți sînt curbe aproape exponențiale (în concordanță cu explicațiile de la diagrama T-s și avînd în vedere că $i = c_p T$ și $c_p = \text{var.}$);
- curbe izoterme, care în domeniul vaporilor saturați umezi sînt linii înclinate suprapuse peste izobarele de saturație, iar în zona vaporilor supraîncălziți sînt curbe cu concavitatea spre ordonatele negative și care tind asimptotic să devină paralele cu axa absciselor;
- curbe izocore (trasate cu linii întrerupte), care au forma aproape exponențială și o pantă mai mare ca a izobarelor.

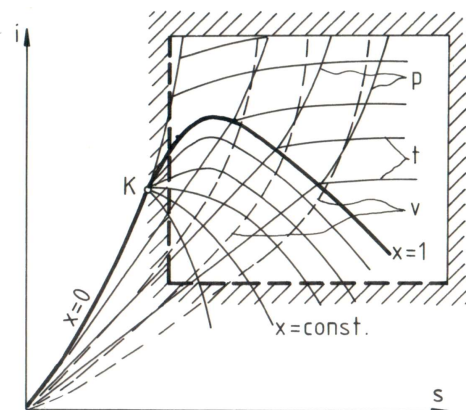


Fig. 2.24. Diagrama i-s a vaporilor de apă

Observație. În domeniul vaporilor umezi entalpia masică i_x depinde liniar de entropia masică s_x , așa cum se constată dacă se elimină mărimea (r x) între relațiile (2.165) și (2.167), astfel justificîndu-se faptul că în acest domeniu izotermele (ce se suprapun cu izobarele) sînt linii drepte.

Diagrama i-s a vaporilor de apă utilizată în tehnică reprezintă numai o parte din diagrama completă, și anume partea din dreapta-sus (fig. 2.24), deoarece vaporii aflați la temperaturi foarte scăzute, precum și cei aflați în apropierea punctului critic nu prezintă interes practic.

2.3.7. Transformările simple ale vaporilor de apă

Tabelul 2.4

Variațiile energiei interne, ale lucrului mecanic și ale cantității de căldură schimbată în transformările simple ale vaporilor de apă

Transformarea	Variația energiei interne	Lucrul mecanic	Cantitatea de căldură
$v = \text{const.}$	$\Delta u = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1) = (i_2 - i_1) - v(p_2 - p_1)$	$l = 0$	$q = \Delta u$
$p = \text{const.}$	$\Delta u = (i_2 - p v_2) - (i_1 - p v_1) = (i_2 - i_1) - p(v_2 - v_1)$	$l = q - \Delta u = p(v_2 - v_1)$	$q = i_2 - i_1$
$t = \text{const.}$	$\Delta u = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1)$	$l = q - \Delta u$	$q = T(s_2 - s_1)$
$s = \text{const.}$	$\Delta u = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1)$	$l = \Delta u$	$q = 0$

Deoarece ecuațiile de stare ale vaporilor de apă au forme complicate, studiul transformărilor termodinamice simple ale vaporilor de apă nu se face analitic, ci pe diagramele termodinamice ale vaporilor, cel mai des pe diagrama $i-s$.

Pentru calcule ingineresti se desenează transformările studiate (izocoră, izobară, izotermică sau izentropică) pe diagrame $i-s$, ca pe fig. 2.25, și se citesc direct parametrii inițiali și finali.

Variațiile entalpiei masice și a entropiei masice se obțin direct pe diagrama $i-s$, ca segmente pe axe. Variația energiei interne, lucrul mecanic schimbat și căldura schimbată se calculează din relația de definiție a entalpiei ($i = u + pv$) și din prima expresie analitică a primului principiu al termodinamicii ($q = \Delta u + l$), cu relațiile din tabelul 2.4.

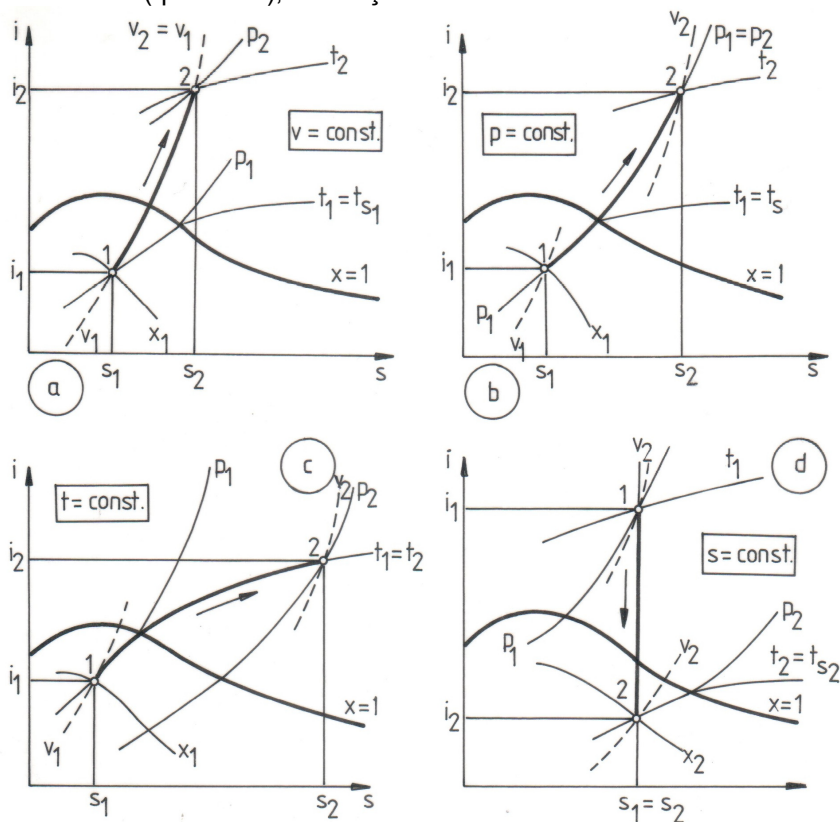


Fig. 2.25. Transformările simple ale vaporilor de apă

2.4. Noțiuni de dinamica gazelor

2.4.1. Procese de curgere. Definiții. Clasificări

Procesele de curgere a gazelor și vaporilor se întâlnesc în numeroase mașini și instalații termice: turbine cu abur și cu gaze, compresoare dinamice, ejectoare, schimbătoare de căldură etc.

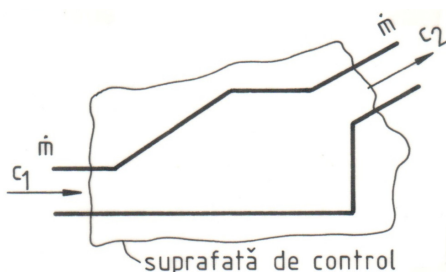


Fig. 2.26. Sistem termodinamic deschis

Într-un sistem termodinamic deschis, încadrat de o suprafață de control (fig. 2.26), intră debitul masic de gaz \dot{m} prin secțiunea de intrare I și iese același debit prin secțiunea de ieșire II. În procesul de curgere parametrii agentului variază.

Când parametrii gazului variază în timp, procesul de curgere este netaționar. Când parametrii gazului în întreg volumul de control nu variază în timp, procesul de

curgere este staționar, situație des întâlnită în practică.

Procesele de curgere se caracterizează și prin liniile de curent. Linia de curent este linia la care tangenta în orice punct are direcția vectorului vitează. În procese de curgere staționare, liniile de curent coincid cu traiectoriile particulelor de fluid.

Modul de deplasare a straturilor de gaz, adică regimul de curgere, este caracterizat de o mărime adimensională, criteriul lui Reynolds:

$$Re = c l / \nu \quad (2.175)$$

în care c este viteza medie, l este o dimensiune liniară caracteristică - de exemplu, diametrul conductei prin care curge gazul - și ν este viscozitatea cinematică a gazului.

Regimul de curgere poate fi:

- laminar, cu $Re \leq 2300$, când liniile de curent sînt paralele;
- tranzitoriu, cu $2300 < Re < 10000$;
- turbulent, cu $Re > 10000$, liniile de curent fiind amestecate.

Viteza de curgere c se raportează la viteza de propagare a sunetului în mediul respectiv, notată a , obținîndu-se numărul Mach:

$$M = c / a. \quad (2.176)$$

Se amintește că de la Fizică se cunoaște că viteza sunetului într-un gaz depinde de parametrii acestuia:

$$a = \sqrt{kp/\rho} = \sqrt{kp\nu} = \sqrt{kRT}. \quad (2.177)$$

În funcție de numărul Mach se disting curgeri subsonice (cu $M < 1$), sonice (cu $M = 1$) și supersonice (cu $M > 1$).

În procesele de curgere parametrii gazului sînt legați între ei prin legi fizice: legea continuității; legea conservării energiei etc. Legile fizice sînt concretizate printr-o serie de ecuații: ecuația continuității curgerii, ecuația conservării energiei (a treia expresie analitică a primului principiu al termodinamicii), ecuația conservării impulsului etc.

Ecuația continuității arată că, în procese de curgere staționare, debitul masic \dot{m} este același în orice secțiune:

$$\dot{m} = A c / \nu, \quad (2.178)$$

în care A este aria secțiunii, iar ν este volumul masic al gazului.

Logaritmînd relația (2.178) și diferențînd rezultatul logaritmului, se

obține forma diferențială a ecuației continuității curgerii staționare:

$$\frac{dv}{v} = \frac{dA}{A} + \frac{dc}{c}. \quad (2.179)$$

Ecuația conservării energiei are forma stabilită la studiul primul principiu al termodinamicii:

$$dq = di + d(c^2/2) + d(gh) + dl_t. \quad (2.79)$$

Relația (2.79) este numită forma termică a ecuației conservării energiei, iar notațiile sînt cele cunoscute (vezi subcapitolul 2.2.3.3.). Forma mecanică a ecuației conservării energiei în procese de curgere, cunoscută sub numele de legea lui Bernoulli, se obține prin particularizarea formei termice pentru procese izotermice lipsite de schimburi de căldură și de lucru mecanic:

$$d(p/\rho) + d(c^2/2) + d(gh) = 0, \quad (2.180)$$

în care $\rho = 1/v$ este masa volumică.

2.4.2. Procese de curgere adiabatică

De regulă, curgerea prin conducte sau prin diferite părți ale mașinilor și instalațiilor termice (ajutaje, difuzoare, canale între paletelor rotorice, supape, dispozitive de laminare etc.) se consideră adiabatică. Ipoteza se justifică prin aceea că, datorită izolației termice și intervalului mic de timp în care gazul este în contact cu organele de mașină respective (vitezele de curgere fiind mari), schimbul de căldură cu mediul înconjurător este neglijabil. Pentru curgeri adiabatică reversibile ($q = 0$, $dq = 0$), orizontale ($dh = 0$) și în care nu se schimbă lucru mecanic ($dl_t = 0$) ecuația (2.79) devine

$$di + d(c^2/2) = 0, \quad (2.181)$$

sau, după integrare:

$$i_1 - i_2 = (c_2^2 - c_1^2)/2. \quad (2.182)$$

Mărimea

$$i^* = i + c^2/2 = u + pv + c^2/2 \quad (2.183)$$

se numește entalpie frînată și reprezintă energia unui curent de gaz. Atributul „frînată” marchează faptul că energia cinetică a curentului de gaz se transformă, prin oprirea curgerii (frînare totală), în alte forme de energie - în energie potențială de presiune și în energie internă - forme cuprinse în noțiunea de entalpie.

Așadar, în curgerea adiabatică reversibilă orizontală entalpia de frînare (numită și entalpie totală) rămîne constantă. Variația energiei cinetice în procesul analizat se datorește variației entalpiei curente a gazului (numită și entalpie momentană).

Procesele de curgere adiabatică reversibile orizontale pot fi accelerate sau frînate. (fig. 2.27). Pe diagrama i - s se observă că, în concordanță cu principiul al doilea al termodinamicii, procesele de curgere analizate se desfășoară numai în sensul în care entropia crește, sau, teoretic, rămîne constantă ($s_2 \geq s_1$). Se disting trei tipuri de procese, prezentate mai jos.

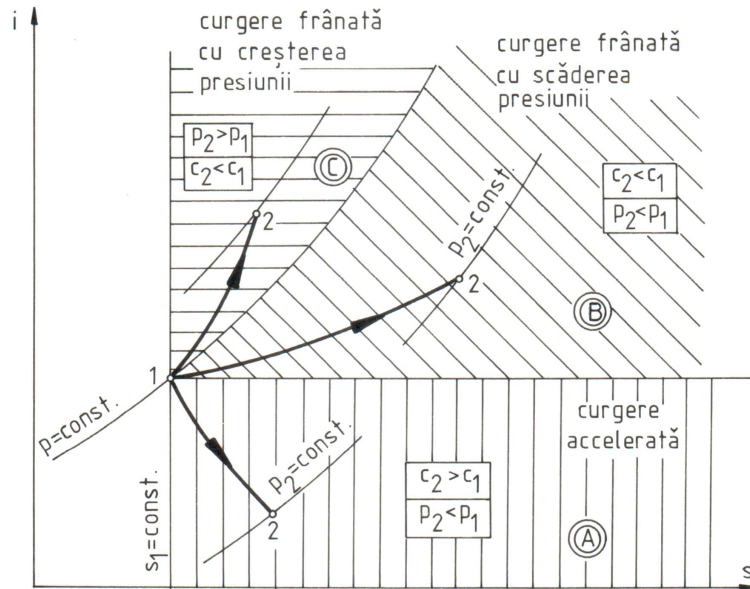


Fig. 2.27. Procese de curgere adiabatic reversibile

- Curgerea gazului este accelerată ($c_2 > c_1$) atunci când, conform ecuației (2.181), entalpia lui se micșorează. Starea finală a unui asemenea proces de curgere se plasează în zona A (fig. 2.27) - în dreapta izentropiei s_1 și sub izentalpa i_1 . În această zonă presiunea scade întotdeauna, $p_2 < p_1$. În zona A a diagramei se găsesc procesele de curgere din ajutaje.
- Când starea finală se plasează în dreapta izobarei p_1 (adică atunci când $p_2 < p_1$) și deasupra izentalpei i_1 (zona B), curgerea gazului este frânată, cu toate că se produce o scădere a presiunii. În aceste procese de curgere energia disipată prin frecări este atât de mare, încît depășește lucrul mecanic tehnic produs prin micșorarea presiunii. Ca urmare, $c_2 < c_1$.
- Curgerea frânată se produce cu creșterea presiunii numai atunci când micșorarea energiei cinetice este atât de mare încît depășește energia disipată prin frecări. În diagrama i - s stările finale ale proceselor de curgere frânată se plasează deasupra izobarei p_1 și în dreapta izentropiei s_1 (zona C). În concordanță cu relația (2.182), micșorarea energiei cinetice prin frînarea curentului conduce la creșterea entalpiei sale. În această zonă se plasează curgerile prin difuzoare.

2.4.3. Parametri frînați

În studiul proceselor de curgere, alături de parametrii curenți ai gazului, se folosesc și parametrii frînați.

Entalpia frînată a fost definită în subcapitolul precedent:

$$i^* = i + c^2 / 2. \quad (2.183)$$

Plecînd de la expresia variației entalpiei gazului perfect ($di = c_p dT$)

se definește temperatura frînată:

$$T^* = i^* / c_p = T + c^2 / (2c_p), \quad (2.184)$$

în care căldura specifică masică c_p este constantă.

Procesul de frînare a gazului fiind adiabatic, din ecuația transformării adiabaticice

$$T^{-1} p^{(k-1)/k} = \text{const.} \quad (2.109)$$

rezultă presiunea frînată:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{k/(k-1)} = p \left(1 + \frac{c^2}{2c_p T} \right)^{k/(k-1)}. \quad (2.185)$$

2.4.4. Curgerea adiabatică prin ajutaje

2.4.4.1. Introducere. Definiție

Ajutajul este un organ de mașină folosit în construcția turbinelor și a ejectoarelor. Ajutajul reprezintă un canal profilat în care curentul de gaz se accelerează. În interiorul ajutajului energia potențială a curentului de gaz (energia termică și energia potențială de presiune) se transformă în lucru mecanic efectiv. Cum la curgerea prin ajutaje nu se transmite lucru mecanic tehnic către exterior, lucrul mecanic produs crește energia cinetică (accelerează gazul). Transformarea descrisă are loc atunci când presiunea scade, deci când în ajutaj are loc o destindere (fig. 2.27).

2.4.4.2. Curgerea adiabatică printr-un ajutaj convergent

Fie ajutajul convergent orizontal din fig. 2.28. Urmărindu-se ca

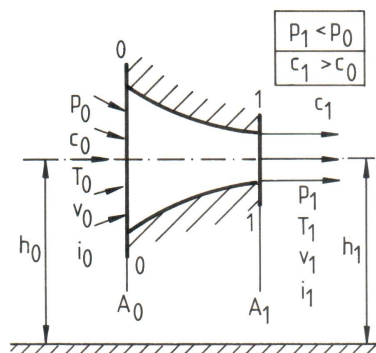


Fig. 2.28. Ajutaj convergent orizontal

notațiile folosite acum să coincidă cu notațiile folosite mai departe la studiul turbinelor, se notează cu indicii „0” și „1” toate mărimile caracteristice stărilor din secțiunea A_0 de la intrare în ajutaj și din secțiunea $A_1 < A_0$ de ieșire din ajutaj. La trecerea gazului prin ajutaj presiunea scade de la p_0 la p_1 , iar viteza crește de la c_0 la c_1 . Procesul de curgere adiabatică este reprezentat pe figura 2.29.

Curgerea adiabatică fără frecări este un proces izentropic ce se reprezintă pe diagramele i - s și p - v prin izentropa $0-1_t$ și prin adiabata $0-1_t$.

În procesul de curgere adiabatică cu frecare lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor (ce reprezintă o fracțiune din lucrul mecanic produs prin destindere) se transformă în căldură, ce se înmagazinează în gaz, mărindu-i entalpia de la i_{1t} la $i_1 > i_{1t}$. Procesul de curgere cu frecare este reprezentat pe diagramele i - s și p - v prin curbele $0-1$.

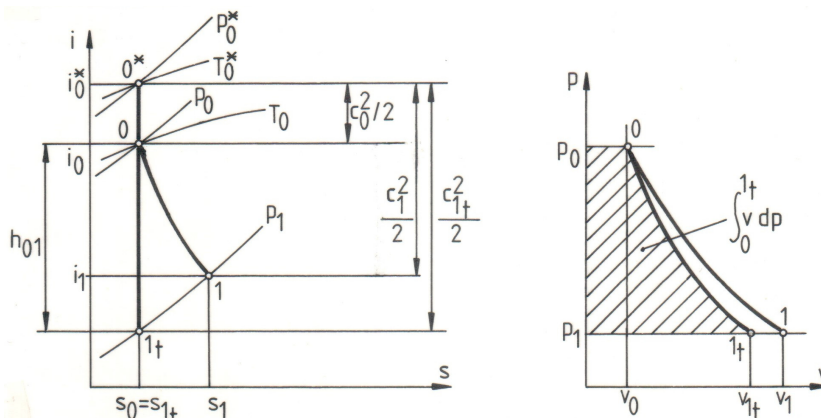


Fig. 2.29. Procesul de curgere într-un ajutoraj convergent

Pe diagrama p-v aria cuprinsă între adiabata 0-1t, izobarele p₀ și p₁ și axa ordonatelor reprezintă lucrul mecanic produs în procesul de curgere fără frecare:

$$i_0 - i_{1t} = - \int_0^{1t} v dp = (c_{1t}^2 - c_0^2) / 2. \quad (2.186)$$

Relația (2.186) permite calcularea vitezei gazului la ieșirea din ajutoraj în procesul de curgere teoretic:

$$c_{1t} = \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2}. \quad (2.187)$$

Relația (2.187) este utilă în cazul vaporilor de apă, pentru care există diagrame i-s. În cazul gazelor relația (2.187) se modifică prin introducerea parametrilor de stare p, v și T. Pentru aceasta, se înlocuiește căderea de entalpie (i₀ - i₁) prin expresia:

$$i_0 - i_1 = c_p (T_0 - T_1) = c_p T_0 (1 - T_1 / T_0), \quad (2.188)$$

în care pentru căldura specifică masică la presiune constantă se folosește relația:

$$c_p = Rk / (k - 1), \quad (2.189)$$

dedusă dintr-un sistem format din relația lui Robert Mayer și din raportul căldurilor specifice, iar pentru raportul temperaturilor se folosește relația:

$$\left(\frac{T_1}{T_0} \right) = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k-1)/k}, \quad (2.190)$$

obținută din ecuația transformării adiabatică.

Raportul presiunilor de la ieșirea și intrarea în ajutoraj se notează

$$v = p_1 / p_0 \quad (2.191)$$

și se numește raport de destindere al ajutorajului.

Introducând relațiile (2.191), (2.190), (2.189) și (2.188) în expresia vitezei gazului la ieșirea din ajutoraj (2.187), se obține expresia:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left(1 - v^{(k-1)/k}\right) + c_0^2}, \quad (2.192)$$

sau

$$c_{1t} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - v^{(k-1)/k}\right) + c_0^2}. \quad (2.193)$$

Debitul masic de gaz în secțiunea de ieșire din ajutoraj se calculează din ecuația de continuitate a curgerii staționare:

$$\dot{m} = A_1 c_{1t} / v_1, \quad (2.178)$$

în care volumul masic v_1 al gazului la ieșirea din ajutoraj se determină din ecuația procesului adiabatic și are expresia:

$$v_1 = v_0 \frac{1}{(p_1/p_0)^{1/k}} = v_0 v^{-1/k}. \quad (2.194)$$

Introducând expresiile (2.193) și (2.194) în relația debitului masic de gaz (2.178), aceasta devine:

$$\dot{m} = \frac{A_1}{v_0 v^{-1/k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - v^{(k-1)/k}\right) + c_0^2}, \quad (2.195)$$

sau, introducând volumul masic v_0 și raportul v sub radical, debitul are expresia:

$$\dot{m} = A_1 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left(v^{2/k} - v^{(k+1)/k}\right) + c_0^2 v_0^{-2} v^{2/k}}. \quad (2.196)$$

În continuare se observă că în relația vitezei (2.187) termenul corespunzător energiei cinetice a gazului la intrarea în ajutoraj $c_0^2/2$ este mult mai mic decât căderea de entalpie ($i_0 - i_{1t}$), astfel că poate fi neglijat. Ca urmare, expresia debitului de gaz la ieșirea din ajutoraj devine:

$$\dot{m} = A_1 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \left(v^{2/k} - v^{(k+1)/k}\right)}. \quad (2.197)$$

Relația (2.197) arată că, pentru parametri la intrare constanți, debitul prin ajutoraj este o funcție de raportul de destindere, $\dot{m} = f(v)$.

Funcția de debit prezintă un maxim pentru o valoare critică a presiunii de la ieșirea din ajutoraj $p_1 = p_{cr}$, căreia îi corespunde un raport de destindere critic:

$$v_{cr} = p_{1cr} / p_0. \quad (2.198)$$

Raportul de destindere critic se determină prin anularea derivatei părții variabile din relația (2.197):

$$\frac{d}{dv} \left(v^{2/k} - v^{(k+1)/k}\right) = \frac{2}{k} v^{(2-k)/k} - \frac{k+1}{k} v^{1/k} = 0 \quad (2.199)$$

și are forma finală:

$$v_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}. \quad (2.200)$$

Pentru gazele biatomice (aer etc.) $v_{cr} = 0,528$; pentru gazele triatomice (vapori de apă supraîncălziți) $v_{cr} = 0,546$.

La regimul critic de curgere, pentru $v = v_{cr}$, expresia vitezei la ieșirea din ajutoraj este:

$$c_{1cr} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_0 v_0}, \quad (2.201)$$

expresia volumului masic al gazului este:

$$v_{1cr} = v_0 \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)}, \quad (2.202)$$

iar expresia debitului masic maxim este:

$$\dot{m}_{max} = A_1 \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{p_0}{v_0} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)}}. \quad (2.203)$$

În expresia vitezei critice (2.201) se exprimă produsul $p_0 v_0$ în funcție de p_{1cr} și de v_{1cr} . Mărimea p_0 se obține din relația (2.198):

$$p_0 = p_{1cr} / v_{cr}. \quad (2.204)$$

Mărimea v_0 se obține din ecuația transformării adiabatică scrisă între stările 0 și 1_{cr} și are forma:

$$v_0 = v_{1cr} v_{cr}^{1/k}. \quad (2.205)$$

După câteva calcule algebrice se obține:

$$c_{1cr} = \sqrt{k p_{1cr} v_{1cr}} = a_{cr} = \sqrt{k R T_{cr}}, \quad (2.206)$$

adică, la regimul critic de curgere ($v = v_{cr}$), când debitul de gaz prin ajutoraj este maxim, viteza maximă a gazului este egală cu viteza sunetului în gazul cu parametri critici.

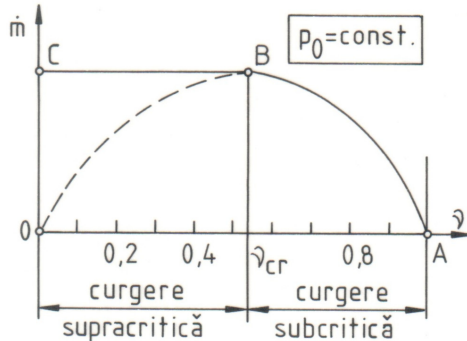


Fig. 2.30. Variația debitului într-un ajutoraj convergent

Reprezentarea grafică a ecuației debitului (2.197) pentru $p_0 = \text{const.}$ este dată în fig. 2.30, în care curba ABO este calculată, iar linia adăugată BC a fost determinată experimental. Se observă că odată cu scăderea raportului presiunilor în intervalul $v_{cr} \leq v \leq 1$ debitul crește pînă la valoarea maximă. Pentru intervalul $0 \leq v \leq v_{cr}$ debitul calculat se micșorează pînă la anulare, dar debitul determinat experimental se

dovedește constant și egal cu \dot{m}_{max} , situîndu-se pe linia BC.

Neconcordanța dintre teorie și practică este explicată în continuare. O scădere a presiunii în mediul de la ieșirea din ajutoraj se transmite pînă la secțiunea 1 ca o perturbație de joasă presiune, cu o viteză egală cu viteza sunetului „a” în mediul respectiv. Cît timp viteza undei de presiune este mai mare decît viteza de curgere ($a > c_1$), această undă sosește în secțiunea de

ieșire din ajutoraj cu viteza relativă $w = a - c_1$, astfel că în secțiunea 1 a ajutorajului se găsește în permanență presiunea p_1 . Ca urmare, când presiunea p_1 și raportul v scad, atunci viteza c_{1t} și debitul \dot{m} cresc pînă la valorile critice. La p_{1cr} viteza relativă de propagare a undei de joasă presiune este nulă ($w = 0$). Din acest moment, orice micșorare ulterioară a presiunii în aval de ieșirea din ajutoraj nu modifică presiunea p_{1cr} stabilită în secțiunea 1. Deci, viteza de ieșire c_{1cr} și debitul maxim de gaz \dot{m}_{cr} nu se modifică.

Așadar, există mai multe regimuri de curgere:

- pentru $v = v_{cr}$ și pentru $p_1 = p_{1cr}$, regimul de curgere este critic;
- pentru $v \in (v_{cr}, 1]$, regimul de curgere este subcritic, situație în care presiunea la ieșirea din ajutoraj este egală cu presiunea mediului și mai mică decît valoarea sa critică;
- pentru $v \in [0, v_{cr})$ regimul de curgere este supracritic, situație în care presiunea la ieșirea din ajutoraj este egală cu valoarea sa critică, oricît s-ar micșora presiunea; destinderea gazului ieșit din ajutoraj continuă liber în afara acestuia.

2.4.5. Profilul ajutorajelor

Profilul longitudinal al unui ajutoraj este dat de o relație dedusă din ecuația diferențială a continuității curgerii staționare:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}, \quad (2.207)$$

adică secțiunea ajutorajului se micșorează sau crește după cum $dv/v < dc/c$ sau $dv/v > dc/c$.

Pentru explicitarea relației (2.227) se calculează mai întîi dv/v și dc/c în funcție de parametrii de la intrare și de raportul de destindere $v = p/p_0$.

Din ecuația transformării adiabaticice aplicată procesului de curgere și scrisă sub forma:

$$v = v_0 \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/k} = v_0 v^{-1/k}, \quad (2.208)$$

prin logaritmare se obține:

$$\ln v = \ln v_0 - \frac{1}{k} \ln v. \quad (2.209)$$

Prin diferențierea expresiei (2.209) rezultă:

$$\frac{dv}{v} = - \frac{1}{k} \frac{dv}{v}. \quad (2.210)$$

Introducînd raportul $v = p/p_0$ (în locul raportului $v = p_1/p_0$) în ecuația vitezei la ieșirea din ajutoraj (2.192) și ținînd seama că $c^2 \gg c_0^2$, se obține viteza gazului într-o secțiune oarecare a ajutorajului:

$$c = D_0 \sqrt{1 - v^{(k-1)/k}}, \quad (2.211)$$

în care

$$D_0 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0}}$$

este partea constantă din expresia vitezei:

Prin logaritizarea expresiei (2.211), se obține:

$$\ln c = \ln D_0 + \frac{1}{2} \ln (1 - v^{(k-1)/k}). \quad (2.212)$$

Ultima expresie se diferențiază și se obține:

$$\frac{dc}{c} = - \frac{k-1}{2k} \frac{dv}{v^{1/k} - v}. \quad (2.213)$$

Acum se introduc expresiile (2.210) și (2.213) în relația variației secțiunii ajutorului (2.207) și după câteva calcule rezultă:

$$\frac{dA}{A} = \frac{(k+1)v - 2v^{1/k}}{2kv(v^{1/k} - v)} dv = \frac{E_v}{F_v} dv. \quad (2.214)$$

Se observă că, deoarece $v < 1$ și $1/k < 1$, întotdeauna $v^{1/k} > v$, deci $F_v > 0$. Ca urmare, semnul variației secțiunii dA depinde numai de semnul expresiei E_v și de semnul lui dv . Soluția ecuației $E_v(v) = 0$ este:

$$v = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} = v_{cr}, \quad (2.200)$$

adică exact expresia găsită din condiția ca debitul ce tranzitează prin ajutorul convergent să fie maxim. Analiza expresiei E_v arată că $E_v < 0$ pentru $v < v_{cr}$ și, evident, $E_v > 0$ pentru $v > v_{cr}$.

În lungul ajutorului raportul v scade de la 1 către 0, deci $dv < 0$.

Pe baza celor de mai sus se stabilesc următoarele concluzii:

- pentru $v > v_{cr}$ rezultă $dA < 0$, secțiunea scade și deci profilul ajutorului este convergent;
- pentru $v = v_{cr}$ rezultă $dA = 0$, secțiunea ajutorului este minimă;
- pentru $v < v_{cr}$ rezultă $dA > 0$, deci secțiunea ajutorului crește și profilul ajutorului este divergent.

În final, rezultă că pentru continuarea destinderii gazului într-un ajutor peste starea critică (pînă la valori $p < p_{cr}$) ajutorul convergent trebuie completat cu un tronson cu profil longitudinal divergent.

2.4.6. Ajutajul convergent-divergent

Pentru a folosi cît mai complet energia disponibilă a gazului și a obține o viteză de curgere supersonică se utilizează ajutaje convergent-divergente, numite și ajutaje Laval (fig.2.31).

Ajutajul este compus din două tronsoane, primul convergent iar al doilea divergent, unite între ele pe secțiunea minimă (critică).

Într-un ajutor convergent-divergent viteza din secțiunea minimă are valoarea critică, egală cu viteza sunetului în gazul cu parametri critici. În avalul secțiunii minime viteza crește, în timp ce debitul se menține constant și egal cu valoarea maximă, fiind dat de relația (2.203) dedusă anterior.

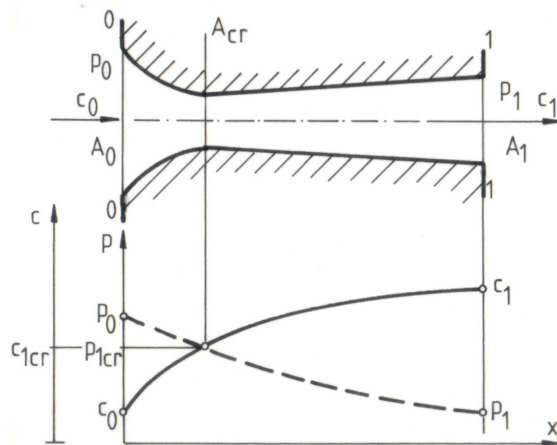


Fig. 2.31. Ajutajul convergent-divergent

2.4.7. Curgerea cu frecare prin ajutaje

În procesul real de curgere a gazului printr-un ajutaj are loc un consum de energie sub forma lucrului mecanic utilizat pentru învingerea frecărilor interne (între particulele ce compun gazul) și a frecărilor externe (între gaz și pereții ajutajului). Lucrul mecanic de frecare se regăsește în gaz sub forma unei cantități echivalente de căldură deoarece, în ipotezele admise, gazul nu schimbă căldură prin pereții ajutajului. Ca urmare, destinderea reală este tot un proces adiabatic, dar nu izentropic. La sfârșitul destinderii reale pînă la presiunea p_1 entalpia masică a gazului i_1 , entropia masică s_1 și volumul masic v_1 sînt mai mari ca la sfârșitul destinderii teoretice. Pe fig. 2.29 destinderea reală în ajutaj este procesul 0-1.

Pe fig. 2.29 se observă că diferența de entalpie masică prelucrată în ajutaj într-un proces cu frecare este $h = i_0 - i_1$ și este mai mică decît într-un proces teoretic desfășurat între aceleași presiuni și, ca urmare, viteza reală este mai mică decît viteza teoretică:

$$c_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)} < \sqrt{2(i_0 - i_{1t})}, \quad c_1 < c_{1t}. \quad (2.215)$$

Căderea reală de entalpie h nu poate fi determinată practic și, de aceea, se preferă exprimarea vitezei reale în funcție de viteza teoretică:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.216)$$

în care φ este un coeficient de pierderi de viteză în ajutaj, numit simplu coeficient de viteză.

Coeficientul de viteză se determină experimental; depinde de calitatea suprafeței interioare a ajutajului și de viscozitatea agentului, și are valori între 0,95...0,98.

2.4.8. Curgerea adiabatică prin difuzoare

Difuzorul este un canal profilat în care presiunea curentului de fluid crește pe seama micșorării vitezei (a energiei cinetice). Deci, difuzorul este un organ de mașină care acționează în sens invers față de ajutaj.

Aplicînd procesului de curgere prin difuzor ecuația conservării energiei (2.78) și particularizînd-o ca la studiul ajutorajelor se obține relația

$$i_1 + c_1^2 / 2 = i_2 + c_2^2 / 2 = i_1^* = i_2^*,$$

din care rezultă:

$$h_{12} = i_2 - i_1 = (c_1^2 - c_2^2) / 2, \quad (2.217)$$

care arată că mărirea entalpiei este egală cu micșorarea energiei cinetice a gazului.

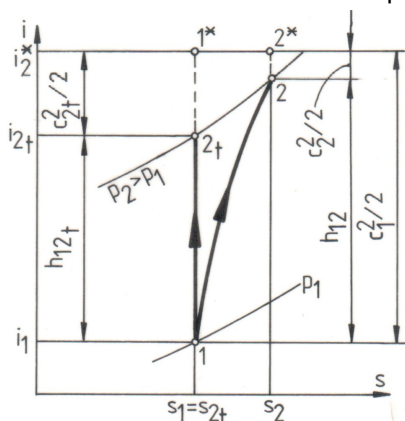


Fig. 2.32. Curgerea adiabatică într-un difuzor

Creșterea teoretică a presiunii (în absența frecărilor) se face, într-un proces izentropic 1-2_t, cu o variație minimă a energiei cinetice (fig. 2.32).

Creșterea reală a presiunii într-un difuzor (în cazul curgerii cu frecări) pînă la o valoare finală p₂ este un proces ireversibil (1-2) și necesită o diferență de entalpie mai mare decît în cazul curgerii teoretice și deci viteza finală c₂ < c_{2t}.

Se constată că procesul de curgere adiabatică printr-un difuzor este o frînare parțială a curgerii.

2.4.9. Laminarea fluidelor

Laminarea gazelor și vaporilor este un proces ireversibil care se produce la curgerea acestor fluide prin secțiuni de trecere strangulate aflate pe conducte: robinete deschise, diafragme etc.

Pentru ca debitul de fluid să treacă prin secțiunea strangulată, viteza sa trebuie să crească. Mărirea energiei cinetice se produce treptat, pe seama micșorării energiei potențiale de presiune (a presiunii) și prin micșorarea entalpiei (fig. 2.33). În secțiunea minimă viteza are valoarea maximă, iar presiunea și entalpia au valorile minime. În avalul secțiunii strangulate are loc o recuperare a energiei cinetice, proces în care presiunea și entalpia cresc treptat, în timp ce viteza scade. Din cauza frecărilor presiunea restabilă în avalul secțiunii minime este inferioară presiunii p₁ din amonte.

Datorită dimensiunilor mici ale organului de strangulare schimbul de căldură (inclusiv căldura de frecare) dintre fluid și mediu este neglijabil, ceea ce conferă laminării un caracter adiabatic.

În condițiile curgerii adiabatice (dq = 0) și orizontale (dh = 0) și deoarece nu se transmite lucru mecanic tehnic în exterior (dl_t = 0), ecuația conservării energiei (2.79) are expresia:

$$i_1 - i_2 = (c_2^2 - c_1^2) / 2. \quad (2.182)$$

În situațiile practice uzuale, cu toată creșterea volumului masic ca urmare a micșorării presiunii în urma trecerii prin secțiunea strangulată, viteza nu

variază semnificativ ($c_1 \approx c_2$). Ca urmare, relația (2.182) devine:

$$i_1 = i_2,$$

(2.218)

adică laminarea este un proces izentalpic.

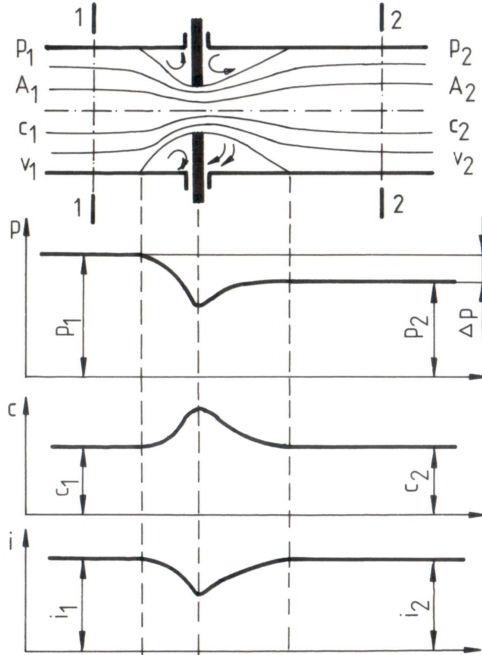


Fig. 2.33. Laminarea gazelor

Pentru gaze perfecte $di = c_p dt$ iar $c_p = \text{const.}$, rezultînd $T_1 = T_2$, deci laminarea este și un proces izotermic.

În timpul laminării gazelor reale sau vaporilor temperatura scade, rămîne constantă sau crește, în funcție de acțiunea forțelor intermoleculare. Pentru fluidele reale există o stare particulară, numită punct de inversiune, la care prin laminare temperatura (numită temperatura de inversiune, notată T_i) nu se modifică ($T_i = T_1 = T_2$). În procesele în care $T_1 < T_i$, prin laminare temperatura fluidului scade. Dacă $T_1 > T_i$, prin laminare temperatura crește.

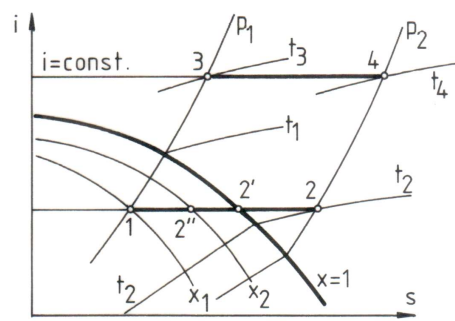


Fig. 2.34. Laminarea vaporilor de apă

Exemplu. Pentru vaporii de apă temperatura de inversiune este $T_i \approx 4000 \text{ }^\circ\text{C}$. Ca urmare, indiferent de starea inițială, prin laminare temperatura vaporilor de apă scade.

Reprezentarea grafică a laminării vaporilor de apă în diagrama $i-s$ (fig. 2.34) arată că dintr-o stare de vapori saturați umezi 1 (cu p_1 , t_1 și x_1) se poate ajunge într-o stare 2 de vapori supraîncălziți (cu $p_2 < p_1$ și $t_2 < t_1$). Supraîncălzirea

vaporilor saturați umezi prin laminare stă la baza determinării experimentale a titlului și entalpiei vaporilor saturați umezi cu aparatul numit calorimetru de laminare [2.9].

2.4.10. Interacțiunea corpurilor cu fluide în mișcare

2.4.10.1. Producerea forței prin interacțiunea unui fluid în mișcare cu un corp

Fie un fluid în mișcare ce interacționează cu un corp solid. Se înconjoară regiunea în care se află corpul cu o suprafață de control.

Teorema impulsului pentru masa de fluid cuprinsă în suprafața de control se scrie sub forma

$$\sum \vec{F}_{\text{ext}} = \frac{d(m\vec{c})}{dt}, \quad (2.219)$$

adică suma tuturor forțelor exterioare ce acționează asupra fluidului este egală cu variația impulsului acestuia în unitatea de timp. Forțele exterioare sînt greutatea $\vec{G} = m\vec{g}$ a fluidului din interiorul volumului înconjurat de suprafața de control, rezultanta $\sum \vec{F}_p$ a forțelor de presiune exercitate de fluidul din exterior pe suprafața de control și forța \vec{F}_{c-f} cu care corpul solid acționează asupra fluidului (forță egală ca modul și de semn contrar cu forța \vec{F}_{f-c} cu care gazul acționează asupra corpului).

Din ultima relație se obține forța pe care fluidul o exercită asupra corpului solid (notată, în continuare, cu \vec{F}):

$$\vec{F} = \vec{G} + \sum \vec{F}_p + (\vec{I}_1 - \vec{I}_2) = m\vec{g} + \sum \vec{F}_p + m(\vec{c}_1 - \vec{c}_2), \quad (2.220)$$

în care termenul $\vec{I} = m\vec{c}$ reprezintă impulsul în unitatea de timp.

Fluidul în mișcare produce o forță asupra corpurilor întâlnite în trei moduri: prin acțiune, prin reacțiune și prin efect de aripă portantă.

2.4.10.2. Forța de acțiune

Se numește forță de acțiune forța produsă asupra unui corp ca rezultat al lovirii lui de către un fluid venit cu viteză. Forța de acțiune se datorește impulsului pozitiv \vec{I}_1 .

În continuare, se determină forța de acțiune produsă în două cazuri particulare (fig. 2.35). În ambele cazuri suprafața de control se alege în jurul corpului lovit, astfel încît secțiunea de ieșire din ajutor să se afle în afara suprafeței de control. Ca urmare, volumul de control se află într-o zonă din spațiu cu presiune constantă, ceea ce conduce la o rezultantă nulă a forțelor de presiune, $\sum \vec{F}_p = 0$. Greutatea \vec{G} este o forță paralelă cu peretele plan și nu interacționează cu acesta.

După ciocnirea cu peretele plan fluidul se împrăștie simetric, deci $\vec{I}_2 = \oint \vec{c}_2 dm = 0$. Astfel, forța de acțiune asupra peretelui plan este:

$$\vec{F} = \vec{l}_1 = \dot{m} \vec{c}_1, \quad (2.221)$$

fiind dirijată în sensul și pe direcția vectorului impuls \vec{l}_1 , deci pe direcția vitezei \vec{c}_1 .

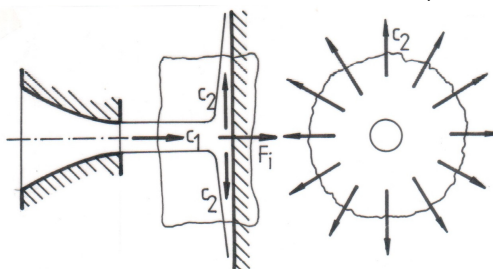
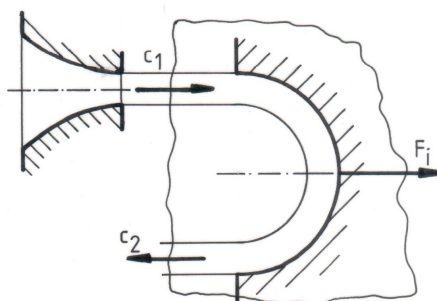


Fig. 2.35. Producerea forței de acțiune prin lovirea unui perete plan și prin lovirea unei plăci concave



Prin lovirea unei plăci concave fluidul este deviat cu 180° . Neglijând pierderile prin frecări, se găsește $\vec{c}_2 = -\vec{c}_1$. Se menține constatarea că $\sum \vec{F}_p = 0$ și se observă că forța \vec{G} nu intervine dacă mișcarea fluidului este orizontală (sau, în cazul curgerilor neorizontale, \vec{G} se neglijează deoarece este foarte mică în comparație cu componenta forței de acțiune datorată variației impulsului). Rezultă că forța de acțiune are expresia:

$$\vec{F} = \dot{m}(\vec{c}_1 - \vec{c}_2) = 2\dot{m}\vec{c}_1. \quad (2.222)$$

Prin întoarcerea fluidului cu 180° se obține o forță de acțiune maxim posibilă.

Forța de acțiune care apare atunci când fluidul lovește paletele rotative ale turbinelor este forța care învîrte rotoarele și care realizează lucrul mecanic transmis prin arbore la utilizare.

Ca urmare, în construcția turbinelor se dorește realizarea întoarcerii fluidului cu 180° . Condiția nu poate fi îndeplinită riguros, deoarece ar însemna ca intrarea și ieșirea fluidului din canalele dintre palete să se facă pe direcții tangente la discurile rotorului, ceea ce nu este posibil tehnic. Aproximarea practică de situația ideală se realizează prin adoptarea unei forme concave a secțiunii transversale a paletelor turbinelor cu abur și cu gaze (vezi paragraful 6.8.1).

În legătură cu producerea forței prin acțiune trebuie subliniat că în procesul lovirii corpurilor de către fluidul în mișcare presiunea fluidului rămîne constantă.

2.4.10.3. Forța de reacțiune

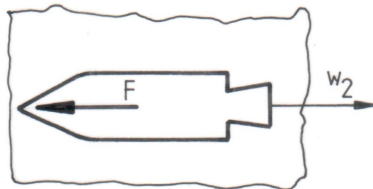


Fig. 2.36. Producerea forței de reacțiune

Un fluid care părăsește cu viteză un corp exercită asupra acestuia o forță, numită forță de reacțiune. Forța de reacțiune se datorește impulsului negativ \bar{I}_2 și are sensul opus vitezei de ieșire.

În cazul unei rachete care se deplasează orizontal (fig. 2.36) se consideră o suprafață de control care înconjoară racheta și se deplasează

odată cu aceasta. Aplicînd relația (2.220) se găsește $\Sigma \bar{F}_p = 0$, $\bar{I}_1 = 0$ și

$$\bar{F} = -\bar{I}_2 = -\dot{m} \bar{w}_2, \quad (2.223)$$

în care viteza este notată cu w deoarece este o viteză relativă (în raport cu metalul rachetei).

2.4.10.4. Efectul de aripă portantă

Aripa portantă este un corp care datorită profilului său caracteristic este supus acțiunii unei forțe normale pe viteza relativă a mediului. Aripa portantă are o față convexă numită extrados E și o față concavă sau plană numită intrados I (fig. 2.37).

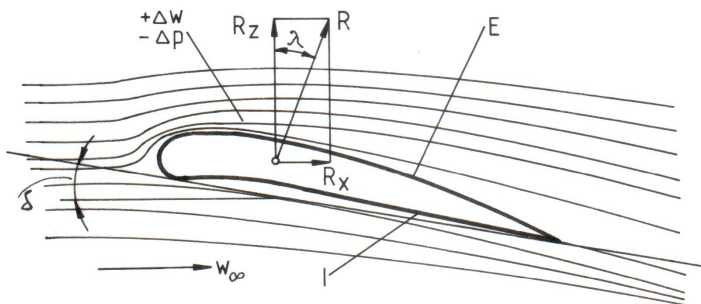


Fig. 2.37. Principiul aripii portante

Datorită formei convexe a extradosului, pe această parte a aripii are loc o îndesire a liniilor de curent din secțiunea de trecere, însoțită de o creștere a vitezei (deci a energiei cinetice) și de o scădere a presiunii (a energiei potențiale de presiune).

Diferența dintre presiunile de pe intrados și de pe extrados dă forța portantă R_z , ce este perpendiculară pe viteza medie w_∞ a fluidului neperturbat și este proporțională cu pătratul vitezei (cu energia cinetică):

$$R_z = k A w_\infty^2 / 2 = c_z A \rho w_\infty^2 / 2, \quad (2.224)$$

în care c_z este coeficientul de portanță (determinat experimental), ρ este masa volumică a fluidului și A este suprafața aripii.

Simultan cu forța portantă R_z apare, din cauza frecărilor și a devierii curentului de fluid, și o forță R_x de rezistență la înaintare. Forța de rezistență la înaintare este paralelă cu viteza și este proporțională cu pătratul vitezei:

$$R_x = c_x A \rho w_\infty^2 / 2, \quad (2.225)$$

în care c_x este coeficientul de rezistență la înaintare.

Forța rezultantă $\vec{R} = \vec{R}_z + \vec{R}_x$ face cu forța \vec{R}_z un unghi λ a cărui valoare este dată de relația

$$\operatorname{tg} \lambda = R_x / R_z = c_x / c_z = \mu, \quad (2.226)$$

în care μ este numit coeficient de finețe al profilului și are caracterul unui coeficient de frecare.

Se definește coarda profilului ca o dreaptă convențională care unește extremitățile profilului, sau ca dreapta tangentă la intrados.

Unghiul δ dintre viteza fluidului și coarda profilului se numește unghi de atac și este un parametru de care depind coeficienții c_z , c_x și μ definiți mai sus și de care depinde comportarea profilului. La creșterea unghiului de atac δ se accentuează devierea liniilor de curent și crește c_z , dar și c_x . Creșterea coeficientului c_z cu creșterea unghiului de atac δ are loc pînă la o valoare maximă, care se obține la un unghi δ_d , cînd se atinge viteza sunetului în toate punctele extradadosului și cînd începe desprinderea liniilor de curent de pe extradados, ceea ce conduce la scăderea bruscă a lui c_z .

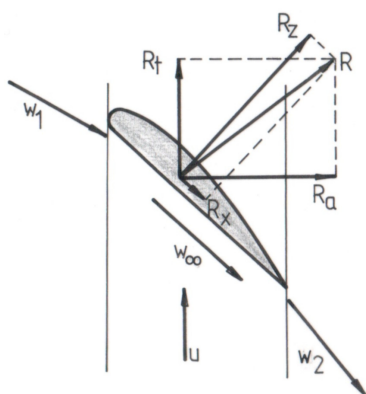


Fig. 2.38. Efectul de aripă portantă la turbomotoare

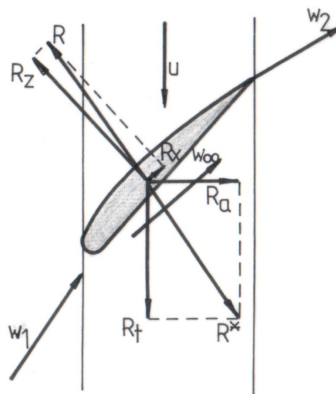


Fig. 2.39. Efectul de aripă portantă la turbomașini generatoare

La turbine forța portantă R_z produsă asupra paletelor mobile dă o componentă tangențială R_t , care produce învîrtirea rotorului (fig. 2.38). Pentru ca R_t să fie cît mai mare trebuie ca R să fie cît mai aproape de R_z , adică μ (coeficientul de finețe al profilului) trebuie să fie cît mai mic.

La turbomașinile generatoare (compresoare și pompe) curentul de fluid produce asupra profilului forța R , iar profilul acționează asupra fluidului cu o forță egală și de semn contrar $R^* = -R$ (fig. 2.39). Forța R^* dă o componentă axială R_a care împinge fluidul în lungul mașinii, și deci produce mărirea presiunii. Pentru ca R_a să fie cît mai mare trebuia ca R^* să fie cît mai mare, ceea ce impune un coeficient μ de finețe al profilului cît mai mic.

Așadar, turbomașinile au nevoie de palete cu coeficient de finețe μ cît mai mic, deci au nevoie de profile subțiri (cu c_x cît mai mic).

2.4.11. Teorema momentului cinetic

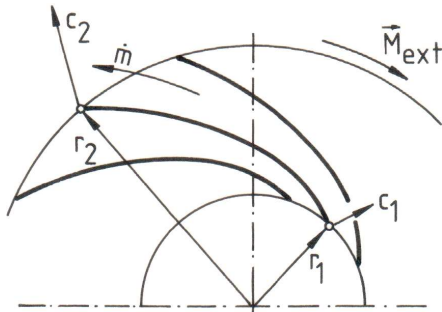


Fig. 2.40. Schemă pentru teorema momentului cinetic

Fie o masă m de fluid ce trece prin rotorul unei turbomașini. În secțiunea de intrare viteza absolută a fluidului este \vec{c}_1 iar în secțiunea de ieșire \vec{c}_2 , \vec{r}_1 și \vec{r}_2 fiind vectorii de poziție ai punctelor 1 și 2. Mărimea moment cinetic - numită și momentul impulsului - se definește prin relația

$$\vec{M}_{\text{cin}} = \vec{r} \times (m \vec{c}). \quad (2.227)$$

Din studiul Mecanicii se știe că variația momentului cinetic al unui corp în unitatea de timp este egală cu suma momentelor exterioare aplicate corpului - enunț cunoscut ca teorema momentului cinetic:

$$\vec{M}_{\text{ext}} = \vec{r}_2 \times (\dot{m} \vec{c}_2) - \vec{r}_1 \times (\dot{m} \vec{c}_1) = \dot{m}(\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1) \quad (2.228)$$

Toate momentele sunt exprimate față de un punct situat pe axa mașinii.

La rotoarele turbomașinilor momentul exterior este momentul de la rotor la fluid. Datorită simetriei axiale a curgerii (pe toate suprafețele cilindrice coaxiale cu rotorul parametrii sunt constanți) forțele de greutate și cele de presiune ce acționează asupra fluidului nu produc momente față de axa mașinii. În această situație teorema momentului cinetic se scrie:

$$\vec{M}_{\text{rf}} = \dot{m}(\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1) \quad (2.229)$$

Momentul cu care fluidul acționează asupra rotorului este egal și de semn contrar cu momentul exterior:

$$\vec{M}_{\text{fr}} = -\vec{M}_{\text{rf}} = \dot{m}(\vec{r}_1 \times \vec{c}_1 - \vec{r}_2 \times \vec{c}_2) \quad (2.230)$$

În studiul compresoarelor și pompelor centrifuge (mașini la care fluidul primește energie din exterior) se lucrează - prin tradiție - cu relația (2.229) a momentului transmis de rotor fluidului. Acest moment provine de la motorul de antrenare.

Relația (2.230) se aplică la turbinele termice și hidraulice și dă momentul ce se transmite, prin arbore, la utilizator.

2.5. Transmiterea căldurii

2.5.1. Introducere. Definiții. Moduri simple de transmitere a căldurii

Transmiterea căldurii este fenomenul natural de schimb de energie între corpuri sau între părți ale unor corpuri care au temperaturi diferite. Căldura trece de la sine de la corpul cald la corpul rece, pînă ce temperaturile se egalează.

Se deosebesc trei moduri simple de transmitere a căldurii: conducția, convecția și radiația. Transmiterea căldurii prin conducție și prin convecție se realizează prin contact direct între corpuri. Transmiterea căldurii prin radiație se face la distanță.

Conducția căldurii constă în propagarea căldurii în interiorul unor corpuri sau între corpuri aflate în contact perfect, prin transfer de energie ca urmare a ciocnirilor între particulele elementare învecinate. Din particulă în particulă energia se transmite în toată masa corpului.

Convecția căldurii caracterizează schimbul de căldură între un corp solid și un fluid și se realizează prin deplasarea și amestecarea straturilor de fluid aflate în contact cu pereții solidului. Convecția căldurii este însoțită de propagarea căldurii prin conducție în interiorul straturilor de fluid.

Radiația este procesul de transformare a unei părți din energia internă a corpului în energie radiantă și propagare a acesteia în spațiu sub formă de unde electromagnetice.

Atât în natură cât și în tehnică schimbul de căldură între corpuri se realizează simultan prin două sau prin toate cele trei moduri simple. De cele mai multe ori predomină un anumit mod de transmitere a căldurii, astfel că în calcule se neglijează celelalte moduri.

Transmiterea căldurii se poate face în regim staționar sau nestaționar. În regimul staționar de transmitere a căldurii temperatura într-un punct oarecare al corpului se menține neschimbată în timp, iar în regim nestaționar temperatura variază în timp. În majoritatea calculelor se consideră regimul staționar de transmitere a căldurii.

2.5.2. Câmp de temperatură. Suprafețe izoterme.

Gradient de temperatură. Flux termic

Temperatura este o funcție de spațiu (x, y, z) și de timpul τ :

$$T = f(x, y, z, \tau) \text{ sau } t = f(x, y, z, \tau). \quad (2.231)$$

Reunirea valorilor temperaturilor la un moment dat constituie un câmp de temperatură. Câmpul de temperatură care depinde de timp este numit nestaționar, iar câmpul caracterizat de o relație de forma:

$$T = f(x, y, z) \text{ sau } t = f(x, y, z) \quad (2.232)$$

este numit câmp staționar.

Locul geometric al punctelor unui câmp de temperatură care au aceeași temperatură reprezintă o suprafață izotermă. Definiția arată că două suprafețe izoterme nu se intersectează. Ca urmare, variația temperaturii într-un corp se observă numai pe direcții care intersectează suprafețele izoterme (fig. 2.41). Variația temperaturii într-un corp este maximă pe direcția normală la cele două suprafețe izoterme.

Gradientul de temperatură este un vector având direcția normalei la suprafața izotermă și modulul egal cu limita raportului dintre variația de temperatură Δt și distanța Δn dintre suprafețele izoterme (măsurată pe normala la suprafețele izoterme), limită calculată pentru $\Delta n \rightarrow 0$:

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{dt}{dn}. \quad (2.233)$$

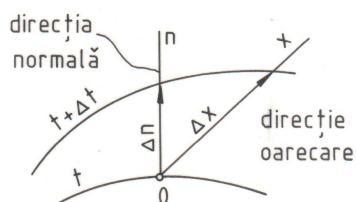


Fig.2.41. Direcții de variație a temperaturii

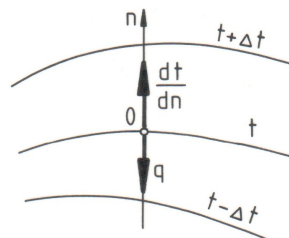


Fig. 2.42. Gradientul de temperatură

Gradientul de temperatură cu semn schimbat este numit cădere de temperatură.

Schimbul de căldură între două corpuri este caracterizat de energia schimbată sub forma unei cantități de căldură Q, sau prin raportul:

$$\Phi = Q / \tau, \quad (2.234)$$

numit flux de căldură sau flux termic, precum și prin raportul:

$$q = \frac{Q}{A \tau} = \frac{\Phi}{A}, \quad (2.235)$$

numit densitate de flux de căldură sau flux termic unitar. Aici τ este intervalul de timp iar A este suprafața prin care se transmite căldura. Fluxul termic unitar este un vector ce are direcția de propagare a căldurii (fig.2.42).

2.5.3. Transmiterea căldurii prin conducție

2.5.3.1. Legea lui Fourier

Stabilită experimental, legea lui Fourier exprimă proporționalitatea dintre fluxul termic unitar și căderea de temperatură:

$$q = \lambda (-\text{grad } t) = -\lambda \text{ grad } t, \quad (2.236)$$

în care λ este coeficientul de conductivitate termică.

Coeficientul de conductivitate termică este o proprietate fizică (de material) a corpurilor și caracterizează puțința acestora de a conduce căldura. În general, coeficientul de conductivitate termică depinde liniar de temperatură:

$$\lambda = \lambda_t = \lambda_0 (1 \pm b t), \quad (2.237)$$

în care λ_0 și λ_t sînt coeficienții de conductivitate termică la 0 °C și la t °C, iar b este un factor determinat experimental.

În calcule practice obișnuite se folosesc valori medii ale lui λ , valori care se găsesc în tabelul 2.5.

Tabelul 2.5.

Valori medii ale coeficientului de conductivitate λ

Materialul	λ , W / (mK)	Materialul	λ , W / (mK)
aer, 0 ... 100 °C	0,022 ... 0,075	cupru	400
apă, 0 ... 100 °C	0,14 ... 0,28	alamă	210
cărămidă roșie	0,6 ... 0,8	oțel	12 ... 60
materiale izolante	0,02 ... 3,00		

2.5.3.2. Transmiterea căldurii prin conducție într-un perete plan și omogen

Peretele plan (fig. 2.43) se caracterizează printr-o dimensiune (grosimea) mult mai mică decât celelalte două. Ca urmare, căldura se transmite prin perete numai pe direcția normală x , pentru că pe celelalte două direcții transferul de căldură este neglijabil. Peretele fiind omogen, este caracterizat printr-o singură valoare λ . Peretele are grosimea δ și pe cele două fețe are temperaturile t_1 și t_2 cunoscute, $t_1 > t_2$.

Aplicînd legea lui Fourier, fluxul termic unitar printr-un strat de grosime dx (pe direcția normală x) este dat de relația:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \text{ sau } q dx = -\lambda dt. \quad (2.238)$$

Prin integrarea relației (2.238) între limitele x_1 și x_2 , cărora le corespund temperaturile t_1 și t_2 , și ținînd seama că $x_2 - x_1 = \delta$, se obține relația fluxului unitar de căldură prin perete:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2). \quad (2.239)$$

Cantitatea de căldură transmisă în intervalul de timp τ prin suprafața A a peretelui este:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A \tau (t_1 - t_2). \quad (2.240)$$

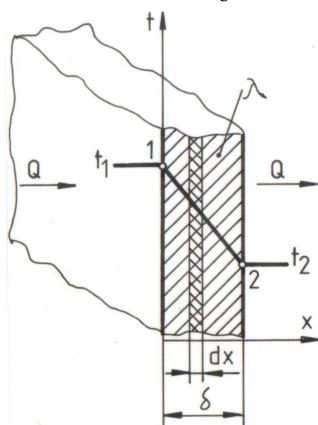


Fig. 2.43. Transmiterea căldurii prin conducție printr-un perete plan și omogen

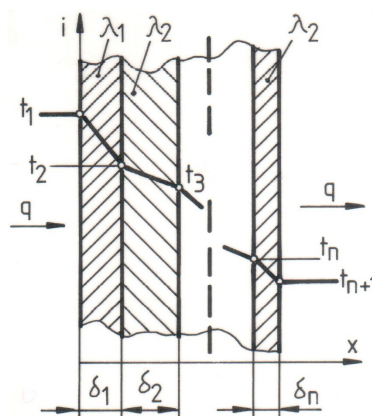


Fig. 2.44. Transmiterea căldurii prin conducție printr-un perete plan stratificat

Cînd fluxul unitar de căldură este cunoscut, se poate obține legea de variație a temperaturii prin perete pe baza legii lui Fourier, integrînd relația (2.238) de la x_1 pînă la o distanță x oarecare, la care temperatura este t :

$$q = \frac{\lambda}{x} (t_1 - t), \quad (2.241)$$

din care rezultă expresia:

$$t = t_1 - q \frac{x}{\lambda} = t_1 - \frac{(t_1 - t_2)}{\delta} x, \quad (2.242)$$

ce arată că dacă $\lambda = \text{const.}$ temperatura prin peretele omogen variază liniar.

2.5.3.3. Transmiterea căldurii într-un perete plan stratificat

Peretele compus (fig. 2.44) din mai multe straturi (n straturi) din materiale diferite (caracterizate prin $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$) cu grosimi diferite ($\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$) este întâlnit pe scară largă în tehnică: zidării tencuite, plăci stratificate, izolații etc.

Fluxurile termice unitare transmise prin fiecare strat sînt egale între ele (deoarece nu există surse locale de căldură între straturi și nu au loc nici un fel de procese care să acumuleze căldură):

$$q_1 = q_2 = \dots = q_j = \dots = q_n = q. \quad (2.243)$$

Din legea lui Fourier sub formă integrală se scriu diferențele de temperatură pe fiecare strat și se adună:

$$t_1 - t_2 = q_1 \delta_1 / \lambda_1;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$t_j - t_{j+1} = q_j \delta_j / \lambda_j;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$t_n - t_{n+1} = q_n \delta_n / \lambda_n;$$

$$t_1 - t_{n+1} = q \sum_{j=1}^n (\delta_j / \lambda_j), \quad (2.244)$$

de unde fluxul termic unitar transmis prin peretele stratificat are expresia:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^n (\delta_j / \lambda_j)}. \quad (2.245)$$

Cantitatea Q de căldură transmisă se calculează din relația de definiție a fluxului termic unitar.

În final, se observă că fluxul termic unitar q și cantitatea de căldură Q transmise prin peretele stratificat sînt invers proporționale cu termenul

$$\sum_{j=1}^n (\delta_j / \lambda_j) \quad (2.246)$$

care, prin analogie cu legea lui Ohm, este rezistența termică a peretelui stratificat.

2.5.3.4. Transmiterea căldurii prin conducție într-un perete cilindric omogen

Peretele cilindric omogen (fig. 2.45) reprezintă cazul practic al conductelor simple, în care - de cele mai multe ori - căldura se transmite din interior către exterior.

Cantitatea de căldură transmisă se poate raporta la suprafața interioară sau la suprafața exterioară a peretelui cilindric, sau la lungimea conductei (situație foarte utilă în practică).

Pentru calculul căldurii transmise printr-un perete cilindric se folosește fluxul termic Φ , deoarece nu se modifică pe direcția normală la peretele cilindrului.

În regim staționar fluxul termic transmis pe direcția radială (direcția normală la suprafețele izoterme concentrice) printr-un strat elementar dr este, conform legii lui Fourier:

$$\Phi = qA = -\lambda A \frac{dt}{dr} \quad (2.247)$$

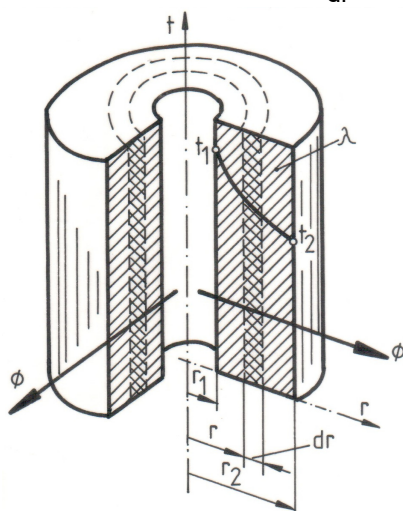


Fig. 2.45. Transmiterea căldurii printr-un perete cilindric omogen

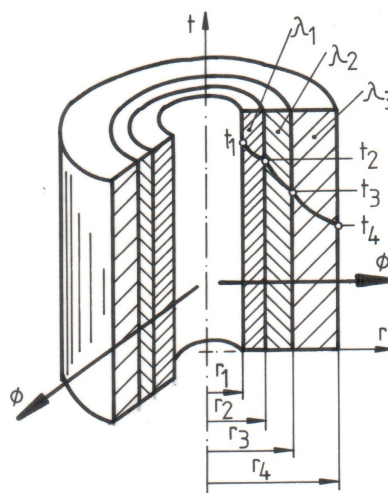


Fig. 2.46. Transmiterea căldurii printr-un perete cilindric stratificat

Se introduce suprafața cilindrică prin care se transmite căldura la nivelul razei r:

$$A = 2\pi r l, \quad (2.248)$$

în care l este lungimea cilindrului. În relația obținută se separă variabilele, rezultând:

$$\frac{\Phi}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r} = -dt. \quad (2.249)$$

Ultima relație se integrează între r_1 și r_2 , respectiv între t_1 și t_2 , obținându-se:

$$\frac{\Phi}{2\pi\lambda l} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = t_1 - t_2. \quad (2.250)$$

Cantitatea de căldură transmisă se calculează cu relația:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln(d_2/d_1)} (t_1 - t_2) \tau, \quad (2.251)$$

în care d_1 și d_2 sînt diametrele cilindrului.

Variația temperaturii pe direcție radială prin peretele cilindric se obține din relația (2.249), în care fluxul termic Φ este cunoscut, prin integrare pînă la o rază oarecare r (diametru d), la care temperatura are valoarea t :

$$t = t_1 - \frac{\Phi}{2\pi\lambda l} \ln\left(\frac{d}{d_1}\right). \quad (2.252)$$

Introducînd fluxul calculat cu (2.250) se obține relația

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln(d_2/d_1)} \ln\left(\frac{d}{d_1}\right), \quad (2.253)$$

care arată că temperatura variază în perete după o curbă logaritmică.

2.5.3.5. Transmiterea căldurii prin conducție printr-un perete cilindric stratificat

Peretele cilindric stratificat reprezintă situația practică a conductelor izolate în exterior sau a celor cu depuneri interioare.

Se consideră peretele cilindric stratificat din fig. 2.46. Un strat oarecare j are o grosime $\delta_j = 0,5 (d_j - d_{j+1})$, un coeficient de conductivitate termică λ_j și temperaturile t_j și t_{j+1} la interiorul și respectiv la exteriorul său.

Fluxurile termice care traversează fiecare strat sînt aceleași:

$$\Phi_1 = \Phi_2 = \dots = \Phi_j = \dots = \Phi_n = \Phi. \quad (2.254)$$

Pentru fiecare strat se scriu diferențele de temperatură date de (2.250) și se adună, ținînd seama și de (2.254):

$$\begin{aligned} t_1 - t_2 &= \frac{\Phi_1}{2\pi l \lambda_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right); \\ t_2 - t_3 &= \frac{\Phi_2}{2\pi l \lambda_2} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right); \\ &\dots\dots\dots \\ t_j - t_{j+1} &= \frac{\Phi_j}{2\pi l \lambda_j} \ln\left(\frac{d_{j+1}}{d_j}\right); \\ &\dots\dots\dots \\ t_n - t_{n+1} &= \frac{\Phi_n}{2\pi l \lambda_n} \ln\left(\frac{d_{n+1}}{d_n}\right); \\ \hline t_1 - t_{n+1} &= \frac{\Phi}{2\pi l} \sum_{j=1}^n \left[\frac{1}{\lambda_j} \ln\left(\frac{d_{j+1}}{d_j}\right) \right]. \end{aligned} \quad (2.255)$$

Din ultima relație rezultă cantitatea de căldură transmisă:

$$Q = \frac{2\pi l}{\sum_{j=1}^n \left[\frac{1}{\lambda_j} \ln\left(\frac{d_{j+1}}{d_j}\right) \right]} (t_1 - t_{j+1}) \tau. \quad (2.256)$$

2.5.4. Transmiterea căldurii prin convecție

Transmiterea căldurii prin convecție are loc între fluide și corpuri solide. Convecția căldurii este un proces în care intervin foarte mulți factori și care se caracterizează prin apariția unor curenți în masa fluidului, astfel că fluidul spală continuu suprafața corpului solid.

Fluxul termic unitar transmis de la fluid la corpul solid se calculează folosind legea lui Newton pentru convecția căldurii:

$$q = \alpha (t_f - t_p), \quad (2.257)$$

în care α este un coeficient de proporționalitate numit de convecție termică, t_f este temperatura fluidului într-o regiune depărtată de suprafața corpului solid și t_p este temperatura suprafeței corpului.

Cantitatea de căldură transmisă prin convecție se calculează cu:

$$Q = \alpha (t_f - t_p) A \tau. \quad (2.258)$$

Temperatura t_f a fluidului variază în lungul suprafeței de contact și, ca urmare, în calcule se folosește o valoare medie.

Cu legea lui Newton calculul transmisiei căldurii se reduce, practic, la determinarea coeficientului de convecție α .

Coeficientul de convecție α depinde de foarte mulți factori:

- natura și proprietățile termofizice ale fluidului (masa volumică ρ , căldura specifică masică c_p , coeficientul de conductivitate λ , viscozitatea dinamică η , temperatura fluidului t_f etc.);
- regimul de curgere (valoarea criteriului Re);
- forma, dimensiunile și starea suprafeței solide (materialul, rugozitatea, geometria suprafeței etc.).

Din cauza numărului foarte mare de factori de care depinde coeficientul de convecție α , valorile acestuia se determină prin metode deductive, pe baza prelucrării rezultatelor unor cercetări experimentale. Generalizarea informațiilor experimentale și precizarea condițiilor în care ele pot fi aplicate unor procese sau unor instalații asemănătoare se face cu ajutorul teoriei similitudinii. Utilizarea teoriei similitudinii permite modelarea termică, astfel că experimentele se planifică și se execută pe modele la scară redusă și cu forme convenabil alese.

Procesele de transmitere a căldurii prin convecție sînt similare din punct de vedere termic atunci cînd un număr de mărimi caracteristice adimensionale, numite invarianți, au valori egale. Cei mai utilizați în studiul transmisiei căldurii sînt invarianții Reynolds, Prandtl, Nusselt, Grashoff, Fourier, Peclet, Biot etc.

Invariantul Reynolds (Re) caracterizează regimul de curgere a fluidului, corelînd forțele de inerție cu forțele de viscozitate:

$$Re = cl / \nu. \quad (2.175)$$

Invariantul Prandtl (Pr) caracterizează transmiterea căldurii prin mediul fluid:

$$Pr = \nu c_p \rho / \lambda. \quad (2.259)$$

Invariantul Nusselt (Nu) caracterizează transmiterea căldurii la limita fluid - perete solid:

$$Nu = \alpha l / \lambda . \quad (2.260)$$

Prelucrarea rezultatelor experimentale referitoare la transmiterea căldurii prin convecție conduce la o ecuație de invarianți de forma generală:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \dots), \quad (2.261)$$

ecuație care se particularizează pentru diferite situații concrete.

Astfel, în cazul curgerii turbulente a unui fluid printr-o conductă transmiterea căldurii prin convecție este redată de ecuația:

$$Nu = c_1 Re^m Pr^n , \quad (2.262)$$

în care c_1 , m și n sînt coeficienți determinați experimental, ale căror valori se găsesc în cărți și în articole de specialitate, iar ca dimensiune caracteristică l se alege diametrul interior d al conductei.

Introducînd valorile numerice ale mărimilor ce compun invarianții în ecuația de invarianți (de exemplu, (2.262)), se determină coeficientul de convecție α și apoi cantitatea de căldură (cu legea lui Newton).

Informativ, coeficientul de convecție are valorile din tabelul 2.6.

Tabelul 2.6.

Coeficientul de convecție α

Condițiile convecției	α , în $W/(m^2 K)$
gaze, convecție naturală	5 ... 115
gaze, curgere prin țevi sau între țevi	10 ... 350
apă, convecție naturală	100 ... 1200
apă, curgere prin țevi sau între țevi	500 ... 11000
condensarea vaporilor de apă în peliculă	4500 ... 17000
condensarea vaporilor de apă în picături	45000 ... 130000

2.5.5. Transmiterea căldurii prin radiație

2.5.5.1. Legile generale ale transmiterii energiei prin radiație

Radiația energiei de către un corp este un proces electromagnetic oscilatoriu, rezultat al unor fenomene ce se desfășoară în interiorul atomilor.

Toate formele de radiație au aceeași natură, iar diversitatea proprietăților se datorește lungimilor de undă (sau frecvențelor) diferite ale acestora. Pentru transmiterea căldurii prezintă importanță radiațiile cu lungimea de undă între $(0,8 \dots 50)10^{-6}$ m, adică din spectrul infraroșu. Se menționează că radiațiile din spectrul vizibil, $(0,4 \dots 0,8) 10^{-6}$ m produc efecte termice neînsemnate.

Corpurile solide și lichide emit radiații în spectru continuu, în timp ce gazele și vaporii emit radiații cu lungimi de undă determinate, prezentînd spectre de linii care permit individualizarea lor (prin spectroscopie).

Transmiterea căldurii prin radiație termică se datorește proprietății de radiație și proprietății de absorbție a corpurilor. Proprietatea de radiație termică se referă la posibilitatea transformării unei părți din energia internă a unui corp în radiații termice (din spectrul infraroșu). Ca urmare a ciocnirilor dintre atomi și dintre electronii liberi și atomi, electronii periferici ai atomilor trec de pe orbitele lor stabile pe alte orbite. Energia primită ca urmare a

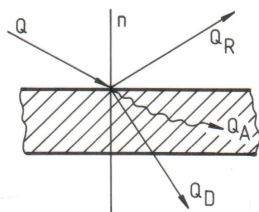


Fig. 2.47. Distribuția energiei radiate asupra unui corp

ciocnirilor este eliberată sub formă de radiații termice odată cu revenirea lor pe orbitele inițiale. Proprietatea de absorbție a corpurilor se manifestă atunci când radiațiile termice care cad asupra unui corp excită electronii și îi scot de pe orbitele lor stabile. La revenirea electronilor pe orbitele lor stabile ei eliberează energie care duce la mărirea energiei interne a corpului sau servește la emiterea unei noi radiații.

Fie un corp (fig. 2.47) asupra căruia cade o cantitate de energie radiantă Q . O parte Q_A din această energie este absorbită de corp, o parte Q_R este reflectată (conform legilor reflexiei), iar restul Q_D traversează corpul (conform legilor refracției).

Pe baza legii conservării energiei se scriu relațiile:

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D \text{ și } 1 = A + R + D, \quad (2.263)$$

în care $A = Q_A / Q$ este factorul energetic de absorbție, $R = Q_R / Q$ este factorul energetic de reflexie și $D = Q_D / Q$ este factorul energetic de transmisie (sau de refracție).

Particularizarea relației (2.263) conduce la trei situații extreme:

- $A = 1, R = D = 0$; relația definește corpul absolut negru, caracterizat prin absorbție și emisie maximă, capabil să absoarbă toată radiația ce cade asupra sa;
- $R = 1, A = D = 0$; relația definește corpul absolut alb sau oglinda perfectă, care reflectă toată radiația ce cade asupra sa;
- $D = 1, A = R = 0$; relația definește corpul perfect transparent sau corpul diaterman, care permite tuturor radiațiilor să-l traverseze.

Corpurile absolute definite mai sus sînt corpuri ideale și nu există, ca atare, în natură. Totuși, unele corpuri reale se apropie de cele ideale: negrul de fum are $A = 0,98$, fiind aproape un corp negru, iar metalele lustruite, cu $R = 0,97$, se apropie de corpul absolut alb. Majoritatea corpurilor solide și lichide sînt opace pentru radiația termică, adică sînt atermene, avînd $D = 0$. Se menționează că factorii energetici A, R și D depind de natura și de temperatura corpurilor, precum și de lungimea de undă a radiației incidente.

Cantitatea de energie (căldură) radiată de 1 m^2 din suprafața unui corp în intervalul de 1 s în întreg spectrul (toate lungimile de undă de la 0 la infinit) se numește putere emisivă E (în W/m^2).

Puterea emisivă a corpului absolut negru este dată de legea Stefan:

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (2.264)$$

în care σ_0 este coeficientul de radiație al corpului absolut negru. Mărimea σ_0 este numită constanta lui Stefan-Boltzmann, fiind una din constantele universale ale lumii fizice. Constanta lui Stefan-Boltzmann are valoarea $\sigma_0 = 5,7 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$.

Puterea emisivă a corpurilor reale, numite și corpuri cenușii (deoarece au spectre de emisie diferite de spectrul corpului negru), este

dată de legea lui Stefan pusă sub forma:

$$E = \sigma T^4, \quad (2.265)$$

în care σ este coeficientul de radiație al corpului cenușiu. Pentru calcule practice se folosește raportul:

$$\varepsilon = \sigma / \sigma_0, \quad (2.266)$$

numit factor energetic de emisie al corpului cenușiu.

Comparând definiția coeficientului de radiație ε dat de (2.266) cu definiția factorului energetic de absorbție A dat de (2.263) se constată că, dacă cele două mărimi se referă la o aceeași temperatură a unui corp, atunci ele sînt egale:

$$\varepsilon = A. \quad (2.267)$$

Valori orientative ale factorului energetic de emisie sînt prezentate în tabelul 2.7.

Tabelul 2.7.

Factorul energetic de emisie ε al unor corpuri cenușii

Corpul cenușiu	Temperatura de referință, °C	ε
apă	0 ... 100	0,95 ... 0,96
funingine	95 ... 270	0,95
fier lustruit	400 ... 1000	0,14 ... 0,38
fier oxidat	125 ... 525	0,74 ... 0,82
aur lustruit	200 ... 635	0,018 ... 0,035
vopsele în ulei, diferite culori	100	0,92 ... 0,96

Alte legi importante ale radiației energiei și deci ale transmiterii căldurii prin radiație sînt legea lui Planck (pentru calculul puterii emise a corpului negru plecînd de la procese atomice de pe suprafața acestuia), legea lui Wien (a variației maximumului de emisie al corpului absolut negru), legea lui Lambert (care se referă la energia radiată direcțional) și altele.

2.5.5.2. Transmiterea căldurii prin radiație între suprafețe plane și paralele

Transmiterea căldurii prin radiație între corpuri atermene se reduce la procese de emisie a energiei de către fiecare corp spre celălalt și la procese de absorbție parțială repetată și de reflexie parțială repetată a energiei incidente. Din punct de vedere cantitativ transmiterea căldurii prin radiație se exprimă prin modele fizico-matematice complicate. Situația cea mai simplă de analizat și cu aplicații tehnice numeroase este aceea a transmiterii căldurii prin radiație între două corpuri plane și paralele 1 și 2, caracterizate prin temperaturile $T_1 > T_2$, prin factorii energetici de absorbție A_1 și A_2 și prin puterile emise E_1 și E_2 (fig. 2.48).

Primul corp emite către cel de al doilea puterea raportată E_1 (pe 1 m²). Suprafața celui de al doilea corp absoarbe fracțiunea $A_2 E_1$ și reflectă înapoi $E_1 - A_2 E_1$. Din fracțiunea reprimată suprafața 1 absoarbe $A_1(1 - A_2)E_1$ și reflectă $(1 - A_1)(1 - A_2)E_1$. Procesele de absorbție și reflexie se

repetă pînă ce puterea E_1 emisă inițial este absorbită complet (o parte de către un corp și restul de către celălalt).

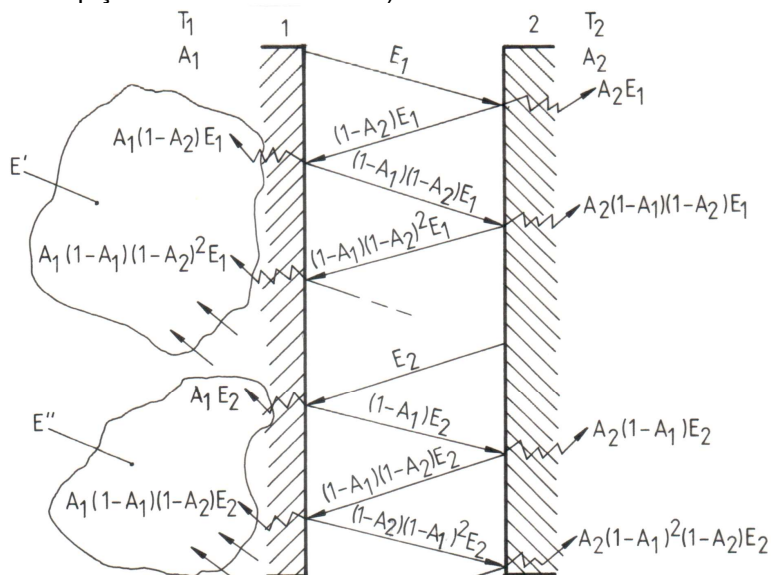


Fig. 2.48. Transmiterea căldurii prin radiație între două suprafețe plane și paralele

Corpul al doilea emite puterea E_2 , care este supusă unor procese repetate de absorbție și de reflexie similare celor descrise pentru E_1 .

Dacă procesele descrise se desfășoară în regim staționar, adică dacă $T_1 = \text{const.}$ și $T_2 = \text{const.}$, observînd că puterea emisivă E și fluxul unitar de căldură q sînt mărimi echivalente, rezultă că fluxul unitar de căldură transmis de primul corp și preluat de cel de al doilea este:

$$q = E_1 - E' - E'', \quad (2.268)$$

în care E' este fracțiunea din E_1 absorbită de primul corp și care provine din reflexia repetată pe suprafața corpului 2, iar E'' este partea absorbită de primul corp din puterea raportată radiată direct de corpul 2.

Se observă că E' și E'' sînt sumele unor progresii geometrice cu număr infinit de termeni și cu rația $(1 - A_1)(1 - A_2) < 1$. Sumele sînt:

$$E' = A_1(1 - A_2)E_1 + A_1(1 - A_1)(1 - A_2)^2 E_1 + \dots + A_1(1 - A_2)(1 - A_1)^n (1 - A_2)^n E_1 + \dots = \frac{A_1(1 - A_2)}{1 - (1 - A_1)(1 - A_2)} E_1; \quad (2.269)$$

$$E'' = A_1 E_2 + A_1(1 - A_1)(1 - A_2)E_2 + \dots + A_1(1 - A_1)^n (1 - A_2)^n E_2 + \dots = \frac{A_1}{1 - (1 - A_1)(1 - A_2)} E_2; \quad (2.270)$$

Substituind (2.269) și (2.270) în (2.268) se obține o primă relație pentru fluxul termic unitar:

$$q = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2} \quad (2.271)$$

Ținând seama de (2.267) și de legea lui Stefan scrisă sub forma

$$E = \varepsilon \sigma_0 T^4, \quad (2.272)$$

relația (2.271) devine:

$$q = \varepsilon_r \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4), \quad (2.273)$$

în care:
$$\varepsilon_r = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \quad (2.274)$$

este factorul energetic de emisie al sistemului de corpuri 1 și 2.

În final, cantitatea de căldură transmisă prin radiație în intervalul de timp τ între suprafețele de arie A este dată de relația:

$$Q = \varepsilon_r \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) A \tau. \quad (2.275)$$

Trebuie menționat că la temperaturi înalte transmiterea căldurii prin radiație este mai intensă decît prin convecție (de exemplu, în focarele instalațiilor de cazane de abur).

2.5.6. Izolația termică. Ecrane de radiație

În practică sînt numeroase situațiile în care trebuie redus transferul de căldură către mediul înconjurător sau în care diferite corpuri trebuie protejate împotriva căldurii provenite din exterior.

Reducerea transmiterii căldurii prin conducție se realizează prin creșterea rezistenței termice $\Sigma(\delta/\lambda)$ (dată de relația 2.246), prin folosirea acoperirilor cu materiale cu coeficient de conductivitate λ mic (cărămizi din magnezie, vată minerală, materiale sintetice etc.). Grosimea stratului izolant δ se calculează din ecuația de transmitere a căldurii caracteristică situației reale (perete plan sau cilindric).

Reducerea transmiterii căldurii prin radiație se realizează prin introducerea între corpul care radiază căldură și corpul iradiat a unor pereți subțiri din materiale cu factor energetic de emisie mic (foi din aluminiu etc.). Acești pereți subțiri sînt numiți ecrane de radiație.

Fie ecranul E plasat între suprafețele 1 și 2 (fig. 2.49). Se acceptă că cele trei corpuri au factorii energetici de emisie ε de valori egale sau foarte apropiate ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_e = \varepsilon$) și temperaturile neegale ($T_1 > T_e > T_2$).

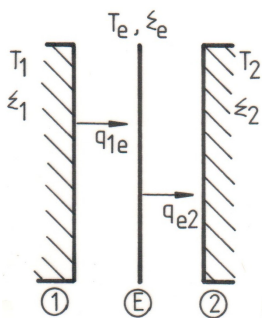


Fig. 2.49. Ecran de radiație

Prin particularizarea relației (2.274) rezultă că factorii energetici de emisie ai sistemelor formate din corpurile 1-E, E-2 și 1-2

(fără ecran) sînt egale între ele și au valoarea:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{1/\varepsilon + 1/\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon}. \quad (2.276)$$

Ecranul de radiație E primește fluxul unitar de căldură q_{1e} și transmite fluxul q_{e2} egal cu fluxul primit ($q_{1e} = q_{e2}$), adică:

$$\varepsilon \sigma_0 (T_1^4 - T_e^4) = \varepsilon \sigma_0 (T_e^4 - T_2^4) \quad (2.277)$$

din care rezultă temperatura ecranului:

$$T_e^4 = (T_1^4 + T_2^4) / 2. \quad (2.278)$$

Introducînd temperatura T_e în expresia fluxului unitar de căldură primit de corpul 2 în prezența ecranului, rezultă pentru flux expresia:

$$q_{e2} = \varepsilon \sigma_0 [(T_1^4 + T_2^4) / 2 - T_2^4] = \varepsilon \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) / 2. \quad (2.279)$$

În absența ecranului corpul 2 primește fluxul unitar de căldură

$$q_{12} = \varepsilon \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4). \quad (2.280)$$

Compararea ultimelor două relații arată că:

$$q_{e1} = q_{12} / 2, \quad (2.281)$$

adică prezența unui ecran înjumătățește cantitatea de căldură transmisă prin radiație.

Ultima relație se generalizează la n ecrane de radiație, a căror prezență reduce de $(n + 1)$ ori căldura transmisă prin radiație.

2.5.7. Transmiterea globală a căldurii

În numeroase aplicații tehnice transmiterea căldurii de la un agent încălzitor la agentul încălzit se face printr-un perete omogen (ori stratificat, avînd n straturi) plan sau cilindric (fig. 2.50).

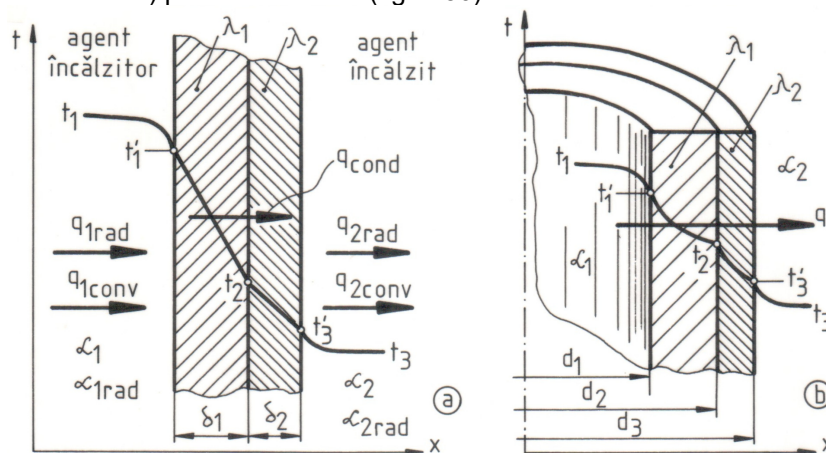


Fig. 2.50. Transmiterea globală a căldurii printr-un perete:
a - plan: b - cilindric

Agentul încălzitor transmite peretelui un flux unitar de căldură prin convecție (q_{1c}) și un flux unitar de căldură prin radiație (q_{1r}). În total agentul transmite fluxul

$$q_1 = q_{1c} + q_{1r} = \alpha_{1c} (t_1 - t'_1) + \alpha_{1r} (t_1 - t'_1) = (\alpha_{1c} + \alpha_{1r})(t_1 - t'_1), \quad (2.282)$$

în care t_1 este temperatura agentului încălzitor, t'_1 este temperatura peretelui, α_{1c} este coeficientul de convecție iar α_{1r} este un coeficient de convecție radiantă - o mărime convențională obținută presupunând că fluxul de radiație q_{1r} ar fi transmis printr-o convecție echivalentă, între aceleași temperaturi ca procesul de radiație real.

Prin peretele plan și paralel stratificat se transmite prin conducție un flux unitar de căldură egal cu fluxul primit de la agentul încălzitor:

$$q_p = q_1 = \frac{t'_1 - t'_{n+1}}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\delta_j}{\lambda_j} \right)}. \quad (2.283)$$

Agentul încălzit primește de la perete un flux unitar de căldură egal cu fluxul prin perete și format dintr-un flux unitar de căldură prin convecție (q_{2c}) și un flux unitar de căldură prin radiație (q_{2r}):

$$q_2 = q_{2c} + q_{2r} = (\alpha_{2c} + \alpha_{2r})(t'_{n+1} - t_{n+1}), \quad (2.284)$$

în care t'_{n+1} și t_{n+1} sînt temperaturile peretelui și agentului încălzit, α_{2c} este coeficientul de convecție, iar α_{2r} este coeficientul de convecție radiantă - mărime convențională obținută la fel ca α_{1r} .

În continuare, se exprimă diferențele de temperatură din relațiile (2.282), (2.283) și (2.284) și se adună, obținîndu-se:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{1}{\alpha_{1c} + \alpha_{1r}} + \sum_{j=1}^n \left(\frac{\delta_j}{\lambda_j} \right) + \frac{1}{\alpha_{2c} + \alpha_{2r}}} = K \Delta t, \quad (2.285)$$

în care expresia notată K este numită coeficient global de transmitere a căldurii prin peretele plan stratificat:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1c} + \alpha_{1r}} + \sum_{j=1}^n \left(\frac{\delta_j}{\lambda_j} \right) + \frac{1}{\alpha_{2c} + \alpha_{2r}}} \quad (2.286)$$

Cantitatea de căldură primită de agentul încălzit se calculează cu:

$$Q = K \Delta t A \tau, \quad (2.287)$$

notațiile fiind cunoscute.

Căldura transmisă global printr-un perete cilindric se raportează la 1 m de conductă și la 1 s. Printr-un procedeu de calcul similar cu cel folosit la peretele plan, pentru peretele cilindric se obține relația:

$$q_1 = \frac{Q}{l \tau} = \frac{\pi(t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{d_1(\alpha_{1c} + \alpha_{1r})} + \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{d_j}{d_{j+1}} \right) + \frac{1}{d_2(\alpha_{2c} + \alpha_{2r})}} = K_c \Delta t, \quad (2.288)$$

în care coeficientul global K_c de transmitere a căldurii prin peretele cilindric stratificat are expresia:

$$K_c = \frac{\pi}{\frac{1}{d_1(\alpha_{1c} + \alpha_{1r})} + \sum_{j=1}^n \left[\frac{1}{2\lambda_j} \ln \left(\frac{d_j}{d_{j+1}} \right) \right] + \frac{1}{d_2(\alpha_{2c} + \alpha_{2r})}} . \quad (2.289)$$

Cantitatea de căldură transmisă global printr-o conductă stratificată de lungime l este:

$$Q = K_c \Delta t l \tau . \quad (2.290)$$

2.5.8. Aparate schimbătoare de căldură

Schimbătoarele de căldură sînt aparate în care se realizează transferul de căldură între doi agenți de lucru.

Schimbătoarele de căldură se împart în:

- schimbătoare de suprafață:
 - recuperative
 - regenerative;
- schimbătoare prin amestecare.

În schimbătoarele de căldură recuperative agenții circulă simultan, fiind separați printr-un perete (de exemplu, boilerile din punctele termice).

În schimbătoarele de căldură regenerative una și aceeași suprafață a unui corp solid este scaldată alternativ de cei doi agenți (de exemplu, preîncălzitoarele de aer rotative de la cazanele de abur).

În schimbătoarele de căldură prin amestecare cei doi agenți sînt în contact direct și se amestecă (de exemplu, turnurile de răcire a apei).

După direcția de curgere a agenților, schimbătoarele de căldură recuperative se clasifică în:

- aparate cu echicurent, la care agenții se deplasează în aceeași direcție și în același sens;
- aparate cu contracurent, la care agenții se deplasează în aceeași direcție, dar în sensuri opuse;
- aparate cu curgere mixtă, în care agenții se deplasează în echicurent și parțial, în contracurent;
- aparate cu curent încrucișat, în care direcțiile de curgere ale agenților se întretaie.

La trecerea agenților prin schimbătoare de căldură temperatura lor variază, un agent încălzindu-se, iar celălalt răcindu-se, ca în fig. 2.53. Ca urmare, diferența de temperatură dintre agenți variază între o valoare maximă Δt_{\max} și o valoare minimă Δt_{\min} , diferențe exprimate la extremitățile schimbătorului de căldură.

Pentru calculul căldurii preluate de agentul încălzit se folosesc diferențe medii de temperatură Δt_{med} .

Diferența medie logaritmică de temperatură se calculează cu relația:

$$\Delta t_{\text{med}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)} . \quad (2.291)$$

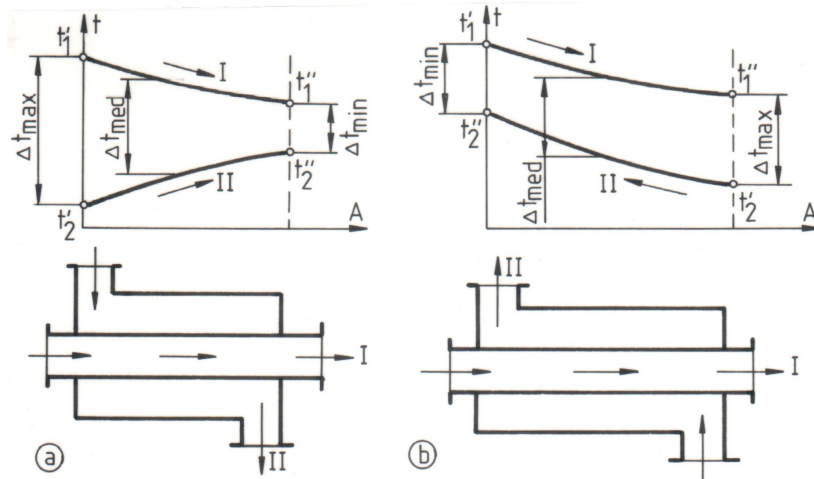


Fig. 2.51. Variația temperaturii agenților la trecerea prin schimbătoarele de căldură: a - în echicurent; b - în contracurent; \cap și $\cap\cap$ - agent încălzitor și încălzit

Cînd temperaturile agenților variază liniar sau cînd $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} < 2$ se utilizează diferența medie aritmetică de temperatură:

$$\Delta t_{\text{med}} = (\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}) / 2. \quad (2.292)$$

2.5.9. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură

Un schimbător de căldură trebuie să asigure încălzirea unui debit de agent \dot{m}_2 de la temperatura t'_2 la intrarea în schimbătorul de căldură pînă la t''_2 la ieșirea din schimbător (fig. 2.51). Agentul are căldura specifică masică c_2 . Pentru realizarea încălzirii se folosește un debit \dot{m}_1 de agent de încălzire, care are căldura specifică masică c_1 , temperatura t'_1 la intrare și temperatura t''_1 la ieșirea din schimbător. Temperatura agentului de încălzire la intrarea în schimbător t'_1 este mai mare ca temperatura agentului încălzit atît la intrarea cît și la ieșirea din schimbător, indiferent de modul de organizare a curgerii.

Considerînd și pierderile de căldură ale schimbătorului de căldură către mediul ambiant Q_p , bilanțul termic al aparatului schimbător de căldură are expresia:

$$\dot{m}_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \tau = \dot{m}_2 c_2 (t''_2 - t'_2) \tau + Q_p, \quad (2.393)$$

care permite stabilirea debitului de agent de încălzire necesar \dot{m}_1 .

Căldura schimbată trebuie să treacă prin peretele care desparte agenții și a cărei suprafață este A . După calcularea coeficientului global de transmitere a căldurii K din (2.286) (pentru schimbătoare cu plăci) sau a coeficientului K_c din (2.289) (pentru schimbătoare cu țevi) se determină suprafața necesară A a schimbătorului de căldură cu plăci:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{med}} \tau} = \frac{\dot{m}_1 c_1 (t'_1 - t''_1)}{K \Delta t_{\text{med}}}, \quad (2.294)$$

sau lungimea necesară a țevilor:

$$l = \frac{Q}{K_c \Delta t_{\text{med}} \tau} = \frac{\dot{m}_1 c_1 (t'_1 - t''_1)}{K_c \Delta t_{\text{med}}}. \quad (2.295)$$

Bibliografie

- 2.1. Bejan A., Termotehnică avansată. Ed. tehnică, București, 1996.
- 2.2. Bienvenu Cl., Ce este energia ?. Ed. tehnică, București, 1986.
- 2.3. Carabogdan I. Gh., Badea A., Ionescu L., Leca A., Ghia V., Nistor I., Cserny I., Instalații termice industriale. Ed. tehnică, București, 1978.
- 2.4. Chvetz I., Kondak M., Kirakovski N., Nedouji I., Chevtsov D., Cheloudko I., Thermique générale. Ed. MIR, Moscou, 1969.
- 2.5. Dănescu A., Nicolescu Tr., Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1967.
- 2.6. Eckert E.R.G., Drake R.M., Heat and Mass Transfer. Mc GRAVE-HILL, London, 1969.
- 2.7. Giurcă V., Homutescu V. - M., Homutescu C. - A., Bazele dinamicii gazelor. Ed. CERMI, Iași, 1998.
- 2.8. Halliday D., Resnick R., Fizică. Ed. didactică și pedagogică. București, 1975.
- 2.9. Homutescu V. - M., Homutescu C.-A., Mașini și instalații termice și hidraulice. Lucrări de laborator. Universitatea Tehnică Iași, 1996.
- 2.10. Isachenko V.P., Osipov V.A., Sukomel A.S., Heat Transfer. MIR Publishers, Moscow, 1979.
- 2.11. Leca A., Prisecaru I., Proprietățile termofizice și termodinamice. Solide. Lichide. Gaze. Vol. I, II și III. Ed. didactică și pedagogică, București, 1994.
- 2.12. Macri V., Bazele termodinamicii. Vol. I și II. Institutul Politehnic Iași, 1982.
- 2.13. Moisil G. C., Termodinamică. Ed. Academiei, București, 1977.
- 2.14. Popa B., Theil H., Mădărășan T., Schimbătoare de căldură industriale. Ed. tehnică, București, 1977.
- 2.15. Popa B., Vintilă Constanța, Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1977.
- 2.16. Radcenco Vs., Termodinamică generală. Ed. didactică și pedagogică, București, 1994.
- 2.17. Ražnjewič K., Tabele și diagrame termodinamice. Ed. Tehnică, București, 1967.
- 2.18. Sears F.W., Zemanski M.W., Young H.D., Fizică. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 2.19. Ștefănescu D., Marinescu M., Termotehnică. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 2.20. Ștefănescu D., Marinescu M., Ganea I., Termogazodinamică. Ed. tehnică, București, 1986.

3. INSTALAȚII DE CAZANE DE ABUR

3.1. Introducere. Definiții

Cazanele de abur sînt schimbătoare de căldură în care - sub acțiunea căldurii produse prin arderea unor combustibili - are loc transformarea apei în vapori (abur) la presiune constantă și mai mare decît presiunea atmosferică. Vaporii de apă produși sînt folosiți ca abur energetic (în turbine cu abur) sau ca abur tehnologic (pentru încălziri în industrie) și, mai rar, pentru încălziri civile.

Cazanele de abur sînt elementul principal al instalațiilor de cazane, din care mai fac parte depozite de combustibil, instalații de preparare a combustibililor, focare și instalații de ardere, stații de tratare a apei, filtre pentru gazele de ardere, pompe și ventilatoare etc.

Pentru cazanele de abur se folosește și denumirea de generatoare de abur clasice, pentru a se deosebi de generatoarele de abur nucleare.

Cazanele de abur se înfățișează sub două aspecte:

- din punct de vedere energetic, cazanul de abur este un transformator de energie, în care energia legată chimic a combustibililor se transformă prin ardere în căldură, care se înmagazinează ca energie potențială (entalpie) în aburul produs;
- din punct de vedere funcțional cazanul de abur este un schimbător de căldură: căldura gazelor de ardere este transmisă prin radiație și convecție către apa care se preîncălzește și se vaporizează (fierbe), către aburul care se usucă și se supraîncălzește și către aerul care se preîncălzește înainte de a fi folosit la ardere.

Într-un cazan de abur se desfășoară următoarele procese fizico-chimice: amestecarea combustibilului cu aerul, arderea combustibilului, transmiterea căldurii, circulația aerului, a gazelor de ardere, a apei și a aburului, preîncălzirea și fierberea apei, separarea vaporilor de picăturile de apă, supraîncălzirea aburului și filtrarea gazelor de ardere.

Un cazan de abur folosește două materii prime: o materie de bază (combustibilul) și o materie primă tehnologică (apa).

Cazanele de abur pot funcționa cu diverși combustibili: solizi (cărbune în bulgări, sau măcinat sub formă de pulbere), lichizi (păcură) sau gazoși (gaz metan, gaze de sondă, gaz de furnal etc.).

3.2. Schema constructivă de principiu și funcționarea unui cazan de abur (în П)

Cazanele de abur în П se construiesc după schema din fig. 3.1.

Arderea combustibilului se desfășoară într-un spațiu special amenajat și anume focarul 1. Fierberea apei se desfășoară în cazanul propriu-zis, care împreună cu focarul formează un agregat de cazan de abur. Cînd se arde combustibil solid în bulgări, focarul este prevăzut cu un grătar 2 care susține stratul de cărbune. Cînd se ard combustibili gazoși,

lichizi sau cărbune pulverizat, arderea are loc în întreg spațiul focarului. Pe pereții focarului se montează ecrane de apă numite curent ecrane de radiație 3, (deoarece primesc căldură de la gazele de ardere mai ales prin radiație). Ecranele de radiație sînt confecționate din țevi verticale, numite țevi fierbătoare. Țevile sînt din oțel carbon cu $\Phi = 32 \dots 108$ mm, diametrele mici folosindu-se la cazanele cu străbatere directă, iar diametrele mari (> 50 mm) la cazanele cu circulație naturală (vezi clasificarea cazanelor).

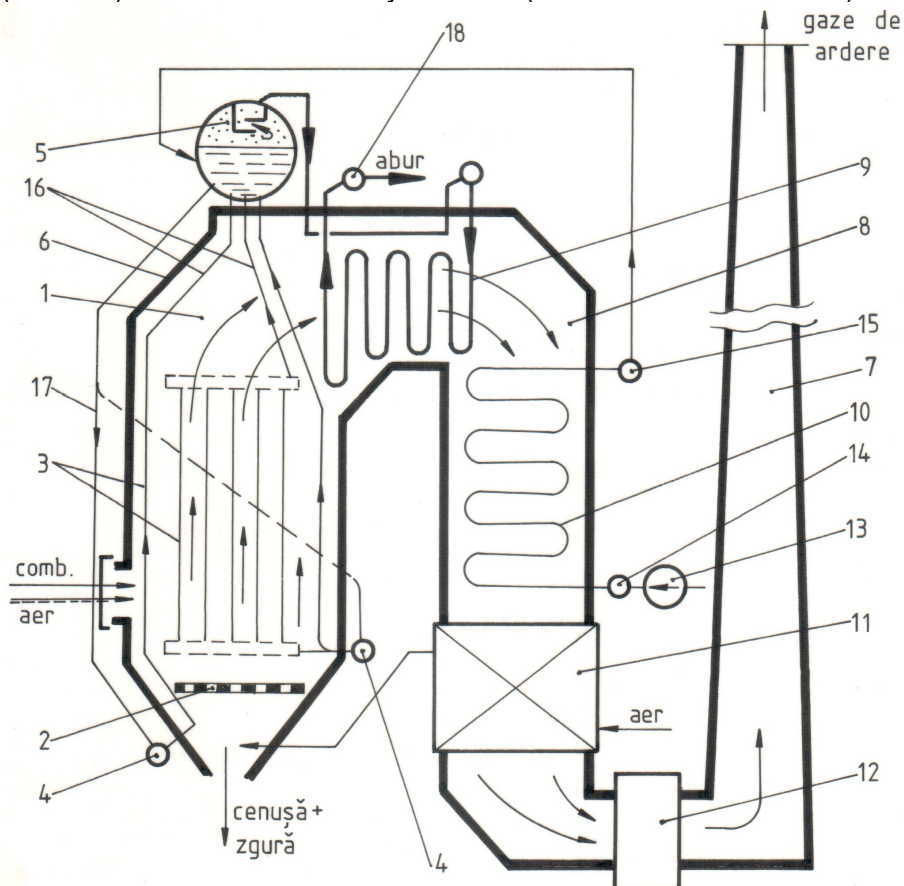


Fig. 3.1. Schema cazanului de abur în Π:

- 1 - focar; 2 - grătar; 3 - ecrane de radiație; 4 - colectoare inferioare;
- 5 - tambur; 6 - pereții cazanului; 7 - coș de fum; 8 - canale de fum;
- 9 - supraîncălzitor; 10 - preîncălzitor de apă (economizor); 11 - preîncălzitor de aer;
- 12 - electrofiltre; 13 - pompă de alimentare; 14 și 15 - colectoare;
- 16 - țevi ascendente; 17 - țevi descendente; 18 - colector de abur supraîncălzit

Ecranele de radiație sînt alimentate cu apă prin colectoarele inferioare 4. Acestea sînt țevi cu diametru mare, în pereții cărora sînt mandrinate sau sudate țevile fierbătoare. Ca urmare a căldurii primite de la

gazele de ardere (prin radiație și convecție) apa din țevile fierbătoare se transformă, la presiune teoretic constantă, în vapori saturați umezi. Vaporii urcă în tamburul 5, direct sau prin intermediul colectoarelor superioare. Țevile ascendente sau descendente sînt fixate în pereții tamburului în același mod ca la colectoare. Din punct de vedere constructiv tamburul 5 este un cilindru orizontal închis la capete cu pereți bombați, avînd $\Phi = 800 \dots 2000$ mm, o grosime de 10 ... 150 mm și o lungime pînă la 20 m, în funcție de presiunea și de debitul cazanului. Ecranele de radiație au și rolul de a proteja termic pereții 6 ai cazanului. Gazele de ardere ieșite din focar, în drumul lor spre coșul de evacuare (de fum) 7, străbat canalele de fum 8 ale cazanului, transmițînd căldură către suprafețele de schimb de căldură montate în aceste canale: supraîncălzitorul 9, preîncălzitorul de apă (economizorul) 10 și preîncălzitorul de aer 11. Instalațiile de cazane care ard cărbune pulverizat sînt echipate cu sisteme de desprăfuire (electrofiltre) 12, care rețin cenușa și praful din gaze.

Apa se introduce în economizorul 10 cu o pompă de alimentare 13. Pompa de alimentare este de tip centrifug, multietajată, și ridică presiunea apei pînă la valori ceva mai mari decît presiunea nominală a cazanului, diferența de presiune fiind necesară pentru învingerea frecărilor. Apa de alimentare se distribuie prin colectorul 14 în serpentinele economizorului. În economizor apa se preîncălzește pînă în apropierea temperaturii de fierbere. Din economizor, prin colectorul 15, apa ajunge în sistemul fierbător al cazanului, sistem format din tamburul 5, ecranele de radiație 3 și țevile ascendente 16. În sistemul fierbător apa circulă continuu, coborînd din tambur prin țevile descendente 17 în colectoarele inferioare 4, din care se distribuie în țevile ecranelor de radiație. Circulația apei și a vaporilor saturați umezi se desfășoară sub acțiunea diferenței dintre presiunea exercitată de coloana de apă din țevile descendente și presiunea exercitată de coloana de vapori saturați umezi din țevile ascendente, diferență de presiune care apare deoarece apa are masa volumică mai mare decît cea a vaporilor saturați umezi. În tambur are loc separarea parțială a apei din vaporii saturați umezi. Apa este colectată la baza tamburului și este reintrodusă în circulație. Vaporii saturați umezi trec printr-un separator mecanic de picături care contribuie la uscarea lor, vaporii fiind apoi evacuați din tambur. Vaporii care părăsesc tamburul cu titlul $x = 0,95 \dots 0,98$ trec prin serpentinele supraîncălzitorului 9, în care se usucă și se supraîncălzesc. În final, aburul ajunge în colectorul de distribuție 18 de unde, prin bara de înaltă presiune a centralei termoelectrice, pleacă la utilizare. Serpentinele supraîncălzitorului sînt construite din țevi din oțeluri înalt aliate cu Cr, Mo, V etc. cu $\Phi = 25 \dots 45$ mm.

Aerul necesar arderii este preîncălzit în preîncălzitorul de aer 11, ceea ce îmbunătățește procesele de ardere desfășurate în focar și face mai economică funcționarea cazanului. Preîncălzitoarele de aer pot fi de tip recuperativ sau de tip regenerativ. În preîncălzitoarele recuperative căldura trece de la gazele de ardere la aer prin intermediul unor pereți metalici care separă cei doi agenți. Preîncălzitoarele de aer regenerative se construiesc cu masă de acumulare a căldurii. Prin învîrtire din exterior rotorul trece

alternativ prin curentul de gaze de ardere, de la care preia căldură, și prin curentul de aer, căruia îi cedează căldura preluată de la gazele de ardere. De obicei, aerul preîncălzit este introdus în focar divizat în două fluxuri: de aer primar, introdus odată cu combustibilul și de aer secundar, introdus direct în spațiul focarului.

Combustibilul solid sub formă de bulgări se introduce în focar manual (la cazanele mici) sau cu dispozitive mecanice (la cazanele mari). Cărbunele solid pulverizat (particule de 0,01 ... 0,5 mm) se obține într-o instalație care conține concasoare, mori de cărbune și sisteme de uscare cu gaze de ardere. Cărbunele pulverizat este introdus în focar prin niște arzătoare, fiind antrenat de curentul de aer primar. Combustibilul lichid (păcură încălzită în prealabil cu abur) se introduce în focar cu ajutorul unor injectoare. Acestea îl pulverizează într-un curent de aer. Combustibilul gazos se introduce în focar prin intermediul unor arzătoare de gaze. Există și arzătoare combinate pentru mai mulți combustibili.

Dintr-un agregat de cazan mai fac parte armătura ușoară și armătura grea. Armătura ușoară a cazanului este formată din ventile (de închidere, de reținere, de golire), din dispozitive indicatoare de nivel, supape de siguranță etc. Armătura grea este compusă din scheletul metalic de susținere, uși de vizitare ale canalelor de fum, clapete de explozie, clapete (sau registre) de fum, suflătoare de funingine pentru curățarea suprafețelor schimbătoarelor de căldură etc. În tehnică, prin registru se înțelege o placă cu mișcare culisantă sau rotativă care reglează lumina unui canal (adică suprafața de trecere).

Funcționarea unui cazan necesită prezența unor instalații auxiliare: pompe de alimentare cu apă, instalația de tiraj, depozite și instalații pentru pregătirea și transportul combustibilului, instalații de evacuare a zgurii și cenușii, aparatură de control și comandă a funcționării cazanului etc.

Agregatul de cazan de abur (focarul și cazanul propriu-zis) împreună cu instalațiile auxiliare formează ceea ce se numește o instalație de cazan de abur.

3.3. Parametrii de bază și indicii tehnico-economici ai cazanelor de abur

Parametrii de bază ai cazanelor de abur sînt presiunea, temperatura și debitul. Se folosesc următoarele noțiuni standardizate:

- presiunea nominală p_n , care este presiunea maximă admisă continuu a aburului la ieșirea cazan, atunci cînd acesta funcționează la temperatura nominală și la debitul nominal;
- presiunea de regim (sau de utilizare), care este presiunea efectivă a aburului impusă de cerințele exploatării;
- presiunea maximă, care este cea mai mare presiune admisă în elementele cazanului (se ia în considerație la calculul de rezistență);
- temperatura nominală t_n , care este temperatura maximă admisă continuu a aburului, cînd cazanul funcționează cu debitul nominal și la presiunea nominală;

- temperatura apei de alimentare, măsurată la intrarea în economizor;
- debitul nominal D_n , care este debitul maxim continuu de abur pe care îl poate furniza cazanul la presiunea nominală și la temperatura nominală;
- debitul normal ($\approx 0,8 D_n$), care este debitul de funcționare optimă a cazanului;
- debitul de vîrf ($\approx 1,1 D_n$), care este debitul cel mai ridicat la care cazanul poate funcționa, în condiții excepționale, un timp limitat (< 30 min);
- debitul minim tehnic ($0,4...0,5 D_n$), care este cel mai mic debit la care cazanul poate funcționa continuu.

Principali indici tehnico-economici ai cazanelor de abur sînt randamentul și consumul specific de energie.

Randamentul exprimă gradul de utilizare a căldurii în cazan, fiind definit ca raportul dintre energia conținută în aburul produs și energia conținută de combustibilul introdus în focar:

$$\eta = \frac{D_n(i - i_a)}{BH_i} 100, \quad (3.1)$$

în care D_n este debitul nominal de abur, i și i_a sînt entalpiile masice ale aburului și apei de alimentare, B este consumul de combustibil iar H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului folosit. Randamentul are valori între 40 % și 95 % și depinde de calitatea combustibilului, de construcția focarului, de mărimea suprafețelor de schimb de căldură etc.

Consumul specific de energie reprezintă raportul dintre energia consumată pentru funcționarea instalațiilor anexe (pompe, ventilatoare, exhaustoare, instalații pentru concasarea și măcinarea cărbunelui, pentru evacuarea zgurii și a cenușii, instalații de automatizare etc.) și cantitatea de abur produs.

3.4. Clasificarea cazanelor de abur

După destinație, se disting: cazane pentru abur energetic, cazane pentru abur tehnologic, cazane pentru abur sau apă caldă pentru încălzire și cazane mixte.

După locul de utilizare cazanele de abur se clasifică în: cazane terestre staționare, cazane terestre mobile (pe locomotive, pentru încălzirea trenurilor), cazane navale etc.

După volumul de apă conținut, există cazane cu volum mare de apă și cazane cu volum mic de apă.

După presiunea de funcționare se disting cazane de joasă presiune (< 6 bar), de medie presiune (6...50 bar), de înaltă presiune (50...200 bar) și cazane cu parametri supracritici (> 240 bar).

După debitul de abur produs există cazane mici ($D_n < 20$ t/h), cazane medii ($D_n = 20...50$ t/h), cazane mari ($D_n = 50...100$ t/h) și cazane foarte mari ($D_n > 100$ t/h).

După felul circulației apei se disting cazane cu circulație naturală, cazane cu circulație forțată și cazane cu străbatere directă (fig. 3.2).

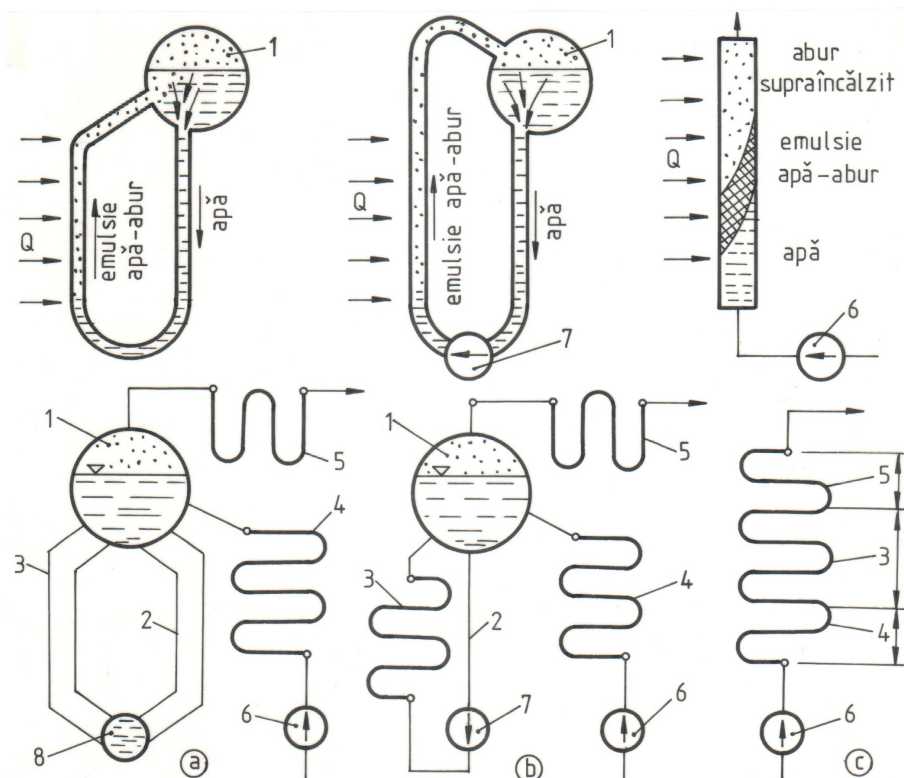


Fig. 3.2. Scheme de circulație a apei în cazane:
 a - circulație naturală; b - circulație forțată multiplă; c - străbatere directă;
 1 - tambur; 2 - țevi descendente; 3 - țevi ascendente; 4 - preîncălzitor de apă; 5 - supraîncălzitor; 6 - pompă de alimentare; 7 - pompă de circulație

Pe marginea clasificării de mai sus sînt necesare cîteva explicații, care se dau în continuare. Cazanele cu volum mare de apă au tamburi mari și ușor de curățat, astfel că pot funcționa cu apă cu duritate mare. De regulă, aceste cazane nu au suprafețe de schimb de căldură auxiliare. Deși reprezintă concepții constructive vechi, unele tipuri sînt încă folosite în instalații mici. Punerea în funcțiune a cazanelor cu volum mare de apă durează mult (4...6 ore, sau mai mult). Cazanele de abur cu volum mic (acvatubulare) sînt constituite din țevi cu diametre mici. Sînt prevăzute cu preîncălzitoare de aer, cu economizoare și cu supraîncălzitoare. Se caracterizează prin presiuni înalte și prin intrare rapidă în funcțiune.

Clasificarea cazanelor după felul circulației este cea mai riguroasă.

Circulația naturală continuă a apei în sistemul fierbător se realizează pe baza diferenței dintre presiunea la baza coloanei de apă (descendentă) și cea de la baza coloanei de abur umed (ascendentă). Circulația forțată este asigurată de o pompă de circulație (7, fig. 3.2 - b). Circulația este multiplă deoarece 1 kg de apă nu se vaporizează într-o singură trecere, ci în circa 10

treceți. La cazanele cu străbateră directă (fig. 3.2 - c) construcția lor se reduce la o țevă foarte lungă, împărțită în trei zone funcționale: economizorul, vaporizatorul și supraîncălzitorul, pe care 1 kg de apă le traversează o singură dată.

3.5. Principalele tipuri constructive de cazane de abur

3.5.1. Cazanul de abur cu țevi de apă înclinate

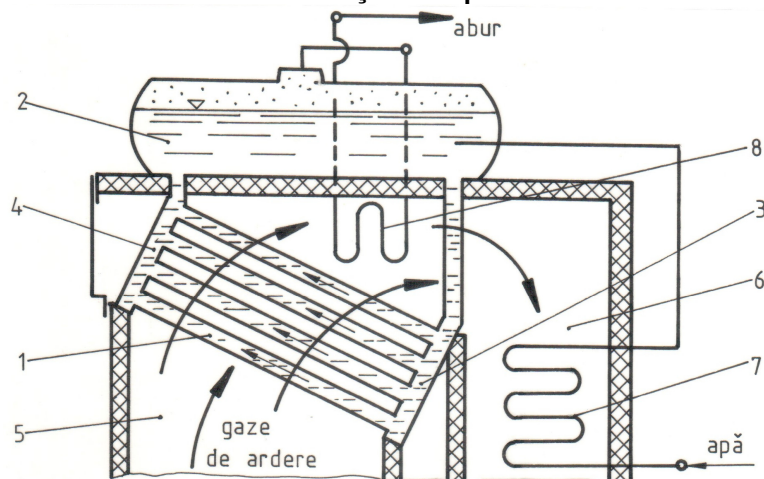


Fig. 3.3. Cazan de abur cu țevi de apă înclinate (cazan secționară):
1 - țevi fierbătoare; 2 - tambur; 3 și 4 - camere de apă; 5 - focar;
6 - canale convective; 7 - economizor; 8 - supraîncălzitor

Cazanul se încadrează în mulțimea cazanelor cu volum mic de apă. Construcția se caracterizează printr-un număr mare de țevi fierbătoare înclinate 1, prin care circulă apa care se vaporizează. Țevile fierbătoare sînt alimentate din tamburul 2 prin camera secționară de apă inferioară 3. Vaporii saturați umezi formați în țevile înclinate se ridică în camera secționară superioară 4 și de aici intră în tambur. Cazanul este prevăzut cu economizor și cu supraîncălzitor.

3.5.2. Cazane de abur cu țevi de apă foarte înclinate

Aceste cazane reprezintă soluția constructivă preferată pentru cazanele cu circulație naturală, deoarece:

- circulația apei și aburului este foarte bună, realizîndu-se diferențe de nivel mari, fără rezistențele la curgere introduse de camerele secționare;
- țevile se fixează direct la tambur și se fac curbate, ceea ce elimină neajunsurile produse de dilatări locale;
- construcția este mai simplă (lipsesc camerele secționare).

Construcțiile mai vechi de astfel de cazane sînt cu mai mulți tamburi (fig. 3.4), între tamburi fiind amplasate țevile fierbătoare cu înclinare mare.

De asemenea, aceste cazane au ecrane de radiație în focar, dar cu țevi rare, care nu protejează suficient zidăria.

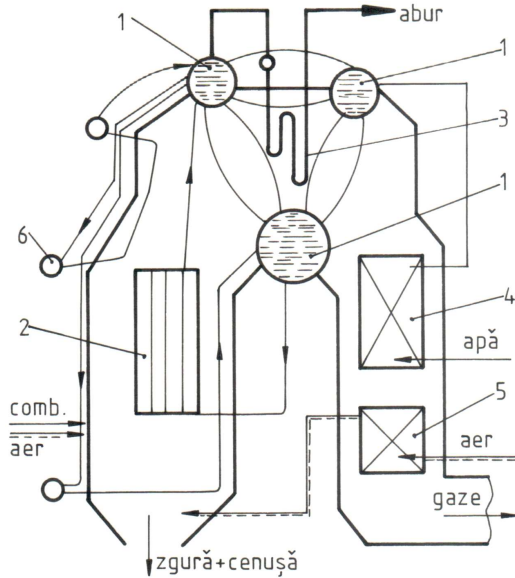


Fig. 3.4. Cazan de abur cu trei tamburi:
1 - tambur; 2 - ecrane de radiație; 3 - supraîncălzitor; 4 - economizor; 5 - preîncălzitor de aer

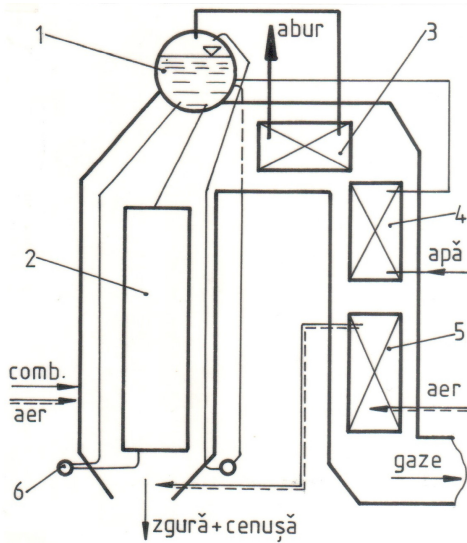


Fig. 3.5. Cazan de abur în Π:
1 - tambur; 2 - ecrane de radiație;
3 - supraîncălzitor; 4 - economizor;
5 - preîncălzitor de aer

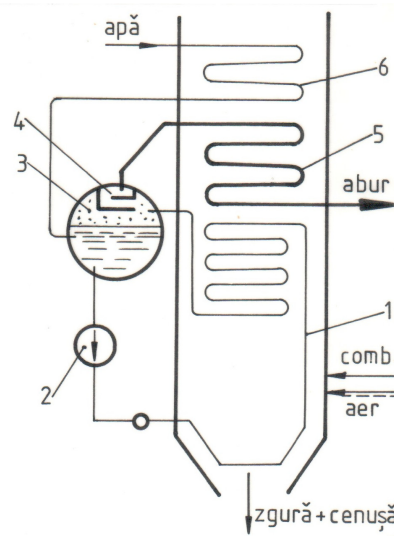


Fig. 3.6. Cazanul de abur cu circulație forțată multiplă La Mont:
1 - ecrane de radiație; 2 - pompă de circulație; 3 - tambur; 4 - separator ciclon; 5 - supraîncălzitor; 6 - economizor

Construcțiile moderne (fig. 3.5 - cazanul în Π) au mărit la maxim ecranele de radiație, iar rolul tamburilor inferiori a fost preluat de colectoare. Economizorul este foarte dezvoltat, astfel că apa intră în tambur cu o temperatură apropiată de temperatura de fierbere. Ecranele moderne sînt construite din țevi cu benzi de metal longitudinale (fig. 3.15.) și protejează foarte bine zidăria, iar în construcțiile noi îndeplinesc și rolul unor pereți etanși. Ca urmare, arderea se poate desfășura cu o ușoară suprapresiune și încărcarea termică a focarului crește, de unde și debite mai mari și o economicitate mai bună.

3.5.3. Cazane de abur cu circulație forțată

Circulația forțată se întâlnește la cazanele cu debite foarte mari și cu presiuni înalte, cînd circulația naturală este nesatisfăcătoare și cînd din cauza vitezelor mici se micșorează coeficienții de schimb de căldură.

Un cazan de abur cu circulație forțată multiplă este cazanul La Mont (fig. 3.6). La acest cazan apa din tambur este trimisă cu o pompă de circulație 2 în colectoarele inferioare, care alimentează ecranele de radiație 1. Pompa asigură circulația energetică a apei în sistemul fierbător.

Aburul saturat umed intră în tamburul 3 unde, în separatorul 4 de tip ciclon (turbionar), apa este separată de abur, reintrînd în circulație. Aburul care părăsește tamburul se usucă și se supraîncălzește în supraîncălzitorul 5. Cazanul este prevăzut și cu economizorul 6.

Alt cazan de abur cu străbateră directă este cazanul Benson în Π (fig. 3.7).

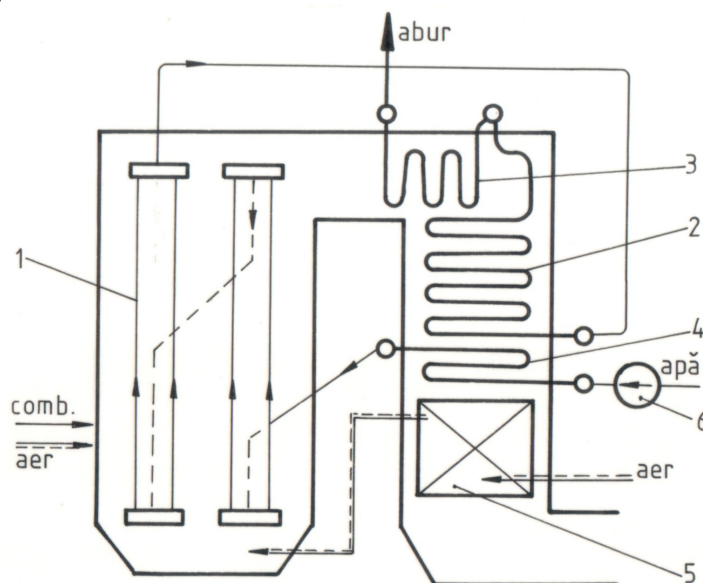


Fig. 3.7. Cazanul de abur cu străbateră directă Benson:
1 - sistemul fierbător; 2 și 3 - supraîncălzitor divizat în două trepte;
4 - economizor; 5 - preîncălzitor de aer

Cazanul cu străbateră forțată Benson are un sistem fierbător 1 alcătuit din țevi descendente și din țevi ascendente, un supraîncălzitor cu două trepte 2 și 3 și un economizor 4. Aerul este preîncălzit în preîncălzitorul 5.

Pe fig. 3.7 se observă că preîncălzirea apei, fierberea și supraîncălzirea aburului se fac printr-o singură trecere printr-o serpentină sau printr-o baterie de serpentine, sau prin țevi legate în paralel.

Neavând tambur, aceste cazane au o inerție termică mică, ceea ce impune existența unui sistem precis de reglare a raportului apă-combustibil.

Circulația apei este asigurată de o pompă, care trebuie să realizeze o presiune de pompare cu circa 25 % mai mare decât presiunea nominală.

Există și cazane Benson cu străbateră directă cu suprafețele de schimb de căldură amplasate pe verticală - cazane turn. Cazanele turn au debite de abur foarte mari: 520, 1035 sau chiar 3500 t/h.

3.5.4. Cazanul de abur cu circulație forțată de 1035 t / h

Cazanul de abur cu circulație forțată de tip Benson cu debitul nominal de abur de 1035 t / h lucrează la o presiune nominală de 192 bar și la o temperatură de supraîncălzire de 540 °C. Cazanul alimentează cu abur o turbină de 330 MW.

Acest cazan poate arde cărbune sau păcură. În cazul arderii lignitului (cu o putere calorică de 1600 kcal / kg), pornirea, stabilizarea flăcării și susținerea arderii se realizează cu păcură sau cu gaze naturale.

Cazanul este de tip turn cu un singur drum de gaze de ardere. Suprafețele de schimb de căldură convective ale cazanului sînt suspendate de un jug metalic amplasat în partea superioară a cazanului și care se sprijină pe stâlpi metalici sau de beton, asigurîndu-se în acest fel condiții pentru dilatarea liberă la punerea în funcțiune. Cazanul este construit etanș, din pereți-membrană realizați din țevi cu aripioare (vezi și subcapitolul 3.8.1). La exterior cazanul are o izolație termică ușoară, din vată minerală îmbrăcată cu tablă.

Pentru măcinarea lignitului cazanul este prevăzut cu 6 mori cu ciocane cu debitul de 100 t / h. Uscarea cărbunelui se face în turnurile de uscare ale morilor, folosindu-se gaze de ardere preluate din focar, în amestec cu aer, preîncălzit la circa 300 °C. Preîncălzirea aerului, inclusiv a celui necesar arderii, se face în două preîncălzitoare regenerative tip Ljungström. Cazanul este echipat cu ventilatoare de aer și de gaze de ardere de tip axial (de 840000 m³/h la 8000 Pa și, respectiv, de 1135000 m³/h la 4375 Pa și 160 °C).

Cazanul de abur de 1035 t/h (fig. 3.8) se caracterizează prin așezarea canalului de gaze 2 deasupra focarului 1, realizîndu-se o construcție turn cu o înălțime de circa 90 m. Țevile care alcătuiesc pereții focarului sînt așezate în spirală, iar țevile pereților-membrană 3 ale turnului sînt verticale. O altă caracteristică constructivă a cazanului de 1035 t / h o constituie utilizarea țevilor verticale de susținere 4 (cu pereții mai groși ca la celelalte țevi ale cazanului). Aceste țevi susțin panourile de țevi ale celorlalte schimbătoare de căldură convective amplasate în turn și în același timp servesc ca treaptă de supraîncălzire a aburului.

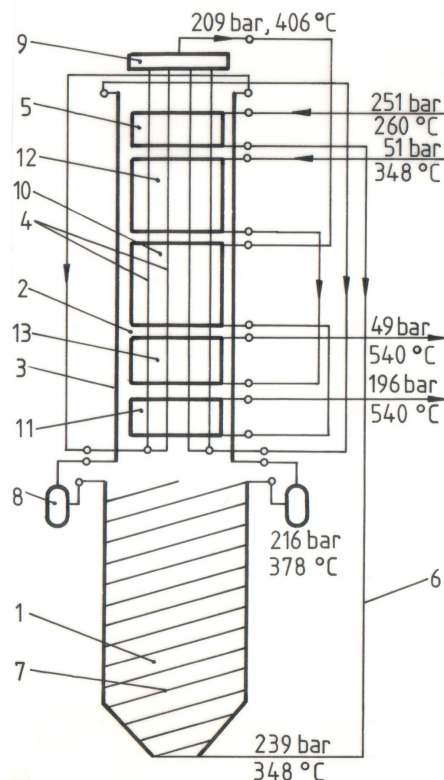


Fig. 3.8. Cazan de abur cu circulație forțată de 1035 t / h (de tip Benson); 1 - focar; 2 - canal de fum (turn); 3 - pereți-membrană; 4 - țevi de susținere; 5 - economizor; 6 - conducte de legătură; 7 - vaporizator; 8 - separatoare de apă; 9- colector de abur (superior); 10 și 11 - supraîncălzitoare de abur (treapta a doua); 12 și 13 - supraîncălzitoare de abur intermediare

La partea superioară a turnului este amplasat economizorul 5. După ce a trecut prin economizor, apa coboară prin conductele de legătură 6 în vaporizatorul (fierbătorul) 7, aflat în focarul 1. Din vaporizator, după separarea umidității în separatoarele 8, aburul intră în prima treaptă de supraîncălzire, care este constituită din țevile pereților-membrană 3 și din țevile de susținere 4, strângându-se într-un colector superior 9, din care trece în treapta a doua de supraîncălzire, care este divizată în supraîncălzitoarele 10 și 11 (primul fiind în contracurent și amplasat pe la mijlocul turnului, sub economizor și sub prima secțiune a supraîncălzitorului intermediar, iar cel de al doilea fiind în echicurent și amplasat la baza turnului, deasupra focarului). Apa strânsă în separatoarele 8 este purtată.

În turnul cazanului mai sînt amplasate două supraîncălzitoare 12 și 13 legate în serie, care au rolul de a supraîncălzi aburul extras din turbină la o presiune de circa 50 bar. Prezența supraîncălzirii intermediare a aburului mărește randamentul turbinei.

Pentru reglarea temperaturii aburului supraîncălzit sînt prevăzute sisteme de reglare cu injecție de apă de alimentare (nefigurată), plasate între treptele supraîncălzitoarelor.

Preîncălzitoarele de aer regenerative tip Ljungström cu ventilatoarele aferente precum și filtrele de praf sînt plasate la partea

superioară a turnului, sau (ca la cazanele din țara noastră) sînt plasate la o mică înălțime deasupra solului.

3.6. Focare și instalații de ardere

3.6.1. Introducere. Definiții

Focarul este spațiul special destinat și organizat pentru arderea combustibililor. Focarului îi aparțin și instalații anexe și de deservire: de introducere a combustibilului, de evacuare a zgurii și cenușii, grătare etc.

Construcția focarelor și instalațiilor de ardere depinde de natura combustibilului, care reprezintă un criteriu de clasificare. Se disting:

- focare pentru arderea cărbunelui în strat, cînd cărbunele introdus pe un grătar se preîncălește și se scindează în substanțe volatile, care ard deasupra grătarului, și în cocs, care arde pe grătar;
- focare-cameră, care ard combustibil gazos, lichid sau cărbune pulverizat, arderea desfășurîndu-se în întreg spațiul focarului.

3.6.2. Focare cu grătar rulant

Focarele cu grătar rulant (sau grătar-lanț, fig. 3.9) se folosesc la cazanele mari care ard cărbune în strat. Aceste focare prezintă cîteva avantaje importante: au productivitate mare și foarte mare, nu necesită intervenția omului în timpul exploatării, ard orice fel de combustibil solid cu granulație corespunzătoare și se automatizează ușor.

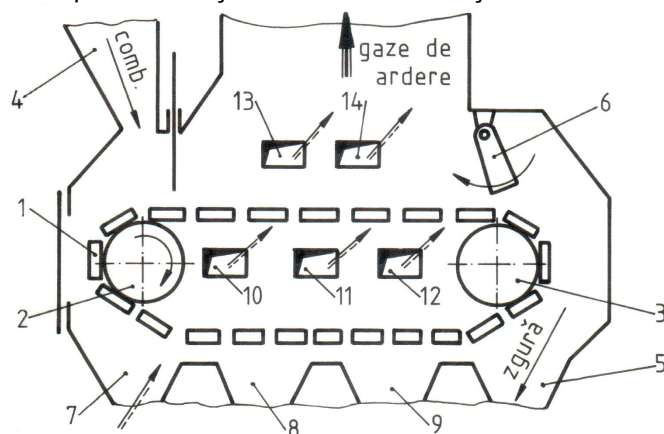


Fig. 3.9. Focar cu grătar rulant:

1 - grătar mobil; 2 - tambur motor; 3 - tambur; 4 - buncă de combustibil; 5 - pîlnie de zgură; 6 - stăvilă de zgură; 7...12 - canale de aer; 13 și 14 - canale de aer secundar

Grătarul mobil 1 este format din două lanțuri de tracțiune (Gall) laterale legate între ele prin longeroane profilate și prin bare de grătar. Grătarul este susținut de doi tamburi 2 și 3, cel anterior fiind antrenat de un electromotor printr-un reductor, asigurînd grătarului o viteză de 5...25 m/h. Cărbunele cade pe grătar din buncă 4 și, pe măsură ce arde, este

transportat de grătar spre pîlnia de zgură 5. Stăvilarul de zgură 6 reține un timp mai îndelungat combustibilul pe grătar și curăță zgura de pe barele transversale. Aerul preîncălzit la 100...300 °C este insuflat compartimentat pe mai multe zone 7...12. Circa 10 % din aerul necesar arderii se introduce prin canalele 13 și 14.

3.6.3. Focare pentru cărbune pulverizat

Aceste focare sînt folosite în instalațiile de cazane mari. Cărbunele este introdus în focar sub formă de particule cu dimensiuni de circa 0,01...0,5 mm. Particulele ard în întreg volumul focarului, suspendate într-un curent de aer. Focarele pentru cărbune pulverizat ard bine debite mari din orice combustibil (eventual cu flacără-suport de hidrocarburi).

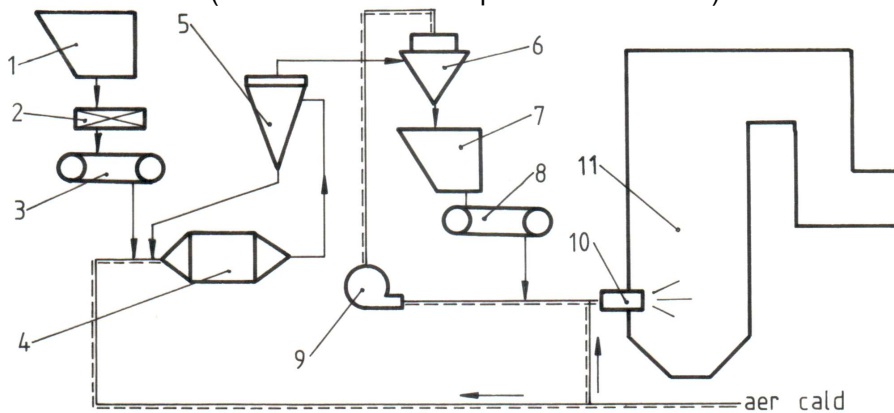


Fig. 3.10. Instalație pentru prepararea cărbunelui pulverizat:
1 - buncăr; 2 - cîntar; 3 - alimentator; 4 - moară; 5 și 6 - separatoare ciclon;
7 - buncăr; 8 - alimentator; 9 - ventilator; 10 - arzător; 11 - focar

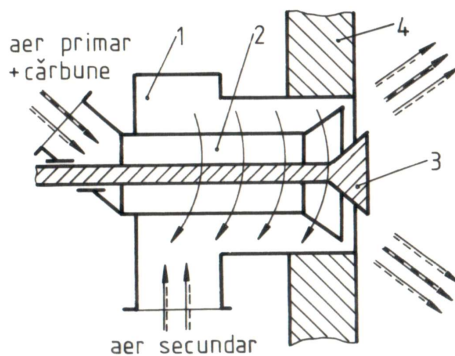


Fig. 3.11. Arzător turbionar pentru cărbune pulverizat: 1 - canal spiral; 2 - conductă centrală; 3 - con de împrăștiere; 4 - peretele focarului

Conform schemei din fig. 3.10, într-o instalație pentru prepararea cărbunelui pulverizat cărbunele, mărunțit într-un concasor (nefigurat), este adus în buncărul de alimentare 1, cîntărit pe cîntarul automat 2 și trimis cu alimentatorul 3 (cu bandă transportoare sau cu șurub) la moara 4. Moara de cărbune este cu ciocane sau cu tambur cu bile, fiind utilajul principal al instalației. Un curent de aer cald antrenează particulele fine de cărbune din

moară și le transportă la separatorul centrifugal 5.

În separator particulele prea mari sînt reținute și returnate la moară, iar amestecul aer - particule fine intră în separatorul centrifugal 6, din care praful de cărbune cade în buncărul 7 și de acolo cade pe alimentatorul 8. Curentul de aer principal furnizat de ventilatorul 9 introduce cărbunele pulverizat în focarul 11, prin arzătorul 10. Circa 80 ... 85 % din aerul necesar arderii este introdus ca aer secundar.

Un arzător pentru cărbune pulverizat este prezentat în fig. 3.11. Aerul secundar intră prin canalul spiral 1 și efectuează o mișcare de rotație, astfel că la intrarea în focar se obține un jet de aer și cărbune puternic turbionat.

3.6.4. Focare pentru combustibil lichid

Combustibilul lichid (păcura) arde pulverizat în picături foarte mici într-un curent de aer. Arderea are loc în focare de tip cameră prevăzute cu ecrane de radiație. Aceste focare nu au instalații pentru evacuarea zgurii și cenușii, deoarece arderea păcurii nu dă aceste reziduuri.

Păcura se introduce în focare prin arzătoare de două tipuri:

- cu pulverizare mecanică, în care păcura, fluidizată prin încălzire cu abur și filtrată, este pompată prin orificiile fine ale injectoarelor mecanice și intră pulverizată în focar;
- cu pulverizare pneumatică, în care un curent de abur sau de aer cald aspiră și pulverizează păcura.

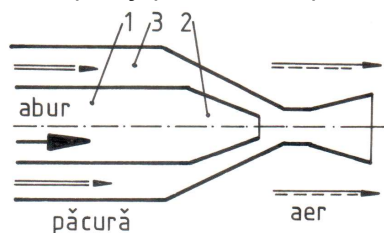


Fig. 3.12. Injector pneumatic de păcură (cu abur): 1 - conductă centrală; 2 - ajutoraj; 3 - canal radial

Într-un injector pneumatic de păcură (fig. 3.12) aburul intră prin conducta centrală 1 terminată cu ajutorajul 2. În ajutoraj aburul se destinde, mărindu-și viteza și micșorîndu-și presiunea la o valoare mai mică decît presiunea păcurii din canalul inelar 3, păcura fiind aspirată de curentul de abur. Curentul de amestec abur-păcură antrenează și aerul primar.

3.6.5. Focare pentru combustibil gazos

Aceste focare sînt asemănătoare ca formă și dimensiuni cu focarele pentru combustibili lichizi. Ele pot funcționa cu gaze naturale și cu păcură.

Arzătoarele pentru gaze se caracterizează prin presiuni scăzute ale gazelor și aerului necesar. Amestecul gaze-aer se aprinde la ieșirea din arzător. În arzător aerul necesar arderii poate fi introdus dintr-o dată, sau împărțit în aerul primar (ce se preamestecă cu gazele combustibile permițînd aprinderea și întreținerea arderii) și secundar (ce se introduce prin orificii reglabile ale arzătorului și care asigură terminarea arderii).

3.7. Circulația aerului și gazelor de ardere

3.7.1. Definiții. Clasificare

Prin tiraj se înțelege deplasarea unui gaz într-o conductă, datorită unei diferențe de presiune existentă între două secțiuni ale acesteia.

În cazanele de abur aerul circulă prin preîncălzitorul de aer, prin conductele de aer, prin stratul de cărbune sau prin arzătoarele de combustibil, iar gazele de ardere circulă prin focar și prin canalele de fum (în care spală suprafețele de schimb de căldură amplasate aici), fiind apoi evacuate prin coș în atmosferă. Circulația aerului și gazelor de ardere se realizează cu instalația de tiraj a cazanului. Instalația de tiraj trebuie să asigure diferența de presiune necesară pentru învingerea rezistențelor de pe traseul aer-gaze de ardere și pentru învingerea frecărilor interioare ale gazelor. Această diferență de presiune se numește de asemenea tiraj.

Tirajul poate fi natural sau forțat.

3.7.2. Tirajul natural

Instalația de tiraj natural (fig. 3.13) are ca element principal coșul cazanului. Circulația aerului și a gazelor de ardere se face sub diferența de presiune Δp . Această diferență se măsoară între presiunea p_a de la baza unei coloane de aer atmosferic cu înălțimea H_c (cît a coșului de fum), presiune ce se exercită în secțiunea de intrare a aerului în focar, și presiunea p_g exercitată de coloana de gaze de ardere avînd înălțimea H_c (cu temperatura $t_g > t_a$).

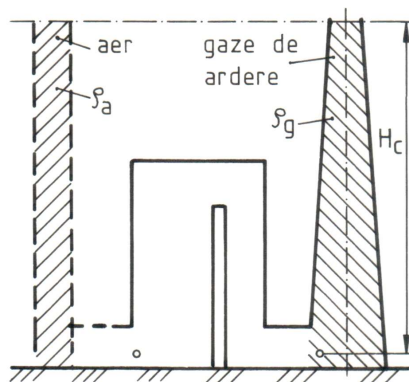


Fig. 3.13. Tirajul natural

Tirajul realizat de coș se calculează cu relația:

$$\Delta p = p_a - p_g = gH_c \left(\rho_{aN} \frac{T_N}{T_N + t_{at}} - \rho_{gN} \frac{T_N}{T_N + t_g} \right) \frac{p_{at}}{p_N}, \quad (3.2)$$

în care ρ_{aN} și ρ_{gN} sînt masele volumice ale aerului și gazelor de ardere la starea normală, t_{at} și t_g sînt temperatura atmosferică și temperatura medie a gazelor de ardere din coș (se admite o răcire a gazelor din coș de $0,3 \dots 0,8 \text{ } ^\circ\text{C/m}$), iar p_{at} este presiunea atmosferică.

3.7.3. Tirajul forțat

O instalație de tiraj forțat are unul sau mai multe ventilatoare, montate pe traseul aer-gaze de ardere.

Există mai multe tipuri de tiraj forțat:

- tiraj insuflat, la care gazele de ardere sînt împinse de aerul trimis de un ventilator;

- tiraj aspirat, la care un ventilator realizează o depresiune la baza coșului de fum;
- tiraj aspirat direct, cînd întreaga cantitate de gaze de ardere este aspirată de un ventilator de gaze de ardere (exhaustor) aflat la baza coșului de fum;
- tiraj aspirat indirect, la care depresiunea de la baza coșului este creată de un ejector alimentat cu abur sau cu aer de la un ventilator;
- tiraj aspirat combinat, cînd exhaustorul aspiră o parte din gazele de ardere și alimentează cu ele un ejector care aspiră restul gazelor de ardere;
- tiraj combinat echilibrat, cu ventilator de aer și cu exhaustor (soluție folosită pe cazanele în Π).

Tirajul combinat echilibrat este cel mai rațional mod de organizare a circulației forțate a aerului și gazelor de ardere. Un ventilator de aer trimite aerul prin preîncălzitorul de aer în focar, iar un exhaustor aspiră gazele de ardere și le evacuează pe coș.

3.8. Suprafețele de schimb de căldură ale cazanelor de abur

3.8.1. Ecranele de radiație

Ecranele de radiație se confecționează din țevi drepte sau din țevi cu aripioare (fig. 3 14).

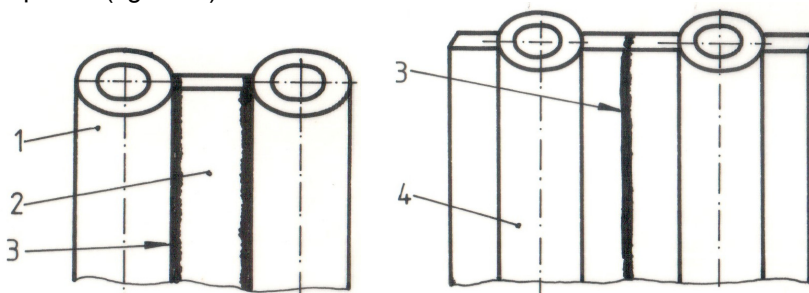


Fig. 3.15. Variante de confecționare a ecranelor de radiație:

1 - țevi drepte; 2 - platbandă; 3 - cordon de sudură; 4 - țevi cu aripioare

Țevile drepte se sudează între ele prin platbande de oțel, iar țevile cu aripioare se sudează între ele direct. Astfel se realizează ecranemembrană cu care se construiesc focare etanșe, care protejează mai bine pereții, ceea ce permite înlocuirea zidăriei refractare cu o izolație mai simplă.

3.8.2. Supraîncălzitoarele

Supraîncălzitoarele sînt suprafețe de schimb de căldură convective. Se construiesc ca un sistem de serpentine legate la mai multe colectoare de intrare și de ieșire.

După corelația dintre sensul de curgere a gazelor de ardere prin canalul de fum și sensul de curgere a aburului, supraîncălzitoarele sînt în echicurent, în contracurent sau mixte (mai riguros - în curent încrucișat).

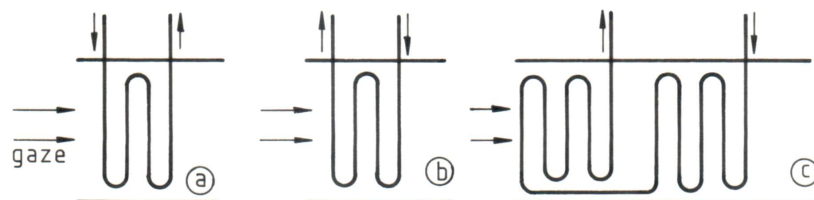


Fig. 3.15. Supraîncălzitoare convective:
a - în echicurent; b - în contracurent; c în curent mixt

3.8.3. Economizoarele

Există două tipuri funcționale:

- economizoare nefierbătoare, care preîncălzesc apa pînă la o temperatură cu 20...30 °C mai mică decît temperatura de saturație;
- economizoare fierbătoare, în care apa se încălzește pînă la temperatura de saturație și în care 10... 15% din apă se vaporizează.

Economizoarele se construiesc mai ales din țevi netede din oțel, îndoite sub formă de serpentine legate la colectoare. Pentru un schimb de căldură cît mai bun țevile se montează în eşichier (pe mai multe rînduri, cu intervale uniforme între ele).

3.8.4. Preîncălzitoarele de aer

Există și se folosesc două tipuri de preîncălzitoare de aer:

- recuperative, executate din țevi netede verticale, sau din plăci de fontă care formează canale paralelipipedice;
- regenerative rotative cu ax vertical, cu masă pentru acumularea căldurii (Ljungström).

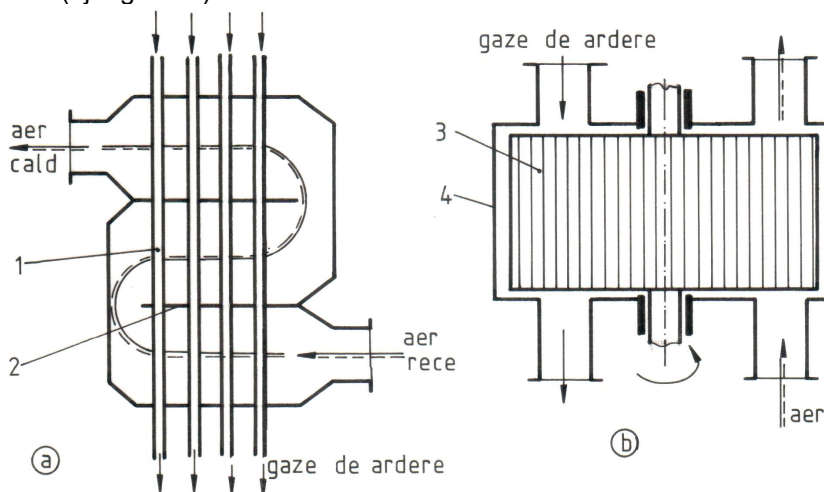


Fig. 3.16. Preîncălzitoare de aer:
a - recuperativ cu țevi netede; b - regenerativ rotativ (Ljungström); 1 - țevi netede; 2 - deflectoare; 3 - rotor celular; 4 - carcasă

Pe fig. 3.16 - a se observă că la preîncălzitoarele recuperative cu țevi netede gazele de ardere trec prin interiorul țevilor 1, iar aerul circulă printre țevi, curgerea sa fiind dirijată cu deflectoarele 2. Preîncălzitoarele cu țevi se montează în canalul de fum din cel de al doilea picior al cazanelor în Π , înainte de filtrul pentru pulberi și de coșul de fum.

Cazanele cu debite mari de abur sînt echipate cu preîncălzitoare de aer regenerative rotative (fig. 3.16 - b). Rotorul cu ax vertical este confecționat din sectoare cu celule din tablă. Ca urmare a rotirii cu un motor exterior, suprafața de schimb de căldură trece alternativ prin curentul de gaze de ardere fierbinți (acumulînd căldura fizică $m c_p \Delta t$) și prin curentul de aer rece (cărui îi cedează căldura acumulată). Aceste preîncălzitoare de aer se amplasează în exteriorul clădirii centralei termoelectrice, în atmosfera liberă, împreună cu ventilatorul de aer rece și cu ventilatorul de gaze de ardere, deoarece ansamblul preîncălzitor - ventilatoare are un volum foarte mare și ocupă o suprafață importantă.

3.9. Bilanțul termic al unui cazan de abur. Randamentul cazanului

Bilanțul termic al unui cazan de abur reprezintă relația de egalitate dintre suma cantităților de căldură introduse în cazan și suma cantităților de căldură care părăsesc cazanul.

Ecuția bilanțului termic se scrie raportînd toate cantitățile de căldură la 1 kg de combustibil (solid sau lichid) sau la 1 Nm³ de combustibil gazos, ori la un interval de timp (de exemplu 24 h sau 1 an). Cantitățile de căldură implicate în bilanț se exprimă față de o temperatură de referință t_{ref} , care de obicei se alege 0 °C. Ecuția de bilanț termic are forma generală

$$Q_i = Q_e, \quad (3.3)$$

unde Q_i reprezintă suma căldurilor intrate în cazan iar Q_e suma căldurilor ieșite din cazan.

Căldura intrată în cazan se exprimă sub forma

$$Q_i = H_i + Q_c + Q_{inj} + Q_{aer} + Q_{apa}. \quad (3.4)$$

Termenul H_i reprezintă cantitatea de căldură ce se obține prin arderea completă a cantității unitare de combustibil (puterea calorică inferioară). Termenul Q_c este căldura fizică a combustibilului, fiind căldura necesară pentru încălzirea cantității unitare de combustibil de la temperatura de referință pînă la temperatura t_c cu care acesta intră în cazan (este numită fizică pentru a se deosebi de căldura ce poate fi degajată chimic, prin ardere). Q_{inj} este căldura conținută în aburul folosit pentru injecția păcurii în focarul cazanului, Q_{aer} este căldura fizică a aerului (căldura necesară încălzirii aerului de la t_{ref} pînă la temperatura t_{aer} cu care acesta intră în cazan) iar Q_{apa} este căldura primită de apă pentru a se încălzi de la t_{ref} pînă la t_{apa} (căldura fizică a apei care intră în economizorul cazanului).

Cantitățile de căldură care reprezintă căldura fizică a unor agenți se exprimă în funcție de entalpiile raportate, pentru agenții în stare solidă sau lichidă calculîndu-se cu relația:

$$Q_{fiz} = m(i - i_{ref}) = mc(t - t_{ref}). \quad (3.5)$$

În care m este masa de agent în stare solidă sau lichidă corespunzătoare masei de 1 kg de combustibil, i și i_{ref} sînt entalpiile masice la temperatura t de intrare din cazan și la temperatura t_{ref} de referință iar c este căldura specifică masică a agenților.

Cantitatea de căldură ieșită din cazan are forma:

$$Q_e = Q_1 + \sum_{p=2}^6 Q_p, \quad (3.6)$$

În care Q_1 reprezintă căldura utilă, regăsită în aburul produs, iar Q_p reprezintă diferitele pierderi de căldură.

Termenul Q_2 reprezintă pierderea de căldură cauzată de gazele evacuate la coș. Temperatura gazelor de ardere evacuate la coș depinde de tipul tirajului, de conținutul de vapori de apă din gazele de ardere și de conținutul de sulf al combustibilului. Pentru cazanele cu tiraj natural se impune gazelor de ardere la evacuare o temperatură minimă de circa 180 °C, dar se folosește o valoare de 200 °C (fiindcă la temperaturi mai mici coșul de fum devine prea înalt). La cazanele de abur cu tiraj forțat temperatura gazelor de ardere la evacuare poate coborî pînă la circa 110 °C, practic fiind de 140...160 °C. Dacă temperatura gazelor de ardere scade sub valorile arătate mai sus, apare pericolul condensării vaporilor de apă (formare de rouă) pe suprafețele de schimb de căldură ale preîncălzitorului de aer, ceea ce corodează metalul. Dacă combustibilul conține sulf, la temperaturi ale metalului mai mici ca 140 °C apare roua acidă, cu formare de H_2SO_4 și H_2SO_3 , care corodează foarte puternic metalul. Ca urmare a considerațiilor expuse mai sus, temperatura gazelor de ardere la evacuarea lor la coș trebuie să fie mai mare de 160 °C. Așadar, gazele de ardere care părăsesc cazanul prin coș conțin o cantitate de căldură care nu mai poate fi recuperată și din punct de vedere al bilanțului termic reprezintă o pierdere de căldură. Cantitatea de căldură conținută în gazele de ardere se calculează ca sumă a căldurilor fizice ale gazelor componente. Compoziția gazelor de ardere se stabilește prin analiză chimică.

Termenul Q_3 reprezintă pierderile de căldură datorate arderii incomplete din punct de vedere chimic. Aceste pierderi apar deoarece în unele zone ale focarului amestecul de aer și combustibil nu este cel corespunzător arderii complete. Ca urmare, gazele de ardere conțin și diverse gaze combustibile (oxid de carbon, hidrogen, metan etc.).

Termenul Q_4 reprezintă pierderile de căldură datorate arderii incomplete din punct de vedere mecanic. Aceste pierderi apar deoarece, la arderea combustibilului solid, o parte din acesta este eliminat mecanic din cazan înainte de a arde (este vorba de cărbune căzut de pe grătar în cenușar, înglobat în zgură și evacuat cu aceasta, praf de cărbune antrenat de gaze în afara focarului înainte de a arde, cocs zburător și funingine depusă pe țevi etc.).

Termenul Q_5 reprezintă cantitatea de căldură transmisă către mediul

ambiant, pierdere ce apare ca urmare a faptului că temperatura suprafețelor exterioare ale cazanului este mai mare decât temperatura mediului. Această cantitate de căldură se determină experimental sau se apreciază prin comparație cu datele cunoscute pentru cazane similare.

Termenul Q_6 reprezintă căldura evacuată din cazan odată cu zgura și cu cenușa. Pierderea apare deoarece zgura și cenușa părăsesc cazanul la temperaturi mari, de 600...700 °C.

Ecuția de bilanț termic se exprimă procentual (prin împărțire la Q_1 și înmulțire cu 100) sub forma:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 . \quad (3.7)$$

Randamentul termic al cazanului de abur se obține sub forma:

$$\eta = q_1 = \frac{Q_1}{Q_i} = 100 - \sum_{p=2}^6 q_p , \quad (3.8)$$

mărimă care permite aprecierea globală a eficienței proceselor de ardere a combustibilului și a proceselor de transmitere a căldurii.

Relația (3.8) stă la baza metodei indirecte de determinare a randamentului unui cazan de abur prin stabilirea pierderilor pe căi standardizate.

Determinarea directă a randamentului se face cu relația (3.1) și presupune măsurarea directă a debitului și a parametrilor aburului, precum și măsurarea consumului de combustibil.

Bibliografie

- 3.1. Antonescu N., Caluian V., Cazane și aparate termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1975.
- 3.2. Aldea M., Iordache N., Negulescu L., Îndrumător pentru fochiștii de la cazanele de abur și apă fierbinte. Ed. Tehnică, București, 1978.
- 3.3. Dănescu Al., Nicolae Tr., Termotehnică și instalații termice în agricultură. Ed. didactică și pedagogică, București, 1976.
- 3.4. Dănescu Al., Ștefănescu D. (coordonatori), Termotehnică și instalații termice. Ed. didactică și pedagogică, 1985.
- 3.5. Grecu T., Negrea V. D., Iordache I., Dăscălescu D., Mașini mecanoenergetice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 3.6. Popa B., Vintilă Constanța, Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1977.
- 3.7. Ungureanu C., Generatoare de abur pentru instalații energetice clasice și nucleare. Ed. didactică și pedagogică, București, 1977.
- 3.8. Ungureanu C., Pănoiu N., Zubcu V., Ionel Ioana, Combustibili. Instalații de ardere. Cazane. Ed. POLITEHNICA, Timișoara, 1998.
- 3.9. Ursescu D., Cazane și turbine cu abur și gaze. Institutul Politehnic Iași, 1987.
- 3.10. Zubcu V., Cazane de abur. Vol. I. Institutul Politehnic Iași, 1974.

4. COMPRESOARE

4.1. Definiții. Clasificare

Compresoarele sînt mașini de forță generatoare care cresc presiunea debitului de gaze pe care îl vehiculează.

După principiul de funcționare se disting:

- compresoare volumice, care realizează comprimarea prin micșorarea unui volum de gaz închis în spațiul de lucru al mașinii;
- compresoare dinamice, care realizează comprimarea într-un proces cu curgere continuă a gazului, prin mărirea energiei cinetice și, parțial, și a energiei potențiale de presiune într-un rotor cu palete, proces urmat de transformarea energiei cinetice în energie de presiune prin frînarea curgerii;
- compresoare cu jet, care realizează comprimarea prin amestecarea curentului de fluid de joasă presiune cu un curent de înaltă presiune, rezultatul fiind un curent de presiune medie.

Exemple. Din prima grupă fac parte compresoarele cu piston, din a doua - cele centrifuge și cele axiale, iar din ultima - ejectoarele.

Compresoarele volumice realizează presiuni pînă la 1000 bar, dau au debite relativ mici, sub 500 m³/min. Compresoarele dinamice furnizează presiuni pînă la 25 bar la debite foarte mari. Compresoarele centrifuge realizează debite de pînă la 2500 m³/min, iar cele axiale debite ce pot depăși 10000 m³/min.

Suflantele sînt compresoare dinamice destinate unor presiuni mai mici de 4 bar. Nu au răcire intermediară a gazului. Ventilatoarele sînt compresoare dinamice cu o treaptă. Ele realizează creșteri de presiune mici (< 1,1 bar) și vehiculează debite foarte mari. Exhaustoarele sînt suflante sau ventilatoare care vehiculează gaze prin crearea unei depresiuni în canalele de gaze. Pompele de vid sînt compresoare destinate realizării unei depresiuni (vid) în incinte închise.

Fiind mașini generatoare, compresoarele trebuie să fie antrenate de un motor (electric, cu ardere internă, turbină cu gaze), prin cuplare directă sau printr-o transmisie mecanică, motorul furnizînd energia mecanică necesară funcționării.

4.2. Compresoare volumice

4.2.1. Compresoare cu piston cu mișcare de translație a pistonului

4.2.1.1. Schema constructivă a compresorului cu mișcare de translație a pistonului

Un compresor monocilindru (fig. 4.1) are ca parte principală un cilindru 1 prevăzut cu un sistem de răcire cu aer (cu aripioare de răcire) sau cu apă (cu cămașă de apă). În cilindru se montează pistonul 2, care este etanșat față de cilindru cu segmentii 3. Cilindrul se termină cu carterul 4 (o cutie care închide mecanismul de antrenare), iar la cealaltă extremitate cu

chiulasa 5 (un capac care închide camera de comprimare din cilindru). În chiulasă se află supapa de admisiune 6 și supapa de refulare 7. Supapele 6 și 7 realizează comunicarea dintre cilindru și galeriile de admisiune 8 și de refulare 9. Pistonul 2 este acționat de un mecanism bielă-manivelă, din care pe fig. 5.1 sînt vizibile biela 10 și manivela 11 a arborelui cotit.

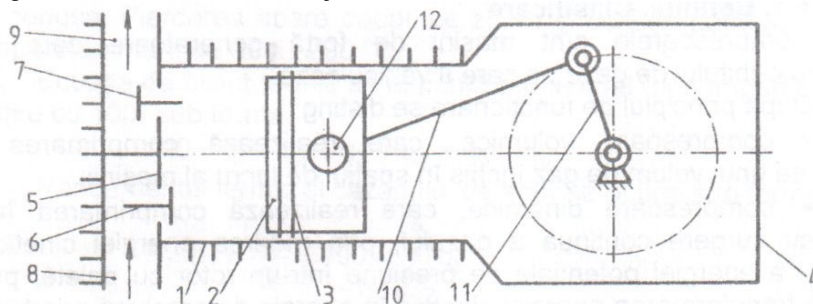


Fig. 4.1. Schema constructivă a unui compresor cu piston:
1 - cilindru; 2 - piston; 3 - segment; 4 - carter; 5 - chiulasă; 6 și 7 - supape de aspirație și respectiv, de refulare; 8 și 9 - galerii de admisiune și, respectiv, de refulare; 10 - biela; 11 - manivela arborelui cotit; 12 - bolț

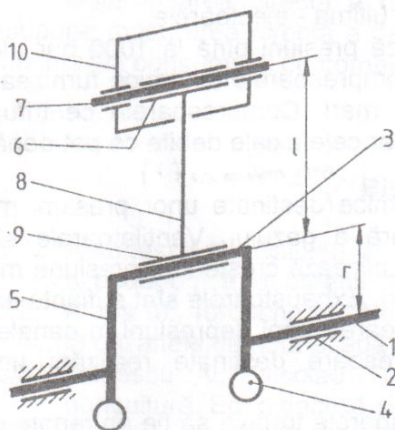


Fig. 4.2. Schema mecanismului de antrenare a pistonului:
1 - fusuri de palier; 2 - lagăre de palier; 3 - fus maneton; 4 - contragreutăți; 5 - brațele manivelei; 6 - piciorul bielei; 7 - bolț; 8 - corpul bielei; 9 - capul bielei; 10 - piston

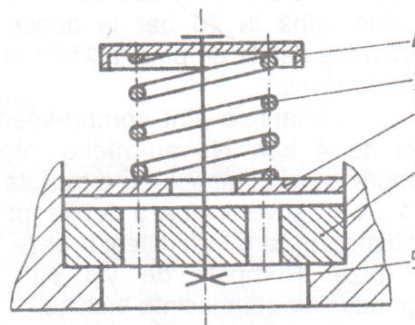


Fig. 4.3. Schema unei supape de compresor:
1 - supapa (lama); 2 - scaun; 3 - arc; 4 - taler; 5 - șurub

În compunerea mecanismului de antrenare a pistonului se află un cot de arbore, biela, bolțul și pistonul. Un cot al arborelui (fig. 4.2) este constituit din două fusuri de palier 1, care reprezintă porțiuni cilindrice de arbore aflate pe axa de rotație și plasate în lagărele paliere 2 (care aparțin părților fixe ale compresorului), dintr-un fus maneton 3, care este o porțiune

cilindrică de arbore cu axa paralelă cu axa de rotație și care servește pentru articularea bielei, și din brațele manivelei 5, brațe care au lungimea între axe egală cu raza r a mecanismului. Părțile componente ale bielei sînt piciorul bielei 6 (care se articulează cu bolțul 7), tija bielei 8 (sau corpul bielei - cu lungimea între axe l) și capul bielei 9, cu care lagărul maneton se articulează pe fusul maneton 3, operațiune posibilă datorită secționării capului bielei și fixării capacului cu șuruburi, după montarea pe maneton.

Supapele unui compresor cu piston sînt supape automate, adică se deschid și se închid sub acțiunea forțelor de presiune ce acționează pe fețele lor dinspre gazele din cilindru și, respectiv, din galeriile de admisiune sau refulare.

O supapă de compresor cu piston (fig. 4.3) este compusă din supapa propriu-zisă (sau lama), 1 care controlează (închide sau deschide) orificiile din scaunul supapei 2. Poziția închisă a supapei este menținută de arcul 3 (elicoidal - de torsiune, ca în desen, sau lamelar - de încovoiere). Arcul este ținut de talerul 4. Piesele supapei sînt asamblate printr-un șurub 5. Montată în compresor cu arc spre cilindru, supapa servește la admisiunea gazului. Montată cu arc spre galerie, supapa este de refulare.

Compresoarele cu piston mici se construiesc cu unul sau cu mai mulți cilindri verticali în linie, sau cu cilindri în V, iar compresoarele industriale mari se construiesc cu mai mulți cilindri orizontali.

4.2.1.2. Compresorul teoretic. Ciclul termodinamic

Se numește compresor teoretic un compresor cu piston ideal, care îndeplinește următoarele ipoteze:

- între pistonul aflat în punctul mort interior (p.m.i.) și chiulasă nu există spațiu ocupat de gaz, adică volumul vătămător este nul;
- supapele se deschid și se închid instantaneu;
- supapele nu opun rezistență la curgerea gazului.

În concordanță cu ipotezele acceptate, admisiunea gazului în cilindru se face pe durata cursei pistonului de la punctul mort interior (p.m.i.) pînă la punctul mort exterior (p.m.e.), la presiunea constantă p_1 din galeria de admisiune, după procesul izobar 4-1 (fig. 4.4).

Comprimarea se face pe durata unei părți din cursa pistonului de la punctul mort exterior către punctul mort interior, procesul 1-2 fiind adiabatic, izotermic sau politropic, în concordanță cu ipotezele suplimentare care se acceptă.

Refularea gazului din cilindru se desfășoară pe fracțiunea din cursa

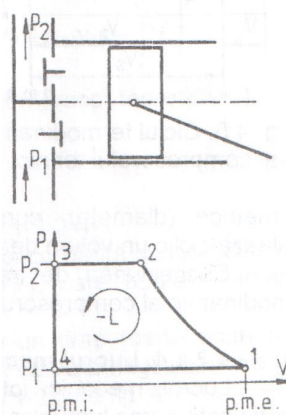


Fig. 4.4. Ciclul compresorului teoretic

pistonului între punctul mort exterior și punctul mort interior neutilizată de procesul de comprimare, procesul 2-3 fiind izobar, la presiunea constantă p_2 din galeria de refulare.

Ciclul se încheie printr-un proces izocor 3-4 convențional, care corespunde închiderii instantanee a supapei de refulare și deschiderii instantanee a supapei de admisiune, adică corespunde trecerii cilindrului de la legătura cu conducta de refulare la legătura cu cea de admisiune.

Așadar, compresorul teoretic funcționează ciclic, repetînd mereu secvențele 1-2-3-4-1, care reprezintă ciclul termodinamic al mașinii compresor teoretic (fig. 4.4).

Raportul presiunilor

$$\pi = p_2 / p_1 \quad (4.1)$$

se numește raport de creștere a presiunii în compresor.

4.2.1.3. Compresorul tehnic. Ciclul termodinamic

Considerații de ordin constructiv, între care construcția supapelor și amplasarea lor în chiulasă, impun compresorului real să funcționeze cu un

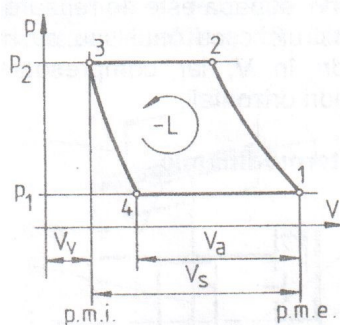


Fig. 4.5. Ciclul termodinamic al compresorului tehnic

spațiu (volum) vătămător. În acest fel se definește compresorul tehnic, mașină care înlătură ipotezele compresorului teoretic. Existența volumului vătămător V_v dintre chiulasă și pistonul aflat în punctul mort interior face ca ciclul termodinamic al compresorului tehnic să aibă, între presiunile p_2 și p_1 , pe o fracțiune din cursa de admisiune a pistonului, un proces 3-4 de destindere a gazului reținut în spațiul vătămător după terminarea procesului de refulare. În acest fel, în comparație cu un compresor teoretic avînd aceleași dimensiuni

geometrice (diametru, cursă), compresorul tehnic aspiră, comprimă și refulază ciclic un volum de gaz mai mic ($V_a < V_s$).

Succesiunea de transformări 1-2-3-4-1 (fig. 4.5) reprezintă ciclul termodinamic al compresorului tehnic.

4.2.1.4. Lucrul mecanic necesar comprimării unui gaz

Lucrul mecanic total L necesar realizării ciclului compresorului teoretic este suma lucrurilor mecanice ale fazelor funcționale:

$$L = L_{12} + L_{23} + L_{34} + L_{41} \quad (4.2)$$

Considerînd comprimarea 1-2 oarecare, fără precizări particularizatoare, lucrul mecanic necesar este:

$$L_{12} = \int_1^2 p dV \quad (4.3)$$

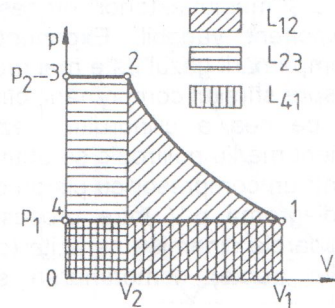


Fig. 4.6. Lucrul mecanic necesar proceselor compresorului teoretic

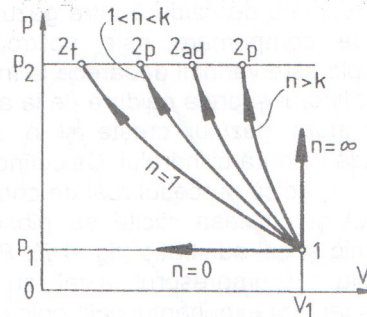


Fig. 4.7. Procese de comprimare

Procesele izobare de admisiune și de refulare necesită:

$$L_{41} = \int_4^1 p dV = p_1(V_1 - V_4) = p_1 V_1; \quad (4.4)$$

$$L_{23} = -p_2 V_2. \quad (4.5)$$

În procesul izocor 3-4 nu se schimbă lucrul mecanic:

$$L_{34} = 0. \quad (4.6)$$

Însumînd relațiile (4.3), (4.4) și (4.5) și efectuînd următoarea transformare matematică simplă:

$$\int_1^2 p dV = \int_1^2 d(pV) - \int_1^2 V dp = (p_2 V_2 - p_1 V_1) - \int_1^2 V dp,$$

se obține lucrul mecanic necesar unui ciclu de compresor teoretic:

$$L = - \int_1^2 V dp, \quad (4.7)$$

care corespunde în diagrama p-V (fig. 4.6) ariei 1-2-3-4-1.

Relația (4.2) se poate particulariza în concordanță cu ipotezele ce se impun procesului de comprimare 1-2 (fig. 4.7), care poate fi adiabatic, izotermic sau politropic.

Procesul de comprimare efectuat într-un timp foarte scurt într-un cilindru perfect izolat termic (deci cu schimb de căldură neglijabil între gaz și mediul exterior) este considerat adiabatic - linia 1-2_{ad} pe fig. 4.7.

Procesul de comprimare realizat într-un compresor introdus într-un termostat ideal (care preia instantaneu căldura menținînd temperatura gazului constantă) este considerat izotermic (se desfășoară la $T_1 = \text{const.}$) - linia 1-2_t pe fig. 4.7. Pe diagrama p-V din fig. 4.7 se observă că lucrul mecanic necesar comprimării izoterme este minim (ceea ce se confirmă imediat prin calcul). În practică, apropierea de această situație avantajoasă se face prin răcirea mașinii compresor (cu aer sau cu apă).

Deoarece viteza de deplasare a pistonului este finită și deoarece

există schimb de căldură între gazul din cilindru și mediul exterior, procesul real de comprimare este politropic cu exponent variabil. Exponentul politropic este variabil deoarece la începutul comprimării gazul este mai rece decât cilindru și preia căldură de la acesta, iar spre sfârșitul comprimării, când temperatura gazului crește și o depășește pe cea a cilindrului, gazul cedează căldură cilindrului. Calculînd un exponent mediu politropic se obține $1 < n < k$, adică procesul real de comprimare într-un compresor cu piston cu cilindru și chiulasa răcite se plasează pe diagrama p-V între procesul izotermic și cel adiabatic (fig. 4.7). Pe compresoarele dinamice nerăcite (de exemplu - compresorul axial cu mai multe trepte) comprimarea se desfășoară cu exponentul politropic $n > k$.

Introducînd în relația (4.2) lucrul mecanic de comprimare politropică dat de relația (2.120), se obține expresia finală a lucrului mecanic necesar unui ciclu de compresor teoretic:

$$L = p_1 V_1 - p_2 V_2 + \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = \frac{n}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right] = nL_{12}, \quad (4.8.)$$

care arată că lucrul mecanic necesar unui ciclu este de n ori mai mare ca lucrul mecanic necesar numai procesului de comprimare politropică.

Pentru un compresor tehnic, în ipoteza că procesele de comprimare politropică și de destindere politropică se desfășoară cu exponenți apropiați $n_1 \approx n_2 = n$, lucrul mecanic se determină, pe fig. 4.5, ca o diferență de arii:

$$L = A_{1234} = A_{12ab} - A_{43ab} =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(1 - \pi^{(n-1)/n} \right) - \frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left(1 - \pi^{(n-1)/n} \right) = \quad (4.9)$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left(1 - \pi^{(n-1)/n} \right).$$

Ultima relație arată că și din punct de vedere al lucrului mecanic necesar pentru un ciclu de comprimare compresorul tehnic se comportă ca un compresor teoretic cu cilindree redusă ($V_1 - V_4$).

4.2.1.5. Diagrama indicată a compresorului cu piston

Dacă se înlătură și ultimele două ipoteze de la compresorul teoretic, (cele referitoare la supape) și se ține seama că la trecerea prin supape (care nu se deschid instantaneu) gazul suportă procese de laminare, atunci funcționarea compresorului se desfășoară conform diagramei din fig. 4.8.

Influența laminării gazului în timpul aspirației se manifestă prin pierderi gazodinamice, care fac ca presiunea medie din cilindru în timpul aspirației p_a să fie mai mică decât presiunea p_1 din galeria de admisiune, diferența de presiune fiind $\Delta p_1 = p_1 - p_a$.

În timpul refulării, pentru acoperirea pierderilor gazodinamice din supapă, presiunea medie din cilindru p_r trebuie să fie mai mare decât presiunea p_2 din galeria de refulare, diferența fiind $\Delta p_2 = p_r - p_2$.

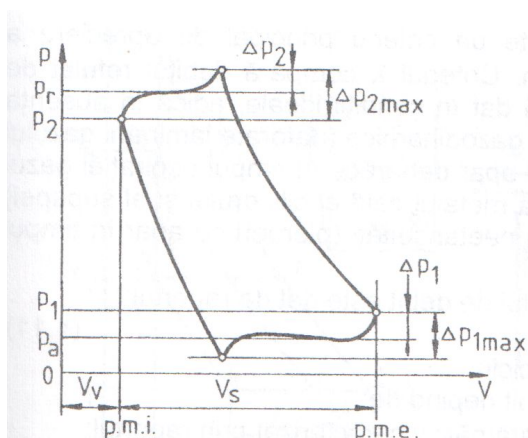


Fig. 4.8. Diagrama indicată a compresorului cu piston

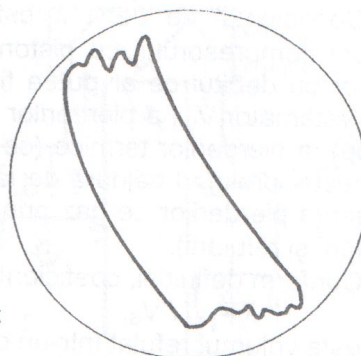


Fig. 4.9. Diagramă indicată obținută experimental

La începutul admisiunii și la începutul refulării, când supapele încă nu sînt complet deschise, diferențele de presiune au valorile maxime Δp_{1max} și Δp_{2max} .

Diagrama din fig. 4.8 poartă numele de diagramă indicată a compresorului cu piston și se obține experimental, pe mașina în funcțiune, cu o instalație numită indicator de diagramă [4.3, p.129...160]. Pe diagramele indicate experimentale se observă mici variații oscilatorii ale presiunii în timpul admisiunii și refulării (ca pe fig. 4.9), variații care se datoresc mișcărilor vibratorii ale lamelelor supapelor deschise.

4.2.1.6. Parametrii compresorului cu piston. Debitul

Principalele caracteristici tehnico-funcționale ale unui compresor cu piston sînt presiunea de refulare și debitul.

Presiunea de refulare este egală cu presiunea la care compresorul funcționează în condiții optime. Presiunea maximă de refulare se indică pentru funcționarea în regim continuu sau intermitent.

Debitul compresorului reprezintă cantitatea de gaz refulată, în regim normal de funcționare, în unitatea de timp. Se disting debitul masic (în kg/s), debitul volumic redus la starea normală (Nm^3/s), debitul volumic exprimat în funcție de condițiile de la aspirație și debitul volumic exprimat în funcție de condițiile de presiune și temperatură de la refulare.

Debitul compresorului raportat la starea gazului la aspirație se exprimă în funcție de dimensiunile cilindrului și de turație:

$$\dot{V} = \lambda V_s \frac{n}{60} = \lambda \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\omega}{2\pi}, \quad (4.10)$$

în care D și S sînt diametrul cilindrului și cursa pistonului, $V_s = \pi D^2 S / 4$ este cilindrul mașinii (volumul corespunzător cursei totale a pistonului), n și ω sînt turația și, respectiv, viteza unghiulară a arborelui, iar λ este coeficientul de debit (sau gradul de utilizare a cilindrului).

Coeficientul de debit λ este un criteriu principal de apreciere a funcționării compresorului cu piston. Criteriul λ compară debitul refulat de compresor cu debitul ce ar putea fi dat în condiții ideale, adică în absența spațiului vătămător V_v , a pierderilor gazodinamice (datorate laminării gazului în supape), a pierderilor termice (ce apar deoarece în timpul aspirației gazul se încălzește, preluând căldură de la metalul cald al cilindrului și al supapei) și în absența pierderilor de gaz prin neetanșeități (pierderi ce apar în timpul comprimării și refulării).

Conform definiției, coeficientul de debit este dat de raportul:

$$\lambda = V_r / V_s, \quad (4.11)$$

unde V_r este volumul refulat într-un ciclu.

Valorile coeficientului de debit depind de:

- dimensiunile spațiului vătămător, caracterizat prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_s} 100, \quad (4.12)$$

cu valori între 1...8%;

- raportul de creștere a presiunii

$$\pi = p_2 / p_1; \quad (4.1.)$$

- mărimea pierderilor enumerate cu două aliniate mai sus.

Valorile numerice ale coeficientului de debit se determină experimental, și orientativ se încadrează între 0,99...0,40, valori care se micșorează cu creșterea coeficienților ε și π .

4.2.1.7. Funcționarea compresorului cu piston cu $\pi = \text{var}$

În practică, un compresor cu piston lucrează cu presiuni de refulare variabile, în concordanță cu cerințele utilizatorului de gaz comprimat, adică lucrează cu raportul π variabil.

Pe diagrama p-V din fig. 4.10 se observă că pe măsura creșterii raportului π scade volumul de gaz aspirat (altfel spus scade coeficientul de debit). La limită ($p_2 = p_{2\text{max}}$) compresorul nu mai aspiră și nu mai debitează.

În concluzie, existența volumului vătămător limitează presiunea maximă ce poate fi furnizată de un compresor.

4.2.1.8. Compresoare cu mai multe trepte

În subcapitolul precedent s-a arătat că o singură treaptă de comprimare poate debita o presiune maximă limitată. Pentru a obține presiuni mai înalte, dar și pentru a face o economie de lucru mecanic, pentru comprimare - așa cum se va arăta în continuare - se folosesc compresoare cu mai multe trepte și cu răcire intermediară. Răcirea intermediară apropie procesul real de comprimare în treaptă de un proces de comprimare izotermic.

După prima treaptă de compresor gazul străbate un schimbător de căldură (răcitor intermediar - fig. 4.11) în care își micșorează temperatura și volumul masic și apoi intră în treapta a doua, al cărei cilindru are diametru mai mic decât prima (datorită volumului masic mai mic al gazului pe care îl aspiră și comprimă).

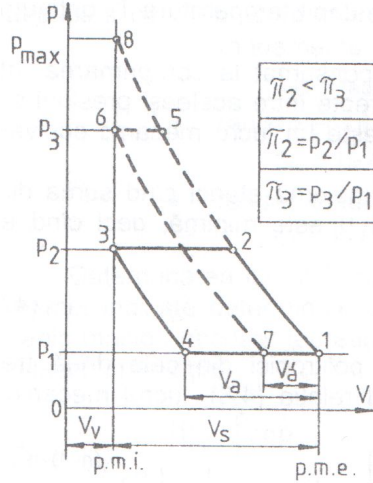


Fig. 4.10. Funcționarea compresorului cu piston la diferite presiuni de refulare

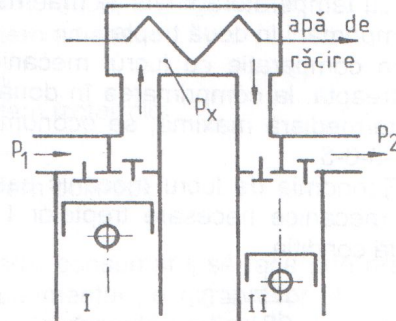


Fig. 4.11. Schema unui compresor cu piston cu 2 trepte: I și II - trepte de comprimare

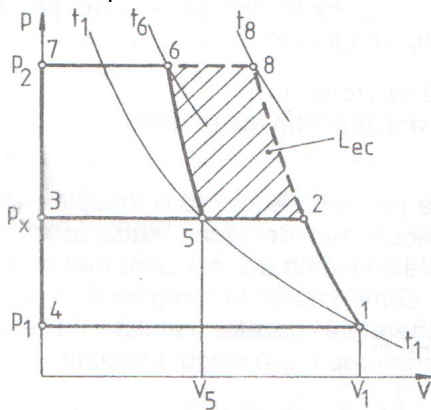


Fig. 4.12. Diagrama p-V a compresorului cu două trepte

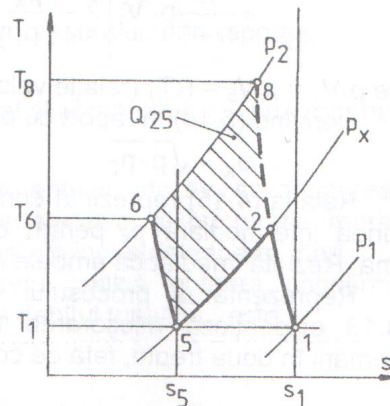


Fig. 4.13. Diagrama T-s a comprimării în două trepte

Funcționarea compresorului cu două trepte este prezentată în diagrama p-V din fig. 4.12 pentru un compresor teoretic, concluziile fiind valabile și pentru compresorul tehnic.

În prima treaptă se desfășoară ciclul 1-2-3-4, cu comprimarea politropică 1-2 de la presiunea de aspirație p_1 pînă la presiunea intermediară p_x . Răcirea intermediară, cu cedarea căldurii către mediul exterior (aer sau apă), se poate face pînă la cel mult temperatura T_1 a mediului din care s-a făcut aspirația, astfel că sfîrșitul admisiunii în treapta a doua de comprimare este starea 5 (intersecția izotermei T_1 cu izobara p_x). În treapta a doua se efectuează ciclul 5-6-7-3, cu comprimarea politropică 5-6. Dacă comprimarea s-ar efectua într-o singură treaptă, ciclul termodinamic ar fi

1-8-7-4, cu temperatura finală T_8 mai mare decât temperatura T_6 obținută în cazul comprimării în două trepte.

În comparație cu lucrul mecanic consumat la comprimarea într-o singură treaptă, la comprimarea în două trepte între aceleași presiuni și cu răcire intermediară maximă, se economisește un lucru mecanic echivalent cu aria 2-8-6-5.

Economia de lucru mecanic este maximă atunci când suma dintre lucrurile mecanice necesare treptelor I și II este minimă, deci când este îndeplinită condiția:

$$\frac{dL}{dp_x} = 0. \quad (4.13)$$

Acceptînd ipoteza că exponenții politropici din cele două trepte îndeplinesc relația $n_1 = n_2 = n$ și utilizînd relația (4.8), lucrul mecanic de comprimare este

$$\begin{aligned} L &= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right] + \frac{n}{n-1} p_x V_5 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{(n-1)/n} \right] = \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[2 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - \left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{(n-1)/n} \right], \end{aligned} \quad (4.14)$$

în care $p_1 V_1 = p_x V_5 = RT_1$ (relație valabilă pe izoterma T_1).

Derivînd (5.14) în raport cu p_x și anulînd derivata rezultă

$$p_x = \sqrt{p_1 p_2}. \quad (4.15)$$

Relația (4.15) reprezintă condiția pe care trebuie să o îndeplinească presiunea intermediară p_x pentru ca economia de lucru mecanic să fie maximă. Rezultă imediat că ambele trepte consumă același lucru mecanic.

Reprezentarea procesului de comprimare în diagrama T-s pe fig. 4.13 evidențiază micșorarea temperaturii gazelor refulate în cazul comprimării în două trepte, față de comprimarea într-o singură treaptă.

4.2.1.9. Randamente. Puterea consumată de compresorul cu piston

Lucrul mecanic masic l_i (raportat la 1 kg de gaz) consumat în interiorul cilindrului compresorului real este mai mare decât lucrul mecanic l necesar teoretic, diferența fiind folosită pentru învingerea pierderilor gazodinamice, a celor datorate presiunii mai mici și temperaturii mai mari de la aspirație, a celor datorate volumului vătămător și a celor prin neetanșeități. Ca urmare, se definesc mai multe tipuri de randamente, prezentate în continuare.

- Randamentul intern al compresorului este definit prin raportul:

$$\eta_i = l/l_i, \quad (4.16)$$

care reprezintă o caracteristică a calității proceselor din compresor.

Randamentul intern se particularizează pentru o comprimare

adiabatică și pentru o comprimare izotermică, distingându-se:

- randamentul intern adiabatic
$$\eta_{ad} = l_{ad} / l_i ; \quad (4.17)$$

- randamentul intern izotermic:
$$\eta_{iz} = l_{iz} / l_i ; \quad (4.18)$$

- randamentul intern politropic:
$$\eta_n = l_n / l_i . \quad (4.19)$$

Determinarea lucrului mecanic consumat l_i se face prin prelucrarea diagramei indicate determinate experimental pe compresor [4.3], iar lucrul mecanic masic l necesar teoretic (și, în cazurile particulare, l_{ad} , l_{iz} sau l_n) se calculează cu relația:

$$|l| = \int_1^2 v dp , \quad (4.7)$$

Lucrul mecanic masic efectiv l_e necesar la arborele compresorului este mai mare ca l_i cu cantitatea necesară învingerii pierderilor mecanice (adică a frecărilor pistonului cu cilindrul, a frecărilor din lagăre etc.). Cu aceste precizări se definesc:

- randamentul mecanic al compresorului, prin raportul:
$$\eta_m = l_i / l_e ; \quad (4.20)$$

- randamentul efectiv sau total al compresorului, prin raportul:
$$\eta_e = l / l_e = \eta_i \eta_m . \quad (4.21)$$

Valorile orientative ale randamentului efectiv se încadrează în intervalul (0,80...0,85) pentru compresoare mici și cu turație mare și în intervalul (0,90...0,93) pentru compresoarele industriale foarte mari.

Puterea internă a compresorului, adică puterea consumată în interiorul cilindrilor compresorului real la debitul masic q_m este:

$$P_i = l_i q_m = l q_m / \eta_i , \quad (4.22)$$

iar pentru comprimarea politropică este:

$$P_{in} = l_n q_m / \eta_n . \quad (4.23)$$

Puterea necesară la arborele compresorului (putere pe care trebuie să o asigure motorul de antrenare) este:

$$P = P_{in} / \eta_m . \quad (4.24)$$

Puterea motorului de antrenare este:

$$P_{motor} = kP / \eta_{tr} , \quad (4.25)$$

în care η_{tr} este randamentul transmisiei mecanice dintre motor și compresor, iar $k = 1,1 \dots 1,2$ reprezintă un coeficient de rezervă de putere.

4.2.2. Compresorul rotativ cu lamele culisante

Un compresor rotativ cu lamele în rotor este compus (fig. 4.14) dintr-un stator cilindric 1 și dintr-un rotor cilindric 2 plasat excentric în cilindru (dezaxarea fiind notată ϵ), rotor în care sînt prelucrate șanțuri longitudinale

în care culisează lamele 3 (pe desen în număr de 4). Statorul cilindric este prevăzut cu canalele de aspirație și de refulare 4 și 5. Compresorul este prevăzut cu aripioarele de răcire 6. Lamelele 3 au aceeași lungime ca statorul cilindric și ca rotorul. Când arborele este rotit din exterior, lamelele sînt supuse acțiunii forțelor centrifuge, astfel că sînt în contact permanent cu cilindru interior, ieșind și intrînd în canalele din rotor (culisînd). Între rotor și cilindru se formează o cameră cu secțiunea ca o semilună, împărțită de paletele 3 și 3' în camerele notate A, B și C. Camera A joacă rol de cameră de aspirație, deoarece pe măsura învîrtirii rotorului volumul dintre două lamele consecutive crește, creîndu-se o depresiune datorită căreia este aspirat gazul (la presiune constantă, procesul 4-1). Continuînd învîrtirea rotorului, camera A se transformă într-o cameră de tip B care, după depășirea liniei verticale a centrelor rotorului și statorului, își micșorează volumul, realizînd comprimarea gazului (procesul 1-2). Apoi camera B trece într-o cameră tip C, care intră în comunicație cu conducta de refulare. Lamela ulterioară 3' pompează gazul din mașină (procesul de refulare 2-3, desfășurat la presiunea constantă p_2). Ciclul se încheie prin trecerea lamelei 3 în stînga liniei centrelor, timp în care o cantitate mică de gaz trece de la refulare spre admisiune, destinzîndu-se în procesul 3-4.

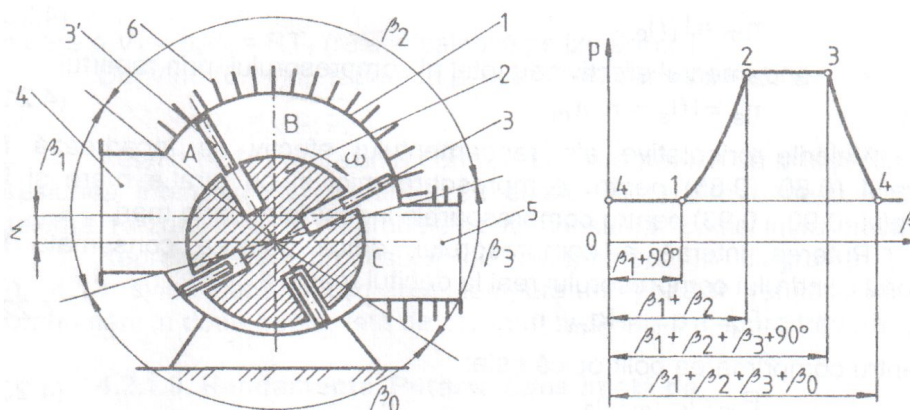


Fig. 4.14. Compresorul cu lamele culisante:

1 - stator cilindric; 2 - rotor; 3 - lamele; 4 și 5 - canale de admisiune și de refulare; 6 - aripioare de răcire

Diagrama desfășurată p - β din fig. 4.14 reprezintă, în fond, ciclul compresorului tehnic cu piston, durata fazelor fiind în corelație cu distanța unghiulară dintre palete (se construiesc compresoare cu 4...32 palete) și cu unghiurile constructive β_1 , β_2 și β_3 .

4.2.3. Compresorul rotativ cu rotoare profilate

Un compresor rotativ cu rotoare profilate (fig. 4.15) este construit din două rotoare profilate 1 și 2, fiecare cu cîte doi sau trei lobi, rotoare

introduse în statorul 3. Statorul este format din două jumătăți de cilindru de rază R și de lungime l , depărtate între ele (fig. 4.15). Antrenarea sincronă a rotoarelor se face cu un angrenaj cu roți dințate. Rotoarele nu vin în contact între ele și nici cu statorul, între piese fiind un joc mai mic de 0,2 mm.

Când rotoarele profilate sînt în pozițiile din fig. 4.15 formează, împreună cu statorul, camerele A, B și C, fiecare avînd rol funcțional distinct. Prin învîrtirea rotoarelor în sensurile indicate pe figură volumul camerei A crește, în cameră fiind aspirat gaz la presiunea constantă p_1 (procesul teoretic 1-2). Continuîndu-se rotirea, camera A se transformă într-o cameră de tip B, închizînd între lobi și stator, într-un volum constant, o masă de gaz pe care o transportă spre conducta de refulare - fără a-i crește presiunea. Când camera B se transformă într-o cameră de tip C, adică atunci cînd intră în comunicație cu canalul de refulare, se produce o comprimare (teoretic instantanee) la volum constant, datorată curgerii inverse a gazului din conducta și din rezervorul de gaz al compresorului, gaz aflat la presiunea p_2 (procesul 2-3 din diagrama p-V). În continuare, lobul rotorului superior împinge gazul din camera C pe conducta de refulare, în procesul izobar 3-4 desfășurat la presiunea p_2 .

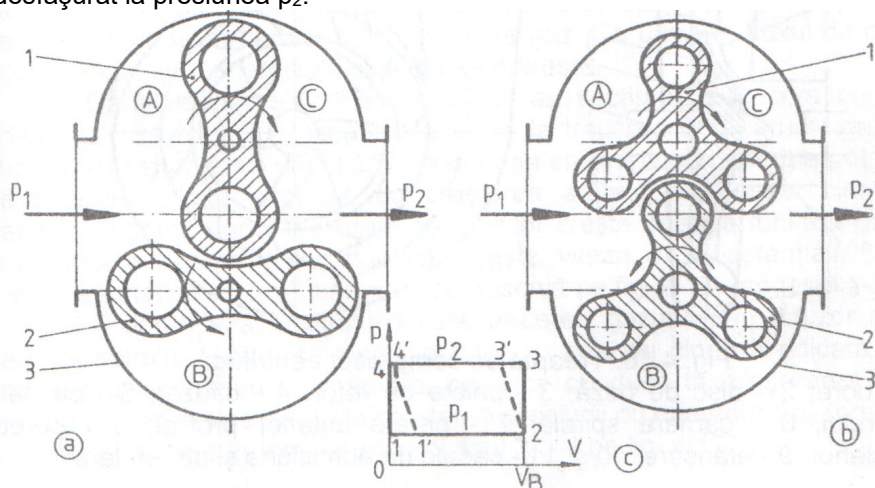


Fig. 4.15. Compressoare rotative cu rotoare profilate cu 2 lobi (a) și cu 3 lobi (b): 1 și 2 - rotoare profilate; 3 - stator

Conform schemei de funcționare prezentate mai sus, ciclul teoretic al compresorului cu rotoare profilate este 1-2-3-4, în diagrama p-V fiind un dreptunghi cu baza V_B și cu înălțimea $(p_2 - p_1)$. Procesul 4-1 corespunde trecerii camerei C într-o cameră de tip A. Procesele de comprimare 2-3 și de destindere 4-1 nu sînt riguros izocore, ceea ce conduce la ciclul teoretic 1'-2'-3'-4', destinderea 4'-1' referindu-se la o mică cantitate de gaz care trece din camera C în camera A.

Compresorul cu 3 lobi pe rotor refulează mai puțin discontinuu decît compresorul cu 2 lobi pe rotor. Dacă lobi sînt răsuciți în lungul axei

longitudinale, rotoarele capătă un aspect elicoidal. Construcția elicoidală a rotoarelor contribuie atât la uniformizarea debitului, cât și la micșorarea zgomotului produs în timpul funcționării.

4.3. Compresoare dinamice

4.3.1. Compresorul centrifug

4.3.1.1. Definiție

Compresorul centrifug face parte din clasa compresoarelor dinamice. Compresorul centrifug este o mașină de forță, generatoare, care transformă energia mecanică primită de la un motor în energie potențială de presiune acumulată de gazul care traversează mașina. Comprimarea gazului se realizează în două faze: în rotor, sub acțiunea forței centrifuge, și în stator, prin frînarea parțială a curgerii gazului.

4.3.1.2. Construcția unui compresor centrifug

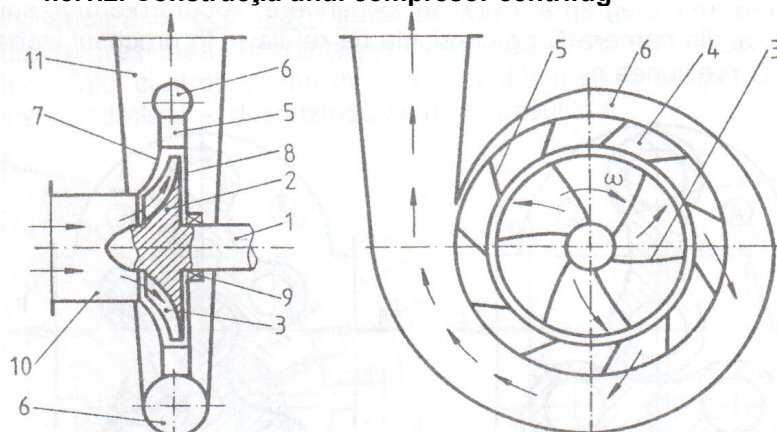


Fig. 4.16. Treaptă de compresor centrifug:

1 - arbore; 2 - disc de bază; 3 - palete pe rotor; 4 - difuzor; 5 - paletele difuzorului; 6 - camera spirală; 7 - perete anterior profilat; 8 - perete posterior; 9 - etanșare; 10 și 11 - canale de admisiune și de refulare

O treaptă de compresor centrifug (fig. 4.16) este compusă dintr-un rotor cu palete și dintr-un stator cu secțiune de trecere crescătoare. În construcția rotorului se disting arborele 1 pe care este amplasat discul de bază profilat 2, disc prevăzut cu paletele 3. Paletele pot fi radiale, sau pot fi curbate (îndoite) înainte sau înapoi. O paletă este curbată înainte dacă, pe măsură ce diametrul rotorului crește, paleta se îndepărtează de direcția radială în sensul de rotație ω . Statorul este compus din difuzorul 4 și din camera spirală 6, care înconjoară difuzorul. Difuzorul este un spațiu inelar în jurul rotorului, prevăzut cu paletele 5. La compresoarele mici, difuzorul nu are palete. În construcția compresorului se mai găsesc peretele anterior 7 (profilat) și peretele posterior 8, care împreună cu difuzorul și cu camera spirală închid rotorul. Trecerea arborelui prin pereții statorului este prevăzută

cu un spațiu de etanșare 9. Bineînțeles, rotorul este susținut și se rotește în lagăre (nefigurate). Gazul intră în compresor pe gura de aspirație 10 și este refulat prin gura de refulare 11.

În practică, treptele de compresor centrifug se pot cupla câte două în paralel (cu disc, difuzor și cameră spirală comună), sau se pot înseria în lungul arborelui prin intermediul unor canale care conduc gazul de la ieșirea radială dintr-o treaptă la intrarea axială în treapta următoare.

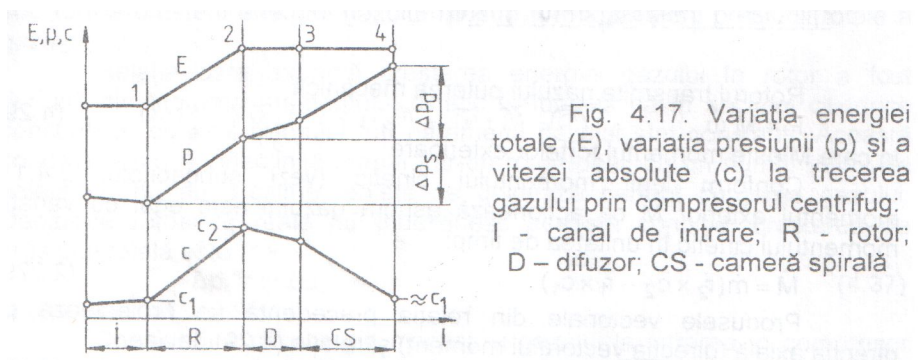
4.3.1.3. Funcționarea compresorului centrifug

Circulația gazului prin canalele dintre paletele rotorului se face pe direcție radială, cu sensul spre exteriorul rotorului. Curgerea apare datorită faptului că, în timpul rotirii arborelui (și rotorului), asupra particulelor materiale care compun gazul acționează forțe centrifuge. Trecerea de la curgerea axială (la aspirație) la curgerea radială din canalele dintre palete se face lin, prin interacțiunea gazului cu peretele profilat al discului de bază.

Trecerea gazului prin rotor constituie faza energetică principală în funcționarea compresorului centrifug, ca - de altfel - a tuturor turbomașinilor (compresoare și pompe dinamice, turbine cu abur și cu gaze, turbine hidraulice). În rotorul mașinii are loc transmiterea energiei mecanice primite de la motorul de antrenare către fluxul de gaz. Ca urmare, fluxul de gaz se accelerează, deci energia sa cinetică se mărește.

Canalele dintre paletele rotorului au secțiuni de trecere ce cresc odată cu raza rotorului, ceea ce face ca, la trecerea prin canale, gazul să suporte transformarea unei părți din energia sa cinetică în energie potențială de presiune (Δp_s), simultan cu creșterea arătată a energiei cinetice a gazului. O primă concluzie arată că în rotor crește energia totală a gazului, prin ambele componente: cinetică (crește viteza c) și potențială (crește presiunea statică cu Δp_s), așa cum se observă pe fig. 4.17, procesul 1-2.

A doua fază funcțională este trecerea gazului prin difuzor și prin camera spirală. Gazul, ce iese din rotor cu energie cinetică ridicată, trece prin secțiuni continuu crescătoare, ceea ce conduce la micșorarea vitezei gazului (energiei cinetice) și la creșterea presiunii cu diferența Δp_d (creșterea energiei potențiale de presiune), procesul 2-3-4 pe fig. 4.17.



Creșterea totală de presiune rezultă prin însumarea creșterilor de presiune din rotor (Δp_s) și din stator (Δp_d), și arată că sarcina unui compresor centrifug (sau a unui ventilator centrifug) se exprimă prin creșterea totală de presiune:

$$\Delta p_T = \Delta p_s + \Delta p_d . \quad (4.26)$$

4.3.1.4. Energia preluată de gaz în rotor. Creșterea totală de presiune într-o treaptă de compresor centrifug

În fig. 4.18 este prezentată o jumătate de rotor și o paletă curbată înapoi. Se face ipoteza că vitezele gazului sînt date de valorile medii în secțiunea respectivă (eventual, viteza se consideră constantă în secțiune). La curgerea gazului pe lîngă paletă se deosebesc următoarele viteze (cu notațiile din fig. 4.18):

- viteza tangențială (periferică) a rotorului;

$$u = r \omega = r \frac{\pi n}{30} ; \quad (4.27)$$

- viteza relativă w a curentului de gaz față de paletele rotorului;
- viteza absolută c , față de un observator exterior mașinii.

Între cele trei viteze există relația:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} , \quad (4.28)$$

așa cum se vede pe fig. 4.18, indicii 1 și 2 referindu-se la intrarea și, respectiv, ieșirea din canalele rotorului. Între cei trei vectori viteză există unghiurile $\alpha = \angle(\vec{u}, \vec{c})$ și $\beta = \angle(\vec{u}, \vec{w})$.

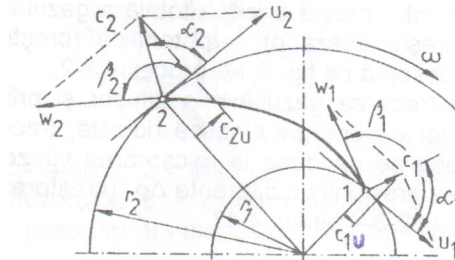


Fig. 4.18. Vitezele la intrarea și la ieșirea din rotorul centrifug

Rotorul transmite gazului puterea mecanică

$$P = M \omega , \quad (4.29)$$

în care M este momentul forțelor exterioare.

Conform legii momentului cinetic (vezi subcapitolul 2.4.11) momentul exterior M ce acționează asupra gazului este egal cu variația momentului cinetic în unitatea de timp:

$$\vec{M} = \dot{m}(\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1) \quad (2.229)$$

Produsele vectoriale din relația precedentă se proiectează pe direcția axială (direcția vectorului moment) și relația (4.29) devine

$$P = \dot{m} (r_2 c_2 \cos(\alpha_2) - r_1 c_1 \cos(\alpha_1)) \omega = \dot{m} (u_2 c_2 \cos(\alpha_2) - u_1 c_1 \cos(\alpha_1)) . \quad (4.30)$$

Din triunghiurile de viteze de pe fig. 4.18 apar imediat relațiile

$$c_1 u_1 \cos(\alpha_1) = (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)/2 \text{ și } c_2 u_2 \cos(\alpha_2) = (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2)/2, \quad (4.31)$$

care se introduc în (4.30), obținându-se

$$P = \dot{m} \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right). \quad (4.32)$$

Relațiile puterii mecanice se împart la debit, obținându-se energia transmisă de rotor gazului sub formă de lucru mecanic masic:

$$\begin{aligned} l_t &= \frac{P}{\dot{m}} = M\omega = r_2 c_2 \cos(\alpha_2) - r_1 c_1 \cos(\alpha_1) = \\ &= \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Pe de altă parte, deoarece într-o treaptă de compresor centrifug variația presiunii este relativ mică, se acceptă că volumul masic al gazului nu variază ($v = 1/\rho = \text{const.}$), deci procesul de comprimare este izocor și lucrul mecanic transmis de rotor către gaz (numeric egal și de semn contrar cu lucrul mecanic schimbat de gaz în timpul comprimării) se calculează cu:

$$l_t = - \left(- \int_1^2 v dp \right) = v(p_2 - p_1) = v \Delta p. \quad (4.34)$$

Egalînd cele două expresii ale lucrului mecanic se obține creșterea de presiune totală din rotor:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \rho(u_2 c_2 \cos(\alpha_2) - u_1 c_1 \cos(\alpha_1)) = \\ &= \rho \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right). \end{aligned} \quad (4.35)$$

În situația particulară în care gazul intră în rotor radial, $\alpha_1 = 90^\circ$ și creșterea totală de presiune este

$$\Delta p_T = \rho u_2 c_{2u}. \quad (4.36)$$

Așadar, efectul interacțiunii dintre rotor și gaz se poate exprima fie sub forma creșterii energiei gazului fie sub forma creșterii presiunii totale a gazului.

Relația care exprimă creșterea energiei gazului în rotor a fost dedusă din teorema momentului cinetic în ipoteza că în secțiuni cilindrice concentrice cu axul rotorului toți parametrii gazului sînt constanți. Această condiție poate fi îndeplinită numai într-un rotor ideal, cu un număr infinit de palete ce nu au grosime, palete ce ghidează perfect curgerea gazului. Deoarece rotoarele reale nu îndeplinesc această condiție, creșterea de presiune totală este

$$\Delta p_r = \psi \Delta p, \quad (4.37)$$

în care $\psi = 0,8 \dots 0,95$.

Considerînd că energia cinetică a gazului la intrarea în compresor este egală cu cea de la ieșire se deduce că toată energia preluată de gaz de la rotor servește numai la comprimarea gazului și se regăsește în creșterea

de presiune statică între intrarea și ieșirea din compresor (deoarece energia cinetică cu care gazul iese din rotor se transformă în energie potențială de presiune, prin frînare în difuzor și în camera spirală).

O treaptă de compresor centrifug realizează o creștere relativ mică de presiune statică, $\pi = 1,1 \dots 1,5$. În cazuri speciale, la turații foarte mari, π se poate apropia de 4.

4.3.1.5. Debitul compresorului centrifug

Debitul compresorului centrifug se poate calcula ca produs între aria suprafeței de ieșire din rotor (la diametrul d_2) și componenta radială a vitezei de ieșire a gazului.

Pentru un compresor cu număr infinit de palete cu grosime neglijabilă, debitul volumic de gaz este:

$$\dot{V}_t = \pi d_2 b_2 c_{2r} , \quad (4.38)$$

în care b_2 este lățimea rotorului la nivelul diametrului d_2 iar c_{2r} este proiecția vitezei absolute pe direcția radială. Debitul calculat cu (4.38) corespunde parametrilor gazului la ieșirea din rotor.

Debitul real este mai mic decât debitul teoretic din cauza grosimii finite a paletelor rotorului (și ele în număr finit).

Debitul ce intră în conducta de refulare este $\dot{V} < \dot{V}_t$, deoarece o parte din gaz se întoarce, prin spațiile dintre rotor și pereții laterali, în canalul de aspirație. O parte din aceste scăpări de gaze sînt recirculate. O parte din debit se pierde prin etanșarea dintre arbore și stator.

4.3.1.6. Randamente. Puterea consumată de compresorul centrifug

O treaptă de compresor centrifug cu număr finit de palete realizează o creștere de presiune Δp consumînd, pentru fiecare 1 kg de gaz, lucrul mecanic masic teoretic l (care nu consideră frecările și nici alte pierderi).

Ca urmare a devierii curentului de gaz la intrarea în rotor, a frecărilor din interiorul gazului și ale acestuia cu pereții canalelor prin care circulă, consumul de lucru mecanic masic pentru realizarea creșterii de presiune Δp este l_0 , fiind mai mare decât l .

Se definește randamentul gazodinamic al treptei (numit uneori și randament hidraulic) prin raportul

$$\eta_{gd} = l/l_0 . \quad (4.39)$$

care este o caracteristică a calității proceselor gazodinamice ale treptei.

Lucrul mecanic masic consumat într-o treaptă reală de compresor centrifug pentru creșterea cu Δp a presiunii, notat l_i , este mai mare decât lucrul mecanic l_0 , ca urmare a frecărilor gazului cu rotorul și a scăpărilor de gaz prin neetanșeitățile dintre rotor și carcasă (stator). Acest lucru mecanic consideră toate pierderile din interiorul mașinii, cu excepția pierderilor mecanice prin frecări în lagăre, fiind numit lucru mecanic intern.

Randamentul intern al treptei de compresor centrifug se definește prin raportul

$$\eta_i = l/l_i, \quad (4.40)$$

mărimă care consideră toate pierderile din treaptă.

Uneori este important să se aprecieze cât de mult se apropie procesul real din compresor nu de procesul izentropic, ci de alte procese considerate de referință: izotermic (cînd compresorul este răcit), adiabatic (nu se schimbă căldură cu mediul) sau politropic (nu există scăpări de gaz prin neetanșeități și nici frecări între discul rotorului și gaz). Ca urmare, se introduc:

- randamentul intern adiabatic:

$$\eta_{ad} = l_{ad}/l_i; \quad (4.41)$$

- randamentul intern izotermic:

$$\eta_{iz} = l_{iz}/l_i; \quad (4.42)$$

- randamentul intern politropic:

$$\eta_n = l_n/l_i, \quad (4.43)$$

relații în care l_{ad} , l_{iz} și l_n sînt lucrurile mecanice necesare comprimării adiabatic, izotermice respectiv politropice.

Lucrul mecanic masic consumat (intern) se calculează cu relația:

$$l_i = l_0 \frac{\dot{m} + \dot{m}_p}{\dot{m}} + l_f, \quad (4.44)$$

în care \dot{m} și \dot{m}_p sînt debitul masic al compresorului și, respectiv, debitul masic de pierderi prin neetanșeități, iar l_f este lucrul mecanic masic consumat pentru învingerea frecărilor dintre gaz și rotor. Mărimile \dot{m}_p și l_f trebuie determinate experimental sau cu relații empirice cunoscute din literatura de specialitate. Valori orientative ale randamentelor interne ale compresoarelor centrifuge sînt $\eta_{iz} = 0,6 \dots 0,75$; $\eta_{ad} = 0,75 \dots 0,85$; $\eta_n = 0,70 \dots 0,80$.

Puterea internă, adică consumată de un compresor cu z trepte identice este:

$$P_i = z l_i q_m = z l q_m / \eta_i. \quad (4.45)$$

Relația (4.45) se particularizează pentru procese adiabatic, izotermice și politropice, rezultînd puteri consumate cu același nume.

Puterea necesară la arborele compresorului (efectivă) este:

$$P_e = P_i / \eta_m, \quad (4.46)$$

în care η_m este randamentul mecanic, mărimă care consideră pierderile prin frecările arborelui în lagăre. Valorile orientative ale randamentului mecanic η_m al compresoarelor centrifuge se încadrează între $0,97 \dots 0,99$.

4.3.1.7. Ventilatorul centrifug

Un ventilator centrifug este o mașină derivată din compresorul centrifug și are în construcția sa un rotor și un stator. Rotorul este format din arborele 1, discul 2 și capacul 3, între disc și capac fiind plasate paletele 4. Paletele sînt repartizate echidistant pe circumferință, putînd fi drepte sau

încălate înainte. Statorul este construit dintr-o carcasă 5 avînd secțiunea transversală în formă de spirală, fiind prevăzut cu gura de aspirație axială 6 și gura de radială de refulare 7.

Ventilatorul centrifug realizează creșteri de presiune mici, de ordinul zecilor, rar sutelor de mm col H₂O și debite ce ajung la zeci de mii de m³/h.

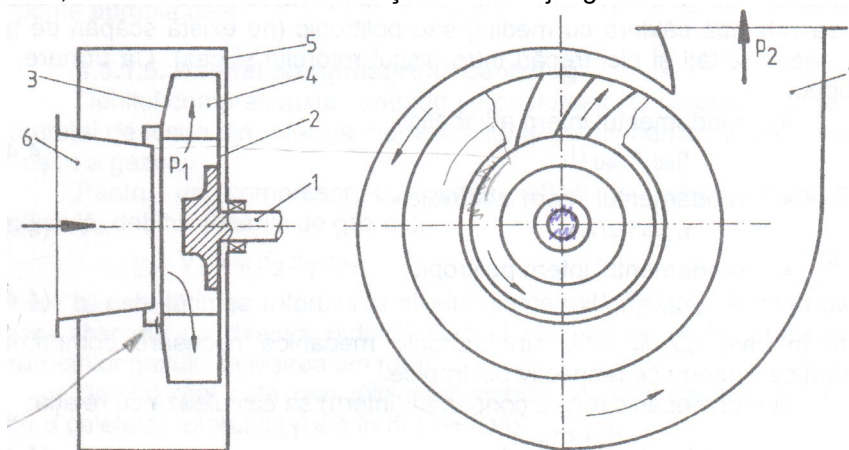


Fig. 4.19. Ventilator centrifug: 1 - arbore; 2 - disc; 3 - capac; 4 - palete; 5 - carcasă; 6 - gură de aspirație; 7 - gură de refulare

4.3.2. Compresorul axial

4.3.2.1. Construcția și funcționarea unui compresor axial

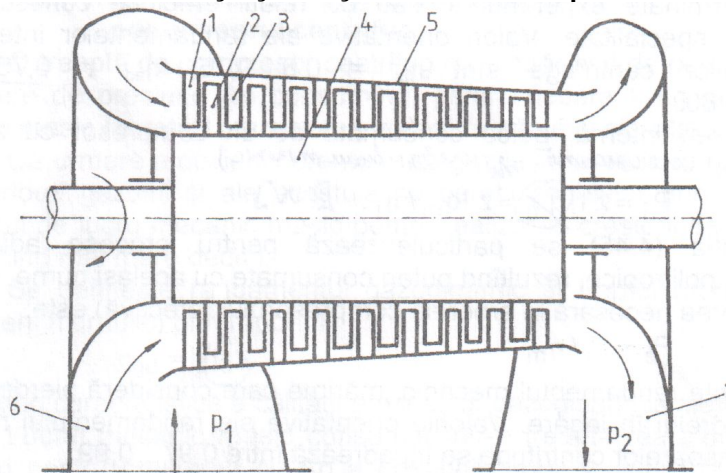


Fig. 4.20. Schema unui compresor axial:

1 - palete directoare de admisie; 2 - palete mobile; 3 - palete directoare fixe; 4 - tambur; 5 - carcasă; 6 - gură de aspirație; 7 - gură de refulare

Un compresor axial este constituit din mai multe coroane de palete mobile 2, montate fie pe obada unor discuri, fie pe un tambur 4, ca în

fig. 4.20, și din coroane de palete directoare fixe 3 (după fiecare coroană de palete mobile) fixate de carcasa 5.

Paletelile directoare formează difuzorul compresorului. Deseori, înaintea primei coroane de palete mobile este plasată o coroană de palete directoare de admisie 1. Ansamblul format dintr-o coroană de palete mobile și o coroană de palete directoare plasată după paletelile mobile formează o treaptă de comprimare.

În continuare se prezintă funcționarea compresorului axial, în legătură și cu fig. 4.21. Gazul pătrunde în canalele formate de paletelile rotorice 2 cu viteza absolută c_1 .

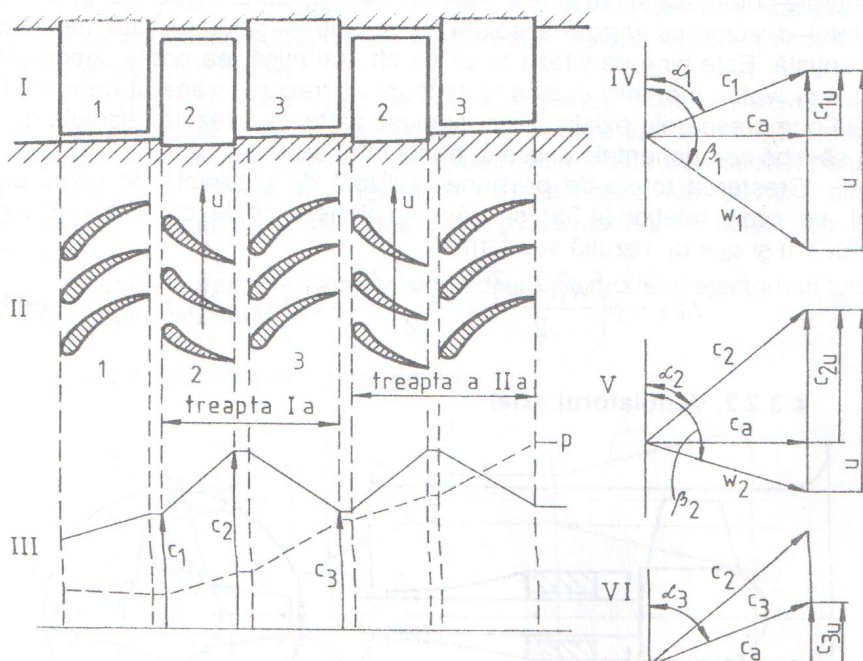


Fig. 4.21. Schema principală (I), o secțiune cilindrică desfășurată (II), diagramele presiunii și vitezei absolute (III) și triunghiurile de viteză (IV - la intrarea în canalele dintre paletelile rotorului, V - la ieșirea din canalele rotorului, VI - la intrarea și ieșirea din aparatul director) ale unei trepte a unui compresor axial: 1 - palete directoare de admisie; 2 - palete mobile; 3 - palete directoare

În absența aparatului director de la aspirație (coroana de palete fixe 1), viteza c_1 are direcția axială. Când există aparatul director, la trecerea prin paletelile acestuia curentul de aer este răsucit și pătrunde între paletelile rotorului sub un unghi α_1 cu direcția vitezei tangențiale. În orice secțiune cilindrică prin paletelile viteza tangențială la intrare, ca și la ieșirea din paletelile, are aceeași valoare u . Viteza relativă w_1 a curentului de aer la intrarea în canalul dintre paletelile de pe rotor și unghiul β_1 format de această viteză cu

direcția vitezei tangențiale se determină din triunghiul de viteze (IV, fig. 4.21). Curentul de gaz părăsește paletetele rotorice cu viteza relativă w_2 și sub unghiul β_2 cu direcția vitezei tangențiale. Viteza absolută c_2 la ieșirea din coroana de paletete rotorice și unghiul α_2 pe care aceasta îl face cu direcția vitezei tangențiale se determină de asemenea din triunghiul de viteze (V, fig. 4.21). Unghiurile dintre viteze sînt cele introduse în subcapitolul 4.3.1.4.

Din canalele dintre paletetele rotorice curentul de gaz pătrunde în canalele formate de paletetele directoare, unde își schimbă direcția. La trecerea prin canalele dintre paletetele directoare are loc micșorarea vitezei absolute a curentului de gaz, transformarea unei părți din energie sa cinetică în energie potențială și creșterea presiunii statice. Curentul de gaz părăsește aparatul director cu viteza absolută c_3 și sub unghiul α_3 față de viteza tangențială. Este bine ca viteza c_3 să fie cît mai mică; ea poate coborî pînă la $c_3 = c_1$, valori mai mici ducînd la secțiuni de trecere exagerat de mari. De regulă compresoarele axiale se construiesc astfel ca vitezele absolute c_1 , c_2 și c_3 să aibă componentele axiale c_a egale între ele.

Creșterea totală de presiune realizată de o treaptă de compresor axial, pe baza relației (4.35) și avînd în vedere că la compresorul axial $u_2 = u_1 = u$ și $c_3 = c_1$, rezultă sub forma:

$$\Delta p_T = \rho \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) = \rho u (c_{2u} - c_{1u}). \quad (4.47)$$

4.3.2.2. Ventilatorul axial

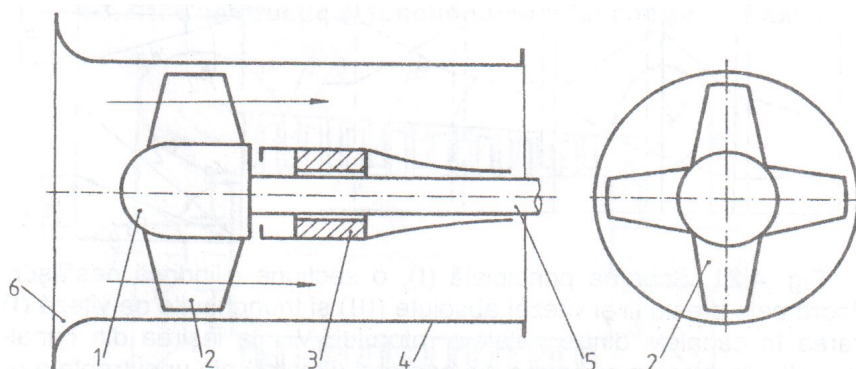


Fig. 4.22. Schema ventilatorului axial:

1 - butuc; 2 - paletete; 3 - lagăr; 4 - carcasă; 5 - arbore

Derivat din compresorul axial, un ventilator axial (fig. 4.22) este compus dintr-un rotor și dintr-o carcasă 4. Rotorul este format din arborele 5 terminat cu butucul 1 cu profil aerodinamic, butuc pe care sînt montate paletetele 2. Numărul de paletete este între 2...50, dar în mod obișnuit rotoarele ventilatoarelor axiale se construiesc cu 4...8 paletete. Rotorul se învîrtește într-o carcasă cilindrică 4, prevăzută cu un colector de aspirație 6. Datorită acțiunii paletetelor are loc deplasarea gazului și creșterea presiunii acestuia.

Unele construcții de ventilatoare axiale prevăd, în fața paletelor rotorului, o coroană de palete directe montate în carcasă, pentru a ameliora intrarea gazului în canalele dintre paletele rotorului. Alte construcții utilizează și un rând de palete fixe situate după rotor, cu rol de a împiedica turbionarea curentului de gaz care iese dintre palete. De asemenea, se pot prevedea difuzoare la ieșirea din carcasă, pentru a mări presiunea statică creată de ventilator, prin transformarea unei părți din energia cinetică.

4.4. Ejectorul (Compresorul cu jet)

4.4.1. Introducere. Definiție

Ejectoarele sînt aparate în care un curent de fluid cu presiune ridicată se amestecă cu un curent de fluid cu presiune coborîtă, rezultînd un curent de presiune medie.

În practică, ejectoarele se folosesc pentru ridicarea presiunii unui fluid cu presiune joasă, de unde și încadrarea lor lîngă mașinile compresoare. Prin ejectoare pot circula simultan fluide de aceeași natură și în aceeași fază (lichidă sau gazoasă) sau de natură sau cu faze diferite, inclusiv cu suspensii solide (materiale pulverulente) în fluidul de joasă presiune.

Funcționarea ejectoarelor se studiază pe modelul ejectorului teoretic și apoi pe ejectorul real.

4.4.2. Construcția unui ejector

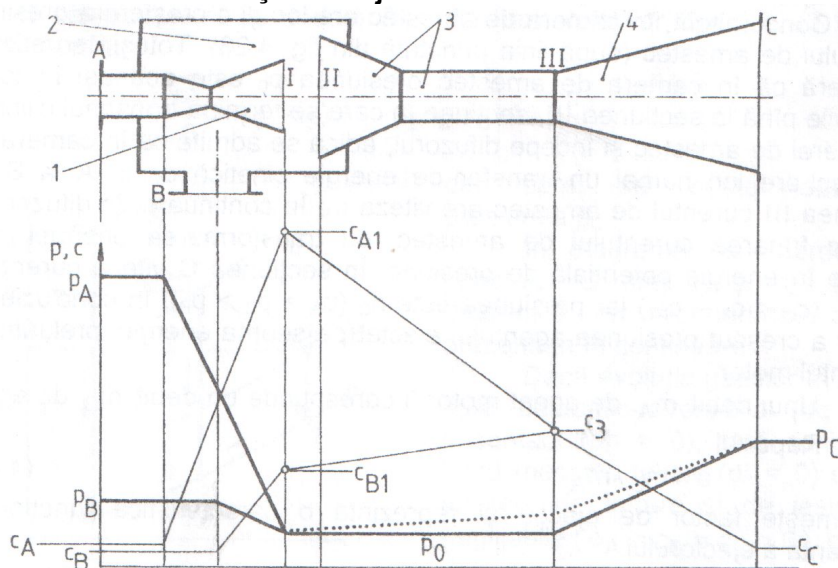


Fig. 4.23. Schema constructivă a unui ejector și variația presiunii și vitezei în ejector: 1 - ajutoraj; 2 - cameră de admisie; 3 - cameră de amestec; 4 - difuzor

În construcția unui ejector (fig. 4.23) se disting următoarele părți principale: ajutorajul 1 pentru agentul de presiune ridicată (numit și agent

motor), camera de admisie 2, în care intră agentul motor destins în ajutorul 1 și în care este aspirat agentul ejectat (cel cu presiune coborâtă), camera de amestec 3 și difuzorul 4. Camera 2 îndeplinește și rol de ajutor pentru agentul ejectat, ca urmare a secțiunii de trecere variabilă pe care o oferă acestuia. Uneori (cu deosebire pentru lichide) ajutorul 1 se construiește multiplu, prin înserierea câtorva ajutoare convergente. Camera de amestec este compusă din două tronsoane, la intrare - tronconic și în continuare - cilindric.

4.4.3. Funcționarea ejectorului

Pentru studiul funcționării ejectorului se admite că ambii agenți au aceeași natură și sînt în faza de gaz.

Agentul motor intră în ejector prin secțiunea A, fiind caracterizat de presiunea p_A (ridicată) și de viteza c_A (mică). În ajutorul 1 agentul motor se destinde pînă la presiunea p_0 (minimă din ejector) și la viteza c_{A1} (mare, agentul avînd o energie cinetică ridicată). Agentul ejectat intră în camera de aspirație 2 prin secțiunea B, unde există presiunea $c_B > p_0$. Viteza agentului prin secțiunea B este c_B . În camera de aspirație agentul B se destinde (în ajutorul inelar) pînă la presiunea p_0 , pe care o realizează cînd ajunge în secțiunea I, unde viteza sa este c_{B1} (de asemenea mică, energia cinetică a agentului ejectat fiind mică). Cei doi agenți intră în camera de amestec 3 prin secțiunea II, procesul de amestec începînd în spațiul dintre secțiunile I și II. În camera de amestec 3 gazul motor cedează o parte din energia sa cinetică gazului ejectat, deci viteza gazului motor scade, iar viteza gazului ejectat crește. Concomitent, în camera de amestec are loc și o creștere a presiunii curentului de amestec (după linia punctată din fig. 4.23). Totuși, teoretic se consideră că în camera de amestec presiunea p_0 este aceeași în toate secțiunile pînă la secțiunea III, secțiune în care se termină tronsonul cilindric al camerei de amestec și începe difuzorul, adică se admite că în camera de amestec are loc numai un transfer de energie cinetică de la A la B. În secțiunea III curentul de amestec are viteza c_3 . În continuare, în difuzorul 4 are loc frînarea curentului de amestec, cu transformarea energiei sale cinetice în energie potențială de presiune. În secțiunea C viteza curentului este c_C ($c_C < c_3 < c_{A1}$) iar presiunea este p_C ($p_A > p_C > p_B$). În concluzie, în ejector a crescut presiunea agentului ejectat pe seama energiei preluate de la agentul motor.

Unui debit \dot{m}_A de agent motor îi corespunde un debit \dot{m}_B de agent ejectat. Raportul

$$u = \dot{m}_B / \dot{m}_A \quad (4.48)$$

se numește factor de eiecție și reprezintă o caracteristică funcțională importantă a ejectorului.

4.4.4. Ejectorul teoretic

Procesele care se desfășoară într-un ejector teoretic sînt considerate reversibile (fără frecări).

Agentul motor se destinde adiabatic reversibil în procesul A-1

$$i_C = \frac{\dot{m}_A i_A + \dot{m}_B i_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{i_A + u i_B}{1 + u} \quad (4.55)$$

În ejectorul teoretic, deoarece procesele sînt reversibile, variația de entropie a sistemului este nulă:

$$\Delta S = S_3 - (S_A + S_B) = (\dot{m}_A + \dot{m}_B) s_C - \dot{m}_A s_A + \dot{m}_B s_B = 0, \quad (4.56)$$

relație din care se obține entropia masică s_C a amestecului

$$s_C = \frac{\dot{m}_A s_A + \dot{m}_B s_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{s_A + u s_B}{1 + u} \quad (4.57)$$

Coordonatele punctului C date de (4.55) și (4.57) verifică ecuația dreptei care trece prin punctele A și B. Deci este simplu să se găsească coordonatele punctului C (pe diagrama i-s) la intersecția dreptei AB cu izobara p_C .

Factorul de eiecție u se poate exprima din (4.55) ca un raport de diferențe de entalpii, ceea ce pe diagrama i-s se concretizează printr-un raport de segmente. Considerînd și asemănarea triunghiurilor dreptunghice cu ipotenuzele AC și CB, se obține:

$$u = \frac{i_A - i_C}{i_C - i_B} = \frac{AC}{CB}, \quad (4.58)$$

relație care permite determinarea experimentală a factorului de eiecție, fără măsurarea debitelor.

Factorul de eiecție se poate determina și în funcție de viteze, din relația (4.52):

$$u = \frac{c_{A1} - c_3}{c_3 - c_{B1}} \quad (4.59)$$

Există un caz particular de funcționare a ejectorului teoretic, atunci cînd $p_B = p_0$, și deci $c_{B1} = 0$. În acest caz factorul de eiecție este

$$u_0 = \frac{c_{A1} - c_3}{c_3} \quad (4.60)$$

Comparînd relațiile (4.59) la (4.60) se observă că $u > u_0$, adică ejectorul funcționează mai bine atunci cînd agentul ejectat se destinde înainte de intrarea în camera de amestec.

4.4.5. Ejectorul real

Procesele ce se desfășoară în ejectorul real (fig. 4.25) sînt ireversibile, atît din cauza curgerii cu frecări (datorită viscozității agenților și rugozității pereților), cît din cauza amestecării curenților prin difuziune.

Procesele reale de destindere sînt A-1_r și B-2_r, vitezele agenților motor și ejectat la ieșirea din ajutaje fiind mai mici decît cele ce s-ar obține în cazul destinderii teoretice.

Amestecarea (izobară ireversibilă) prin difuziunea curenților de gaz este însoțită de frecări și, ca urmare, entropia masică la ieșire din camera de

amestec este mai mare decât cea teoretică, $s_{3r} > s_3$, deci starea 3_r se află, pe diagrama $i-s$, în dreapta stării teoretice 3.

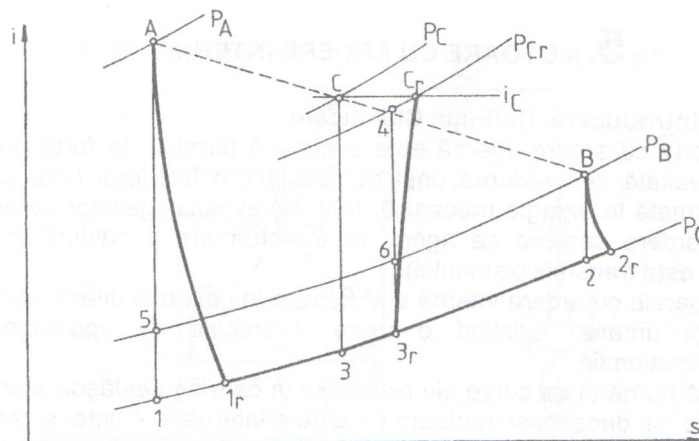


Fig. 4.25. Procesele reale din ejector

Comprimarea dinamică reală (cu frecări) din difuzor se desfășoară după curba 3_r-C_r . În difuzor energia totală a agentului se conservă, indiferent de felul procesului, teoretic sau real. Ca urmare, starea C_r se găsește la intersecția izentalpei i_c cu izobara reală p_{Cr} . Din cauza frecărilor, presiunea finală reală este mai mică decât presiunea teoretică ($p_{Cr} < p_c$), iar entropia finală este mai mare decât cea rezultată la o comprimare teoretică ($s_{Cr} < s_4$).

Bibliografie

- 4.1. Dănescu Al., Ștefănescu D., Marinescu M., (coordonatori), Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1985.
- 4.2. Giurcă V., Compressoare. Vol I și II, I. P. Iași, 1993 și 1986.
- 4.3. Homutescu V. M., Homutescu C. A., Mașini și instalații termice. Lucrări de laborator. Universitatea Tehnică Iași, 1996.
- 4.4. Stamatescu C., Tașcă D., Grigoriu Marieta, Compressoare volumice. Ed. Tehnică, București, 1965.
- 4.5. Vlădea I., Instalații și utilaje termice. Ed. Tehnică. București, 1966.

5. MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

5.1. Introducere. Definiții. Clasificare

Motorul cu ardere internă este o mașină termică de forță, în care căldura dezvoltată prin arderea unui combustibil în interiorul unui cilindru este transformată în energie mecanică, în urma evoluției gazelor de ardere. Gazele de ardere servesc ca agent de transformare a căldurii în lucru mecanic (ce este transmis pistonului).

Motoarele cu ardere internă sînt folosite în cele mai diferite sectoare ale activității umane, existînd o mare diversitate de tipo-dimensiuni constructiv-funcționale.

După numărul de curse ale pistonului în care se desfășoară un ciclu termodinamic, se deosebesc motoare cu ardere internă în 4 timpi și motoare cu ardere internă în 2 timpi. Prin cursă (sau timp funcțional) se înțelege o deplasare completă a pistonului între punctele moarte.

După procedeul de aprindere a amestecului aer-combustibil, se disting motoare cu ardere internă cu aprindere prin scînteie și motoare cu aprindere prin comprimare.

După presiunea aerului la intrarea în cilindri, motoarele cu ardere internă se clasifică în motoare cu aspirație directă din atmosferă și motoare supraalimentate.

După modul de formare a amestecului aer-combustibil, motoarele cu ardere internă pot fi cu carburator sau cu injecție (de motorină sau de benzină).

După poziția cilindrilor, se deosebesc motoare cu ardere internă cu cilindri verticali în linie, cu cilindri orizontali, cu cilindri așezați în V, în W sau în stea.

După utilizare, se disting motoare cu ardere internă staționare și motoare cu ardere internă de transport (pe autovehicule, nave etc.).

După combustibilul utilizat, se disting motoare cu ardere internă cu combustibili lichizi și motoare cu ardere internă cu combustibili gazoși.

După mișcarea pistonului, există motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare de translație și motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare de rotație. Practic, toate motoarele cu ardere internă actuale sînt cu piston cu mișcare de translație și cu mecanism motor bielă-manivelă. Cel mai cunoscut motor cu ardere internă cu pistoane rotative (Wankel) are un piston de forma unui triunghi echilateral cu laturile bombate, care se rotește într-un stator al cărui alezaj are configurația unei epicycloide (locul geometric al unui punct de pe raza unui cerc care se rostogolește fără alunecare în jurul unui cerc de bază interior). După o perioadă scurtă de utilizare pe autovehicule (de exemplu Mazda, NSU etc.) prin anii '70 - '80, motorul Wankel nu a mai fost folosit de constructori.

5.2. Construcția unui motor cu ardere internă în 4 timpi

Motoarele cu ardere internă au ca unitate constructiv-funcțională cilindrul cu piston (monocilindrul).

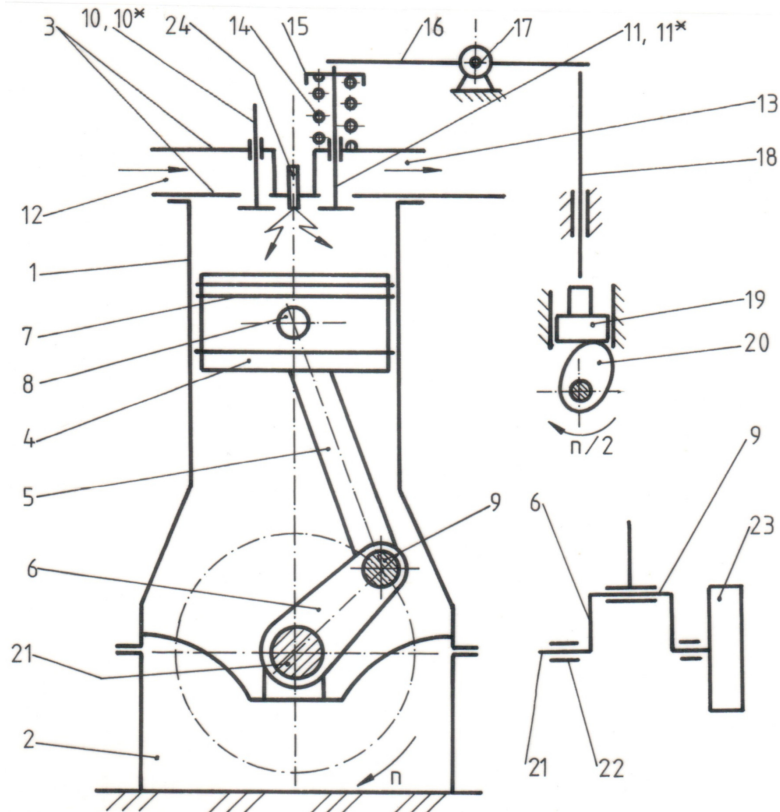


Fig. 5.1. Schema unui cilindru de motor cu ardere internă în 4 timpi:
1 - cilindru; 2 - carter; 3 - chiulasă; 4 - piston; 5 - bielă; 6 - arbore cotit;
7 - segmenti; 8 - bolț; 9 - fus maneton; 10 și 11 - talerele supapelor; 10* și 11* - tijele supapelor; 12 și 13 - galeriile de admisiune și de evacuare;
14 - arc elicoidal; 15 - taler; 16 - culbutor; 17 - axul culbutorilor; 18 - tijă împingătoare; 19 - tchet; 20 - camă; 21 - fus de palier; 22 - lagăr palier;
23 - volant; 24 - bujie

Un monocilindru de motor cu ardere internă în 4 timpi, conform schemei din fig. 5.1, are în construcția sa părți fixe și părți mobile. Părțile fixe sînt cilindrul 1 (răcit cu aer sau cu lichid de răcire), cutia 2 numită carter, care închide mecanismul motor, și capacul 3, numit chiulasă, capac care închide cilindrul. Părțile mobile sînt pistonul 4, bielă 5 și arborele cotit 6. Pistonul este plasat în cilindru și este etanșat cu segmentii de etanșare 7, niște inele elastice așezate în canale special prevăzute pe piston. Segmentul cel mai depărtat de suprafața frontală a pistonului este segmentul de ungere. El curăță (rade) uleiul de pe suprafața interioară a

cilindrului, atunci cînd pistonul efectuează cursa spre punctul mort exterior. Biela 5 este articulată cu pistonul 4 prin intermediul bolțului 8, iar cu arborele cotit 6 este articulată pe fusul maneton 9. În chiulasă sînt amplasate ferestrele circulare prin care se face admisiunea amestecului proaspăt și evacuarea gazelor de ardere. Trecerea gazelor prin ferestre este controlată de supapele de admisiune 10 și de evacuare 11. Galerile de admisiune 12 și de refulare 13 sînt canalele din chiulasă prin care încărcătura proaspătă este adusă în poarta supapei, iar gazele de ardere sînt evacuate de la poarta supapei. Supapele unui motor cu ardere internă sînt supape comandate, adică se deschid și se închid la momente potrivite ale ciclului de funcționare al motorului, sub acțiunea mecanismului de distribuție. Supapele sînt constituite din talerele 10 și 11 dispuse în ferestrele din chiulasă și din tijele 10* și 11*, care străbat galeriile respective din chiulasă și sînt în contact mecanic cu mecanismul de distribuție. Arcurile elicoidale 14, fixate prin talerele 15, sînt montate cu o strîngere inițială, astfel că, în absența acțiunii mecanismului de distribuție, supapele sînt menținute închise (talerele supapelor sînt așezate etanș pe scaunele alezate în chiulasă). Mecanismul de distribuție cel mai răspîndit are în compunerea sa o pîrghie 16 numită culbutor, pîrghie care oscilează în jurul axului fix 17 și care apasă cu un capăt (cu un joc controlat) pe tija supapei, iar cu celălalt face - prin tija împingătoare 18 - legătura cinematică cu tachelul 19 și cu cama 20 de pe arborele cu came. Arborele de distribuție (axul cu came) are cîte o camă pentru fiecare supapă. Profilul fiecărei came și pozițiile camelor pe axul cu came asigură durata necesară de deschidere a supapei și momentele potrivite de început și de sfîrșit de deschidere. Axul cu came este rotit printr-o transmisie mecanică (cu roți dințate, cu lanț sau prin curele dințate) de către arborele cotit, cu jumătate din turația motorului, deoarece ciclul în 4 timpi se desfășoară pe durata a două rotații complete ale arborelui cotit, timp în care axul cu came deschide o singură dată supapele. În chiulasă (pe fig. 5.1. între supape) se află o bujie 24 (în cazul motoarelor cu aprindere prin scînteie), sau un injector prin care se pulverizează motorina în camera de ardere (în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare).

Pistonul se deplasează în cilindru între două puncte extreme: punctul mort interior (p.m.i.) - cel mai apropiat de chiulasă - și punctul mort exterior (p.m.e.). Volumul corespunzător cursei totale S a pistonului (între punctele moarte) reprezintă volumul util sau cilindreea, notat V_s . Volumul V_c dintre chiulasă și pistonul aflat în punctul mort interior se numește cameră de ardere. Volumul total al cilindrului ($V_a = V_s + V_c$) se numește volum aspirat. Raportul

$$\varepsilon = (V_s + V_c) / V_c \quad (5.1)$$

se numește raport volumetric (de comprimare) al motorului cu ardere internă și reprezintă o caracteristică constructivă cu implicații funcționale importante.

5.3. Funcționarea unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi

5.3.1. Funcționarea normală a unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi. Diagrama indicată

Funcționarea unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi este

prezentată în legătură cu fig. 5.2 și cu fig. 5.3. Fig. 5.2 prezintă înregistrarea experimentală a diagramei indicate $p = f(V)$ a unui motor cu aprindere prin scînteie, înregistrare efectuată cu un indicator de diagramă (vezi [5.5], p.129...172), iar fig. 5.3 prezintă diagrama de distribuție (unghiurile de deschidere a supapelor exprimate în °RAC - grade rotație arbore cotit). Diagrama indicată din fig. 5.2 se referă la un motor cu aprindere prin scînteie cu aspirație directă din atmosferă (nesupraalimentat). Se precizează că diagrama indicată din fig. 5.2 (ca și alte diagrame indicate prezentate mai departe) are caracter didactic, axa presiunilor fiind dilatată în jurul presiunii atmosferice (pentru a putea evidenția bine procesele de schimbare a gazelor) și comprimată în domeniul presiunilor de ardere (fiindcă utilizarea unei scări avînd același pas ar conduce la o diagramă foarte înaltă).

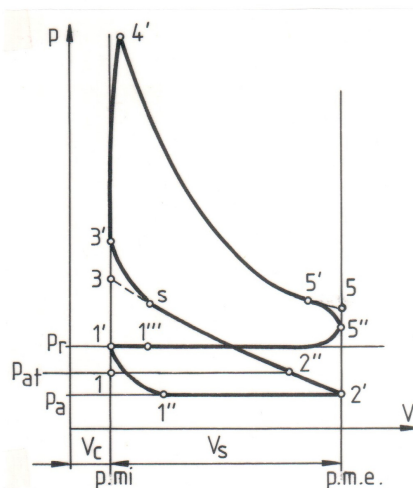


Fig. 5.2. Diagrama indicată a unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi

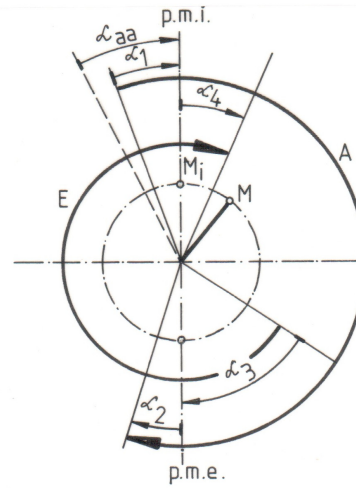


Fig. 5.3. Diagrama de distribuție a unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi

Admisiunea încărcăturii proaspete (amestec de aer și benzină format în exteriorul cilindrului, în carburator, sau prin injecție de benzină în galeria de admisiune) se desfășoară în cursa pistonului de la punctul mort interior spre punctul mort exterior. În această cursă supapa de admisiune este deschisă, iar supapa de refulare este închisă (fig. 5.2). Supapa de admisiune începe să se deschidă în punctul 1''' de pe diagrama indicată, cu un avans α_1 °RAC față de punctul mort interior. Acest avans asigură intervalul de timp necesar ridicării (deschiderii) complete a supapei înainte de începutul cursei de admisiune, astfel ca secțiunea de trecere a supapei să fie maximă pe toată durata cursei de admisiune. La începutul cursei de admisiune presiunea din cilindru coboară pînă la presiunea de admisiune $p_a < p_{at}$, ceea ce permite intrarea amestecului proaspăt în cilindru. În timpul admisiunii mecanismul de distribuție menține (datorită profilului camei) supapa complet deschisă, astfel că presiunea p_a este constantă, fără

oscilații de tipul celor care apar la admisiunea gazului într-un compresor cu piston (vezi subcapitolul 4.2.1.5). Supapa de admisiune se închide după punctul mort exterior, cu o întârziere unghiulară α_2 °RAC. Întârzierea permite o umplere mai bună a cilindrului, pe seama inerției gazelor în mișcare prin galeria de admisiune. Închiderea supapei de admisiune are loc atunci când presiunea din cilindru devine egală cu presiunea atmosferică, în punctul 2' de pe diagrama indicată. Presiunea de admisiune p_a depinde de rezistențele ce se opun curgerii gazelor proaspete prin filtrul de aer, prin carburator și prin galeria de admisiune, deci depinde de viteza gazelor, scăzând odată cu creșterea turației motorului. Orientativ, presiunea de admisiune are valoarea $p_a \approx 0,85 p_{at}$. O ultimă observație asupra procesului de admisiune este aceea că încărcătura proaspătă intrată în cilindru se încălzește în contact cu metalul fierbinte și se amestecă cu gazele de ardere reziduale din cilindru.

Procesul de comprimare se desfășoară în cursa pistonului de la punctul mort exterior spre punctul mort interior, când ambele supape sînt închise. Comprimarea este un proces politropic cu exponent variabil, care depinde de sensul schimbului de căldură dintre cilindru și gazele din interiorul său. Comprimarea poate fi asimilată cu o transformare politropică cu exponent constant $n_1 < k$. Exponentul n_1 depinde în primul rînd de turația motorului și are valori în jur de 1,38. La sfîrșitul comprimării (în punctul 3 de pe diagrama indicată) presiunea p_3 este de ordinul a 5...15 bar, depinzînd de raportul volumetric de comprimare ϵ .

Cînd pistonul ajunge în apropiere de punctul mort interior, cu un avans unghiular α_{aa} °RAC față de punctul mort interior (în punctul s de pe diagrama indicată), instalația de aprindere produce o scînteie între electrozii bujiei și amestecul aer-vapori de benzină se aprinde. Ca urmare a arderii desfășurate într-un timp foarte scurt, căldura produsă mărește temperatura și presiunea gazelor într-un proces care se apropie foarte mult de o transformare izocoră de volum V_c - procesul s-3' -4'. La sfîrșitul procesului de ardere gazele din cilindru au o temperatură de 2000...2500 °C și o presiune de 30...60 bar.

Urmează cursa de destindere. Pe durata acesteia pistonul se deplasează de la punctul mort interior spre punctul mort exterior, în timp ce ambele supape rămîn închise. În timpul destinderii o parte din căldura conținută de gazele de ardere se transformă în lucru mecanic, transmis prin piston și bielă la arborele cotit și prin arbore - la utilizare. O altă parte din căldura gazelor de ardere se transmite prin piston către cilindru și către uleiul de ungere (care are și rol de agent de răcire), și prin peretele cilindrului și chiulasă către agentul de răcire, iar restul căldurii părăsește cilindrul cu gazele de ardere. În timpul destinderii parametrii gazului își micșorează valorile, astfel că la sfîrșitul procesului - în punctul 5 de pe diagramă - presiunea este de circa 2...5 bar, iar temperatura este de circa 800...1000 °C. Destinderea reală este un proces politropic cu exponent variabil. Asimilată cu un proces politropic cu exponent constant, destinderea se caracterizează prin $n_2 < n_1$. Valorile orientative ale exponentului n_2 sînt în jurul lui 1,32.

Procesul de evacuare a gazelor din cilindru începe odată cu deschiderea supapei de evacuare. Deschiderea se face cu un avans α_3 °RAC față de punctul mort exterior, în punctul 5' de pe diagrama indicată. Evacuarea gazelor se desfășoară în două faze. Prima fază, între 5' și 5'', este evacuarea liberă și se desfășoară sub acțiunea diferenței dintre presiunea gazelor din cilindru și presiunea atmosferică. Procesul este energetic și viteza gazelor prin supape este foarte mare. Faza a doua, evacuarea forțată, se desfășoară între punctele 5'' și 1' de pe diagrama indicată. În această fază gazele sînt împinse de pistonul care se deplasează între punctele moarte exterior și interior. În timpul evacuării forțate presiunea p_r din cilindru este constantă și mai mare ca presiunea atmosferică, diferența de presiune fiind necesară pentru învingerea pierderilor gazodinamice din supape, din conducta și toba de evacuare și, eventual, a pierderilor din dispozitivele de depoluare a gazelor de ardere evacuate în atmosferă. Această diferență de presiune depinde de rezistențele traseului și de viteza gazelor, deci de turația motorului. Se poate considera orientativ că $p_r = 1,15 \dots 1,25 p_{at}$. Supapa de evacuare se închide după punctul mort interior, cu o întârziere unghiulară α_4 °RAC, ceea ce permite o curățare mai bună a cilindrului de gazele de ardere, prin folosirea inerției acestora pe durata fracțiunii 1' - 1'' din cursa de admisiune.

Fazele distribuției (fig. 5.3) se aleg prin comparație cu valori cunoscute pentru motoare similare și se definitivează prin încercări experimentale. De exemplu, motorul DACIA 1300 are următoarele faze de distribuție: $\alpha_1 = 20$ °RAC, $\alpha_2 = 60$ °RAC, $\alpha_3 = 60$ °RAC, $\alpha_4 = 20$ °RAC și $\alpha_{aa} = 24$ °RAC. Unghiul α_{aa} variază cu turația și puterea motorului. Valoarea dată este pentru regimul nominal.

5.3.2. Arderea normală și arderea cu detonație

Procesul de ardere dintr-un motor cu aprindere prin scînteie poate fi urmărit pe diagrama indicată desfășurată $p - \alpha$ din fig. 5.4.

Arderea normală (linia n pe fig.5.4) se desfășoară continuu, fără variații brutale ale presiunii. Curba de ardere se desprinde de curba c-d de variație a presiunii fără ardere (de comprimare - destindere) în punctul s, imediat după producerea scînteii. Arderea cu detonație, linia d, reprezintă un proces anormal, care apare atunci cînd benzina folosită are cifra octanică necorespunzătoare cerințelor motorului. Arderea cu detonație se manifestă prin oscilații ale presiunii atît în timpul arderii propriu-zise, cît și în timpul destinderii, și este însoțită de zgomote caracteristice. Cifra octanică (CO) este o caracteristică a benzinelor, apreciind comportarea lor la arderea în condiții controlate (pe un motor special), în comparație cu arderea etalon a unui amestec de izooctan (cu CO=100) și normal heptan (cu CO=0).

5.3.3. Ciclul termodinamic al motoarelor cu aprindere prin scînteie. Randament termic. Discuție

Diagramei indicate din fig. 5.2 îi corespunde ciclul termodinamic prezentat în fig. 5.5. Ciclul este compus din două transformări izocore,

$V_c = \text{const.}$ și $V_a = \text{const.}$, volume care corespund punctelor moarte, și din două transformări adiabatice. Transformările izocore schematizează procesele reale de aport de căldură (ardere desfășurată practic la volum constant) și de extracție de căldură (proces desfășurat preponderent în faza de evacuare liberă a gazelor). Transformările adiabatice înlocuiesc procesele reale de comprimare și de destindere. Ciclul termodinamic al motoarelor cu aprindere prin scînteie se caracterizează prin aportul de căldură la volum constant și este numit ciclul Otto. În ciclul termodinamic se consideră că evoluează 1 kg de gaz perfect care schimbă căldură și lucru mecanic cu exteriorul.

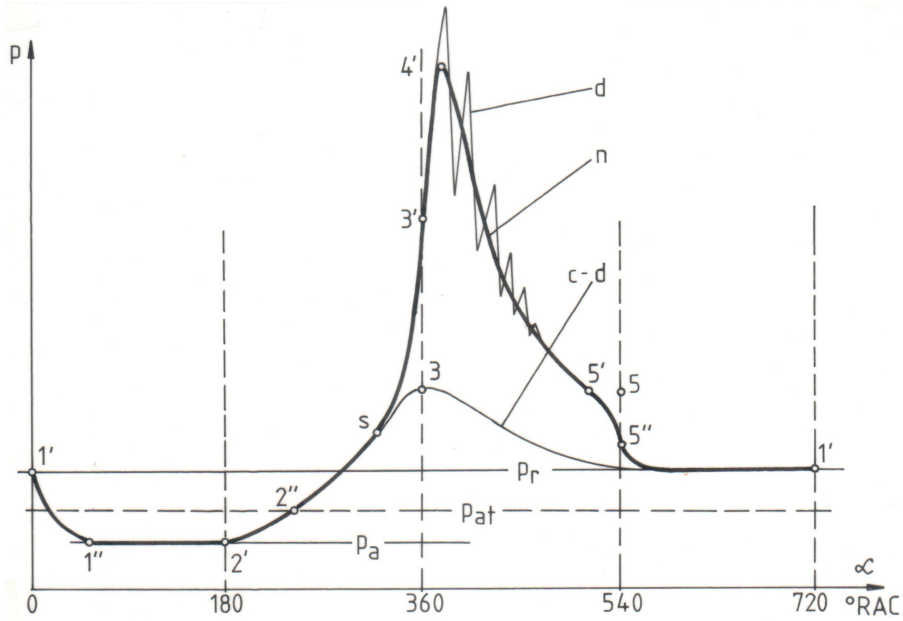


Fig.5.4. Diagrama indicată desfășurată a unui motor cu aprindere prin scînteie în 4 timpi: n - ardere normală; d - ardere cu detonație

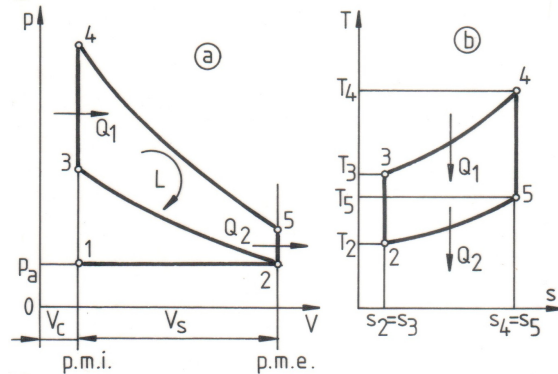


Fig. 5.5. Ciclul motoarelor cu aprindere prin scînteie (Otto):
a - în diagrama p-V: b - în diagrama T-s

Randamentul termic al ciclului este

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{m c_v (T_5 - T_2)}{m c_v (T_4 - T_3)} = \frac{T_2 (T_5 / T_2 - 1)}{T_3 (T_4 / T_3 - 1)}. \quad (5.2)$$

Legăturile dintre temperaturile din vîrfurile ciclului sînt date de ecuațiile adiabatelor 5-4 și 2-3 sub forma:

$$T_5 V_5^{k-1} = T_4 V_4^{k-1} \text{ și } T_2 V_2^{k-1} = T_3 V_3^{k-1}. \quad (5.3.)$$

Prin împărțirea relațiilor precedente și ținînd seama că $V_2 = V_5$ și că $V_3 = V_4$ rezultă:

$$T_5 / T_2 = T_4 / T_3. \quad (5.4)$$

Din a doua ecuație (5.3) și ținînd seama că $\varepsilon = V_a / V_c = V_2 / V_3$ se obține

$$\frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (5.5)$$

Cu (5.4) și (5.5) expresia randamentului termic are forma finală:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (5.6)$$

Analiza expresiei (5.6) arată că randamentul termic crește cu raportul volumetric ε . În practica construcției de motoare cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule raportul volumetric ε se limitează la 8...10, deoarece cu creșterea lui sporesc cerințele impuse calității benzinei, care trebuie să aibă cifra octanică mai mare. Cu creșterea lui ε crește temperatura gazelor la sfîrșitul comprimării și apare posibilitatea autoaprinderii amestecului înainte de producerea scînteii, ceea ce produce asupra pistonului un șoc în sens contrar mișcării, adică o funcționare anormală. Cu creșterea lui ε crește și pericolul apariției arderii cu detonație.

Raportul volumetric ε influențează poluarea produsă de motoarele cu aprindere prin scînteie, atît prin aceea că motoarele cu valori ε mari necesită benzine cu cifră octanică ridicată (de cele mai multe ori aditivate cu tetraetil de plumb), cît și pentru că temperaturile mai înalte de la sfîrșitul arderii, specifice motoarelor cu aprindere prin scînteie cu valori ε mari, favorizează apariția oxizilor de azot (NO_x) în gazele de ardere. Pentru limitarea poluării (fără dispozitive speciale de ardere catalitică) se folosesc benzine neetilate și se limitează raportul volumetric la $\varepsilon \leq 8$.

Valorile raportului volumetric ε sînt mai mari la motoarele cu aprindere prin scînteie cu aspirație directă din atmosferă și mai mici la cele supraalimentate.

Ciclul Otto este specific motoarelor cu aprindere prin scînteie, indiferent dacă sînt în 4 timpi sau în 2 timpi.

5.4. Motoare cu aprindere prin comprimare în 4 timpi

Din punct de vedere constructiv motoarele cu aprindere prin comprimare se aseamănă cu motoarele cu aprindere prin scînteie (fig. 5.1), dar în loc de bujie există un injector de combustibil.

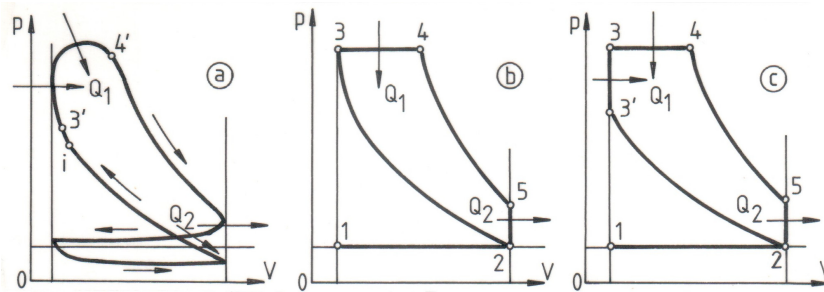


Fig. 5.6. Diagrama indicată și ciclurile termodinamice ale motoarelor cu aprindere prin comprimare în 4 timpi: a - diagrama indicată; b - ciclul cu ardere la $p = \text{const.}$; c - ciclul cu ardere mixtă

Un motor cu aprindere prin comprimare (sau motor diesel) se deosebește de un motor cu aprindere prin scînteie prin cîteva particularități, principalele fiind următoarele:

- raportul de comprimare este mai mare ($\epsilon = 14 \dots 21$);
- în cilindru se aspiră și se comprimă aer curat, nu amestec aer-combustibil;
- la sfîrșitul comprimării presiunea și temperatura sînt mult mai mari ca la motoarele cu aprindere prin scînteie, fiind de ordinul a 30...50 bar și 500...700 °C;
- combustibilul folosit este motorina;
- combustibilul este introdus sub presiune (injectat) direct în camera de ardere, spre sfîrșitul cursei de comprimare (deci cu un avans față de punctul mort interior, injectarea începînd în punctul notat pe diagrama indicată cu i);
- combustibilul injectat parcurge o serie de procese fizice (se pulverizează, se amestecă cu aerul fierbinte și se vaporizează) și chimice (formare de peroxizi), astfel că după un interval de timp numit întîrziere la autoaprindere, în punctul 3' de pe diagrama indicată, începe arderea propriu-zisă, adică combustibilul injectat se autoaprinde;
- combustibilul arde pe măsură ce este injectat, ceea ce conferă arderii și caracterul unui proces desfășurat, teoretic, la presiune constantă;
- la sfîrșitul arderii temperatura atinge 1500...2100 °C, iar presiunea ajunge la 60...100 bar și mai mult;
- arderea se desfășoară cu un exces de aer (vezi subcapitolul 3.4) de ordinul $\alpha = 1,4$ (în timp ce motoarele cu aprindere prin scînteie funcționează cu $\alpha < 1$);
- la sfîrșitul destinderii în cilindru sînt circa 3...5 bar și 800 °C;
- reglarea puterii se face prin modificarea calității amestecului, injectînd cantități diferite de combustibil într-o cantitate de aer aproximativ constantă;
- introducerea combustibilului în cilindru se face printr-un injector, cu o pompă de înaltă presiune numită pompă de injecție.

Din diagrama indicată a unui motor cu aprindere prin comprimare se obține ciclul său termodinamic, care poate fi:

- cu ardere la presiune constantă (fig. 5.6 - b), caracteristic motoarelor cu turație mai mică de 900 rot/min (ciclul diesel, specific motoarelor lente navale sau celor din centralele diesel-electrice);
- cu ardere mixtă, la volum și la presiune constante (fig. 5.6 - c), caracteristic motoarelor diesel rapide (motoarele actuale pentru autovehicule, tractoare etc.).

Ciclurile diesel lent și diesel rapid se regăsesc și la motoarele cu aprindere prin comprimare în 2 timpi.

5.5. Motoare cu ardere internă în 2 timpi

La motoarele cu ardere internă în 4 timpi numai cursele de comprimare și destindere sînt active din punct de vedere termodinamic, în timp ce cursele de evacuare și de admisiune reprezintă, în esență, curse de pompare. Motoarele în 2 timpi păstrează numai cele două curse active, alocînd pentru schimbarea gazelor o fracțiune de la sfîrșitul cursei de destindere și o fracțiune de la începutul cursei de comprimare.

Evacuarea gazelor de ardere se desfășoară în două faze, mai întîi pe seama presiunii din cilindru, cît timp aceasta este mai mare ca presiunea atmosferică, și apoi sub acțiunea încărcăturii proaspete, care, intrînd în cilindru la o presiune mai mare cea atmosferică, acționează ca un piston. Operațiunea prin care se mătură gazele de ardere din cilindru și se introduce încărcătura proaspătă se numește baleiaj.

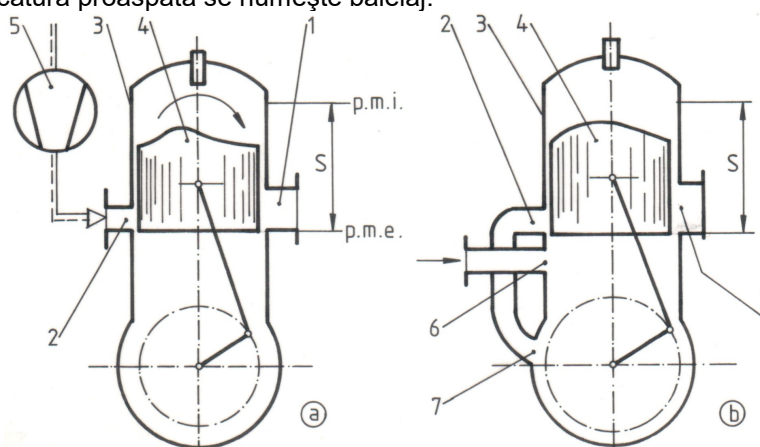


Fig. 5.7. Motoare cu ardere internă în 2 timpi:

- a - cu baleiaj prin ferestre (și suflantă); b - cu baleiaj prin carter;
1 - ferestre de evacuare; 2 - ferestre de baleiaj; 3 - cilindru; 4 - piston;
5 - suflantă; 6 - ferestre de admisiune; 7 - fereastră de refulare

Cea mai simplă schemă de baleiaj (fig. 5.7 - a) este cu evacuarea gazelor de ardere prin ferestrele de evacuare 1 și cu intrarea încărcăturii proaspete prin ferestrele de baleiaj 2. Ferestrele sînt plasate pe

circumferința cilindrului 3, cu baza pe linia punctului mort exterior, fiind controlate (închise și deschise) de pistonul 4. Întotdeauna ferestrele de evacuare sînt mai înalte ca ferestrele de baleiaj, fiind deschise primele și închise ultimele. Circulația gazelor în cilindru este favorizată de forma părții frontale a pistonului și de profilarea adecvată a chiulasei. Baleiajul de acest tip este numit baleiaj în buclă, după forma traiectoriei gazelor.

În schema din fig. 5.7 - a baleiajul se realizează cu o suflantă aflată în exteriorul motorului. În schema din fig. 5.7. - b baleiajul se realizează prin folosirea carterului drept compresor. Pentru realizarea baleiajului prin carter în cilindru motorului se prevăd ferestrele de admisiune 6, iar în carter există fereastra de refulare 7. În cursa spre punctul mort interior pistonul deschide fereastra de admisiune, în depresiunea formată în carter aspirîndu-se încărcătura proaspătă. În cursa spre punctul mort exterior pistonul închide fereastra de admisiune și comprimă gazele din carter, iar, după ce pistonul deschide și ferestrele de baleiaj 2, gazele din carter intră în cilindru.

Baleiajul cu suflantă se întîlnește la motoare cu aprindere prin comprimare de mare putere (diesel navale), iar baleiajul prin carter la motoare cu aprindere prin scînteie de mică putere (bărci, motorete).

O altă schemă de baleiaj, în echicurent, evacuează gazele de ardere prin supapele de evacuare din chiulasă și admite încărcătura proaspătă prin ferestrele de baleiaj din cilindru.

Funcționarea unui motor cu ardere internă în 2 timpi este prezentată în legătură cu diagrama indicată din fig. 5.8, pe care se observă că deosebirile față de funcționarea motoarelor cu ardere internă în 4 timpi se concretizează în procesele de schimbare a gazelor.

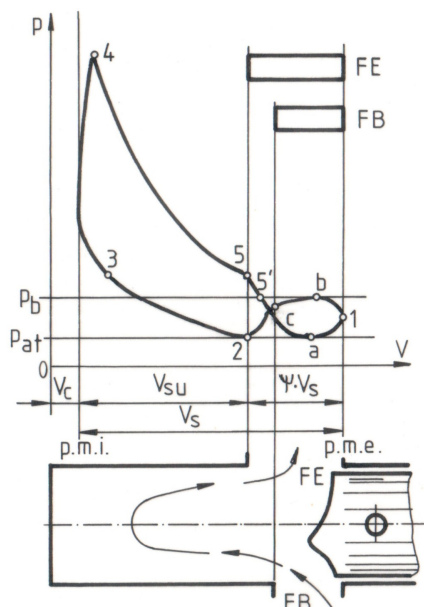


Fig. 5.8. Funcționarea m.a.i. în 2 timpi

Conform diagramei indicate din fig. 5.8 destinderea se desfășoară din punctul 4, sfîrșitul arderii, pînă în punctul 5, cînd începe deschiderea ferestrelor de evacuare FE și evacuarea liberă a gazelor de ardere. În procesul evacuării libere presiunea scade repede pînă la presiunea de baleiaj, care este atinsă în punctul 5'. Aici începe deschiderea ferestrelor de baleiaj FB și intrarea încărcăturii proaspete, în timp ce continuă evacuarea gazelor de ardere din cilindru, acum forțată sub acțiunea de „piston” a încărcăturii proaspete. Variația presiunii din cilindru descrie bucla 5'-a-1-b-c-2. În porțiunea 5'-a este preponderent procesul de evacuare, presiunea din cilindru

scăzînd pînă la presiunea atmosferică. În continuare, baleiajul intens determină creșterea presiunii, în procesul a-1-b, pînă la presiunea de baleiaj p_b . După punctul b, pe măsura închiderii ferestrei de baleiaj și pe măsură ce debitul de gaze proaspete scade, prin ferestrele de evacuare încă deschise iese din cilindru o parte din încărcătura proaspătă. Pierderea de agent se intensifică după închiderea completă a ferestrelor de baleiaj (în punctul c) și se încheie în punctul 2, cînd ferestrele de evacuare FE s-au închis. În continuare se desfășoară comprimarea și arderea, ca la oricare alt motor cu ardere internă.

Deoarece schimbarea gazelor consumă o parte din cursa totală a pistonului, la motoarele în doi timpi se definește raportul volumetric util:

$$\varepsilon_u = \frac{V_c + V_{su}}{V_c} = \frac{V_c + V_s(1-\psi)}{V_c}, \quad (5.7)$$

în care ψ este fracțiunea din cilindree (sau din cursa pistonului) pierdută prin amplasarea ferestrelor.

5.6. Formarea amestecului și aprinderea în motoarele cu ardere internă

5.6.1. Formarea amestecului și aprinderea în motoarele cu aprindere prin scînteie

5.6.1.1. Definiții. Clasificare

O influență hotărîtoare asupra desfășurării corecte a arderii în motoarele cu ardere internă o au procesele de formare a amestecului aer-combustibil și de aprindere. Procesele de formare a amestecului la motoarele cu aprindere prin scînteie trebuie să asigure, la toate regimurile de funcționare, de la mersul în gol pînă la sarcina maximă, un raport potrivit aer - benzină, adică un dozaj cît mai apropiat de cel optim, precum și vaporizarea completă și rapidă a benzinei.

La motoarele cu aprindere prin scînteie amestecul aer-benzină se formează în exteriorul cilindrului, prin carbu-rație sau prin injecție.

Carbu-rația constă în aspirarea, pulverizarea și vaporizarea unui debit dozat de benzină într-un curent de aer de mare viteză, procesele petrecîndu-se într-un aparat numit carburator (cu excepția vaporizării benzinei, care continuă și în galeria de admisiune pe care este amplasat carburatorul).

Injecția benzinei constă în introducerea ei sub presiune (cu o pompă), printr-un injector, direct în galeria de admisiune. Pulverizarea se face datorită diferenței de presiune dintre benzina din injector și aerul care intră în cilindru, aer cu care benzina pulverizată se amestecă, vaporizîndu-se.

5.6.1.2. Carburatorul

Un carburator este alcătuit dintr-un carburator elementar și un număr de dispozitive pentru corecția dozajului amestecului format, între care se numără dispozitivele de mers în gol și de mers în gol forțat, pompa de accelerație, dispozitivul de putere etc.

Carburatorul elementar (fig. 5.9) este compus din camera de nivel

constant 1, tubul pulverizator 2 cu jiclorul 3 și din camera de amestec 4, cu ajutorul 5 (numit în mod curent difuzor) și cu clapeta de amestec 6 (numită și clapetă de accelerație). Camera de nivel constant este echipată cu un plutitor 7 care ridică și coboară supapa-ac 8, controlînd comunicația cu conducta de benzină și menținînd constant nivelul benzinei. Camera de nivel constant comunică cu atmosfera prin orificiul 9. Difuzorul 5 este un tub cu secțiunea longitudinală convergent-divergentă. Camera de nivel constant comunică cu camera de amestec prin tubul pulverizator 2 și jiclorul 3 - un dop filetat cu un orificiu calibrat, prin care se dozează benzina. Capătul tubului pulverizator intră în difuzor în secțiunea sa minimă, situată cu $h = 3...8$ mm deasupra nivelului benzinei din camera de nivel constant. Înălțimea de gardă h împiedică scurgerea benzinei în difuzor, pe baza principiului vaselor comunicante, atunci cînd motorul este oprit.

Cînd arborele cotit al motorului este rotit din exterior (cu un demaror sau manual) pistoanele se deplasează și aerul aspirat în cilindrii motorului trece prin difuzorul carburatorului. În partea convergentă a difuzorului viteza aerului crește, iar presiunea scade la $p' < p_{at}$, avînd valoarea minimă în secțiunea minimă. Benzina din camera de nivel constant se află la presiunea atmosferică p_{at} , astfel că diferența $(p_{at} - p')$ determină învingerea înălțimii de gardă h și curgerea benzinei în difuzor. La sarcină plină viteza aerului prin difuzor este de $80...100$ m/s, iar viteza benzinei la ieșirea din tubul pulverizator este de $4...5$ m/s, astfel că între cele două fluxuri apare o frecare intensă care pulverizează benzina.

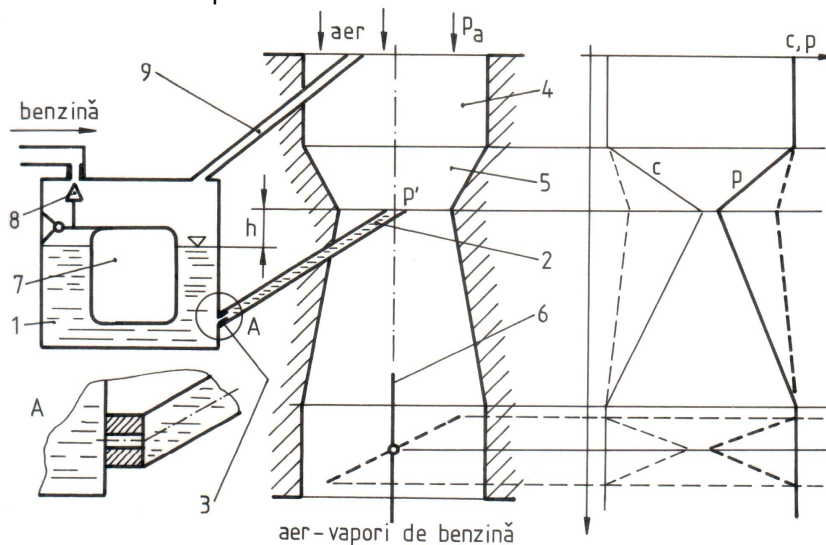


Fig. 5.9. Carburatorul elementar:

- a - schemă; b - variația presiunii și vitezei aerului; 1 - cameră de nivel constant; 2 - tub pulverizator; 3 - jiclor; 4 - cameră de amestec; 5 - difuzor; 6 - clapetă de amestec; 7 - plutitor; 8 - supapă ac
9 - comunicație cu atmosfera

Se observă că din punct de vedere funcțional carburatorul elementar se comportă ca un ejector în care aerul este agentul motor, iar benzina reprezintă agentul ejectat.

5.6.1.3. Injecția de benzină

Formarea amestecului prin injecție de benzină se bazează pe accelerarea benzinei cu o pompă și pulverizarea ei prin injectoare.

După modul de efectuare a injecției se disting sisteme de alimentare cu injecție continuă și sisteme cu injecție intermitentă, corelată cu fazele de distribuție (și asemănătoare cu injecția diesel).

După locul de amplasare a injectoarelor se deosebesc sisteme cu injectoare plasate în galeria de admisiune, în poarta supapei sau în peretele camerei de ardere.

După numărul de injectoare există sisteme cu injecție centrală (cu 1 injector, sau cu 2 injectoare la motoarele cu mai mulți cilindri) și sisteme cu injecție individuală (cu 1 injector pentru fiecare cilindru).

Pentru reglarea debitului de benzină se folosesc semnale de la traductoare amplasate pe motor. Semnalele pot fi principale: debitul de aer aspirat sau depresiunea din avalul unui obturator de pe galeria de admisiune, sau semnale de corecție (secundare): turația motorului, compoziția gazelor evacuate din motor, temperatura motorului, temperatura și presiunea atmosferică.

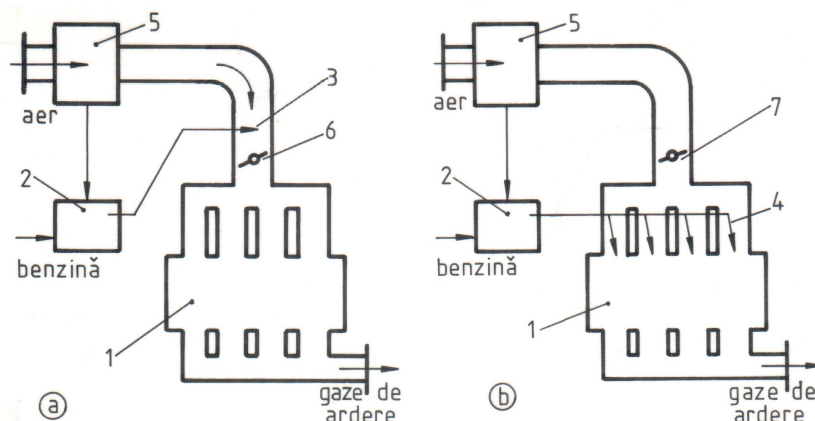


Fig. 5.10. Scheme principale de sisteme de injecție de benzină: a - injecție centrală; b - injecție individuală; 1 - motor cu aprindere prin scînteie; 2 - dozator; 3 - injector central; 4 - injectoare individuale; 5 - debitmetru de aer; 6 - clapetă de amestec; 7 - clapetă de aer

În general, un sistem de injecție de benzină este compus dintr-un rezervor de benzină, filtre de combustibil, pompă de benzină, reglatoare de presiune, dozatoare-distribuitoare, injectoare și echipamente pentru comanda debitului.

Pe fig. 5.10 se observă că motorul 1 primește benzina de la dozatorul de combustibil 2 prin injectorul central 3 sau prin injectoarele

individuale 4. Dozarea se face în concordanță cu debitul de aer măsurat de debitmetrul 5. Debitul de aer sau de amestec aer - benzină este controlat (reglat) de o clapetă 6 sau 7 de pe galeria de admisiune.

Injectoarele de benzină sînt de tip deschis pentru injecția centrală continuă și de tip închis pentru injecția individuală. Injectoarele deschise sînt foarte simple și sigure în funcționare, debitul reglîndu-se direct de la pompă (ca la motoarele cu aprindere prin comprimare). Injectoarele închise pot fi cu deschidere hidraulică (ca la motoarele cu aprindere prin comprimare) sau cu deschidere electromagnetice, situație în care dozarea se realizează prin modificarea duratei deschiderii iar presiunea benzinei este menținută riguros constantă. Deschiderea electromagnetice este comandată de un sistem electronic de control și reglare cu un microprocesor care primește și interpretează semnalele traductoarelor de pe motor, comparînd informațiile despre funcționarea motorului cu datele despre funcționarea optimă memorizate, alegînd durata potrivită de deschidere a injectoarelor.

Pompele de benzină folosite în sistemele de injecție a benzinei sînt de tip centrifug (sistemul Ford) sau cu role (sistemul Bosh) cu acționare cu motoare electrice individuale. Presiunea de injecție este de 1,5 - 30 bar, mai răspîndite fiind presiunile mici (în jurul de 2 bar).

În cazul injecției centrale, la pulverizarea benzinei contribuie și viteza mare a aerului prin galeria de admisiune. În cazul injecției individuale benzina injectată, care umezește supapa și scaunul supapei, se evaporă foarte repede, ca urmare a temperaturii ridicate a acestora (100...200 °C).

În construcția europeană de autoturisme sînt foarte răspîndite sistemele de alimentare prin injecție de benzină fabricate de firma Bosh, între care sistemele K - Jetronic, KE - Jetronic, L - Jetronic, Motronic, LH - Jetronic și altele [5.11]. Sînt răspîndite și sisteme de alimentare prin injecție de benzină Ford, Weber, Lucas etc.

Sistemul de injecție L - Jetronic este fabricat din anul 1973. Sistemul este cu injecție intermitentă și folosește ca element principal al sistemului de reglaj electronic un debitmetru de aer cu palete rotative. Sistemul folosește o pompă de benzină cu role și injectoare închise cu deschidere electromagnetice. Sistemul are și un injector de pornire plasat în avalul clapetei de aer. Sistemul L - Jetronic se întîlnește pe autoturisme BMW, FIAT (inclusiv modelul BRAVO), Datsun etc.

Sistemul de alimentare prin injecție de benzină Motronic, montat pe autoturisme Porsche, se deosebește de sistemul L - Jetronic printr-un număr de traductoare și prin instalația de comandă și de aprindere.

Sistemele de alimentare cu benzină prin injecție K - Jetronic și KE - Jetronic sînt cu injecție continuă în poarta supapei și cu reglare cu debitmetru cu clapetă (debitmetru neasistat electronic). Se întîlnesc pe autoturisme AUDI, Mercedes-Benz, Peugeot etc.

Sistemul de alimentare cu benzină prin injecție Mono - Jetronic este cu injecție centrală intermitentă, reglarea făcîndu-se pornind de la poziția obturatorului de pe galeria de admisiune.

5.6.1.4. Pompa cu role

Acest tip constructiv de pompe se utilizează pe scară largă în sistemele de alimentare a motoarelor cu aprindere prin scînteie cu benzină prin injecție. Rolele îndeplinesc rolul unor pistonase, și prezintă avantajul că uzura care apare în timpul funcționării este mică și uniformă, ca urmare a rotirii libere a rotelor în lăcașurile lor din rotor. Pompele cu role se construiesc capsulate împreună cu electromotorul de acționare și nu necesită ungere, aceasta făcîndu-se cu benzina pompată.

În interiorul carcasei 1 se găsesc electromotorul 2 și pompa 3. Pompa este compusă din rotorul 4 prevăzut cu canalele 5 pentru rolele 6 și din statorul 7, cu suprafața interioară profilată (așa cum se observă pe secțiunile de pe fig. 10.11 - b și c).

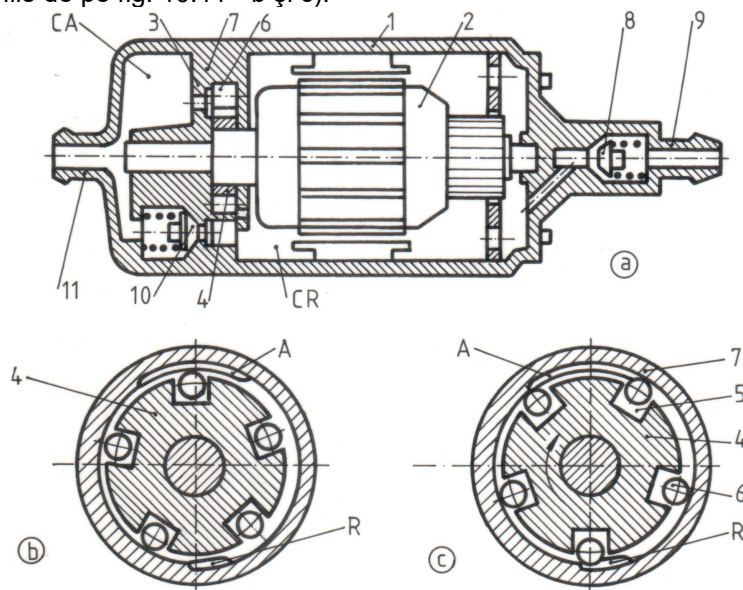


Fig. 5.11. Pompă cu role:

a - secțiune longitudinală; b - secțiune transversală prin pompa oprită; c - secțiune transversală prin pompa în funcțiune; 1 - carcasă; 2 - electromotor; 3 - pompa propriu-zisă; 4 - rotor; 5 - canale; 6 - role; 7 - stator; 8 - supapă de refulare; 9 - racord de refulare; 10 - supapă de egală presiune; 11 - racord de admisiune; CA - cameră de joasă presiune (admisiune); CR - cameră de înaltă presiune (refulare)

În timpul funcționării pompei forțele centrifuge deplasează rolele radial și le mențin în contact cu suprafața interioară a statorului (fig. 5.11 - c). Depresiunea ce apare în zona spațiului de aspirație A la creșterea volumului delimitat de două role consecutive, de rotor și de stator determină accesul benzinei în pompă. Prin rotire, volumul respectiv este transferat în zona de refulare R, unde micșorarea volumului determină creșterea presiunii benzinei și refularea ei prin supapa de refulare 8, plasată în carcasă înaintea

racordului de refulare 9. Pompa are în construcția sa și o supapă de presiune constantă 10, prin care camera de înaltă presiune CR a pompei capsulate comunică cu camera de admisiune CA (de joasă presiune), cameră în care benzina intră prin racordul 11.

Pentru răcirea elementului de pompare, acesta este înecat în benzina refulată.

Ansamblul rotor de pompă - electromotor se sprijină pe două lagăre aflate în carcasă.

Debitul pompei cu role se poate calcula cu relația:

$$\dot{V} = eb(\pi D - zd)(n/60)\eta_v = (\pi D e - \pi z d^2 / 4)b(n/60)\eta_v, \quad (5.8)$$

în care e este distanța dintre rotor și stator în zona de refulare, d și b sînt diametrul și lungimea rolelor, D este diametrul interior al statorului, z este numărul rolelor, n este turația pompei, iar η_v este randamentul volumetric al pompei, cu valori între 0,80...0,95.

Rolele și rotorul pompei se execută din oțel carbon, iar carcasa se face din aliaje de aluminiu sau din fontă.

Pompele electrice cu role realizează presiuni între 2...5 bar și debite de 0,150 m³ / h. Alimentarea electromotorului se face la 12 V sau 24 V c.c.

5.6.1.5. Sisteme de aprindere

a. Definiții. Clasificare

Sistemele de aprindere au rolul de a produce o scînteie în interiorul cilindrului, pentru aprinderea la momentul potrivit a amestecului aer-benzină. Scînteia se produce între electrozii bujiei, prin aplicarea unui impuls de înaltă tensiune. Un sistem de aprindere trebuie să producă scînteile în momente strict precizate ale ciclului și să asigure o energie a scînteii suficient de mare pentru ca aprinderea să se facă la oricare regim de funcționare a motorului cu ardere internă cu aprindere prin scînteie.

Principalele tipuri de sisteme de aprindere sînt:

- sisteme de aprindere cu baterie de acumuloare;
- sisteme de aprindere cu magnetou;
- sisteme de aprindere electronice.

Sistemele de aprindere cu baterie de acumuloare sînt cele mai răspîndite, întîlnindu-se mai ales la motoarele cu aprindere prin scînteie cu carburator.

Magnetoul este o mașină electrică generatoare de impulsuri de înaltă tensiune, antrenată de arborele de distribuție al motorului. Magnetoul este folosit pe vehicule fără acumulator (motociclete, mașini de curse), pe avioane ușoare etc.

Sistemele de aprindere electronice se folosesc mai ales pe motoarele cu aprindere prin scînteie cu injecție de benzină. Există numeroase astfel de sisteme: cu scînteie simplă sau multiplă, cu sau fără condensatoare fixe sau variabile etc.

b. Sisteme de aprindere cu baterie

Un sistem de aprindere care folosește ca sursă de energie o baterie de acumuloare (fig. 5.12) este constituit din bateria de acumuloare 1,

bobina de inducție 2, întrerupătorul 3 numit ruptor și acționat mecanic de cama 4, distribuitorul de aprindere 5 și bujiile 6. Cama 4 și distribuitorul 5 sînt montate pe un arbore drept (numit și ax de distribuție) 7, rotit cu turația $n/2$, printr-o transmisie mecanică de la arborele cotit. La momente potrivite cama 4 închide contactul ruptorului 3 și prin înfășurarea primară a bobinei de inducție 2 se stabilește un curent electric (circuitul primar fiind pregătit prin închiderea prealabilă a întrerupătorului general 8). În miezul bobinei apare un flux magnetic. La deschiderea ruptorului circuitul primar se întrerupe și se produce o variație a fluxului magnetic. În înfășurarea secundară 9 a bobinei (ce are un număr foarte mare de spire cu secțiune mică) se induce o tensiune electrică foarte mare, de 15...20 kV. În momentul deschiderii ruptorului distribuitorul 5 se află în dreptul unei borne și aproape întreaga tensiune înaltă este transmisă la una din bujiile 6. Spațiul dintre electrozii bujiei este străpuns și se produce scînteia, amestecul aer-combustibil aprinzîndu-se. Condensatorul electric 10, legat în paralel cu ruptorul, înmagazinează o parte din energia arcului electric produs la deschiderea ruptorului, contribuind la micșorarea uzurii contactelor ruptorului și la creșterea energiei scînteii.

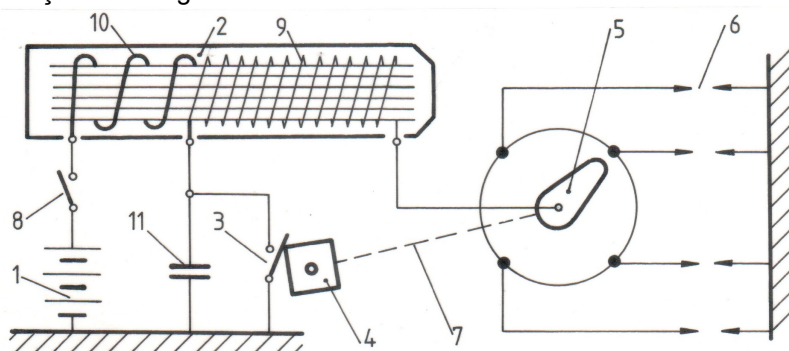


Fig. 5.12. Sistem de aprindere cu baterie:

1 - baterie de acumuloare; 2 - bobină de inducție, 3 - ruptor; 4 - camă; 5 - distribuitor; 6 - bujie; 7 - arbore; 8 - întrerupător general; 9 - înfășurarea secundară a bobinei de inducție; 10 - înfășurarea primară a bobinei de inducție; 11 - condensator

5.6.2. Formarea amestecului la motoarele cu aprindere prin comprimare

5.6.2.1. Particularitățile formării amestecului la motoarele cu aprindere prin comprimare

Spre deosebire de motoarele cu aprindere prin scînteie, la motoarele cu aprindere prin comprimare amestecul aer-combustibil se formează în cilindrul motorului, mai exact în partea de cilindru care constituie, împreună cu pistonul și chiulasa, camera de ardere. În motoarele cu aprindere prin comprimare combustibilul lichid (cel mai des motorina) este introdus cu o pompă de înaltă presiune (80...1000 bar) printr-un injector, într-un proces care începe cu un avans față de punctul mort interior și care

durează câteva °RAC. Motorina pulverizată în picături fine (cu un diametru mediu în jur de 25 μm) se amestecă intim cu aerul din camera de ardere (aflat la presiune ridicată și temperatură înaltă), se vaporizează, formează peroxizi și în final se autoaprinde și arde. Cu cât amestecul aer-combustibil este mai omogen, astfel ca toate sau aproape toate elementele combustibile să-și găsească oxigenul necesar, arderea este mai completă și funcționarea motorului este mai economică.

Calitatea amestecului format depinde în primul rând de proprietățile fizice și chimice ale combustibilului, de construcția echipamentului de injecție și de mișcarea aerului în cilindru și în camera de ardere (deci de construcția camerei de ardere).

Comportarea motorinei în procesele de ardere din motor este caracterizată de cifra cetanică, mărime obținută prin compararea arderii motorinei cu arderea unui amestec etalon format din normal-cetan (cărui i s-a atribuit cifra cetanică 100) și alfa-metil-naftalină. Proprietățile motorinei fiind standardizate și garantate de producător, rămân ceilalți doi factori pentru a fi descriși și analizați.

5.6.2.2. Camere de ardere pentru motoare cu aprindere prin comprimare

Elementele principale care determină mișcarea aerului în cilindru și în camera de ardere a motoarelor cu aprindere prin comprimare sînt forma și amplasarea camerei de ardere.

Există mai multe tipuri de camere de ardere: camere unitare (sau cu injecție directă), camere divizate, camere de turbulență, camere de preardere și camere cu rezervă de aer.

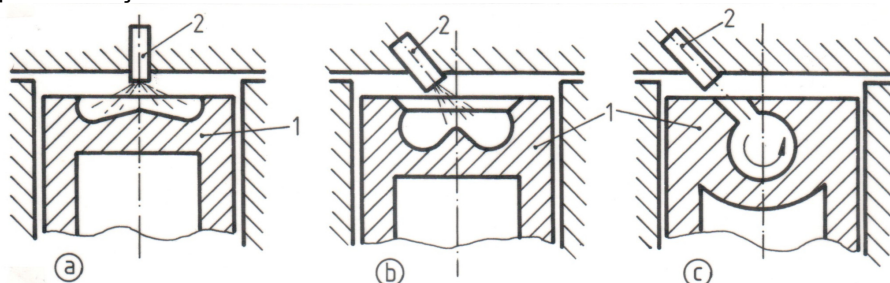


Fig. 5.13. Camere de ardere unitare:

a - tip Hesselman; b - tip Perkins; c - tip MAN Meurer; 1 - piston; 2 - injector

Camerele de ardere unitare sînt amplasate în piston (fig. 5.13), au diferite forme geometrice și ocupă un volum cuprins între (0,7...1,0)V_c. Cele mai răspîndite sînt camerele de ardere tip Hesselman (fig. 5.13 - a) folosite la motoarele 12 LDA - 28 pentru locomotive diesel-electrice, camerele tip Perkins (fig. 5.13 - b) folosite pe motoarele de tractor D-110 și D-115 și camerele tip MAN Meurer M sau HM (fig. 5.13 - c) care se întîlnesc pe motoarele MAN și Saviem pentru autocamioane și autobuze (toate motoarele amintite sînt fabricate în România). Camerele de ardere MAN

Meurer realizează un procedeu de formare a amestecului mai deosebit, circa 95 % din motorină injectându-se pe pereții calzi ai camerei de ardere (ce are formă sferică și este amplasată în piston). Pelicula de motorină de pe metal se evaporă foarte repede și vaporii antrenaji în mișcare datorită formei camerei se amestecă prin turbionare cu aerul din cameră. Restul de circa 5 % din doza de motorină se injectează în centrul camerei, aici declanșându-se arderea. Motoarele cu cameră de ardere MAN Meurer (sferică) funcționează silențios, au un consum specific de combustibil redus și lucrează la turații crescute (pînă la 3000 rot/min).

Motoarele cu camere de ardere unitare prezintă avantajele construcției simple a chiulasei, întreținerii mai ușoare și consumului de combustibil mai redus ca al altor motoare, dar necesită presiuni de injecție mari (> 300 bar), deci au cerințe deosebite față de echipamentul de injecție.

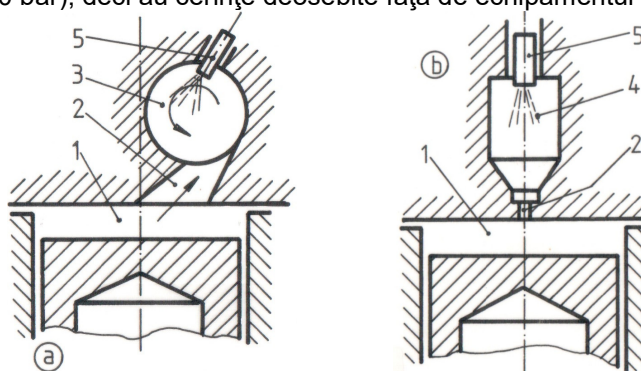


Fig. 5.14. Camere de ardere divizate:

a - cu cameră de turbulență; b - cu cameră de preardere;
1 - cameră principală; 2 - canal de legătură; 3 - cameră secundară; 4 - jet de combustibil; 5 - injector

Camerele de ardere divizate (fig. 5.14) au în construcția lor, alături de o cameră principală 1 din cilindru, o cameră secundară 3 plasată în chiulasă. Soluția permite realizarea unui amestec aer-motorină de calitate cu presiuni de injecție mai mici (< 100 bar). Cele două compartimente comunică între ele prin canalul 2.

Camerele de turbulență (fig. 5.14 -a) au o formă sferică sau cilindrică și ocupă 50...60 % din volumul total al camerei de ardere. Canalul de legătură 2 este un ajutor tangential la sferă. Spre sfârșitul comprimării aerul din camera principală este expulzat în camera de turbulență, în care se formează vârtejuri intense. Combustibilul injectat în camera de turbulență este antrenat în mișcare de rotație împreună cu aerul, se vaporizează, se autoaprinde și arde parțial. Combustibilul nears și gazele de ardere pătrund în camera principală unde găsesc aerul necesar continuării arderii.

Camera de preardere (fig. 5.14 - b) are un volum de 25...40 % din volumul total al camerei de ardere. Spre deosebire de canalele largi ale camerei de turbulență, aici legătura dintre compartimente se face printr-un canal cu diametru mic. Combustibilul este injectat în camera de preardere,

în care arde circa 20 % din doza injectată. Presiunea și temperatura cresc mult și gazele rezultate trec cu viteză mare în camera principală, unde se produce o pulverizare suplimentară a combustibilului ce nu a ars (care se amestecă cu aerul din camera principală, se vaporizează și arde bine).

Dezavantajele principale ale camerelor divizate sînt construcția complicată a chiulasei, pornirea mai grea și economicitatea mai redusă ca a motoarelor cu camere de ardere unitare.

5.6.2.3. Pompa de injecție cu piston-sertar (Bosh)

Un echipament de injecție pentru motoare cu aprindere prin comprimare conține un rezervor de combustibil, o pompă de alimentare de joasă presiune, filtre, o pompă de injecție de înaltă presiune cu mai multe elemente de pompare cu piston-sertar (sau de alt tip constructiv), injectoare și conducte de joasă și de înaltă presiune.

Componentele principale ale unui echipament de injecție cu pompă cu piston-sertar tip Bosh, un element de pompare și un injector închis cu deschidere hidraulică sînt prezentate în fig. 5.15.

Un element de pompare cu piston-sertar deservește un cilindru de motor cu aprindere prin comprimare. Pentru motoarele policilindrice se construiesc pompe cu număr corespunzător de elemente de pompare.

Un element de pompare se compune din cilindrul 1 (cu $\Phi = 6...20$ mm) în care se poate deplasa pistonul 2. În partea superioară a cilindrului 1 se află unul sau mai multe canale laterale 3 prin care cilindrul comunică cu un canal exterior de alimentare cu motorină. Deasupra cilindrului 1 este montată supapa de refulare 4, închisă de arcul elicoidal 5. În cursa de pompare (în sus) pistonul este deplasat de cama 6, prin intermediul tachelului cu rolă 7. Cursa de aspirație (în jos) a pistonului se realizează cînd tachelul se află pe cercul de bază al camei, sub acțiunea arcului elicoidal de readucere 8, care se destinde. În cursa de admisiune, volumul camerei de pompare crește și prin canalul 3 este aspirat combustibilul. În timpul admisiunii supapa 4 închide comunicația cilindrului cu conducta de înaltă presiune 10. În prima parte a cursei de ridicare a pistonului, pînă cînd pistonul-sertar închide canalul de alimentare 3, prin canalul 3 iese o parte din combustibilul din cilindru. După închiderea canalului 3 presiunea din camera de pompare 9 crește, se deschide supapa de refulare 4 și motorina este pompată prin conducta de înaltă presiune 10 spre injector. Cursa utilă de pompare se termină cînd canalul oblic 11 de pe piston stabilește comunicația între camera de pompare 9 și canalul 3, descărcînd presiunea înaltă din cameră în conducta de alimentare de joasă presiune. Cursa utilă se reglează prin rotirea pistonului-sertar, operațiune care se face cu sectorul dințat 12 de la capătul inferior al pistonului și cu cremaliera 13, deplasată din exterior de regulatorul pompei de injecție sau de pedala de accelerație.

În construcția unui injector de tip închis cu deschidere hidraulică componentele principale sînt corpul pulverizatorului 14 cu orificiile de pulverizare 15 și acul pulverizatorului 16 (în esență, o supapă cu o construcție adecvată presiunilor foarte înalte la care lucrează), menținut pe

scaunul său de arc elicoidal 17. În timp ce pompa debitează, datorită forței create de presiunea înaltă a motorinei pe suprafața tronconică a vârfului acului injectorului, acul se ridică, deschizînd trecerea motorinei spre orificiile de pulverizare. Prin orificiile pulverizatorului (cu diametrul în jur de 0,3 mm) motorina este pulverizată în camera de ardere a motorului. Pulverizarea se termină cînd presiunea din conducta de înaltă presiune scade ca urmare a întreruperii pompării, la finele cursei utile a pistonului-sertar.

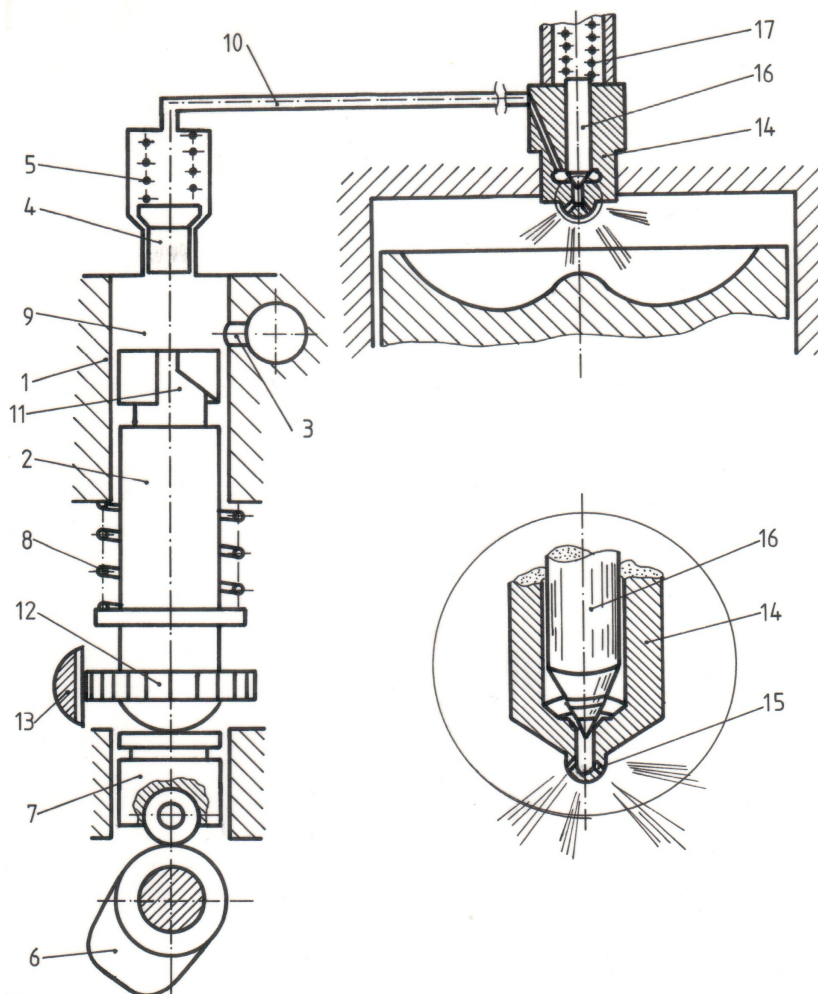


Fig. 5.15. Schema unui echipament de injecție Bosch:
1 - cilindru; 2 - piston-sertar; 3 - canal de aspirație; 4 - supapă de refulare;
5 - arcul supapei; 6 - camă; 7 - tchet; 8 - arc de readucere; 9 - cameră de pompare;
10 - conductă de înaltă presiune; 11 - canal de descărcare;
12 - sector dințat; 13 - cremalieră; 14 - pulverizator; 15 - orificii de pulverizare;
16 - acul pulverizatorului; 17 - arc de închidere

5.6.2.4. Pompa de injecție rotativă cu pistoane opuse și distribuitor rotativ (tip DPA-CAV)

Echipamentul de injecție a motorinei cu pompă cu pistoane opuse și distribuitor are în componența sa un rezervor de combustibil, o pompă de joasă presiune cu membrană, cu rol de alimentare, filtre brute și fine, o supapă de reglare-amorsare, o pompă cu paletă, de presiune medie (5...17 bar), cu rol de transfer a motorinei spre pompa de înaltă presiune, o supapă de dozare a debitului de motorină, o pompă de înaltă presiune de tip rotativ cu pistoane opuse și distribuitor, injectoare și diferite conducte de joasă și înaltă presiune.

Construcția și funcționarea pompei de înaltă presiune este prezentată în legătură cu fig. 5.16.

Partea principală a pompei este rotorul de pompare și distribuție 1, introdus în cilindrul 2, care constituie statorul pompei. În rotor este practică o gaură cilindrică radială, în care se pot deplasa cele două pistoane notate 3 (numite pistonase, deoarece au diametrul sub 10 mm).

Motorina este introdusă cu presiunea de dozaj (5...17 bar) prin canalul radial 4 din peretele cilindrului 2 și prin unul din canalele radiale 5 din rotorul 1 în interiorul canalului axial 6 din centrul rotorului. De aici motorina ajunge în camera de pompare 7 dintre pistonasele 3. Numărul canalelor radiale 5 din rotorul 1 este egal cu numărul cilindrilor motorului. În timpul umplerii camerei de pompare 7 canalul distribuitor 8 (care, prin construcție, comunică cu canalul axial 6) este închis (fig. 5.16), nefiind în comunicație cu nici unul din dintre canalele radiale de injecție 9 din cilindrul fix 2. Numărul canalelor de injecție 9 este egal cu numărul de cilindri ai motorului. Canalele 9 comunică (atunci când sînt deschise) cu injectoarele 11 prin conductele de înaltă presiune 10.

Motorina introdusă în camera de pompare 7 și în canalul axial 6 are o presiune suficient de mare pentru a depărta pistonasele radiale 3 care, prin tacheții 12, împing rolele 13 pînă la contactul cu profilul interior al camei 14. Cursa pistonaselor radiale 3 și a rolelor 13 este limitată (fig. 5.15 -c) de tacheții 12 ale căror proeminente (nefigurate pe fig.5.16 a și b) ajung în contact cu fantele cu profil variabil 15 prelucrate în corpul discului de reglaj 16 (fixat prin șuruburile 17 de rotorul de pompare-distribuție 1). Șuruburile trec prin decupările circulare din discul de reglare. Prin schimbarea poziției discului de reglare 16 se modifică cursa tacheților 12 (distanța s, pe fig. 5.15 - c) și deci se modifică și cursa pistonaselor 3 și a rolelor 13. Această operațiune are ca efect variația cantității de motorină introdusă în interiorul camerei de pompare 7.

Prin rotirea din exterior a rotorului de pompare-distribuție 1 profilul camei 14 acționează prin intermediul rolelor 13 și a tacheților 12 și deplasează pistonasele 3, care se apropie unul de celălalt efectuînd cursa de pompare și refulînd motorina pe traseul constituit din canalul axial 6, canalul radial de injecție 8 din rotor și unul dintre canalele 9 din cilindrul fix 2 (canal cu care comunică acum canalul 8). Motorina circulă apoi prin conducta de înaltă presiune 10 spre injectorul 11 (vezi fig. 5.16 - b). În timpul

fazei de refulare canalele radiale de alimentare 5 din rotor sînt închise, comunicația cu canalele radiale 4 fiind întreruptă. Se subliniază faptul că reglarea debitului injectat se face prin modificarea distanței s .

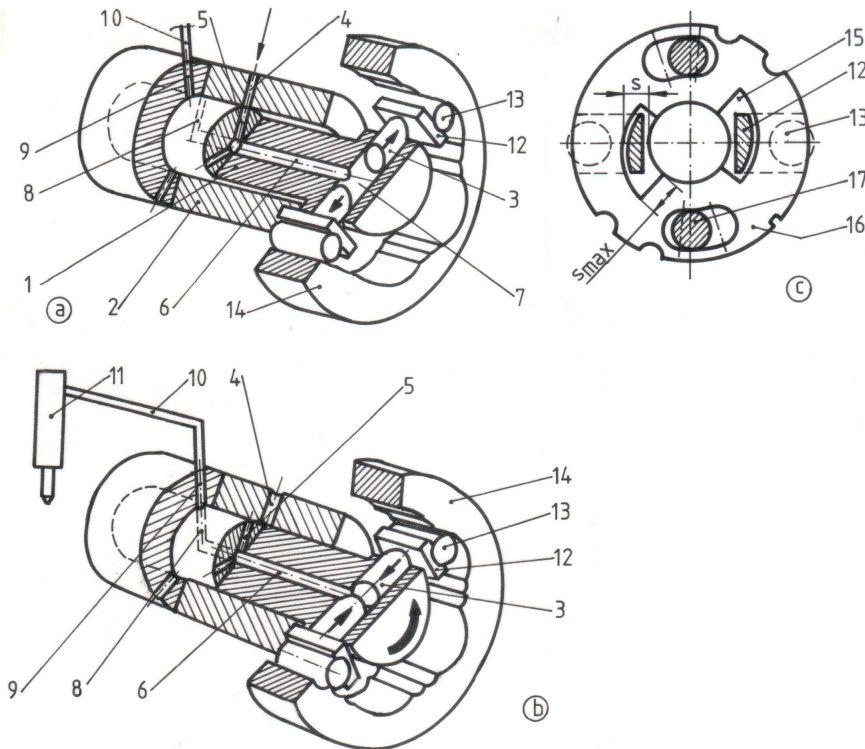


Fig. 5.16. Construcția și funcționarea rotorului pompei cu pistoane opuse și distribuitor: a - rotorul de pompare-distribuție în faza de aspirație; b - în faza de pompare; c - discul de reglare a debitului ciclic; 1 - rotor de pompare-distribuție; 2 - cilindru; 3 - pistoane radiale; 4 - canal radial în cilindru; 5 - canal radial în rotor; 6 - canal axial în rotor; 7 - cameră de pompare; 8 - canal radial distribuitor din rotor; 9 - canal radial de injecție; 10 - conductă de înaltă presiune; 11 - injectoare; 12 - tachet; 13 - role; 14 - camă; 15 - fantă cu profil variabil; 16 - disc de reglare; 17 - șuruburi

5.7. Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă

Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă reprezintă procesul de introducere forțată a încărcăturii proaspete în cilindrii motoarelor. Supraalimentarea se realizează cu ajutorul unui compresor de aer, folosindu-se în special suflante centrifuge (compresoare cu o singură treaptă) acționate cu turbine (cu gaze) antrenate de gazele de ardere evacuate din motor. Ca efect al supraalimentării crește puterea motorului fără mărirea cilindrului (a dimensiunilor geometrice ale cilindrului), deoarece prin supraalimentare crește masa de aer introdusă în cilindru și deci crește

cantitatea de combustibil ars într-un cilindru dat, deci și cantitatea de căldură transformată ciclic în lucru mecanic.

Din punct de vedere termodinamic deosebirile dintre motoarele cu ardere internă în 4 timpi supraalimentate și cele cu aspirație direct din atmosferă apar la procesele de schimbare a gazelor și la sfârșitul procesului de ardere (unde presiunea este mai înaltă la motoarele supraalimentate).

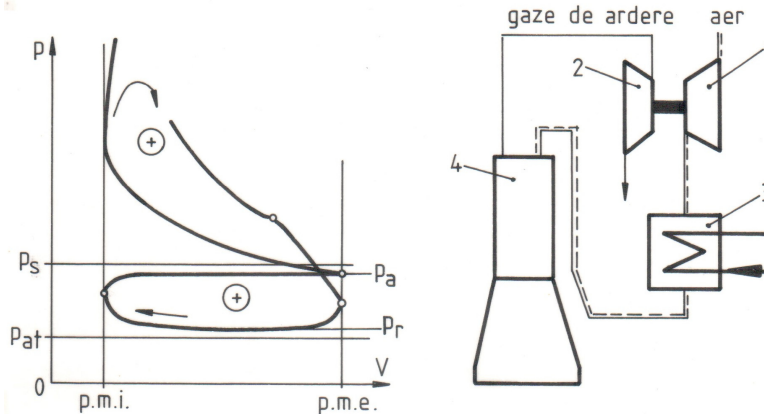


Fig. 5.17. Diagrama indicată a unui motor cu ardere internă în 4 timpi supraalimentat. Fig. 5.18. Schema de supraalimentare a unui motor cu ardere internă cu o turbosuflantă: 1 - suflantă centrifugă; 2 - turbină cu gaze; 3 - schimbător de căldură; 4 - motor cu ardere internă

Pe diagrama indicată (fig. 5.17) se observă că evacuarea gazelor de ardere se desfășoară la presiunea de refulare $p_r > p_{at}$ (p_{at} fiind presiunea atmosferică) și că în timpul cursei de admisiune presiunea de supraalimentare este $p_s > p_a > p_{at}$. Diferențele de presiune ($p_r - p_{at}$) și ($p_s - p_a$) sînt necesare pentru învingerea pierderilor gazodinamice prin galerii și supape.

Procedeul de supraalimentare cu turbosuflantă (fig. 5.18) realizează presiunea de supraalimentare cu suflanta centrifugă 1, antrenată de o turbină cu gaze 2. Turbina este de tip axial cu o treaptă, sau (cel mai des) radială. Răcirea aerului comprimat se face cu un schimbător de căldură 3 răcit cu aer sau cu apă. Răcirea aerului comprimat are ca efect mărirea masei volumice a aerului și creșterea masei de gaz ce intră în cilindru.

O turbosuflantă pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă (fig. 5.19) este compusă dintr-un compresor centrifug cu o treaptă și o turbină radială cu gaze, montate pe un arbore comun 1 care se rotește în lagărul central 2, plasat între compresor și suflantă. În construcția treptei de compresor centrifug se disting elementele cunoscute: discul de bază 3, paletele 4, difuzorul 5 și camera spirală 6 (vezi subcapitolul 5.3.1.2). În construcția turbinei cu gaze se disting camera spirală, coroana cu palete directoare 8 (care formează ajutorajele) și discul de bază 9 cu paletele radiale 10 (vezi subcapitolul 8.2.2).

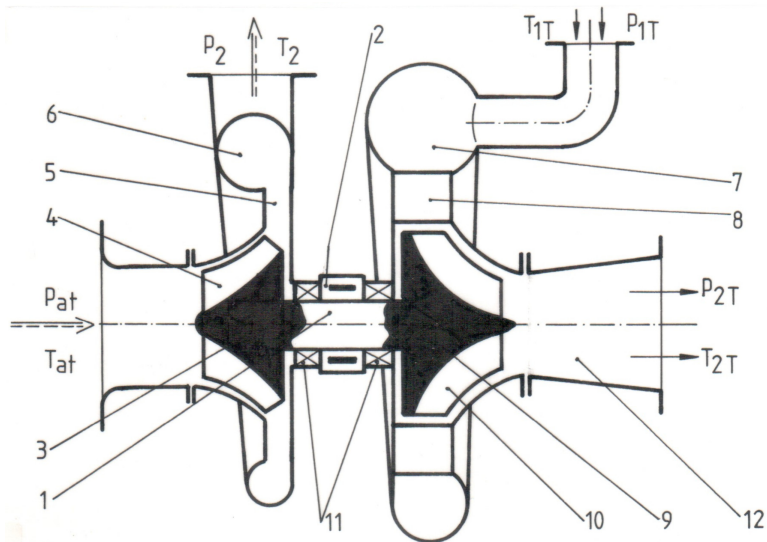


Fig. 5.19. Schema unei turbosuflante pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă: 1 - arbore; 2 - lagăr; 3 - discul de bază al compresorului; 4 - paletel compresorului; 5 - difuzor; 6 - camera spirală a compresorului; 7 - camera spirală a turbinei cu gaze; 8 - coroană cu palete directoare (ajutaje); 9 - discul de bază al turbinei; 10 - paletel turbinei; 11 - etanșări; 12 - difuzor

Gazele fierbinți ieșite din motorul cu ardere internă intră în camera spirală a turbinei cu gaze cu presiunea p_{1T} și temperatura T_{1T} și se destind în ajutajele de pe stator și în canalele cu secțiune convergentă dintre paletel rotorice pînă la presiunea $p_{2T} \approx p_{at}$ și temperatura T_{2T} , în procesul real 1-2 (fig. 5.20 - a), transformînd în lucru mecanic o parte din energia lor potențială. Compresorul centrifug folosește lucrul mecanic pentru a comprima aerul de la presiunea $p_1 = p_{at}$ și temperatura $T_1 = T_{at}$ pînă la p_2 și T_2 , în procesul real 1-2 (fig. 5.20 - b).

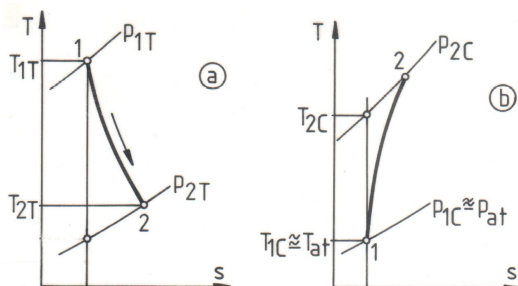


Fig. 5.20. Procesele termodinamice din turbosuflantă: a - destinderea gazelor de ardere în turbină; b - comprimarea aerului în suflanta centrifugă

5.8. Parametrii motoarelor cu ardere internă

Mărimile caracteristice funcționării unui motor cu ardere internă sînt lucrul mecanic, puterea, randamentul și consumul de combustibil.

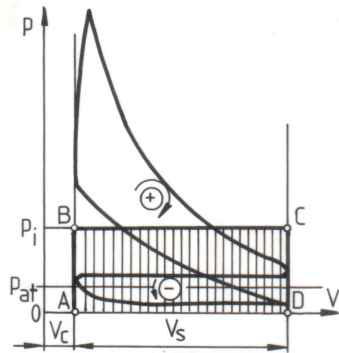


Fig. 5.21. Presiunea medie indicată

Se deosebesc parametri indicați și parametri efectivi. Parametrii indicați se referă la ciclul real de funcționare al motorului și se determină pe baza diagramei indicate ridicate experimental pe motorul în funcțiune. Parametrii efectivi țin seama de pierderile care însoțesc transmiterea lucrului mecanic (produs în cilindru) pînă la cuplajul exterior al arborelui cotit, locul unde puterea mecanică produsă este disponibilă la utilizare.

Lucrul mecanic L_i dezvoltat de gazele ce evoluează în cilindrul motorului se numește lucru mecanic indicat și se calculează din aria diagramei indicate reale.

Lucrul mecanic indicat se raportează la cilindrarea V_s și se obține lucrul mecanic indicat specific p_i , notația justificîndu-se prin aceea că din punct de vedere dimensional mărimea este o presiune.

Numită presiune medie indicată, mărimea

$$p_i = L_i / V_s \quad (5.9)$$

reprezintă, în diagrama p-V, înălțimea AB a unui dreptunghi ABCD cu baza AD egală cu cilindrarea și cu aria echivalentă cu lucrul mecanic L_i al ciclului.

Puterea indicată P_i a motorului este puterea mecanică corespunzătoare lucrului mecanic indicat, calculîndu-se cu relația:

$$P_i = N L_i, \quad (5.10)$$

în care N este numărul de cicluri efectuate de motor în timp de 1 s.

Numărul N se exprimă prin relațiile:

$$N = \frac{n}{60} \frac{2}{\tau} = \frac{\omega}{\pi \tau}, \quad (5.11)$$

în care n este turația (rot/min), ω este viteza unghiulară (rad/s) iar τ este numărul de timpi ai motorului. Pentru un motor cu z cilindri identici puterea indicată este:

$$P_i = \frac{\omega}{\pi \tau} p_i V_s z. \quad (5.12)$$

O parte din puterea indicată se consumă pentru învingerea frecărilor (dintre piston și cilindru, din lagăre, din mecanismul de distribuție), pentru antrenarea unor instalații auxiliare (pompele de apă și de ulei, ventilatorul, generatorul electric, pompa de injecție etc.) și pentru efectuarea curselor de evacuare și admisiune. Notînd cu P_m puterea consumată în pierderile mecanice, puterea efectivă (disponibilă la arbore) este dată de relația

$$P_e = P_i - P_m. \quad (5.13)$$

Introducînd presiunea medie p_m corespunzătoare pierderilor mecanice, se obține presiunea medie efectivă p_e cu relația:

$$p_e = p_i - p_m \quad (5.14)$$

Această mărime se poate exprima și ca raport dintre lucrul mecanic efectiv și cilindrul.

Presiunea medie efectivă reprezintă presiunea convențională constantă cu care trebuie să lucreze motorul pe durata unui singur timp pentru a produce lucrul mecanic corespunzător puterii efective.

Pe baza presiunii p_e se poate calcula puterea efectivă:

$$P_e = \frac{\omega}{\pi \tau} p_e V_s z \quad (5.15)$$

Puterea efectivă continuă reprezintă cea mai mare putere care se poate obține continuu de la motor. Dacă motorul lucrează la turația nominală puterea efectivă continuă se numește putere efectivă nominală $P_{e,n}$. Regimul de funcționare al motorului în aceste condiții este numit regim de sarcină plină. Peste acest regim motorul poate susține sarcina numai un timp limitat, funcționarea avînd caracter de suprasarcină. Puterea maximă ce se poate obține intermitent la turația dată se numește putere efectivă la sarcină totală ($P_{e,max}$).

Diferitele pierderi ce apar în motoarele cu ardere internă se pot fi evidențiate prin introducerea unor randamente corespunzătoare.

Reducerea puterii motorului ca urmare a pierderilor mecanice se caracterizează prin randamentul mecanic:

$$\eta_m = P_e / P_i = p_e / p_i \quad (5.16)$$

Randamentul indicat η_i reprezintă raportul dintre lucrul mecanic indicat L_i și cantitatea de căldură Q_1 dezvoltată prin arderea masei m de combustibil necesar pentru obținerea acestui lucru mecanic:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_i}{m H_i} \quad (5.17)$$

în care H_i este puterea calorică inferioară a combustibilului.

Randamentul indicat se deosebește de randamentul termic prin aceea că ține seama nu numai de căldura cedată sursei reci (ca randamentul termic) ci și de pierderile de căldură prin pereții cilindrului, de imperfecțiunea arderii etc.

Randamentul efectiv η_e consideră toate pierderile de căldură și toate pierderile mecanice. Reprezintă raportul dintre lucrul mecanic util efectiv la arbore L_e și căldura totală consumată Q_1 :

$$\eta_e = L_e / Q_1 \quad (5.18)$$

Deoarece $L_e = p_e V_s = \eta_m p_i V_s = \eta_m L_i$ și $Q_1 = L_i / \eta_i$, după înlocuiri în relația (5.18), rezultă:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (5.19)$$

Consumul specific efectiv de combustibil c_e caracterizează din punct de vedere economic funcționarea motoarelor cu ardere internă și se definește prin relația:

$$c_e = C / P_e, \text{ în g/kWh,} \quad (5.20)$$

în care C este consumul orar de combustibil.

Pentru motoarele cu ardere internă actuale valori orientative pentru mărimile η_e și c_e sînt prezentate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Parametrii efectivi ai motoarelor cu ardere internă

Tipul motorului	Randamentul efectiv η_e	Consumul specific efectiv c_e
m.a.s. pentru autovehicule	0,22...0,28	250...350
m.a.s. pentru avioane	0,25...0,30	215...250
m.a.c. lente, staționare și navale	0,30...0,35	180...210
m.a.c. ușoare și rapide	0,32...0,40	160...200

5.9. Bilanțul termic al motoarelor cu ardere internă

Bilanțul termic al motoarelor cu ardere internă exprimă repartiția căldurii disponibile între căldura efectiv transformată în lucru mecanic și diferitele pierderi.

Bilanțul termic al motoarelor cu ardere internă se determină prin încercare pe un stand, la un regim de funcționare stabilizat, și se exprimă prin raportarea cantităților de căldură la o oră sau în procente din cantitatea de căldură disponibilă.

Bilanțul termic al unui motor cu ardere internă se scrie sub forma:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (5.21)$$

sau
$$q_0 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \quad (5.22)$$

în care Q_0 este căldura disponibilă (reprezentînd cantitatea totală de căldură intrată în motor și fiind practic egală cu căldura rezultată din arderea combustibilului), Q_1 este căldura efectiv transformată în lucru mecanic, Q_2 este căldura cedată agentului de răcire prin pereții cilindrului și prin chiulasă (numită căldură de răcire), Q_3 este căldura pierdută cu gazele de evacuare, Q_4 este căldura pierdută datorită arderii incomplete, Q_5 este un termen rezidual care reprezintă pierderile de căldură care nu au fost exprimate prin termenii precedenți (de exemplu căldura radiată de motor, căldura echivalentă energiei cinetice a gazelor de evacuare etc.) iar $q_1...q_5$ reprezintă componentele procentuale ale bilanțului (de exemplu, $q_1 = 100 Q_1 / Q_0$).

5.10. Momentul motor produs de motoarele cu ardere internă

5.10.1. Momentul motor produs de motorul cu ardere internă monocilindru

Asupra pistonului unui motor cu ardere internă lucrează, pe direcția axei cilindrului, o forță F (fig. 5.22), rezultantă între forța F_p dată de presiunea gazelor și forța F_{it} de inerție produsă de masa pistonului echipat cu bolt și segmenti și de o parte din masa bielei (considerată în mișcare de translație neuniformă comună cu mișcarea pistonului):

$$F = F_p + F_{it} \quad (5.23)$$

Forța de presiune a gazelor se determină din diagrama indicată a motorului, și are expresia:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_{\text{cart}}), \quad (5.24)$$

în care D este alezajul cilindrului, p este presiunea gazelor din camera de ardere, iar p_{cart} este presiunea gazelor din carter. La motoarele obișnuite $p_{\text{cart}} \approx p_{\text{at}} \approx 1$ bar, deoarece carterul comunică cu atmosfera (este aerisit). Forța F_p variază periodic (fig. 5.24). Forța ce acționează asupra pistonului este pozitivă atunci cînd este îndreptată spre carter.

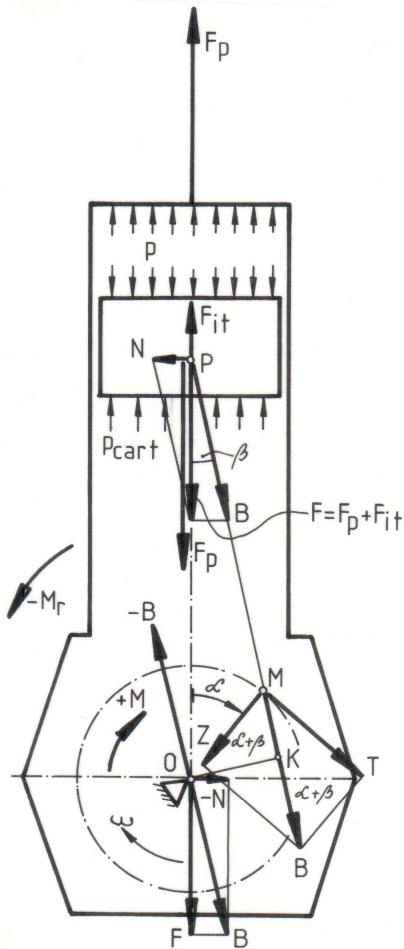


Fig. 5.22. Forțele dintr-un motor cu ardere internă

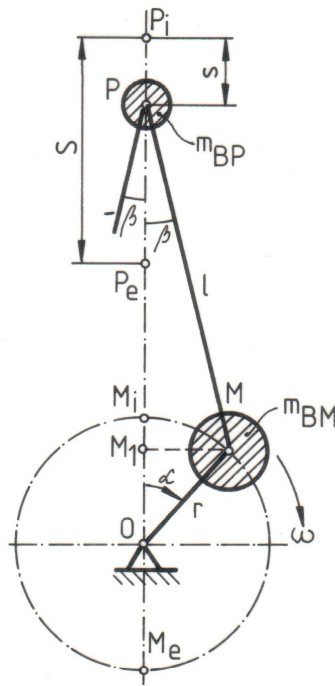


Fig. 5.23. Schemă pentru calculul deplasării pistonului. Masele concentrate ale mecanismului motor bielă-manivelă

Forța totală de inerție a maselor aflate în mișcare de translație împreună cu pistonul se calculează cu relația:

$$F_{it} = -m_p a_p \quad (5.25)$$

unde a_p este accelerația pistonului iar m_p este masa totală în translație:

$$m_p = m_p + m_{BP}. \quad (5.26)$$

Masa m_p a pistonului echipat se determină prin cîntărire. Frațiunea m_{BP} din masa bieiei (fracțiune considerată în mișcare comună cu pistonul) se determină prin analiza forțelor de inerție ale bieiei aflate în mișcare plan-paralelă, cînd se observă că efecte dinamice asemănătoare cu efectele pe care le are biela asupra motorului se pot obține de la două mase concentrate, rezultate din repartizarea masei m_B a bieiei în masele m_{BP} și m_{BM} plasate în piciorul bieiei P și în capul bieiei M (fig. 5.23). Masa concentrată m_{BP} se poate calcula dacă se cunoaște (experimental) poziția centrului de masă al bieiei, sau se poate aproxima cu relația (obținută pe baze statistice):

$$m_{BP} \cong 0,275 m_B \quad (5.27)$$

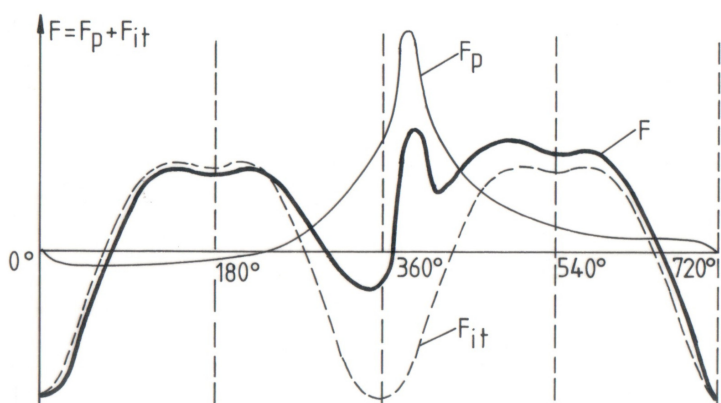


Fig. 5.24. Forțele care lucrează asupra pistonului

Accelerația pistonului a_p se determină prin derivarea expresiei deplasării curente a pistonului, scrisă față de poziția punctului mort interior, ca pe fig. 5.23, prin relația:

$$s_p = OP_i - OP = (r + l) - (r \cos \alpha + l \cos \beta), \quad (2.28)$$

în care r și l sînt lungimea manivelei și lungimea bieiei, α este unghiul de rotație al arborelui cîtit măsura de la poziția cîtului de arbore cînd pistonul este în punctul mort interior, iar β este oblicitatea bieiei, adică unghiul bieiei cu axa cilindrului (unghi pozitiv cînd pistonul se deplasează spre punctul mort exterior).

Pentru a elimina variabila β din relația (5.28), se exprimă $\sin \beta = f(\alpha, r, l)$ din relația geometrică

$$MM_1 = r \sin \alpha = l \sin \beta, \quad (5.29)$$

și apoi se obține

$$\cos \beta = [1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2]^{1/2} \quad (5.30)$$

în care $\lambda = r/l$ este un raport constructiv ($\lambda \approx 1/4$).

Dezvoltînd relația (5.30) după seria binomului *) și reținînd numai primii doi termeni, se obține:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \alpha)^2. \quad (5.31)$$

În relația (5.31) se înlocuiește

$$(\sin x)^2 = [1 - \cos (2\alpha)] / 2$$

și se obține, în final:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{4} \lambda^2 \cos (2\alpha). \quad (5.32)$$

Introducînd (5.32) în (5.28) se obține relația cursei pistonului:

$$s_P = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - (\cos \alpha) - \frac{\lambda}{4} \cos (2\alpha) \right]. \quad (5.33)$$

Prin derivarea expresiei cursei pistonului în raport cu timpul se obține viteza pistonului:

$$v_P = \frac{ds_P}{dt} = \frac{ds_P}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = r \omega \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin (2\alpha) \right] \quad (5.34)$$

și accelerația pistonului:

$$a_P = \frac{dv_P}{dt} = \frac{dv_P}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = r \omega^2 [\cos \alpha + \lambda \cos (2\alpha)] \quad (5.35)$$

în care $\omega = d\alpha / dt$ este viteza unghiulară a arborelui cotit.

Introducînd accelerația pistonului (5.35) în expresia (5.25) a forței de inerție de translație, aceasta ia forma:

$$F_{it} = -m_P r \omega^2 [\cos \alpha + \lambda \cos (2\alpha)]. \quad (5.36)$$

Ultima expresie se reprezintă grafic simplu ca o sumă de două cosinusoide.

Forța rezultantă care lucrează asupra pistonului (5.23) se obține grafic prin însumare grafică pe fig. 5.24.

Forța rezultantă F se descompune în două componente (fig. 5.22), o componentă N normală pe cilindru:

$$N = F \operatorname{tg} \beta. \quad (5.37)$$

și o componentă B pe direcția bielei:

$$B = F / \cos \beta. \quad (5.38)$$

Componenta după axa bielei se transmite manetonului în axul său M. Aici forța B se descompune în alte două componente, una după direcția razei manivelei:

$$Z = B \cos (\alpha + \beta) = F \frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (5.39)$$

*) Seria binomului este următoarea:

$$(1-x)^m = 1 + \frac{m}{1!} x + \frac{m(m-1)}{2!} x^2 + \dots + \frac{m(m-1)\dots(m-n)}{n!} x^n + \dots$$

în care $|x| < 1$ și m este un număr real oarecare.

și o componentă T tangentă la circumferința descrisă de punctul M (deci o componentă perpendiculară pe rază):

$$T = B \sin(\alpha + \beta) = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (5.40)$$

Pentru stabilirea efectelor forței rezultante F , în punctul O al mecanismului se plasează suplimentar forțele B și $-B$. Introducerea forțelor B și $-B$ nu modifică echilibrul dinamic al motorului. Forța B se înlocuiește prin componentele sale F și $-N$.

Analizând sistemul de forțe obținut mai sus, se constată că forța rezultantă F are următoarele efecte:

- producerea unei solicitări de întindere a șuruburilor de fixare a chiulasei, datorată forței F_p aplicată chiulasei și componentei F_p a forței F aplicate în punctul O ;
- producerea unor vibrații verticale ale motorului, datorate componentei F_{it} a forței F aplicate în punctul O , componentă care se transmite părților fixe;
- apariția momentului motor M , care rotește arborele cotit (și care este momentul motor creat în monocilindru și transmis la utilizare), ca rezultat al acțiunii cuplului de forțe B și $-B$ de la extremitățile manivelei:

$$M = B \overline{OK} = Br \sin(\alpha + \beta) = rF \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = rT; \quad (5.41)$$

- apariția unui moment de răsturnare aplicat părților fixe ale motorului, creat de cuplul de forțe N și $-N$:

$$M_r = N \overline{OP} = F \operatorname{tg} \beta \frac{r \sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = -Fr \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = -rT, \quad (5.42)$$

în care, din triunghiul dreptunghic OKP , se calculează lungimea brațului:

$$\overline{OP} = \frac{\overline{OK}}{\sin \beta} = r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta}, \quad (5.43)$$

momentul de răsturnare fiind preluat de șuruburile de fixare a motorului pe fundație (sau pe autoturism).

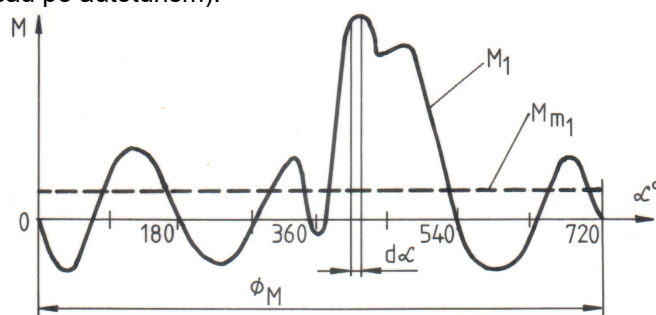


Fig. 5.25. Momentul motor pentru monocilindru

Variația ciclică a momentului motor (calculat prin puncte) este

prezentată în fig. 5.25. Aspectul curbelor din fig. 5.24 și fig. 5.25 este caracteristic unui motor cu aprindere prin scînteie, cu aspirație directă din atmosferă și cu $\lambda < 1/4$.

La motoarele cu ardere internă monocilindrice perioada Φ_M a momentului motor este egală cu perioada ciclului, $\Phi_c = \Phi_M = 720^\circ \text{RAC}$.

Se observă că în unele intervale de timp momentul motor este pozitiv, deci motorul produce lucru mecanic, iar în alte intervale de timp momentul motor este negativ, deci motorul consumă lucru mecanic, preluat din energia cinetică a volantului (mai exact din energia cinetică a tuturor maselor în mișcare), sau preluat de la alți cilindri (la motoarele policilindrice).

Momentul motor mediu M_{med} este un moment convențional, constant, care dezvoltă în perioada unui ciclu un lucru mecanic egal cu lucrul dezvoltat de momentul real M în același interval de timp:

$$M_{\text{med}} = \frac{L}{\Phi_M} = \frac{1}{\Phi_M} \int_1^2 M d\alpha. \quad (5.44)$$

Puterea indicată a motorului se exprima prin relația:

$$P_i = \frac{L}{\tau} = M_{\text{med}} \frac{\alpha}{\tau} = M_{\text{med}} \frac{\Phi_M}{\tau_M} = M_{\text{med}} \omega = \frac{\pi}{30} Mn, \quad (5.45)$$

în care τ_M este intervalul de timp în care se parcurge unghiul Φ_M , ω este viteza unghiulară medie, iar n este turația.

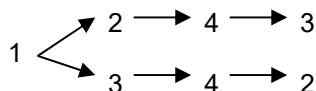
5.10.2. Motoare cu ardere internă cu 4 cilindri în linie

La un motor cu ardere internă cu mai mulți cilindri intervalul unghiular dintre două aprinderi succesive uniform distribuite este:

$$\delta = \Phi_c / i = \Phi_M. \quad (5.46)$$

La motoarele cu 4 cilindri în 4 timpi aprinderile se succed la intervale unghiulare de 180°RAC . Pentru realizarea acestei condiții, motoarele cu 4 cilindri în linie se construiesc cu un arbore cu 4 coturi distanțate unghiular cu 0° sau cu 180° , ca în fig. 5.26. Din considerente referitoare la echilibrarea forțelor și momentelor forțelor de inerție ale maselor cu mișcare de translație sau cu mișcare de rotație ale mecanismului motor, arborele cotit se face simetric în oglindă.

Pe fig. 5.26 se observă că, într-un interval unghiular $\delta = \Phi_M$, într-un cilindru se admite încărcătura proaspătă, în alt cilindru se efectuează comprimarea, într-un al treilea cilindru se desfășoară destinderea iar în ultimul cilindru are loc evacuarea forțată a gazelor de ardere. Succesiunea desfășurării proceselor în cilindri este dată de ordinea de aprindere. Urmărind pozițiile manivelor la rotirea arborelui cotit în sensul de rotație ales, se observă că există mai multe posibilități de alegere a ordinii de aprindere:



Se alege ordinea de aprindere care oferă mai puține aprinderi în cilindri alăturați și care conduce la vibrații de răsucire ale arborelui mai reduse.

Momentul motor însumat la priza de putere (lângă volant) se obține prin însumare grafică, ca în fig. 5.26 - b, sau prin însumare algebrică a momentelor motoare ale fiecărui cilindru.

Între momentele medii ale motorului cu 4 cilindri și a celui monocilindric există relația:

$$M_{4med} = 4 M_{med} \quad (5.47)$$

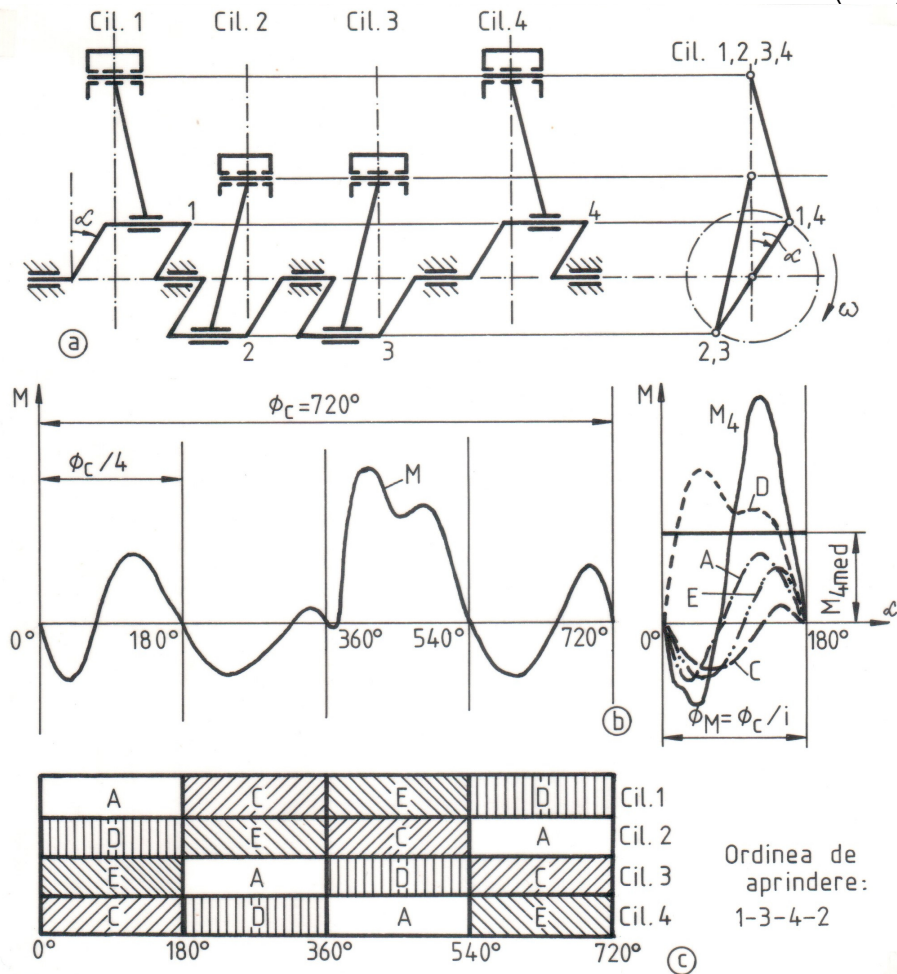


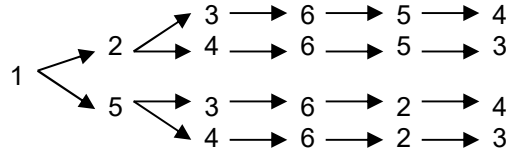
Fig. 5.26. Momentul motor instantaneu M_4 și momentul mediu M_{4med} la un motor cu aprindere prin scînteie cu 4 cilindri în linie: a - schema constructivă; b - M_1, M_4, M_{4med} ; c - succesiunea proceselor în cilindrii motorului

5.10.3. Motorul cu ardere internă cu 6 cilindri în linie

La un motor în 4 timpi cu 6 cilindri în linie (fig. 5.27) aprinderile

uniform distribuite se succed la $\delta = \Phi_M = 120^\circ \text{RAC}$, ceea ce impune ca arborele să aibă coturile plasate spațial, cu unghiuri de 120° sau 0° . Arborele cotit este simetric în oglindă, ceea ce contribuie la buna echilibrare în motor a forțelor și momentelor forțelor de inerție ale maselor în mișcare ale mecanismului.

Există mai multe ordini de aprindere posibile:



din care se alege ordinea de aprindere cea mai potrivită, după condițiile arătate la prezentarea motorului în 4 timpi.

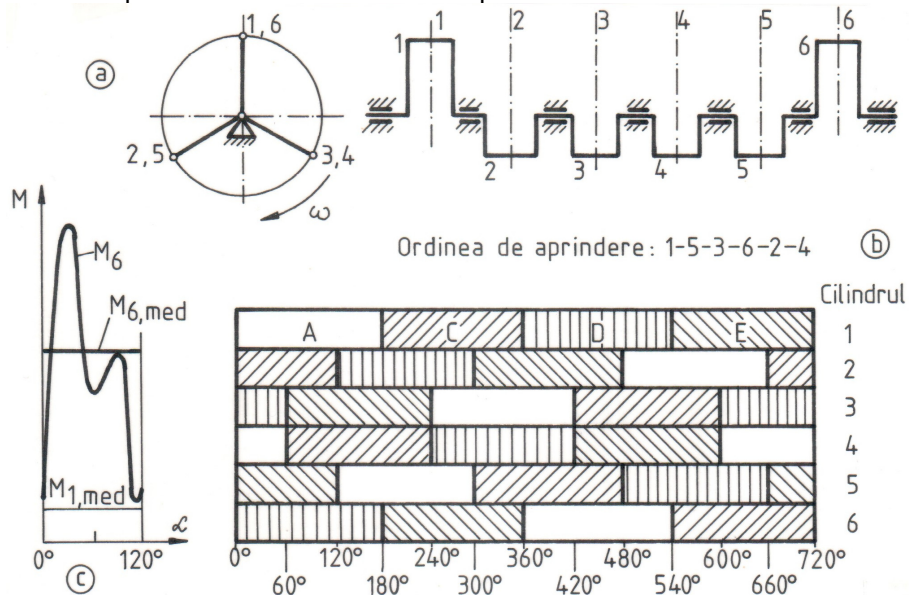


Fig.5.27. Momentul motor al unui motor cu ardere internă în 4 timpi cu 6 cilindri în linie și cu ordinea de aprindere 1-5-3-6-2-4: a - schema motorului; b - succesiunea fazelor funcționale; c - momentul motor instantaneu și momentul mediu

Momentul M_6 se obține prin însumarea algebrică a momentelor produse în fiecare cilindru, cu considerarea ordinii de aprindere.

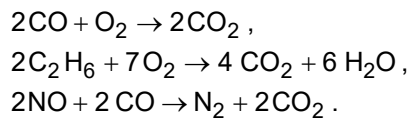
Între momentul mediu al motorului cu 6 cilindri și momentul motor mediu al monocilindrului există relația:

$$M_{6med} = 6 M_{med}. \quad (5.48)$$

5.11. Depoluarea catalitică a gazelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin scînteie

Gazele de ardere evacuate din motoarele cu aprindere prin scînteie

poluează atmosfera cu plumb (din aditivii pentru creșterea cifrei octanice a benzinei), cu hidrocarburi nearese (care în literatura de specialitate se notează în general prin HC), cu oxid de carbon CO și cu oxizi de azot (notați în general prin NO_x). Poluarea cu plumb se rezolvă relativ simplu, prin folosirea benzinelor neaditivate cu tetraetil de plumb. Pentru depoluarea de CO și NO_x, soluția tehnică actuală constă în tratarea gazelor ieșite din motor, înainte ca acestea să fie eliberate în atmosferă (fig. 5.28). În sistemele de depoluare catalitică au loc reacții chimice prin care se anihilează compușii poluanți. Principalele reacții catalitice care reduc foarte mult noxele emise în atmosferă sînt:



În urma acestor reacții se constată că se obțin gaze nepoluante, prezente în mod normal în aerul atmosferic.

Principalele sisteme de depoluare catalitică cunoscute sînt cele cu aer suplimentar (fig. 2.28 - a), cele cu două tobe catalitice și aer suplimentar (fig. 5.28 - b) și cele cu catalizator triplu (fig. (5.28 - c).

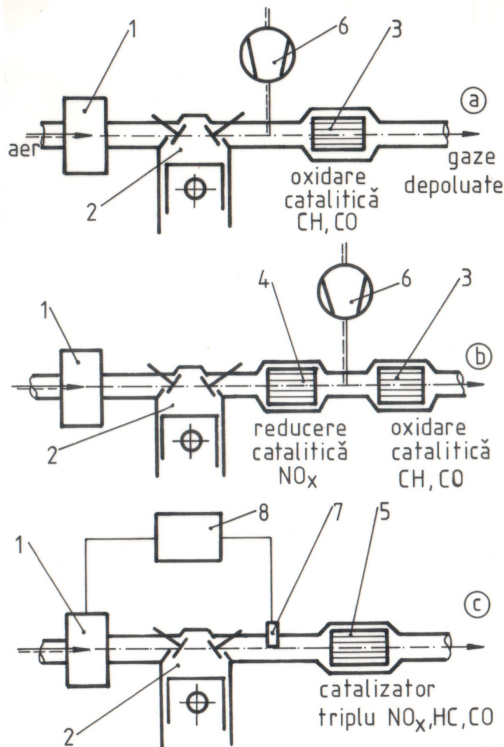


Fig. 5.28. Sisteme de depoluare catalitică a gazelor de ardere de la motoare cu aprindere prin scînteie: a - cu aer suplimentar; b - cu două tobe și aer suplimentar; c - cu catalizator triplu; 1 - dispozitiv de formare a amestecului proaspăt; 2 - motorul; 3, 4, 5, - tobe catalitice; 6 - compresor; 7 - sondă λ; 8 - sistem de comandă electronic

Amestecul aer-benzină se formează în dispozitivul 1 (carburator sau injector, plasat în galeria de admisiune sau în poarta supapei), arde în camera de ardere 2 a motorului și este evacuat spre atmosferă printr-o tobă catalitică 3, 4,

sau 5, corespunzătoare schemei respective.

Sistemul de depoluare catalitică a gazelor de ardere din fig. 5.28 - a se folosește la motoarele cu carburator. Catalizatorul din toba 3 accelerează oxidarea oxidului de carbon și a hidrocarburilor nearse în prezența aerului secundar trimis de un compresor 6. Așadar, depoluarea catalitică se face cu un exces de aer, $\lambda > 1$ (vezi și relația (3.34)). Se observă că sistemul practic nu influențează oxizii de azot.

Sistemul de depoluare catalitică a gazelor de ardere cu două tobe și aer suplimentar din fig. 5.28 - b nu are comandă electronică, fiind caracterizat prin prezența tobei catalitice 4 destinată reducerii oxizilor de azot, plasată în amonte de canalul pentru introducerea aerului suplimentar necesar arderii hidrocarburilor nearse și oxidului de carbon. Toba catalitică 3 funcționează cu $\lambda > 1$.

Sistemul de depoluare cu catalizator triplu din fig. 5.28 - c este destinat motoarelor cu injecție de benzină și cu comandă electronică. Sistemul se caracterizează prin folosirea unei tobe catalitice 5 în care, la un exces de aer $\lambda < 1$, are loc reducerea oxidului de carbon, a hidrocarburilor nearse în motor și a oxizilor de azot. Sistemul este prevăzut cu un traductor 7, care măsoară conținutul de oxigen din gazele de ardere la ieșirea din cilindrii motorului, traductor numit sondă λ . Semnalul transmis de sonda λ la sistemul de comandă electronică 8 participă, alături de alte semnale furnizate de alte traductoare, la reglarea calității amestecului format, prin modificarea dozei ciclice de benzină injectată.

Bibliografie

- 5.1. Abăitancei M., Bobescu Gh., Motoare pentru automobile. Ed didactică și pedagogică, București, 1975.
- 5.2. Apostolescu N., Bățaș N., Motoare cu ardere internă. Ed didactică și pedagogică, București, 1967.
- 5.3. Grünwald B., Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru automobile. Ed didactică și pedagogică, București, 1980.
- 5.4. Homutescu C.-A., Dinamica motoarelor cu ardere internă. I.P. Iași, Vol. I și II, 1977 și 1989.
- 5.5. Homutescu V.-M., Homutescu C.-A., Mașini și instalații termice și hidraulice. Lucrări de laborator. U.T. Iași, 1996.
- 5.6. Pignone G.A., Vergelli U.R., Motori ad alta potenza specifica. Giorgio Nada Ed., Vimodrone (Milano), 1995.
- 5.7. Zugrăvel M., Homutescu C.-A., Giurcă V., Motoare cu ardere internă. Cinematica și dinamica. I.P. Iași, 1981.
- 5.8. Zugrăvel M., Giurcă V., Homutescu C.-A., Motoare cu ardere internă. Alimentarea cu combustibil. I.P. Iași, 1979.
- 5.9. Zugrăvel M., Giurcă V., Homutescu C.-A., Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. I.P. Iași, 1984.
- 5.10. Stratulat M., Copae I., Alimentarea motoarelor cu aprindere prin scînteie., Vol. I, Colecția AUTO, Ed tehnică, 1992.
- 5.11. Bosch, Abgasttechnik für Ottomotoren. Technische Unterrichtung.

6. INSTALAȚII DE TURBINE CU ABUR

6.1. Introducere. Definiții

Instalațiile de turbine cu abur reprezintă un ansamblu de mașini și aparate termice, hidraulice și electrice, care împreună realizează funcționarea turbinelor cu abur (mașinile principale ale instalațiilor respective). Instalațiile de turbine cu abur constituie, în condițiile țării noastre, principala sursă de energie electrică.

Turbinele cu abur sînt mașini de forță termice, fiind motoare rotative cu abur. În turbinele cu abur energia potențială a aburului (reprezentată de energia sa internă și de energia sa potențială de presiune, deci de entalpia masică $i = u + pv$) care evoluează prin mașină este transformată, într-o primă fază, în energie cinetică. Într-o a doua fază, energia cinetică este transformată, în rotor, în energie stereomecanică transmisă la utilizare prin arborele mașinii. Energia mecanică produsă de turbinele cu abur este folosită pentru antrenarea generatoarelor electrice, fiind transformată în energie electrică. Uneori, turbinele cu abur servesc la antrenarea unor pompe sau a unor compresoare (ventilatoare) de puteri mari.

6.2. Schema de principiu și ciclul termodinamic al instalațiilor de turbine cu abur. Randamentul termic

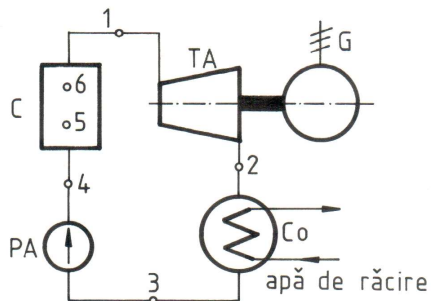


Fig. 6.1. Schema unei instalații de turbină cu abur: C - cazan; TA - turbină cu abur; Co - condensator de abur; PA - pompă de alimentare

Componentele de bază ale unei instalații de turbină cu abur (fig. 6.1) sînt generatorul de abur (cazanul de abur) C, turbina cu abur TA, condensatorul Co și pompa de alimentare de înaltă presiune PA.

Instalația funcționează după un ciclu termodinamic cu supraîncălzirea aburului, ciclu cunoscut sub numele de ciclu Rankine (fig. 6.2).

Ciclul Rankine se înscrie între presiunea joasă p_c (de condensare) și presiunea înaltă p_v (de fierbere a apei) și între temperatura scăzută T_c (de condensare) și temperatura înaltă T_1 (de supraîncălzire a aburului).

În turbină intră abur supraîncălzit cu presiunea p_v și cu entalpia masică i_1 . Aburul se destinde în turbină pînă la presiunea p_c , într-un proces adiabatic reversibil (izentropic), în starea 2 avînd entalpia masică i_2 și titlul $x_2 < 1$. Turbina prelucrează diferența de entalpie ($i_1 - i_2$), pe care o

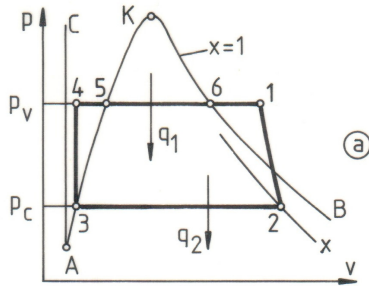
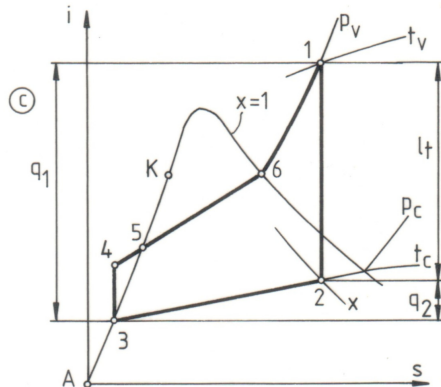
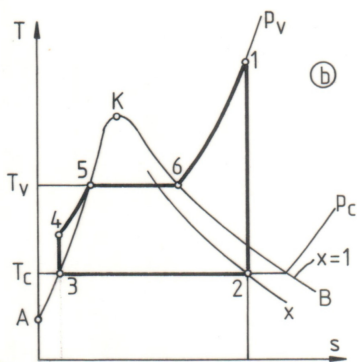


Fig. 6.2. Ciclul Rankine:
 a - reprezentare în diagrama p-v;
 b - reprezentare în diagrama T-s;
 c - reprezentare în diagrama i-s



transformă în lucru mecanic (fig. 6.2 - c). În starea 2 aburul are o presiune mai mică decât presiunea atmosferică și nu mai poate fi utilizat și nici eșapat în atmosferă. Aburul trebuie condensat, proces care se efectuează într-un schimbător de căldură specializat - condensatorul. Procesul de condensare 2-3 se desfășoară izobar, aburul cedînd agentului de răcire cantitatea de căldură q_2 și ajungînd la entalpia masică i_3 . În continuarea ciclului urmează creșterea presiunii apei (condensului) pînă la p_v , în procesul adiabatic reversibil 3-4, proces la volum masic al apei constant (apa fiind practic incompresibilă) și cu o creștere ușoară a temperaturii. Ciclul Rankine se încheie cu succesiunea de procese izobare 4-5, 5-6 și 6-1 de încălzire a apei pînă la saturație, de fierbere și de supraîncălzire a aburului. În aceste procese, care se desfășoară în cazanul de abur, apa preia căldura q_1 și își mărește entalpia masică pînă la valoarea i_1 .

Randamentul termic al ciclului Rankine se calculează cu relația:

$$\eta_{tR} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\dot{m}(i_2 - i_3)}{\dot{m}(i_1 - i_3)} = 1 - \frac{i_2 - i_3}{i_1 - i_3} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3}, \quad (6.1)$$

unde \dot{m} este debitul de agent de lucru prin instalație.

6.3. Schema termică a unei centrale termoelectrice cu turbină cu abur

6.3.1. Schema termică simplificată a unei centrale termoelectrice

Alături de cazanul de abur 1 (cu preîncălzitorul de aer 2, preîncălzitorul de apă 3 și supraîncălzitorul 4) se află sala mașinilor,

construită la circa 8 m deasupra solului (solul are cota zero). În sala mașinilor sînt amplasate turbina 5, generatorul electric 6 și excitatrica 7 (un generator de curent continuu pentru excitarea generatorului sincron). În instalațiile noi sau în cele modernizate excitatrica este înlocuită cu un sistem de excitație static - cu redresarea curentului alternativ. La cota zero, imediat sub turbină, este amplasat condensatorul de abur 8. Tot la cota zero

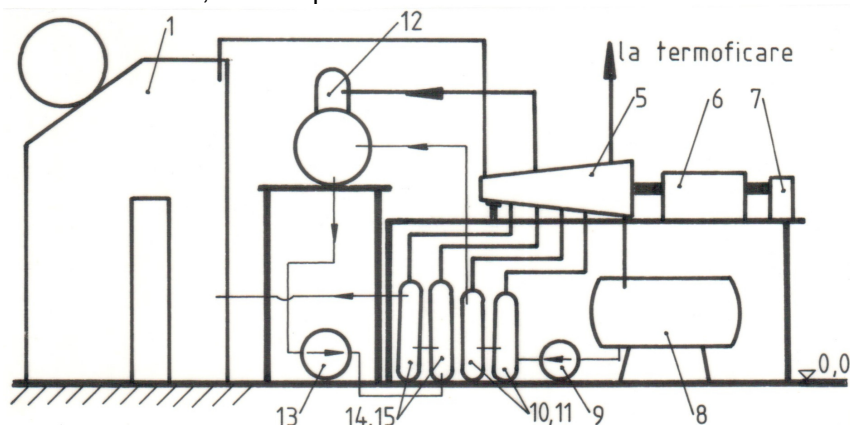


Fig. 6.3. Schema termică simplificată și amplasarea mașinilor și aparatelor într-o centrală termoelectrică cu turbină cu abur (notațiile sînt cele din fig. 6.4)

se află preîncălzitoarele de apă recuperative de joasă presiune (în număr de 3...7) și de înaltă presiune (în număr de 3...5), notate 10, 11, 14 și 15, și pompele de condens 9 și de alimentare 13. După preîncălzitoarele de apă de joasă presiune, în sensul de circulație a apei, se află unul sau două degazoare 12, aparate care extrag aerul dizolvat în apa de alimentare a cazanului și în același timp îndeplinesc și rolurile de rezervor de apă al instalației și de treaptă de preîncălzire a apei. Degazoarele sînt amplasate în apropierea cazanului, la o cotă mai înaltă ca a sălii mașinilor. Din instalație mai fac parte ejectoarele (nefigurate pe fig. 6.3) care produc și mențin vidul necesar în condensator, fiind amplasate în apropierea acestuia. În apropierea clădirii centralei termoelectrice se află coșul de evacuare a gazelor de ardere și turnul de răcire a apei de răcire a condensatorului. Turbina 5 este prevăzută cu un număr de prize prin care se extrage abur la diferite presiuni și temperaturi, abur care este folosit la încălzirea regenerativă a apei (la preîncălzitoarele de joasă și de înaltă presiune), la alimentarea degazoarelor, și ca agent primar pentru ejectoare. De asemenea, aburul extras din prizele turbinei poate fi livrat fabricilor din apropierea termocentralei, pentru utilizare ca agent termic în procese tehnologice. Aburul extras din ultima priză (la 1,3 bar) este folosit pentru termoficare urbană și industrială, încălzind în schimbătoare de căldură (numite boilere de termoficare) apă care se distribuie punctelor termice pentru prepararea apei calde menajere și a agentului de încălzire (a locuințelor).

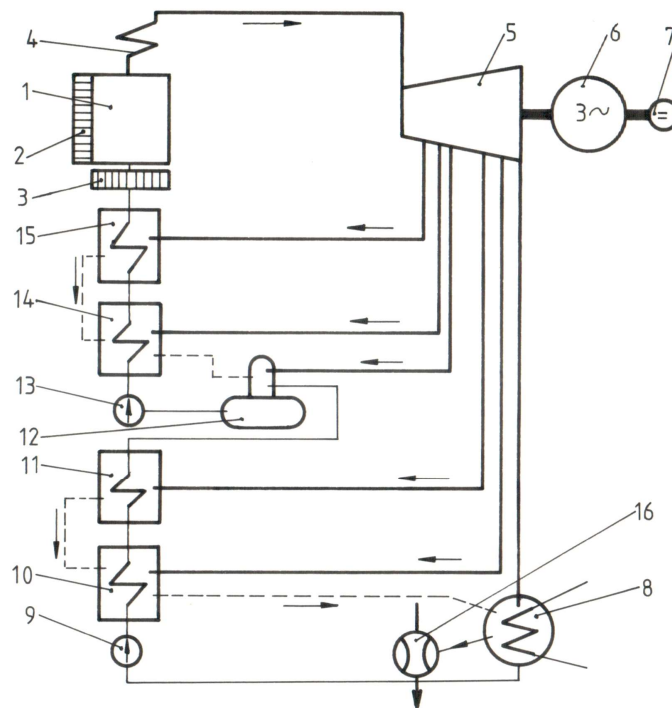


Fig. 6.4. Schema termică a unei centrale termoelectrice cu turbină cu abur: 1 - cazan; 2 - preîncălzitor de aer; 3 - preîncălzitor de apă; 4 - supraîncălzitor; 5 - turbină; 6 - generator electric; 7 - excitatrice; 8 - condensator; 9 - pompă de condens; 10 și 11 - preîncălzitoare de apă recuperative de joasă presiune; 12 - degazor; 13 - pompă de alimentare; 14 și 15 - preîncălzitoare de apă recuperative de înaltă presiune; 16 - ejector

6.3.2. Preîncălzitoare de apă

Preîncălzitoarele de apă din circuitul termic al centralelor termoelectrice se construiesc de tip vertical, fiind amplasate cât de aproape se poate de turbină, pentru micșorarea pierderilor de presiune pe conductele de abur de la prizele turbinei pînă la aparatele preîncălzitoare. Construcția verticală ușurează întreținerea schimbătoarelor, permițînd ridicarea capacului superior și a țevilor interioare.

În preîncălzitoare apa de alimentare a cazanelor circulă prin interiorul fasciculelor de țevi, preluînd căldură de la aburul extras dintr-o priză a turbinei, abur care se răcește (se desupraîncălzește) și se condensează, precum și de la condensul cu temperatură mai mare provenit din treapta superioară de preîncălzire, condens care își micșorează temperatura. Aburul circulă în exteriorul fasciculelor de țevi de apă (fig. 6.5).

Suprafețele schimbătoare de căldură ale preîncălzitoarelor (țevile de apă) sînt amplasate în funcție de circulația aburului și a condensului în interiorul aparatului, astfel încît să se formeze trei zone funcționale distincte:

de desupraîncălzire DSI, de condensare C (care constituie preîncălzitorul propriu-zis) și de subrăcire a condensului SR (fig. 6.5). Apa circulă prin țevile 1, care sînt montate în fasciculele 2. Prin manevrarea ventilul 4 apa poate ocoli zona DSI, iar cu ventilul 5 se poate opri circulația apei prin zona SR.

Preîncălzitoarele de apă trebuie bine izolate termic, deoarece în aceste schimbătoare de căldură agentul cu temperatura mai ridicată este în contact direct cu mantaua metalică a aparatelor.

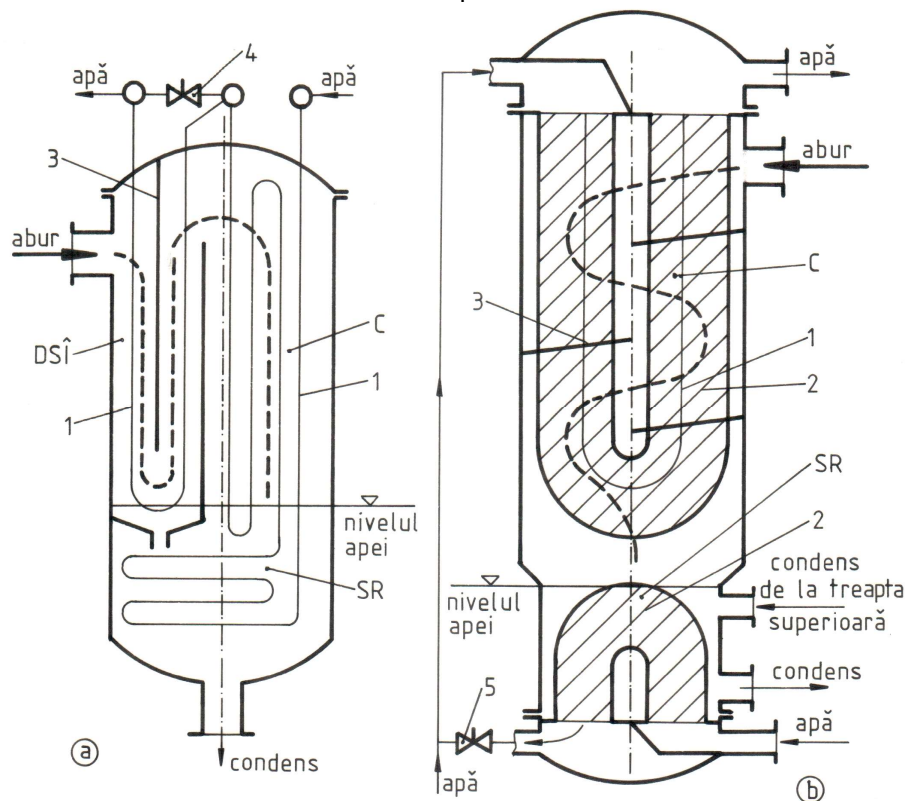


Fig. 6.5. Preîncălzitoare de apă: a și b - de joasă și de înaltă presiune; DSI - desupraîncălzitor; C - preîncălzitorul propriu-zis; SR - subrăcitor de condens; 1 țevi de apă; 2 - fascicul de țevi; 3 - deflectoare; 4 și 5 - ventilul

6.3.3. Condensatoare de abur

Aburul saturat umed, ieșit din turbină cu titlul $\geq 0,85$ și cu o presiune de circa 0,04 bar, se condensează într-un schimbător de căldură numit condensator, cedînd căldura de condensare (egală cu căldura latentă de vaporizare) către apa de răcire.

În construcția unui condensator de abur (fig. 6.6) se disting țevile de apă 1 (din cupru sau alamă, cu diametrul interior de 18 ... 25 mm și cu grosimea peretelui de 1 mm) fixate prin mandrinare (lărgire) în plăcile tubulare 2, camerele de apă 3, 4 și 5 și puțul de condens 6, aflat la baza

aparaturii. Țevile de apă de răcire sînt grupate în fascicule, astfel ca aburul să ajungă în contact direct cu un număr cît mai mare de țevi. Pozițiile Țevilor una față de alta se aleg astfel încît pelicula de condens care se formează pe țevi și curge spre puțul de condens să acopere cît mai puțin posibil țevile din partea inferioară a condensatorului. În peretele condensatorului se plasează o priză 7, prin care un ejector aspiră din interiorul condensatorului gazele necondensabile separate din abur sau pătrunse prin neetanșeități. Împreună cu gazele necondensabile este aspirată și o cantitate de abur, care se recuperează într-un alt condensator, la o presiune mai ridicată. Vidul avansat din condensator este creat și menținut cu ajutorul unui ejector. Apa din bazinul turnului de răcire este trimisă cu o pompă în camera de apă inferioară 3, unde este distribuită și curge prin țevile de apă ale fasciculelor inferioare și, prin camera 4, ajunge în țevile fasciculelor superioare, circulînd spre camera de apă superioară 5, din care este condusă la turnul de răcire.

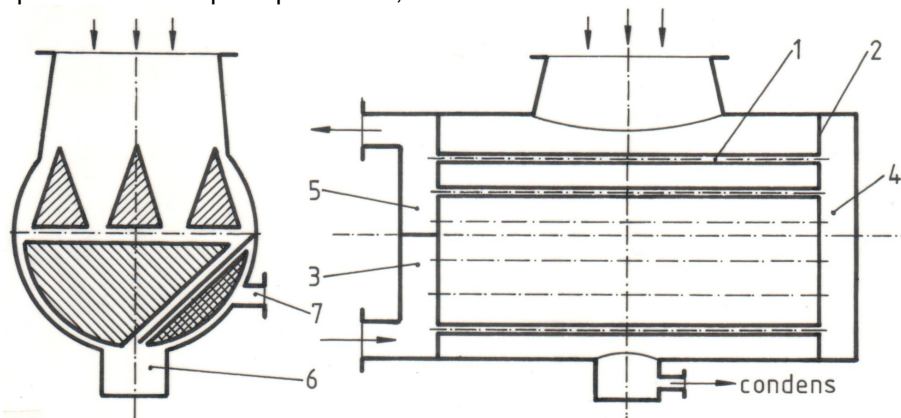


Fig. 6.6. Condensator de abur:

1 - țevi de apă; 2 - plăci tubulare; 3, 4, 5 - camere de apă; 6 - puț colector de condens; 7 - priză pentru evacuarea gazelor necondensabile

6.3.4. Ejectoare

Ejectoarele pentru menținerea vidului în condensatoarele de abur (fig. 6.7) utilizează ca agent principal abur extras dintr-o priză a turbinei. De cele mai multe ori ejectoarele sînt cu două trepte legate în serie, aerul și aburul ejectat de prima treaptă fiind aspirat de treapta a doua. Pe schema din fig. 6.7 se disting ajutajele principale 1 alimentate cu abur de înaltă presiune, racordul 2 cu condensatorul, difuzoarele 3 și canalul 4 care leagă cele două aparate.

6.3.5. Turnuri de răcire

Căldura de condensare a aburului, preluată de apa de răcire a condensatorului (și în general, căldura preluată de apa de răcire dintr-un proces oarecare), este disipată în atmosferă cu ajutorul unor turnuri de răcire.

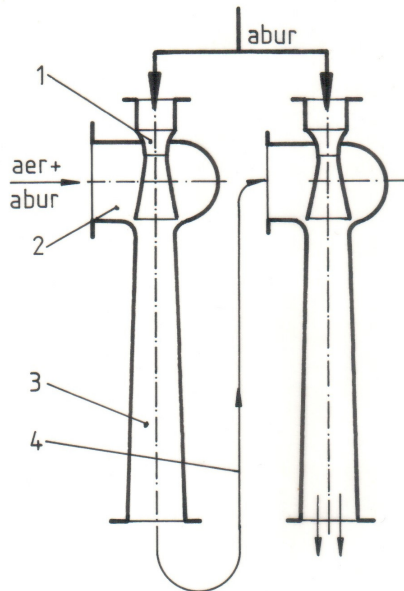


Fig. 6.7. Schema unui ejector cu două trepte (pentru extragerea aerului din condensatoarele de abur): 1 - ajutor pentru abur; 2 - intrarea aerului; 3 - difuzor; 4 - canal de legătură între trepte

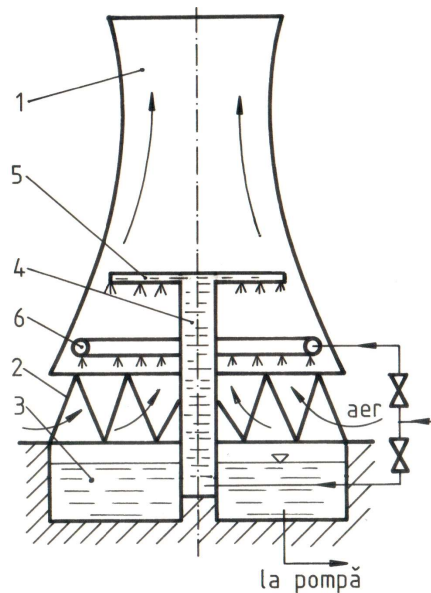


Fig. 6.8. Turn de răcire: 1 - coș de tiraj; 2 - grinzi; 3 - bazin de apă; 4 - puț central; 5 - sistem de distribuție a apei; 6 - conductă inelară de distribuție a apei

Un turn de răcire cu circulație naturală a aerului (fig. 6.8) este compus din coșul de tiraj 1 (o învelitoare subțire din beton, de formă cilindrică, tronconică sau hiperboloidală) sprijinit pe grinzile verticale sau înclinate 2 și așezat deasupra unui bazin de apă 3. Turnul de răcire este echipat cu două sisteme de distribuție a apei, un sistem principal, folosit în anotimpurile calde, și un sistem secundar, folosit în timpul iernii. Sistemul principal de distribuție a apei este constituit dintr-un puț central 4, plasat în axa de simetrie a turnului, și din canale radiale perforate sau din plăci perforate, prin care apa curge în șuvițe care se sparg în picături. Sistemul de distribuție secundar este constituit dintr-o conductă inelară 6 așezată la baza coșului de tiraj și care este prevăzută cu perforații prin care apa curge în șuvițe dirijate spre interiorul turnului.

Turnul de răcire este un schimbător de căldură prin amestecare, în care apa cade ca o ploaie torențială, iar aerul circulă în contracurent, intrând în coș printre grinzile de susținere. Răcirea apei se realizează prin încălzirea aerului și prin evaporarea unei cantități de apă. Pentru răcirea unor debite mici de apă se folosesc și turnuri cu circulație forțată a aerului, realizată cu un ventilator aflat la partea superioară a coșului.

6.3.6. Degazoare

Apa de alimentare a cazanelor instalațiilor de turbine cu abur trebuie purificată prin îndepărtarea sărurilor și a gazelor dizolvate (O_2 , N_2 , H_2 , CO_2 etc.). Oxigenul dizolvat în apă este factorul principal care produce coroziunea suprafețelor metalice ale schimbătoarelor de căldură. Prezența gazele neutre din punct de vedere chimic (N_2 , H_2 etc.) este, de asemenea, dăunătoare, deoarece aceste gaze se separă din amestec cu aburul în condensator, de unde trebuie îndepărtate continuu, pentru menținerea vidului avansat.

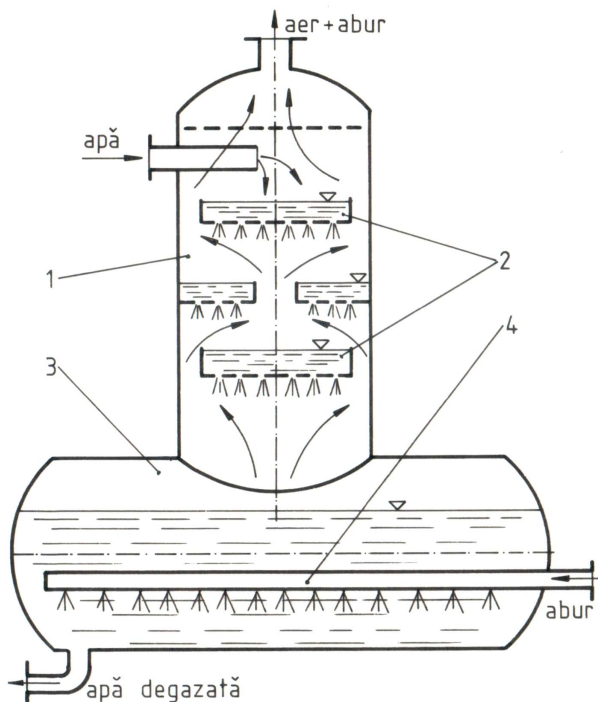


Fig. 6.9. Degazor termic: 1 - turn de degazare; 2 - site; 3 - rezervor de apă; 4 - țeavă pentru barbotare

Masa de gaz dizolvat într-un lichid este dată de relația:

$$m = k p / p_0, \quad (6.2)$$

în care k este coeficientul de solubilitate (în kg/m^3), p este presiunea gazului deasupra oglinzii lichidului, iar p_0 este presiunea totală deasupra lichidului. Deci, proporția în care un gaz se dizolvă într-un lichid depinde de presiunea sa parțială. Când presiunea gazului dizolvat devine egală cu presiunea parțială a gazului deasupra lichidului, se ajunge la o stare de echilibru și lichidul devine saturat cu gazul dizolvat. Dacă presiunea parțială a gazului deasupra oglinzii lichidului este mai mare ca presiunea de echilibru are loc absorbția gazului în lichid, iar dacă presiunea parțială a gazului deasupra lichidului este mai mică decât presiunea de echilibru se petrece dezabsorbția gazului (degazarea lichidului).

În concordanță cu considerațiile expuse, pentru degazarea unui lichid trebuie să se pună lichidul în contact cu un mediu care nu conține

gazul ce urmează a fi evacuat. Cel mai potrivit mediu este reprezentat de vaporii lichidului în cauză, deoarece în acest mod pot fi îndepărtate simultan din lichid toate gazele dizolvate.

Operațiunea de degazare a apei prezentată mai sus se realizează în aparate numite degazoare termice, în care apa ce urmează a fi degazată este pusă în contact cu un curent de abur.

În fig. 6.9 este prezentată schema unui degazor termic cu site și șuvițe. Turnul de degazare (sau capul degazor) este un cilindru vertical 1 echipat cu mai multe site orizontale 2 prin care apa curge în șuvițe spre rezervorul de apă 3, prevăzut cu o țevă perforată 4 prin orificiile căreia se distribuie abur care barbotează apa, încălzind-o pînă la fierbere. Aburul pentru alimentarea degazorului provine dintr-o priză a turbinei.

Aerul dezabsorbit, împreună cu o cantitate de abur, este evacuat prin partea superioară a capului de degazare spre un condensator în care se recuperează apa și căldura din aburul evacuat.

Degazorul termic este introdus în circuitul de preîncălzire a apei de alimentare a cazanului, îndeplinind rolul unei trepte de preîncălzire. În același timp, degazorul servește ca rezervor de apă al instalației termice cu turbină cu abur.

6.3.7. Termoficarea

Termoficarea este procedeul tehnic prin care o parte din aburul care a evoluat într-o turbină, ajuns la o presiune de circa 1,3 bar, este extras printr-o priză a turbinei (numită priză de termoficare) și trimis la un schimbător de căldură - boilerul de termoficare - în care se condensează, cedînd căldura de vaporizare apei din rețeaua de termoficare. Randamentul termic al unei instalații termice cu turbină cu abur și termoficare este mai mare ca la o instalație numai cu condensare.

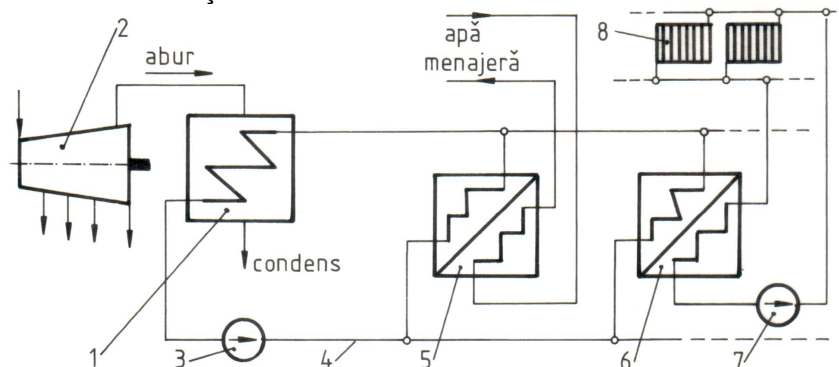


Fig. 6.10. Schema unei instalații de termoficare:

- 1 - boiler de termoficare; 2 - turbină; 3 - pompă de termoficare;
- 4 - conductă magistrală; 5 și 6 - schimbătoare de căldură; 7 - pompă din circuitul secundar; 8 - calorifere

O instalație de termoficare (fig. 6.10) este compusă din boilerul de termoficare 1 alimentat cu abur dintr-o priză a turbinei 2, din pompa de

termoficare 3 și din conductele magistrale 4 care distribuie apa fierbinte către punctele termice din cartierele orașului termoficat. În punctele termice, în schimbătoarele de căldură 5, se încălzește apa din rețeaua de apă potabilă, preparându-se apa menajeră, iar în alte schimbătoare 6 se circulă cu o pompă 7 apa pentru încălzirea caloriferelor 8 din locuințe.

În timpul iernii căldura preluată din priza de termoficare nu este suficientă și se pun în funcțiune, în paralel, cazane de apă caldă.

6.4. Construcția unei turbine cu abur

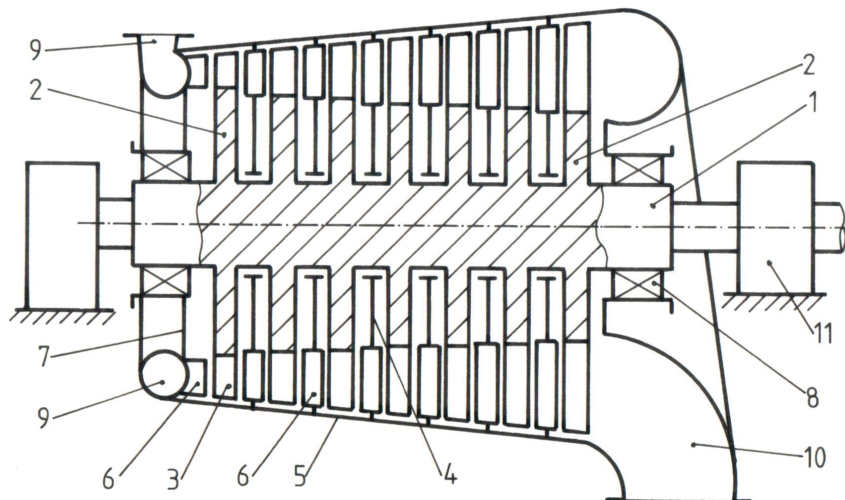


Fig. 6.11. Schema constructivă a unei turbine cu abur:

1 - arbore; 2 - discuri; 3 - palete; 4 - diafragme; 5 - carcasa; 6 - palete fixe (formează ajutoraj); 7 - pereți laterali; 8 - sisteme de etanșare; 9 - canal de distribuție; 10 - canal de evacuare; 11 - lagăre

O turbină cu abur (cu trepte de presiune) are în componerea sa un rotor format dintr-un arbore 1 prevăzut cu mai multe discuri 2 pe obezile cărora sînt montate paletele 3 și un stator format din pereții transversali 4 (numiți diafragme), fixați pe carcasa 5, și pe care sînt montate paletele fixe 6, care formează canale cu secțiune variabilă - ajutoraj. Carcasa turbinei este completată de pereții laterali 7 prin care trece arborele. Între pereții laterali și arbore se află sistemele de etanșare 8, realizate de cele mai multe ori cu labirinți. Intrarea aburului în turbină se face printr-un canal de distribuție 9, iar la ieșirea din turbină aburul este colectat într-un canal 10 care îl conduce la condensatorul instalației cu turbină cu abur. Arborele este sprijinit și se rotește în lagărele radial-axiale 11. La trecerea aburului prin turbină volumul masic al aburului crește, ceea ce impune evazarea corespunzătoare a turbinei (creșterea diametrelor discurilor și a lungimilor paletelor, deci și a diametrului carcasei) Se menționează că diafragmele împart interiorul turbinei în camere cu presiune constantă, de unde și denumirea de turbină cu trepte de presiune atribuită acestei turbine.

6.5. Clasificarea turbinelor cu abur

După locul unde se produce destinderea, turbinele cu abur pot fi cu acțiune (destinderea aburului se produce numai în ajutorajele fixe) și cu reacțiune (destinderea aburului se desfășoară în ajutorajele din stator și în cele de pe rotor, în mod aproximativ egal) și combinate (cu trepte cu acțiune și cu reacțiune).

După modul în care realizează transformarea energetică, turbinele cu abur cu acțiune se clasifică în turbine cu o treaptă (cu un ajutoraj și un singur disc cu palete), turbine cu trepte de viteză (cu un rînd de ajutoraje și cu mai multe discuri cu palete), și turbine cu trepte de presiune (la care alternează rînduri de ajutoraje și discuri cu palete).

După direcția de curgere a aburului turbinele pot fi axiale, radiale, radial-axiale și tangențiale.

După presiunea de evacuare p_e și după modul de utilizare a aburului evacuat turbinele pot fi cu condensare ($p_e < p_{at}$), cu emisie în atmosferă ($p_e = p_{at}$), cu contrapresiune ($p_e > p_{at}$) și cu condensare și prize de abur fixe sau reglabile.

Alte criterii de clasificare a turbinelor sînt sursa de abur (cazane, generatoare de abur nucleare), modul de exploatare (turbine de bază sau de vîrf de sarcină) etc.

6.6. Procese în treapta de turbină

6.6.1. Producerea forței de acțiune prin lovirea paletelor de către fluidul în mișcare. Puterea produsă de fluid în paletă

Așa cum s-a arătat în subcapitolul 2.4.10.1, forța de acțiune care apare la lovirea corpurilor de către un fluid în mișcare se datorește variației impulsului. Pentru ca, în condițiile curgerii reale din turbine, forța de acțiune să fie cît mai mare, paletele de pe rotor au formă concavă (fig. 6.12), aburul intrînd în contact cu paleta sub unghiul α_1 și părăsind paleta sub α_2 , ambele unghiuri fiind măsurate față de direcția vitezei tangențiale.

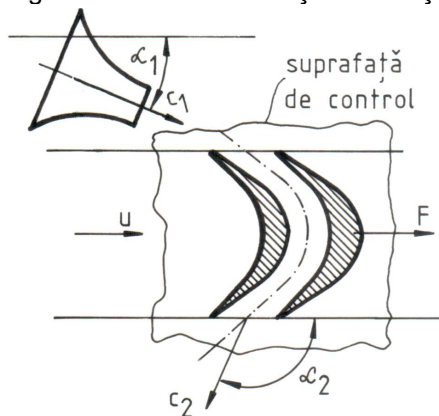


Fig. 6.12. Lovirea paletelor de către un fluid în mișcare

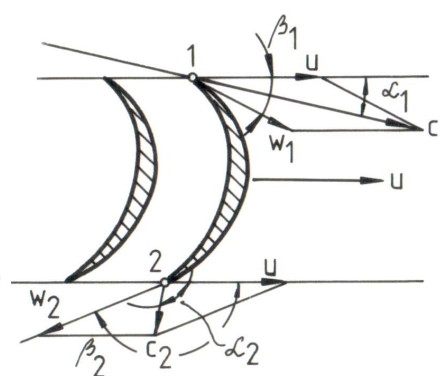


Fig. 6.13. Triunghiuri de viteze la paletele rotorice

Forța cu care fluidul acționează asupra paletei este

$$\vec{F} = \vec{G} + \sum \vec{F}_p + (\vec{l}_1 - \vec{l}_2) = m\vec{g} + \sum \vec{F}_p + \dot{m}(\vec{c}_1 - \vec{c}_2). \quad (2.220)$$

Pe suprafața de control presiunea este constantă, deci rezultanta forțelor de presiune este nulă, $\sum \vec{F}_p = 0$. După neglijarea acțiunii greutății fluidului (mici) se obține expresia forței de acțiune care lucrează asupra paletei:

$$F = \dot{m}(\vec{c}_1 - \vec{c}_2) = \dot{m}(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2), \quad (6.3)$$

în care α_1 și α_2 sînt unghiurile de intrare și de ieșire a fluidului în / din canalul dintre paletele alăturate.

Dacă paletele se deplasează sub acțiunea forței cu viteza \vec{u} (viteza tangențială a rotorului la nivelul diametrului mediu al paletelor), atunci puterea mecanică produsă de debitul de abur \dot{m} se calculează cu:

$$P = \dot{m}(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)u. \quad (6.4)$$

Introducînd în relația (6.4) expresiile

$$c_1 \cos \alpha_1 = u + w_1 \cos \beta_1 \text{ și } c_2 \cos \alpha_2 = u + w_2 \cos \beta_2$$

obținute prin proiectarea triunghiurilor de viteze (fig. 6.13) pe direcția u se obține o altă expresie pentru putere:

$$P = \dot{m}(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2)u. \quad (6.5)$$

Din triunghiurile de viteze de la intrarea (1) și ieșirea (2) a fluidului din canalele dintre palete (fig. 6.13) se obține

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc \cos \alpha,$$

relație din care se obțin expresiile

$$uc_1 \cos \alpha_1 = (c_1^2 - w_1^2 + u^2) / 2,$$

$$uc_2 \cos \alpha_2 = (c_2^2 - w_2^2 + u^2) / 2,$$

în care viteza tangențială îndeplinește condiția $u_1 = u_2 = u$. Se introduc expresiile precedente în relația (6.4) și rezultă:

$$P = \dot{m} \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right). \quad (6.6)$$

Observație. În timpul lovirii paletelor presiunea agentului în suprafața de control nu se modifică.

6.6.2. Ecuația turbinelor termice

În cazul general al turbinelor termice (spre deosebire de situația din subcapitolul precedent) vitezele tangențiale la intrarea în canalul dintre palete și la ieșirea din canal nu sunt egale $u_1 \neq u_2$, puterea produsă de o treaptă calculându-se cu relația

$$P = M \omega, \quad (6.7)$$

în care M este momentul transmis de agent rotorului. Momentul a fost calculat în subcapitolul 2.4.11 și are expresia

$$\vec{M} = \dot{m}(\vec{r}_1 \times \vec{c}_1 - \vec{r}_2 \times \vec{c}_2). \quad (2.230)$$

Cu transformări algebrice similare celor folosite în subcapitolul

5.3.1.4. puterea produsă capătă expresia

$$P = \dot{m} (c_1 u_1 \cos(\alpha_1) - c_2 u_2 \cos(\alpha_2)) = \\ = \dot{m} \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right). \quad (6.8)$$

6.6.3. Procese în treapta de turbină cu reacțiune

Procesele de lucru dintr-o turbină nu depind de natura agentului motor (abur sau alte gaze).

Agentul de lucru intră în ajutajele de pe statorul mașinii cu viteza c_0 , la presiunea p_0 , temperatura T_0 și cu entalpia masică i_0 , starea sa fiind reprezentată în diagrama i-s (fig. 6.14 - A) prin punctul 0. În ajutaj agentul de lucru se destinde teoretic izentropic (fără frecări și fără schimb de căldură cu mediul înconjurător, adică adiabatic reversibil) pînă la presiunea p_1 , în procesul 0-1_t. La ieșirea din ajutaje entalpia masică a aburului este i_{1t} , iar viteza este $c_{1t} > c_0$.

În ajutaj este prelucrată o diferență de entalpie:

$$h_{01} = i_0 - i_{1t}, \quad (6.9)$$

diferență care este transformată în energie cinetică acumulată de agent:

$$c_{1t} = \sqrt{2h_{01} + c_0^2}. \quad (6.10)$$

În procesul real de destindere din ajutaj (cu frecări și fără schimb de căldură cu mediul înconjurător, adică adiabatic ireversibil), viteza de ieșire a agentului este mai mică decît viteza teoretică:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (6.11)$$

în care $\varphi = 0,92 \dots 0,95$ este coeficientul de pierdere de viteză.

Agentul de lucru intră în canalele dintre paletetele de pe rotor cu viteza c_1 sub unghiul α_1 cu direcția vitezei periferice (tangențiale)

$$u = r\omega = \pi n d / 60, \quad (6.12)$$

în care $r = d / 2$ este raza medie a paletelor, ω este viteza unghiulară și n este turația rotorului. Unghiul α_1 este asigurat prin înclinarea ajutajului față de direcția vitezei periferice (fig. 6.14).

Cu vitezele c_1 și u și cu unghiul α_1 se construiește triunghiul de viteze la intrarea în rotor și se calculează viteza relativă w_1 și unghiul β_1 :

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u} \quad \text{și} \quad \sin \beta_1 = (c_1 \sin \alpha_1) / w_1. \quad (6.13)$$

În canalele de pe rotor agentul lovește paletetele și le transmite o parte din energia sa cinetică. Totodată, datorită secțiunii de trecere variabile a canalului dintre paletetele de pe rotor, continuă destinderea pînă la o presiune p_2 , în transformarea 1-2, iar ca urmare a faptului că axa canalului este curbată, agentul își modifică și direcția de curgere. În acest fel, în rotor se prelucrează diferența (căderea) de entalpie disponibilă teoretic:

$$h_{02} = i_1 - i_{2t}. \quad (6.14)$$

Pe seama căderii de entalpie disponibile din rotor crește viteza relativă w a agentului (față de metalul paletelor). În cazul procesului

izentropic de destindere viteza w_{2t} are mărimea:

$$w_{2t} = \sqrt{2h_{02} + w_1^2} .$$

(6.15)

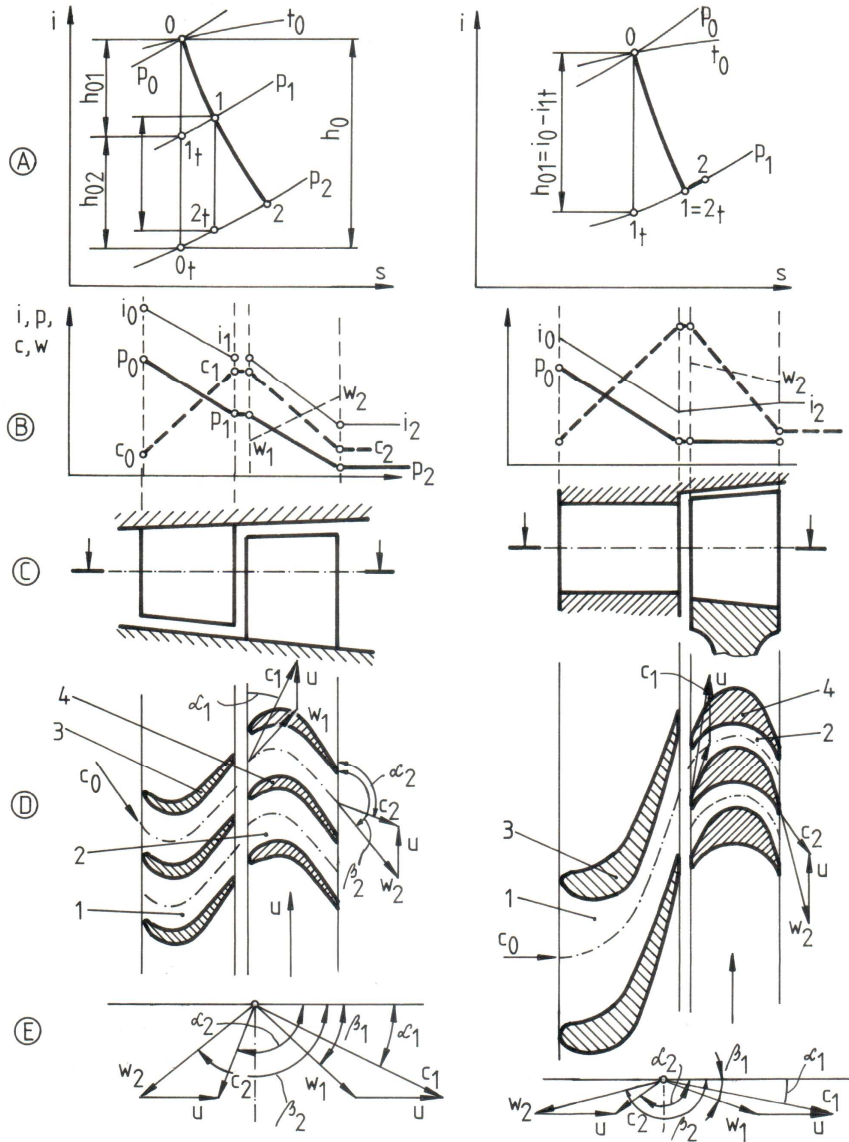


Fig. 6.14 și 6.15. Procesele din treapta de turbină cu reacțiune (6.14) și din treapta de turbină cu acțiune (6.15): 1 - ajutaje; 2 - canale dintre paletele de pe rotor; 3 - palete fixe; 4 - palete de pe rotor; A - destinderea agentului prezentată în diagrama i-s; B - variația principalilor parametri în treaptă; C - secțiune longitudinală; D - secțiune cilindrică desfășurată; E - triunghiurile de viteze

Viteza de ieșire reală w_2 (care consideră procesul de destindere adiabatic și cu frecare) are expresia:

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (6.16)$$

în care ψ este coeficientul de pierderi de viteză, $\psi \approx \varphi$.

Viteza w_2 are direcția în prelungirea profilului paletei, fiind orientată sub unghiul β_2 față de direcția vitezei periferice (unghiul β_2 este o caracteristică constructivă a treptei de turbină, ca și unghiul α_1 de la ajutoare).

Cu vitezele w_2 și u și cu unghiul β_2 se construiește triunghiul de viteze la ieșirea din rotor și se calculează vectorial viteza c_2 și, geometric, unghiul α_2 :

$$\vec{c}_2 = \vec{u} + \vec{w}_2 \text{ și } \sin \alpha_2 = (w_2 \sin \beta_2) / c_2. \quad (6.17)$$

Trebuie observat că la turbinele cu mai multe trepte viteza c_2 la ieșirea dintr-o treaptă este viteză de intrare pentru ajutoare treptei următoare și că numai la prima treaptă viteza c_0 de intrare în ajutoare este viteza din canalul de admisiune.

Triunghiurile de viteză (la intrarea și la ieșirea din rotor) se desenează, conform unei tradiții încetățenite în studiul turbinelor termice, cu vârful comun și cu vitezele periferice orizontale și îndreptate spre sensul mișcării.

Așadar, în treapta de turbină cu reacțiune energia potențială a agentului (entalpia) se prelucrează atât în ajutoarele de pe stator cât și în cele de pe rotor. Căderea totală de entalpie într-o treaptă de turbină cu reacțiune este:

$$h_0 = h_{01} + h_{02}, \quad (6.18)$$

și reprezintă energia maximă ce poate fi transformată teoretic în lucru mecanic.

Gradul de reacțiune al treptei de turbină se definește ca raportul dintre căderea de entalpie din rotor și căderea totală disponibilă:

$$\rho = h_{01} / h_0. \quad (6.19)$$

Treapta de turbină cu $\rho = 0$ se numește treaptă cu acțiune, iar treapta cu $\rho = 1$ este numită treaptă cu reacțiune pură. În practică treptele de turbină cu reacțiune se construiesc cu $\rho = 0,4 \dots 0,55$.

6.6.4. Procese în treapta de turbină cu acțiune

Treapta de turbină cu acțiune se caracterizează prin gradul de reacțiune $\rho = 0$, deci căderea de entalpie în rotor este $h_{02} = 0$. Ca urmare, paletele sînt profilate astfel încît secțiunea de trecere prin canalele dintre palete să fie constantă.

Procesele din ajutoarele fixe ale treptei de turbină cu acțiune sînt identice cu cele de la treapta cu reacțiune, la fel și triunghiurile de viteză de la intrarea în rotor.

La ieșirea din rotor viteza relativă are expresiile:

$$w_{2t} = w_1 \quad (6.15^*)$$

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi w_1, \quad (6.16^*)$$

adică se menține practic constantă ca modul. Ca urmare, se poate determina aria secțiunii constante de trecere din rotor:

$$A = \dot{m} v_2 / w_2, \quad (6.20)$$

în care \dot{m} este debitul masic de agent iar v_2 este volumul masic al agentului la ieșirea din rotor.

Triunghiul de viteză de la ieșirea din rotorul treptei de turbină cu acțiune este asemănător cu cel de la treapta cu reacțiune.

6.7. Pierderile din turbinele cu abur

Într-o treaptă de turbină cu abur agentul evoluează între starea 0 de la intrarea în ajutor și starea 2 de la ieșirea din rotor, transformând în lucru mecanic căderea disponibilă de entalpie

$$h_0 = h_{01} + h_{02}. \quad (6.18)$$

În turbina reală transformarea energiei disponibile în lucru mecanic este însoțită de pierderi care au ca efect micșorarea lucrului mecanic livrat la arborele mașinii.

În legătură cu cauzele care le produc, pierderile se împart în pierderi interne și pierderi externe.

Pierderile interne sînt rezultatul unor fenomene care însoțesc procesele din turbină. Pierderile interne pot fi pierderi principale și pierderi secundare.

Pierderile interne principale se produc (fig. 6.16):

- în ventile;
- în ajutoaje (z_a);
- în canalele dintre paletele de pe rotor (z_p);
- la ieșirea din turbină (z_e).

Pierderile secundare apar:

- prin frecări și ventilație (z_{fv});
- prin scăpări interne (sau prin neetanșeități interne, z_{sc});
- prin umiditatea aburului (z_u).

Pierderile externe intervin între lucrul mecanic produs la paletă și lucrul mecanic livrat la arbore și nu influențează starea agentului. Ele sînt produse:

- prin scăpările de abur prin etanșările terminale ale turbinei;
- prin frecările mecanice;
- prin căldura transmisă în exterior.

La aceste pierderi se adaugă, la ultima treaptă a turbinei, pierderile în racordul de evacuare a aburului la condensator.

Pierderile în ventile se produc la intrarea în turbină, acolo unde se află ventilul principal de închidere, ventilul de închidere rapidă (la avarie) și ventilul de reglare. Ele micșorează presiunea aburului, fiind produse în

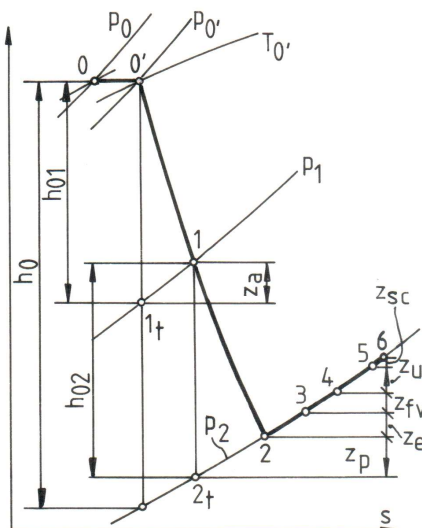


Fig. 6.16. Pierderile interne ale unei turbine

timpul procesului izentalpic $00'$ (fig. 6.16) și avînd mărimea:

$$p_0 - p_{0'} \cong (0,01...0,08)p_0 . \quad (6.21)$$

Astfel, la intrarea în turbină parametrii aburului sînt $p_{0'}$, $T_{0'}$ și i_0 .

Pierderile în ajutaje se datoresc frecărilor din interiorul aburului și între abur și pereții ajutajelor, și au ca efect micșorarea vitezei de la valoarea teoretică c_{1t} la valoarea reală c_1 . Pierderile sînt egale cu lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor:

$$z_a = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) h_{01} . \quad (6.22)$$

Pierderea de energie z_a se regăsește sub formă de căldură în agent (a cărui entalpie crește), și poate fi utilizată în rotor.

Pierderile în canalele dintre paletetele de pe rotor sînt numite simplu **pierderi în palete** și au cauze asemănătoare pierderilor din ajutaje. Au ca efect scăderea vitezei w_{2t} la w_2 , și se determină cu relația:

$$z_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) h_{02} . \quad (6.23)$$

Pierderile de ieșire corespund energiei cinetice cu care agentul părăsește turbina. Aceste pierderi nu mai pot fi recuperate. Au expresia:

$$z_e = c_2^2 / 2 . \quad (6.24)$$

Pierderile prin frecări și ventilație. Pierderile prin frecări se referă la energia consumată pentru învingerea frecărilor discurilor și paletelor în aburul care le înconjoară. Pierderile prin ventilație sînt specifice turbinelor cu admisiune parțială (la care ajutajele nu acoperă toată circumferința pe care sînt așezate), la care paletetele de pe rotor care nu sînt alimentate cu abur se comportă ca un ventilator, consumînd lucru mecanic pentru o deplasare nedorită a aburului. Mărimea z_{fv} a acestor pierderi se calculează cu relații empirice.

Pierderile prin scăpări interne z_{sc} se datoresc curgerilor de abur nederijate între rotor și stator. De exemplu, între paletetele de pe rotor și carcasă scapă o cantitate oarecare de abur, care se amestecă apoi cu aburul care a evoluat printre palete, mărindu-i entalpia.

Pierderile prin umiditatea aburului z_u apar la ultimele trepte ale turbinelor cu condensatie, în care aburul saturat umed conține o fracțiune $(1 - x)$ kilograme de apă la fiecare kilogram de abur. Apa din aburul umed nu se destinde, deci energia corespunzătoare nu poate fi folosită. În plus, picăturile lovesc extradadosul paletetelor, frînîndu-le mișcarea.

Pierderile interne se reprezintă pe o diagramă $i-s$, ca în fig. 6.16. Pierderile din ajutaje cresc entalpia masică a aburului, deplasînd starea teoretică din 1_t pînă în starea reală 1 , ambele stări fiind pe izobara p_1 . Pierderile din palete cresc entalpia masică a aburului, astfel că din starea 2_t se ajunge în starea 2 , la presiunea p_2 . Celelalte pierderi interne se însumează pe izobara p_2 , în punctele 3, 4, 5 și 6.

Pierderile prin scăpări exterioare se referă la energia pierdută cu aburul ieșit din turbină prin etanșările cu labirinți dintre carcasă și arbore.

Pierderea de debit este de ordinul a (0,001...0,02) m.

Pierderile mecanice se datoresc consumului de energie pentru învingerea frecărilor din lagărele turbinei și pentru acționarea pompelor de ulei (pentru ungerea și răcirea lagărelor și pentru sistemele de reglare acționate hidraulic). Pierderile mecanice reprezintă circa (0,5 - 2) % din puterea turbinei.

Randamentul termic (absolut) nu consideră diferitele pierderi și se definește ca raport între căderea disponibilă de entalpie și entalpia (cantitatea de căldură) căpătată de abur în cazan:

$$\eta_t = \frac{h_0}{i_0 - i_a}, \quad (6.25)$$

unde i_a este entalpia apei de alimentare a cazanului.

Considerînd principalele pierderi interne care apar în treapta turbinei (Z_a, Z_p, Z_e), se definește randamentul relativ al treptei:

$$\eta_r = \frac{h_0 - Z_a - Z_p - Z_e}{h_0}. \quad (6.26)$$

Randamentul intern al treptei de turbină ține cont de toate pierderile interne ale treptei. El se definește ca raport dintre căderea de entalpie transformată efectiv în lucru mecanic și căderea de entalpie disponibilă în treaptă:

$$\eta_i = \frac{h_0 - Z_a - Z_p - Z_e - Z_{fv} - Z_{sc} - Z_u}{h_0}. \quad (6.27)$$

Puterea internă este dată de relația:

$$P_i = \dot{m} h_0 \eta_i. \quad (6.28)$$

Puterea efectivă P_e se obține scăzînd din puterea internă puterea P_m consumată în pierderile mecanice:

$$P_e = P_i - P_m. \quad (6.29)$$

Randamentul mecanic este dat de relația:

$$\eta_m = P_e / P_i. \quad (6.30)$$

Valorile randamentului mecanic sînt între 0,98...0,995.

Considerînd toate pierderile de energie interne și externe ale turbinei, se definește randamentul relativ efectiv:

$$\eta_{er} = \frac{h_0 - \sum z}{h_0}. \quad (6.31)$$

Randamentul efectiv absolut consideră și entalpia apei de alimentare a cazanului, fiind dat de expresia:

$$\eta_{ea} = \frac{h_0 - \sum z}{h_0 - i_a}. \quad (6.32)$$

6.8. Elemente constructive specifice turbinelor cu abur

6.8.1. Paletele de pe rotor

Așa cum s-a arătat în subcapitolul 6.6.1, paletele turbinelor au secțiunile transversale concave. Dimensiunile geometrice ale paletelor

turbinelor se determină din condiția ca secțiunea de trecere disponibilă între palete să permită trecerea debitului necesar, cu vitezele reieșite din calculul termic al turbinei. La turbinele cu mai multe trepte lungimea paletelor crește treptat de la intrarea aburului spre coada turbinei, pe măsură ce, prin scăderea presiunii, crește volumul masic al aburului.

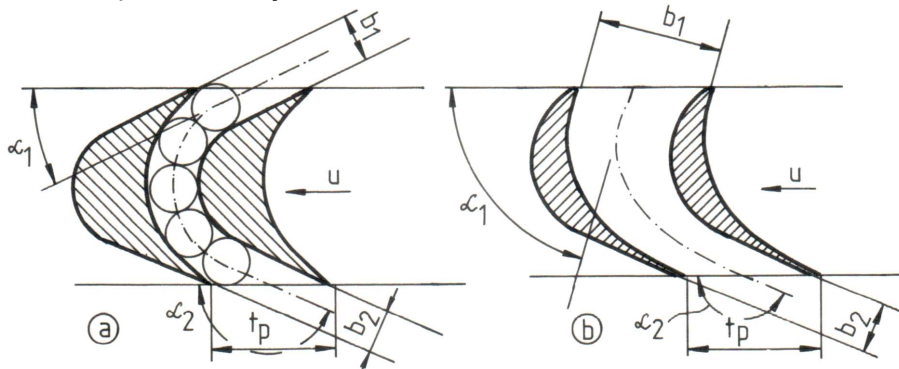


Fig. 6.17. Forma paletelor de turbină: a - cu acțiune; b - cu reacțiune

Geometria paletelor cu acțiune (fig. 6.17 - a) asigură formarea, între paletele alăturate, a unor canale cu secțiune de trecere constantă, deoarece în rotorul treptelor cu acțiune volumul masic al agentului nu variază. Condiția secțiunii de trecere constante se verifică cu un cerc cu diametru constant care trebuie să se încadreze în canal. În particular, lățimea b_1 a canalelor la intrarea în rotor este aproximativ aceeași cu lățimea b_2 de la ieșire. Paletele cu acțiune sînt mult îngroșate la mijloc, iar muchiile de intrare și de ieșire sînt subțiri. Un exemplu de paletă cu acțiune este arătat pe fig. 6.18 - a.

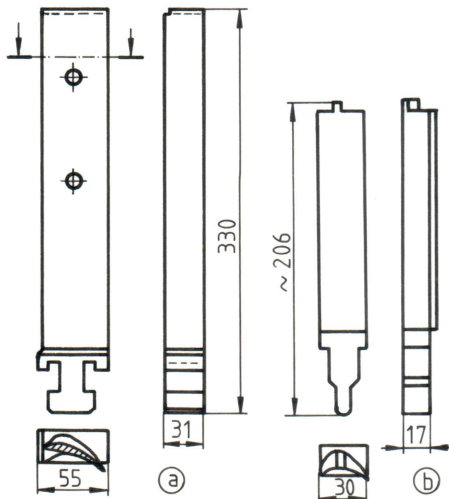


Fig. 6.18. Palete de turbină:
a - cu acțiune; b - cu reacțiune

În turbinele cu reacțiune forța ce acționează asupra paletelor se obține atît prin lovirea paletelor (efectul de acțiune) cît și prin ieșirea aburului dintre palete cu o viteză relativă crescută (efectul de reacțiune). Pentru a crește viteza relativă a aburului la ieșirea dintre paletele de pe rotor aburul trebuie să se destindă, deci paletele alăturate trebuie să aibă o formă care să asigure între ele canale cu profil longitudinal de ajutoraj (fig. 6.17 - b). Lățimea b_2 a canalului la ieșire trebuie să fie mult mai mică decît lățimea la intrare ($b_2 \ll b_1$), adică $t_p \sin \beta_2 \ll t_p \sin \beta_1$, în care t_p

este distanța dintre două paletе alăturate. Un exemplu de paletă cu reacțiune este arătat în fig. 6.18 - b.

6.8.2. Etanșările cu labirinți

La trecerea arborilor turbinelor prin carcase se prevăd întotdeauna sisteme de etanșare. La turbinele cu abur s-a generalizat folosirea unor etanșări fără contact, deoarece din cauza temperaturii ridicate a aburului ar fi greu ca acesta să evacueze căldura de frecare. Cele mai obișnuite etanșări fără contact sînt etanșările cu labirinți. Etanșările cu labirinți nu opresc total scăpările de agent (așa cum fac garniturile de etanșare sau simeringurile), ci numai le reduc.

O etanșare cu labirinți (fig. 6.19) este o succesiune de strangulări 3 și camere 4. O treaptă de labirint este compusă dintr-o secțiune de trecere îngustă (strangulată) și din camera următoare. Aburul ajuns în dreptul unei strangulări este accelerat, datorită reducerii secțiunii de curgere. Ca urmare a accelerării presiunea și entalpia sa se micșorează. La intrarea în camera 4 aburul este supus unui proces de frînare (deoarece secțiunea de curgere crește) pînă la o viteză egală cu viteza de intrare. Datorită turbulențelor produse, frecările sînt mari și frînarea este ireversibilă, producîndu-se practic izobar. Deoarece schimbul de căldură cu exteriorul este neglijabil, căldura degajată prin frecare se regăsește în masa aburului, deci entalpia sa la ieșirea din treapta de labirint este egală cu cea de la intrare. În urma parcurgerii unei trepte de labirint aburul ajunge la o presiune mai mică, în timp ce viteza și entalpia au valorile de la intrare. Ecuația de stare arată că volumul masic crește odată cu scăderea presiunii. Evident, datorită proceselor ireversibile, entropia aburului crește. Rezultă că debitul de abur $\dot{m} = Ac/v$ ce curge prin etanșare scade, deoarece v crește.

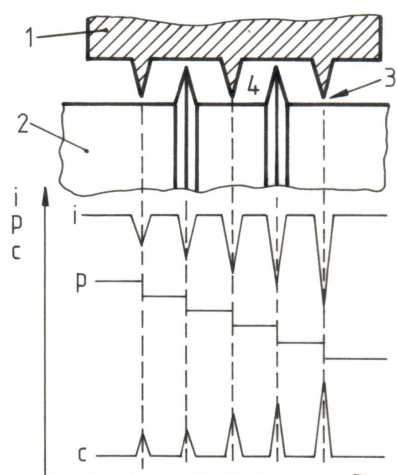


Fig. 6.19. Etanșare cu labirinți:
1 - carcasă; 2 - arbore;
3 - strangulare; 4 - cameră

O secțiune strangulată poate accelera aburul cel mult pînă la atingerea vitezei sunetului (se comportă ca un ajutor convergent), deci nu poate reduce oricît presiunea. Pentru a reduce debitul de scăpări pînă la valori acceptabile este necesar să se micșoreze presiunea (să se mărească v) mai mult decît se poate realiza cu o singură strangulare. Prin plasarea mai multor strangulări succesive căderea de presiune pe etanșare este fracționată în trepte iar volumul v crește de la treaptă la treaptă. Repetarea proceselor în toate treptele are ca efect scăderea treptată a presiunii în lungul etanșării și micșorarea debitului de scăpări, ce scade cu numărul de trepte.

6.9. Tipuri constructive de turbine

6.9.1. Turbina cu o treaptă de presiune și de viteză (Laval)

Turbina Laval este o turbină cu acțiune cu o singură treaptă, fiind prezentată în fig. 6.20, ce cuprinde o secțiune longitudinală însoțită de o secțiune cilindrică desfășurată, efectuată prin diametrul mediu al paletelor, precum și diagrame de variație a parametrilor aburului în turbină.

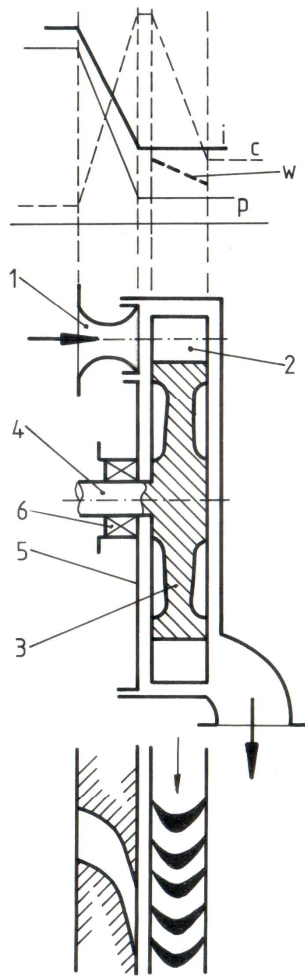


Fig. 6.20. Turbina cu o treaptă de presiune și viteză: 1 - ajutoraj Laval; 2 - palete pe rotor; 3 - disc; 4 - arbore; 5 - carcasă; 6 - etanșări

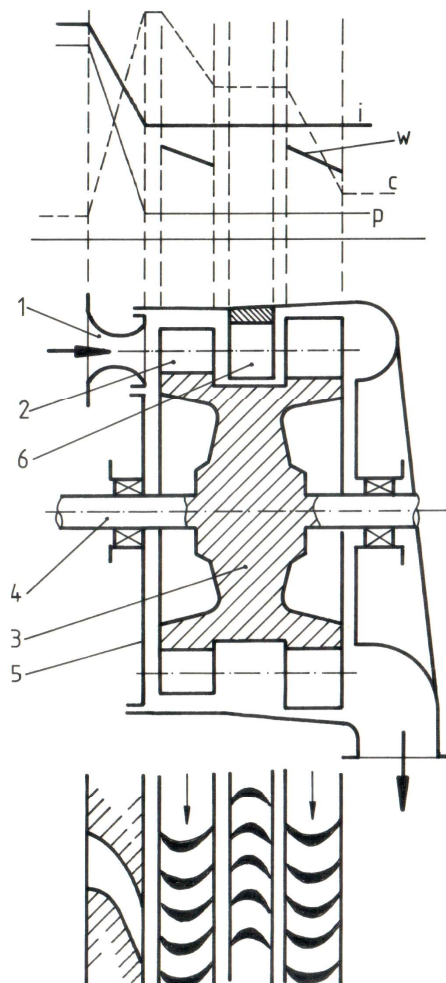


Fig. 6.21. Turbina cu o treaptă de presiune și mai multe trepte de viteză (Curtis): 1 - ajutoraje; 2 - palete pe rotor; 3 - disc; 4 - arbore; 5 - carcasă; 6 - palete fixe (pentru întoarcerea aburului); 7 - etanșări

Statorul turbinei este prevăzut cu unul (sau mai multe) ajutoraje 1 dispuse pe un sector circular, în fața paletelor 2 de pe periferia discului 3,

disc care face corp comun cu arborele 4.

Turbinele cu abur cu o treaptă se construiesc pentru căderi de entalpie mici (< 200 kJ/kg) și pentru turații mari (și peste 15000 rot / min).

6.9.2. Turbina cu o treaptă de presiune și mai multe trepte de viteză (Curtis)

Această mașină (fig. 6.21) dezvoltă construcția turbinei Laval, utilizând mai bine energia cinetică a aburului ieșit din ajutaje. Noutatea constructivă introdusă de Curtis constă în existența a două sau mai multe (3...5) coroane de palete fixate pe același disc al rotorului. Fluxul de abur ieșit din prima coroană de palete de pe rotor este captat cu ajutorul unor palete fixe 6 (fig. 6.21) plasate pe stator, palete fixe care conduc aburul spre paletele mobile ale celei de a doua coroane. Această a doua treaptă prelucrează energia cinetică cu care aburul a ieșit din prima coroană de palete de pe rotor. Ca urmare a prelucrării energiei cinetice în mai multe trepte, turația turbinei Curtis este mai mică decât turația turbinei Laval. Principalele avantaje ale turbinei Curtis sînt simplitatea constructivă și lipsa solicitărilor axiale, însă randamentul turbinei este mai scăzut decât randamentul turbinei Laval, din cauza pierderilor mari de energie la paletele rotorului.

Se construiesc turbine Curtis de puteri relativ mici (< 1 MW) și cu turații de circa 3000 rot/min, pentru a fi folosite pentru serviciile auxiliare din termocentrale electrice. De asemeni, turbinele Curtis se folosesc în construcția de turbine combinate.

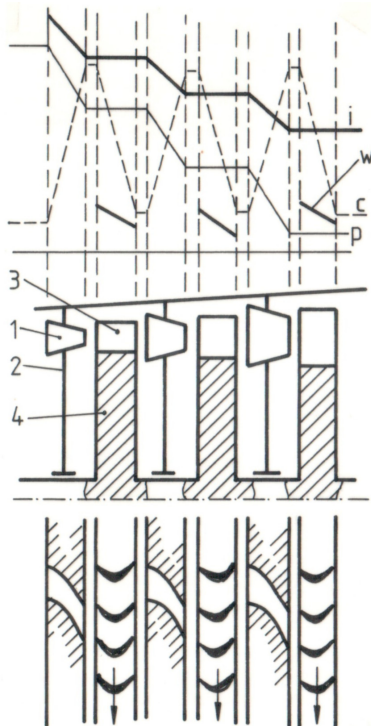
6.9.3. Turbina cu acțiune cu mai multe trepte de presiune (Rateau)

Turbina cu trepte de viteză permite reducerea vitezei, dar odată cu creșterea numărului de trepte scade randamentul. Soluția tehnică de scădere a turației fără scăderea randamentului constă în folosirea treptelor de presiune.

Construcția unei turbine cu mai multe trepte de presiune este prezentată în fig. 6.22. Pentru prezentarea proceselor din turbină, pe figură sînt desenate numai elementele strict necesare, o secțiune completă prin turbina cu trepte de presiune fiind arătată în fig. 6.11. Pe fig. 6.22 s-au adăugat o secțiune cilindrică desfășurată și diagrama variației presiunii și vitezei aburului în lungul turbinei.

În fiecare coroană de ajutaje are loc o cădere de presiune și de entalpie, deci o transformare parțială a energiei potențiale a aburului în energie cinetică. În fiecare coroană de palete de pe rotor are loc o transformare a energiei cinetice în lucru mecanic transmis la arbore, viteza absolută a aburului micșorîndu-se în timp ce presiunea se menține constantă.

La trecerea aburului dintr-o treaptă de turbină în alta, odată cu scăderea presiunii, crește volumul masic al aburului și din această cauză va crește și lungimea paletelor, pentru a se asigura secțiunile de trecere mai mari necesare.



Deoarece numărul treptelor este mare (7...30), căderea de entalpie pe o treaptă este mică și viteza aburului la ieșirea din ajutaje este subsonică - ajutajele fiind convergente.

Ca urmare a vitezelor relativ mici ale aburului, ca și a vitezei periferice relativ mici a rotorului, pierderile în turbinele cu trepte de presiune sînt mai reduse și randamentul este mai mare în comparație cu turbinele cu trepte de viteză.

Turbinele cu acțiune cu trepte de presiune se construiesc pentru puteri pînă la 100 MW, la turații de 3000 rot / min.

Fig. 6.22. Turbina cu acțiune cu trepte de presiune: 1 - palete fixe; 2 - diafragmă; 3 - palete pe rotor; 4 - disc

6.9.4. Turbina cu reacțiune (Parsons)

Într-o turbină cu reacțiune aburul se destinde atît în canalele dintre paletele de pe stator, cît și în canalele dintre paletele de pe rotor. Ca urmare a diferenței de presiune de pe cele două fețe ale fiecărei coroane de palete mobile, apare o forță axială, îndreptată spre coada turbinei. Există mai multe soluții constructive pentru echilibrarea forțelor axiale, între care introducerea pe rotor a unor discuri de echilibrare (pe a căror fețe se exercită presiuni diferite), montarea paletelor mobile pe un tambur (reperul 5 din fig. 6.23) pentru micșorarea ariilor aflate sub acțiunea unor diferențe de presiune și divizarea turbinei în mai multe corpuri. Forțele axiale neechilibrate se preiau cu lagăre axiale.

Turbinele cu reacțiune cu abur (Parsons) se construiesc cu multe trepte (pînă la 30). La dezavantajul numărului mare de trepte se adaugă acela că dimensiunile geometrice ale primelor trepte sînt foarte mici, ceea ce îngreunează execuția lor.

Ca unități independente, turbinele cu reacțiune cu abur nu s-au răspîndit. Turbinele cu reacțiune cu abur se utilizează în construcția turbinelor combinate.

Observație. Turbinele axiale cu gaze sînt întotdeauna turbine cu reacțiune.

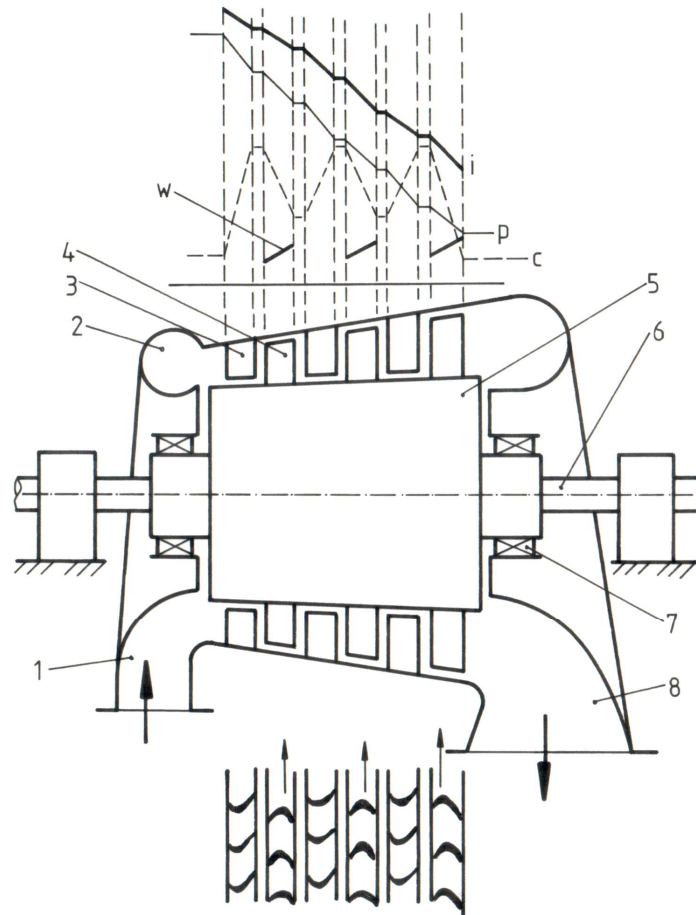


Fig. 6.23. Turbina cu reacțiune:

1 - intrarea aburului; 2 - canal inelar; 3 - paletă de pe stator; 4 - paletă de pe rotor; 5 - tambur; 6 - arbore; 7 - etanșări; 8 - racord de evacuare

6.9.5. Turbine cu fluxuri multiple și turbine cu mai multe corpuri

Turbinele cu dublu flux (fig. 6.24) sînt utilizate ca turbine de joasă presiune cu debite foarte mari de abur. Această soluție constructivă prezintă avantajul că, prin circulația aburului în două sensuri opuse, forțele axiale se echilibrează natural în interiorul mașinii. Divizarea debitului în două fluxuri conduce la micșorarea dimensiunilor paletelor.

La turbinele cu multe trepte arborele are o lungime prea mare, ceea ce - împreună cu alte considerente - conduce la construcții cu mai multe corpuri (fig. 6.25). Aburul circulă într-un corp într-un sens, iar în al doilea corp circulă în sens opus, pentru echilibrarea forțelor axiale. Cel de al treilea corp, de joasă presiune, este cu dublu flux.

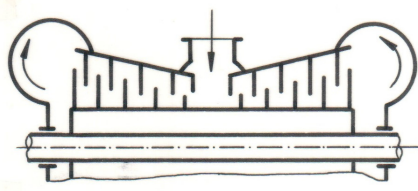


Fig. 6.24. Turbină cu dublu flux

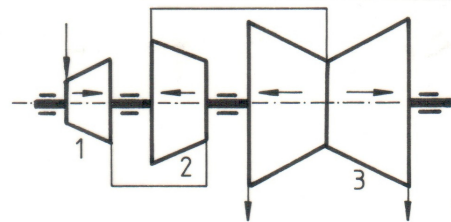


Fig. 6.25. Turbină cu trei corpuri:
1 - de înaltă presiune; 2 - de medie presiune; 3 - de joasă presiune

6.9.6. Turbine axiale și turbine radiale

Toate tipurile constructive prezentate mai sus (Laval, Curtis, Rateau, Parsons) sînt - din punct de vedere al circulației aburului - de tip axial, liniile de curent fiind situate în suprafețe de revoluție avînd axa geometrică plasată pe axa de simetrie a rotorului.

Turbinele axiale prezintă avantajele unor construcții mai simple, al unui montaj mai ușor și ale unor solicitări mecanice favorabile ale materialului în comparație cu alte tipuri. Totodată, se pot construi pentru puteri unitare foarte mari. Aceste avantaje fac ca turbinele cu abur axiale să fie foarte răspîndite în centralele termoelectrice.

Turbinele radiale au liniile de curent ale agentului plasate în plane perpendiculare pe axa de rotație. Curgerea poate fi centrifugă sau centripetă. Turbinele radiale pot fi cu acțiune sau cu reacțiune, cu una sau cu mai multe trepte.

Principiul de funcționare al turbinelor radiale este același cu principiul de funcționare al turbinelor axiale, doar direcțiile de curgere a agentului fiind diferite.

6.9.7. Turbina radială cu o treaptă

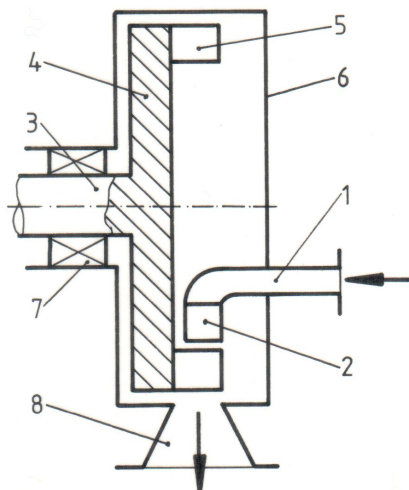


Fig. 6.26. Turbina radială
cu o treaptă: 1 - intrarea agentului;
2 - ajutor; 3 - arbore; 4 - disc;
5 - palete rotorice; 6 - carcasă;
7 - etanșare; 8 - ieșirea agentului

Schema constructivă a unei turbine radiale cu o treaptă, arătată pe fig. 6.26, conține toate elementele cunoscute de la turbina Laval. Această turbină este utilizată foarte rar și numai pentru căderi de entalpie (și puteri) mici.

6.9.8. Turbina radială cu mai multe trepte (Ljungström)

Cea mai cunoscută turbină radială cu abur, numită și turbina Ljungström, este o turbină fără ajutor pe stator, cu două rotoare contrarotative, cu mai multe trepte. Construcția turbinei se caracterizează prin existența mai multor coroane de paletă 1, paralele cu axa de rotație și dispuse pe cercuri concentrice cu aceeași axă, alternativ pe două discuri 2 așezate unul în fața celuilalt. Discurile sînt solidare cu doi arbori 3, care au axele de rotație în prelungire și se rotesc în sensuri contrare. Aburul intră în spațiul „a” dintre discuri prin niște canale „b” practicate în discuri, canale prin care se face legătura cu camerele de înaltă presiune 4, alimentate la rîndul lor prin conductele de distribuție 5. Din spațiul „a” dintre discuri aburul parcurge - de la ax spre periferie - canalele dintre paletele de pe discuri. După ce părăsește ultima treaptă, aburul este colectat sub racordul 7 și evacuat prin racordul 7. Trecerile celor doi arbori prin camerele de înaltă presiune și prin carcasă sînt prevăzute cu etanșările de joasă și de înaltă presiune 8 și respectiv 9. Etanșările 10 sînt plasate între discuri și pereții camerelor de înaltă presiune.

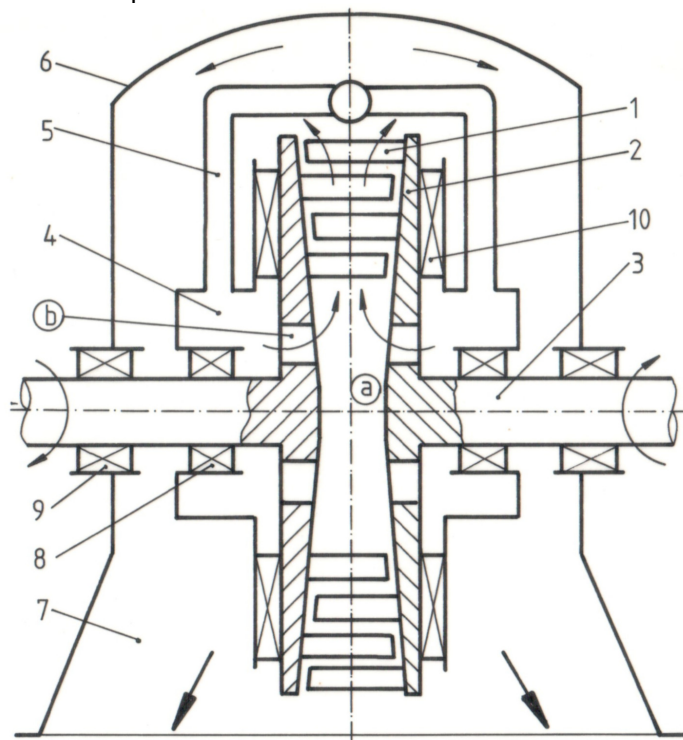


Fig. 6.27. Turbina radială cu mai multe trepte (Ljungström):

- 1 - paletă; 2 - discuri; 3 - arbori; 4 - camere de înaltă presiune;
- 5 - conducte de distribuție; 6 - carcasă; 7 - racord pentru evacuarea aburului;
- 8 - etanșări de înaltă presiune; 9 - etanșări de joasă presiune;
- 10 - etanșări laterale

Aburul se destinde în toate canalele dintre paletele, de pe ambele rotoare, turbina fiind cu reacțiune pură ($\rho = 1$).

Din cauza construcției mai complicate decât a turbinelor axiale și a repartiției nefavorabile a solicitărilor rotoarelor, turbina tip Ljungström nu poate dezvolta puteri mari. În plus, sînt necesare două generatoare electrice, cîte unul pentru fiecare arbore. Aceste considerații fac ca turbina Ljungström să fie utilizată rar.

Bibliografie

- 6.1. Creța G., Turbine cu abur și cu gaze. Ed. didactică și pedagogică, București, 1981.
- 6.2. Grecu T., Cîrdu M., Nicolau I., Turbine cu abur. Ed. Tehnică, București, 1979.
- 6.3. Grecu T., Negrea V.D., Iordache I., Dăscălescu D., Mașini mecanoenergetice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 6.4. Popa B., Vintilă Constanța, Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București 1977.
- 6.5. Ursescu D., Țîrdea I., Turbomotoare cu abur și gaze. I.P.Iași, 1981.
- 6.6. Ursescu D., Cazane și turbine cu abur și gaze. I.P.Iași, 1987.

7. INSTALAȚII DE TURBINE CU GAZE

7.1. Introducere. Definiții. Clasificare

Instalațiile de turbine cu gaze sînt ansambluri de mașini și aparate termice care asigură funcționarea turbinelor cu gaze.

Turbinele cu gaze sînt mașini termice de forță rotative, motoare, care transformă căldura (energia potențială) unor gaze în lucru mecanic disponibil la arbore.

Se construiesc instalații de turbine cu gaze care folosesc căldura rezultată din diferite procese energetice sau tehnologice (de exemplu, turbinele pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă) și instalații de turbine cu gaze cu camere de ardere, care produc gazele fierbinți prin arderea unor combustibili (de exemplu turbomotoarele din aviație, care ard kerosen).

Procesele de transformare a căldurii în lucru mecanic în turbinele cu gaze sînt asemănătoare cu procesele din turbinele cu abur cu reacțiune.

După procesul de ardere, se disting turbine cu ardere la presiune constantă, turbine cu ardere la volum constant și turbine cu generatoare de gaze cu pistoane libere.

După modul de circulație a gazelor, se deosebesc turbine cu gaze cu circuit deschis și turbine cu gaze cu circuit închis.

După modul de tratare a căldurii evacuate din turbină se observă că există instalații de turbine cu gaze fără recuperarea căldurii, cu recuperarea căldurii, cu termoficare și instalații combinate.

Se menționează că o soluție actuală și de perspectivă în realizarea instalațiilor termoenergetice este reprezentată de instalațiile de cogenerare a energiei electrice și a energiei termice, cu combinații de instalații de turbine cu gaze și cu abur, cu generatoare de abur și de apă caldă, care recuperează căldura gazelor evacuate din turbina cu gaze.

7.2. Instalații de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă

7.2.1. Schema instalației

Instalațiile de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă și cu circuit deschis (fig. 7.1) sînt foarte răspîndite la turbomotoarele pentru aviație.

Compresorul 1 (centrifug sau axial) aspiră aer direct din atmosferă și îl trimite în camera de ardere 2, în care printr-un injector 3 este pulverizat combustibilul lichid aspirat de pompa de alimentare 4 dintr-un rezervor 5. Gazele de ardere alimentează turbina cu gaze 6. Turbina cu gaze produce lucru mecanic pentru consumul propriu al instalației (antrenarea compresorului și pompei de alimentare) și lucru mecanic disponibil la arbore (folosit pentru antrenarea unui generator electric 7, a unui compresor din rețelele de transport a gazelor naturale, a unei elice etc.). Din instalație mai

fac parte un motor de pornire 8, care printr-un cuplaj 9 antrenează arborele comun 10, asigurând aerul și combustibilul necesar generării gazelor de ardere. După ce turbina cu gaze intră în sarcină motorul de pornire se decuplează.

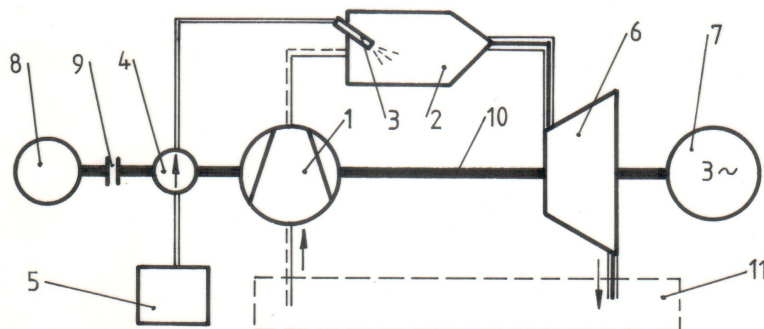


Fig. 7.1. Schema unei instalații cu turbină cu gaze cu ardere la presiune constantă: 1 - compresor; 2 - cameră de ardere; 3 - injector; 4 - pompă de alimentare; 5 - rezervor de combustibil; 6 - turbină cu gaze; 7 - generator electric; 8 - motor de pornire; 9 - cuplaj; 10 - arbore comun; 11 - atmosfera

Trebuie observat că sursele caldă și rece între care evoluează agentul sînt camera de ardere și atmosfera.

Dintr-o instalație cu turbină cu gaze mai fac parte o instalație de ungere, circuite de răcire, instalații de alimentare cu combustibil, sisteme de reglare și comandă etc.

7.2.2. Turbina cu gaze

În instalațiile cu turbine cu gaze se folosesc atît turbine axiale cît și turbine radiale.

Turbinele cu gaze axiale se întîlnesc mai ales în instalațiile de puteri mari din termocentrale și în turbomotoarele pentru aviație. Turbinele din aviație au una sau două trepte iar cele din termocentrale 3 pînă la 5 trepte. Turbinele cu gaze radiale sînt de puteri mici și se folosesc în special în grupurile turbocompresoare, pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă.

Pentru realizarea unor puteri comparabile cu cele ale turbinelor cu abur, turbinele cu gaze trebuie să prelucreze debite de agent mult mai mari ca debitele din turbinele cu abur, deoarece entalpia masică a gazelor de ardere este mai mică decît entalpia masică a aburului. Ca urmare, turbinele cu gaze sînt cu admisiune totală (au ajutaje pe toată circumferința statorului). Căderea de entalpie din turbinele cu gaze fiind relativ mică, acestea se construiesc cu una sau cîteva trepte cu reacțiune. În turbinele cu gaze creșterea volumului masic prin destinderea gazelor este mică și, din această cauză, lungimea paletelor variază foarte puțin.

Primele palete ale turbinelor cu gaze sînt foarte solicitate din cauza temperaturilor foarte ridicate. La peste 1000 °C se impune răcirea paletelor

mobile ale primei trepte și mai ales răcirea paletelor fixe, care formează ajutaje. Cu palete din oțeluri aliate cu cobalt, nichel, titan etc. temperatura la intrarea în turbinele cu gaze ajunge la circa 1200 °C.

Turbinele axiale cu gaze se exemplifică prin turbinele din turbomotoarele de aviație (fig. 7.7 și fig. 7.8).

Turbinele cu gaze de mică putere se construiesc de tip radial (fig. 7.2 - a) sau radial-axial (fig. 7.2 - b).

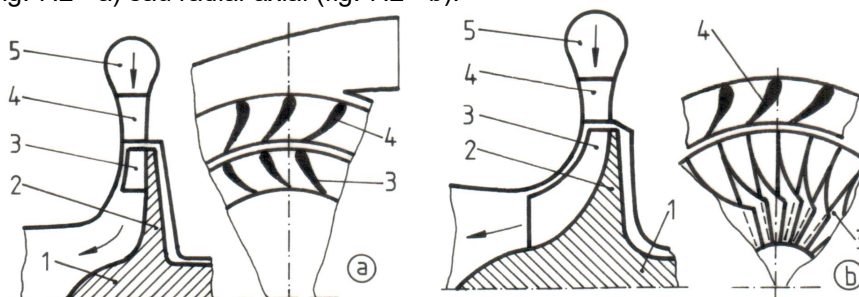


Fig. 7.2. Turbine cu gaze: a - radiale; b - radial-axiale;
1 - arbore; 2 - disc; 3 - palete; 4 - ajutaje; 5 - camera spirală

Turbinele radiale cu gaze se remarcă printr-o construcție simplă, datorată în primul rând rotorului cu palete radiale turnate pe discul de bază, construcția amintind de cea a compresoarelor centrifuge. Pe arborele 1 se află un disc de bază 2, profilat pentru a transforma curgerea radială a gazelor în curgere axială, disc prevăzută cu palete radiale (fig. 7.2 - a) sau radial-axiale, prelungite cu o parte axială curbată pentru facilitarea curgerii (fig. 7.2 - b). Pe stator, în jurul rotorului, se află paletelor fixe, între care se formează ajutajele 4. Gazele sînt distribuite pe întreaga circumferință a statorului prin camera spirală 5. Destinderea gazelor se realizează atît în stator, cît în rotor (treapta este cu reacțiune).

Un exemplu de turbină radială (fig. 6.19) prezintă o construcție bloc cu un compresor centrifug. Turbina este alimentată cu gazele de ardere evacuate dintr-un motor cu ardere internă. Compresorul supraalimentează motorul cu ardere internă.

7.2.3. Compressoarele instalațiilor de turbine cu gaze

Instalațiile de turbine cu gaze necesită debite mari de aer, la presiuni mici sau mijlocii. Această cerință este îndeplinită de compresoarele centrifuge și de cele axiale cu mai multe trepte, compresoare în care aerul are viteze ridicate. Turația compresoarelor este foarte mare (de la circa 6000 rot/min la compresoare staționare, pînă la peste 100000 rot/min în cazul turbocompressoarelor pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă).

Temperatura aerului la ieșirea din compresoarele nerăcite este de 150...250 °C. Răcirea intermediară (între trepte sau între compresoare legate în serie) micșorează temperatura aerului comprimat și lucrul mecanic consumat pentru comprimare.

Raportul de comprimare realizat în instalațiilor de turbine cu gaze

este $\pi = 5 \dots 35$, valorile mari întâlnindu-se la turbomotoarele din aviație, la care se produce și o comprimare dinamică a aerului, prin frînarea lui în secțiunea de intrare în compresor.

Turbomotoarele cu gaze din aviație sînt echipate cu compresoare axiale cu 7...10 trepte sau (la puteri mai mici) cu compresoare centrifuge duble, cu două rotoare montate în paralel și cu difuzor și cameră spirală comună.

7.2.4. Camere de ardere

Camerele de ardere la presiune constantă ale instalațiilor de turbine cu gaze se realizează în variante care se deosebesc după felul combustibilului (lichid sau gazos), după locul de utilizare (la sol sau în aviație) și după soluția constructivă.

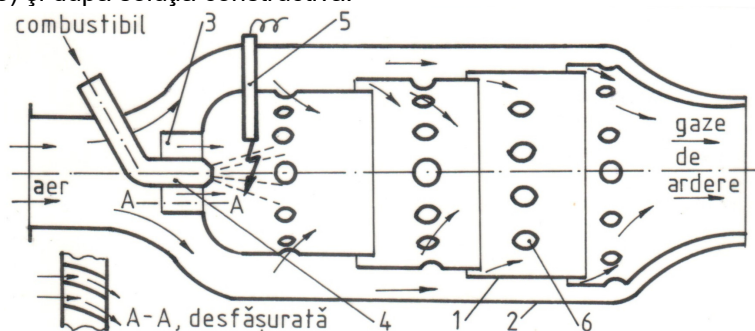


Fig. 7.3. Cameră de ardere: 1 - tub de foc; 2 - carcasă; 3 - palete pentru turbionare; 4 - injector; 5 - bujie

O cameră de ardere la presiune constantă pentru combustibil lichid (fig.7.3) este constituită dintr-un tub de foc 1, de formă cilindrică, cu diametrul în trepte, și dintr-o carcasă 2, care înconjoară tubul de foc. La intrarea aerului primar în tubul de foc se află un dispozitiv cu palete curbate 3 (un turbionator), care imprimă aerului o mișcare de vîrtej. În partea anterioară a tubului de foc se află unul sau mai multe injectoare 4 care pulverizează combustibilul lichid (în aviație - kerosen) în curentul de aer. Unul din injectoare, împreună cu o bujie 5, formează blocul de aprindere, care are rolul de a iniția arderea. În continuare, combustibilul injectat se aprinde de la flăcările din tubul de foc. Pentru stabilizarea flăcării, aerul intrat în tubul de foc este frînat prin mărirea secțiunii de trecere și cu ajutorul unor ecrane stabilizatoare de flacără (nefigurate pe fig. 7.3), ecrane care au forma unor plăci subțiri (plane sau curbate), prevăzute cu multe orificii prin care aerul ajunge în zona de ardere.

Aerul secundar circulă prin camera inelară de răcire dintre carcasă și tubul de foc și pătrunde în tubul de foc prin orificiile 6. În tubul de foc aerul curge sub forma unei pelicule subțiri pe lîngă peretele interior, protejîndu-l termic.

În camerele de ardere ale instalațiilor de turbine cu gaze arderea combustibilului se face cu un exces de aer global $\lambda = 3,5 \dots 5$, în funcție de

temperatura dorită la intrarea gazelor în turbină, gazele de ardere fiind diluate cu aer.

7.2.5. Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă (Brayton)

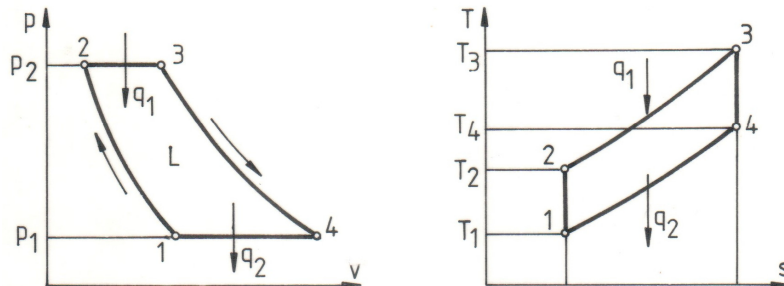


Fig. 7.4. Ciclul termodinamic al instalațiilor de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă

Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze cu ardere izobară (Brayton) este compus dintr-o comprimare izentropică 1-2, o încălzire izobară 2-3 (arderea), o destindere izentropică 3-4 și o răcire izobară 4-1.

Randamentul termic al ciclului este dat de relația:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{T_4 / T_1 - 1}{T_3 / T_2 - 1} = 1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}}, \quad (7.1)$$

deoarece din ecuația adiabatei reversibile (izentropiei) 1-2 s-a obținut:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} = \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}}, \quad (7.2)$$

unde $\pi = p_2/p_1$ este raportul de creștere a presiunii în ciclu, și deoarece prin împărțirea ecuațiilor adiabatelor reversibile 3-4 și 1-2 s-a obținut:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (7.3)$$

Relația randamentului termic al ciclului Brayton arată că gradul de utilizare a căldurii crește cu π , ceea ce explică tendința de creștere a acestui raport, tendință care se constată la toate turbomotoarele noi.

7.2.6. Ciclul real al instalațiilor cu turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă

Deoarece procesele reale de comprimare și destindere sînt politropice, iar arderea și schimbarea gazelor (evacuarea gazelor de ardere în atmosferă și aspirarea încărcăturii proaspete) se desfășoară cu variația presiunii, ciclul real al turbinei cu gaze cu ardere izobară arată ca pe fig. 7.5.

În ciclul real comprimarea politropică fără răcire se desfășoară cu un exponent variabil, $n_1 > k$, ceea ce face ca la presiunea p_2 temperatura gazului să fie $T_{2'} > T_2$. În camera de ardere are loc o micșorare a presiunii

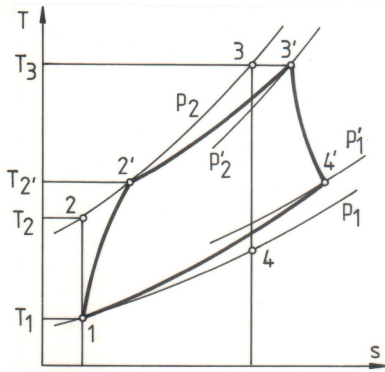


Fig. 7.5. Ciclu real al instalațiilor cu turbine cu gaze cu ardere izobară

cu $\Delta p = p_2 - p_{2'}$, ceea ce face ca la aceeași temperatură finală $T_3 = T_{3'}$ starea 3' a agentului să fie caracterizată de $s_{3'} > s_3$. Destinderea politropică 3'-4' se desfășoară cu exponent variabil pînă la presiunea $p_{1'} > p_1$, diferența de presiune $\Delta p = p_{1'} - p_1$ fiind necesară pentru învingerea pierderilor gazodinamice la schimbarea gazelor.

7.3. Instalații de turbine cu gaze cu cicluri perfecționate

Randamentul instalațiilor de turbine cu gaze simple (ca cele prezentate pe fig. 7.1.) este destul de mic, de exemplu, numai 18 % pentru o temperatură la intrare de circa 600 °C.

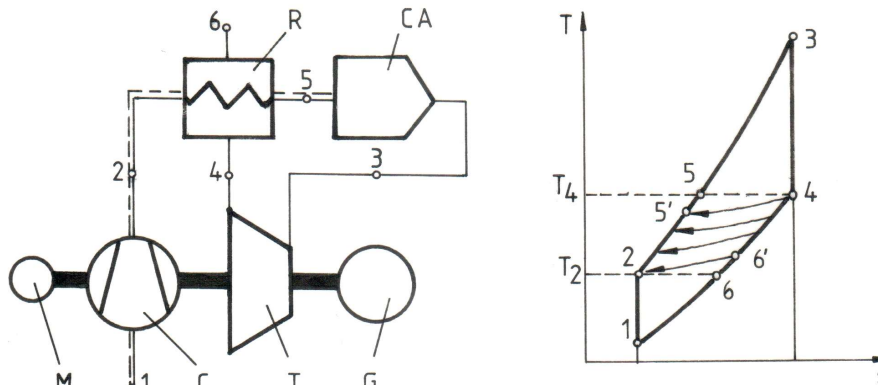


Fig. 7.6. Instalație de turbină cu gaze cu recuperarea căldurii:

M - motor de pornire; C - compresor; T - turbină; G - generator; CA - cameră de ardere; R - schimbător de căldură recuperator

Creșterea randamentului se obține prin recuperarea căldurii gazelor evacuate din turbină (a căror temperatură este mai mare decât temperatura aerului ieșit din compresor), prin răcirea intermediară a aerului în timpul comprimării (de exemplu, între două compresoare legate în serie) și prin reîncălzirea gazului între turbine legate în serie, sau între treptele unei turbine.

O instalație de turbine cu gaze cu recuperare de căldură este arătată pe fig. 7.6. Noutatea este dată de prezența schimbătorului de căldură recuperator R, amplasat între compresorul C și camera de ardere CA. În recuperator gazele de ardere ieșite din turbină cu starea 4 (avînd o

temperatură mai mare decât temperatura aerului ce iese din compresor cu starea 2) cedează aerului ieșit din compresor căldura q_r , în procesul teoretic izobar 4-6. Aerul se preîncălzește în procesul teoretic izobar 2-5. Dacă se consideră și diferențele de temperatură dintre gazele de ardere și aer, atât la intrarea cît și la ieșirea din recuperator, atunci răcirea gazelor de ardere este mai mică (procesul 4-6') decât răcirea teoretică, iar încălzirea aerului este deasemenea mai mică (procesul 2-5') decât cea teoretică.

7.4. Utilizarea instalațiilor cu turbine cu gaze în aviație

Instalațiile de turbine cu gaze, numite acum turbomotoare cu gaze, sînt folosite pe scară largă în aviația modernă. Pentru aparatele de zbor cu tracțiune prin elice, în comparație cu motoarele cu ardere internă turbomotoarele realizează, la dimensiuni comparabile, puteri mult mai mari. În cazul aparatelor de zbor cu tracțiune prin reacțiune, turbomotoarele fac posibilă obținerea vitezelor de zbor supersonice.

Se disting două tipuri de turbomotoare cu gaze: turbopropulsoare (fig. 7.7) și turboreactoare (fig. 7.8). Turbomotoarele cu gaze din aviație se construiesc cu compresoare axiale sau centrifuge, cu o cameră de ardere inelară sau cu mai multe camere de ardere tubulare plasate în jurul arborelui și cu turbine axiale cu reacțiune cu 1...3 trepte.

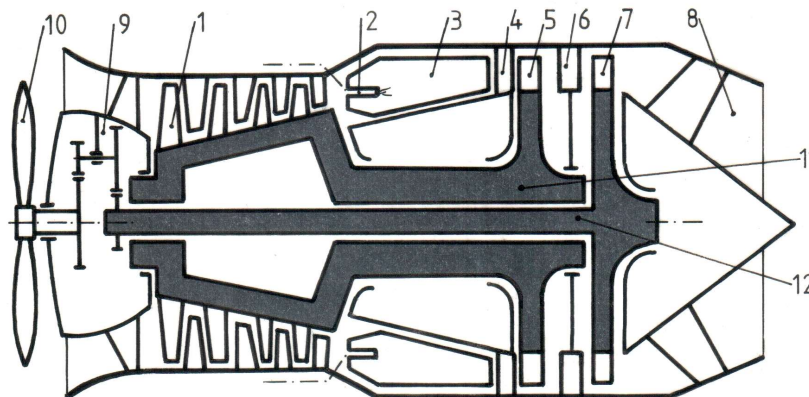


Fig. 7.7. Schema unui turbopropulsor:

- 1 - compresor; 2 - injector; 3 - camera de ardere; 4 și 6 - ajutaje;
- 5 și 7 - palete rotorice; 8 - ajutaj de reacțiune; 9 - reductor; 10 - elice;
- 11 - arbore tubular; 12 - arbore pentru antrenarea elicei

În construcția unui turbopropulsor (fig. 7.7) se disting compresorul axial 1, camera de ardere inelară 3 cu injectoarele 2, două turbine axiale cu o treaptă (ajutajele 4 și paletele mobile 5 formează prima turbină, iar ajutajele 6 și paletele mobile 7 formează turbina a doua) și ajutajul de reacțiune 8. Se observă că prima turbină antrenează compresorul prin arborele tubular 11. Turbina a doua antrenează, prin arborele 12 care trece prin arborele tubular, un reductor 9 și - prin reductor - elicea propulsoare 10. În cazul turbopropulsoarelor, tracțiunea se realizează cu elicea și prin

reacțiune, întrunindu-se avantajele de tracțiune, greutate și economicitate ale turboreactoarelor (la viteze ridicate), cât și avantajele tracțiunii cu elice (la viteze mici). Turbopropulsoarele se folosesc pe avioane proiectate să dezvolte viteze de zbor între 600...900 km / h, precum și la elicoptere.

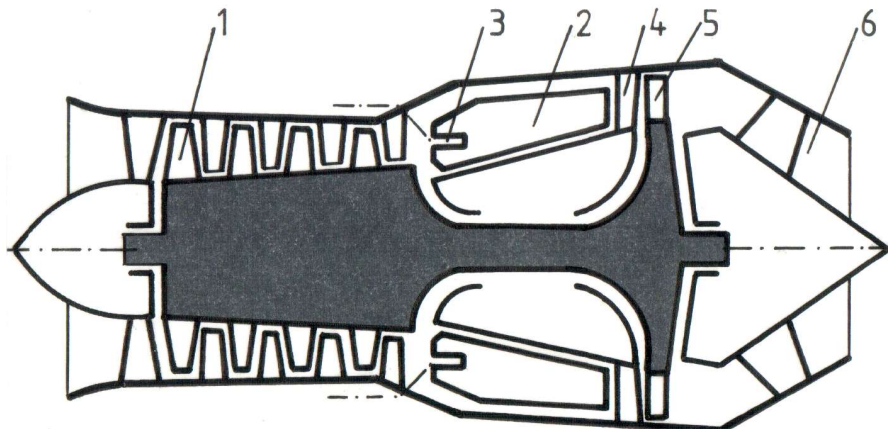


Fig. 7.8. Schema unui turboreactor:

1 - compresor; 2 - cameră de ardere; 3 - injectoare; 4 - ajutaje; 5 - palete de pe rotor; 6 - ajutaj de reacțiune

La turboreactoare (fig. 7.8) turbina cu gaze, formată din ajutajele 4 și paletele de pe rotor 5, este folosită numai pentru antrenarea compresorului 1. Aici se observă că energia gazelor de ardere este folosită parțial în turbină, iar restul se folosește în ajutajul de reacțiune pentru accelerarea gazelor, ajutaj care creează forța de tracțiune prin reacțiune. Turboreactoarele se utilizează pe aparatele de zbor cu viteze apropiate sau mai mari ca viteza sunetului.

Bibliografie

- 8.1. Popa B., Vintilă Constanța, Termotehnică și mașini termice. Ed. didactică și pedagogică, București 1977.
- 8.2. Ursescu D., Țîrdea I., Turbomotoare cu abur și gaze. I.P.Iași, 1981.
- 8.3. Ursescu D., Cazane și turbine cu abur și gaze. I.P.Iași, 1987.

8. INSTALAȚII FRIGORIFICE

8.1. Introducere. Definiții. Clasificări

Frigul are numeroase utilizări casnice și industriale (în industria alimentară, la pescuit oceanic etc.)

Frigul este o mărime convențională similară căldurii, cu care este egal ca valoare, dar opus ca semn. Frigul se măsoară în aceleași unități ca și căldura.

Instalațiile frigorifice pot realiza două funcții:

- producerea frigului artificial, operațiune care constă în coborîrea și menținerea temperaturii unui corp sub temperatura mediului;
- încălzirea termodinamică, ce constă în ridicarea și menținerea temperaturii unui corp peste temperatura mediului ambiant folosind căldura din mediu sau din surse cu temperatura apropiată de cea a mediului ambiant.

Prima funcție este realizată de instalațiile frigorifice propriu-zise, iar a doua funcție este realizată de pompele de căldură.

În general, frigul se poate produce pe seama unor procese fizice de schimbare a stării de agregare a corpurilor, procese care se desfășoară cu consum de căldură: topirea gheții, sublimarea (de exemplu, trecerea bioxidului de carbon solid în stare gazoasă), vaporizarea (de exemplu, trecerea amoniacului lichid în stare gazoasă).

În utilizări casnice și în tehnică frigul se produce numai prin procese de vaporizare. Aceste procese de vaporizare intră în componența unor cicluri termodinamice inversate. Într-un ciclu termodinamic inversat agentul frigorific preia prin vaporizare căldură de la corpul răcit și, în urma unui proces de comprimare a vaporilor, o transportă la o temperatură ridicată și o disipă în mediul înconjurător. Ciclul frigorific ideal (ciclul Carnot inversat cu gaz perfect) produce frig cu consum minim de energie pentru comprimare.

După felul procesului de comprimare, se disting trei tipuri principale de instalații frigorifice:

- cu comprimare mecanică cu vapori;
- cu comprimare termochimică (cu absorbție și cu absorbție - difuzie);
- cu comprimare dinamică (cu ejector).

8.2. Agenți frigorifici

Agenții de lucru folosiți în instalațiile frigorifice, numiți în continuare agenți frigorifici, sînt substanțe care au (la presiunea atmosferică) temperatura de fierbere între +60 °C și -130 °C.

Agenții frigorifici trebuie să îndeplinească criteriile termodinamice (temperatură de fierbere scăzută, căldură de fierbere mare, etc.), criteriile tehnice (să nu corodeze metalele), criteriile economice (preț, disponibilitate pe piață) și criteriile ecologice (toxicitate, inflamabilitate, influența asupra ozonului din atmosferă etc.)

Tabelul 9.1.

Caracteristici principale ale unor agenți frigorifici

Agentul			Masă moleculară	Caracteristici de vaporizare					Caracteristici de condensare					Clasa de toxicitate
Denumirea	Simbol chimic	Simbol convențional		Temperatură de vaporizare, °C	Presiunea de vaporizare, MPa	Volum masic		Căldura de vaporizare, kJ/kg	Temperatura de vaporizare, °C	Presiunea de vaporizare, MPa	Volum masic		Căldura de vaporizare, kJ/kg	
						al vaporilor, m ³ /kg	al lichidului, 10 ⁻³ m ³ /kg				al vaporilor, m ³ /kg	al lichidului, 10 ⁻³ m ³ /kg		
Amoniac	NH ₃	R - 171	17,03	-10	0,291	0,42	1,53	1297	30	1,168	0,11	1,68	1147	2
				-15	0,242	0,51	1,52	1310	25	1,000	0,13	1,66	1168	
				-20	0,190	0,62	1,50	1327	20	0,853	0,15	1,64	1189	
Bioxid de sulf	SO ₂	-	64,06	-10	0,101	0,33	0,69	389	30	0,450	0,08	0,74	347	1
				-15	0,008	0,40	0,68	393	25	0,382	0,09	0,73	356	
				-20	0,006	0,50	0,67	398	20	0,333	0,10	0,72	360	
Clorură de metil	CH ₃ Cl	R - 40	50,49	-10	0,177	0,23	1,02	414	30	0,647	0,07	1,11	368	3-4
				-15	0,146	0,28	1,01	418	25	0,569	0,08	1,10	377	
				-20	0,118	0,34	1,00	427	20	0,490	0,09	1,08	381	
Freon 12	CF ₂ Cl ₂	R - 12	120,92	-10	0,219	0,08	0,70	159	30	0,746	0,02	0,77	132	6
				-15	0,182	0,09	0,69	161	25	0,647	0,03	0,76	142	
				-20	0,151	0,11	0,68	163	20	0,569	0,03	0,75	146	

Proprietățile termodinamice și toxicitatea unor agenți frigorifici sînt prezentate în tabelul 8.1.

Amoniacul (NH_3) este un gaz incolor, cu miros pătrunzător, care irită ochii și nasul. În concentrații mari provoacă moartea. Nu atacă oțelul, dar în prezența apei atacă cuprul și aliajele sale. Se păstrează în butelii vopsite în galben. Se folosește în instalații industriale, pentru obținerea temperaturilor pînă la -65°C .

Bioxidul de sulf (SO_2) este foarte toxic, fiind utilizat în instalații capsulate. În prezența apei atacă oțelul.

Freonii, numiți și A.F.H. (agenți frigorifici halogenați) sînt derivați dublu halogenați ai unor hidrocarburi saturate ($\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$), în care atomii de H au fost înlocuiți parțial sau total cu atomii de Cl și F. Formula chimică generală a freonilor este $\text{C}_m\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z$, în care $x+y+z = 2m+2$. Toxicitatea și acțiunea corozivă a freonilor scad cu mărimea lui y. Cei mai folosiți freoni sînt derivații metanului (CH_4) și etanului (C_2H_6).

Agenții frigorifici se notează convențional cu litera R urmată de un număr. Pentru notarea freonilor se aplică următoarele reguli:

- la derivații fără atomi de H, prima cifră este 1 pentru derivații din metan, 11 pentru derivații din etan, 21 pentru derivații propanului și 31 derivați butanului, după care se pune numărul atomilor de fluor (de exemplu, CF_2Cl_2 se notează R-12);

- la derivații cu atomi de H, numărul acestora se adaugă, la derivații metanului, la prima cifră, iar la ceilalți derivați se adaugă la a doua cifră (de exemplu, $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ se notează R-143).

Principalele avantaje ale freonilor, alături de proprietățile termodinamice favorabile, sînt neutralitatea chimică, toxicitatea redusă și lipsa pericolului de explozie.

În prezent, pe plan mondial se manifestă o tendință tot mai energică de limitare a folosirii freonilor în instalațiile frigorifice sau pentru alte utilizări (spray-uri etc.), deoarece s-a observat că freonii dăunează atmosferei. Astfel, freonii contribuie la efectul de seră și produc modificări structurale ale distribuției ozonului în atmosferă, reducerea stratului de ozon din atmosferă și, prin aceasta, diminuarea rolului protector împotriva radiațiilor, pe care îl îndeplinește ozonul.

Ca urmare, se caută și încep să se folosească tot mai mulți agenți frigorifici, numiți „ecologici”, ca înlocuitori ai freonilor clasici. Între agenții ecologici se numără izopentanul, normal butanul, propanul și unii freoni mai puțin poluanți, cum ar fi R22 (CHF_2Cl), recomandat în loc de R12, sau tetrafloretanul R134 ($\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$).

După toxicitate, agenții frigorifici se împart în 6 clase [8.8. Vol. I, pag. 74], ca în tabelul 8.2.

8.3. Instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori

8.3.1. Introducere. Clasificare

Instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică a vaporilor reprezintă cel mai răspîndit tip de instalații frigorifice (aici înscriindu-se și frigiderul casnic).

Clasele de toxicitate ale agenților frigorifici

Clasa	Caracterizarea toxicității clasei
1	Amestecul volumic 0,5...1 % în aerul aspirat este mortal după 5 minute.
2	Amestecul volumic 0,5...1 % în aerul aspirat este mortal după o oră.
3	Amestecul volumic 2,0...2,5 % în aerul aspirat este mortal după o oră sau are efect ireversibil de paralizie.
4	Amestecul volumic 2,0...2,5 % în aerul aspirat începe să fie dăunător după două ore.
5	Amestecul volumic pînă la 20 % în aerul aspirat nu produce vătămări ireversibile după două ore.
6	Amestecul volumic pînă la 20 % în aerul aspirat nu are nici o acțiune după două ore.

Se disting următoarele tipuri de instalații frigorifice cu comprimare mecanică a vaporilor: cu o treaptă de comprimare, cu două trepte de comprimare și instalații în cascadă.

8.3.2. Instalația frigorifică cu o treaptă de comprimare

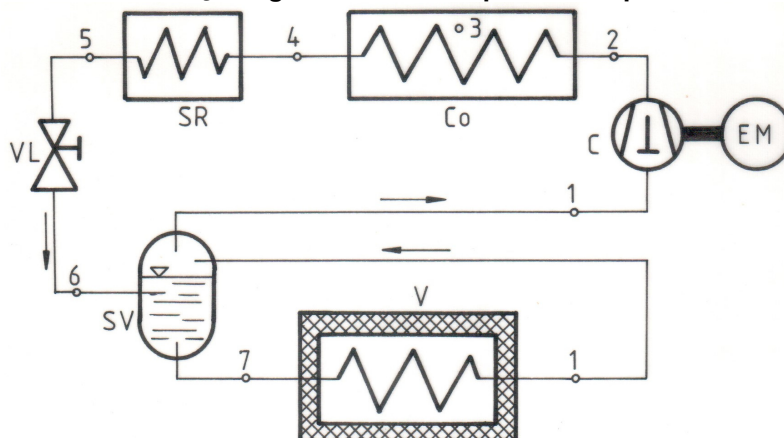


Fig. 8.1. Schema instalațiilor frigorifice cu o treaptă de comprimare mecanică a vaporilor: V - vaporizator; C - compresor; Co - condensator; SR - subrăcitor; VL - ventil de laminare; SV - separator de vapori

Instalația are în compunerea sa un vaporizator V, în care se produce și se menține temperatura scăzută, un compresor C (cel mai des - compresor cu piston), un condensator de vapori Co, un subrăcitor de lichid SR (care poate lipsi), un ventil de laminare VL (sau un alt organ de laminare) și un separator de vapori SV (care poate lipsi).

Funcționarea instalației este prezentată pe diagramele T-s și i-s

(fig. 8.2), stările termodinamice caracteristice ale agentului fiind notate cu aceleași cifre ca intrările și ieșirile din elementele instalației.

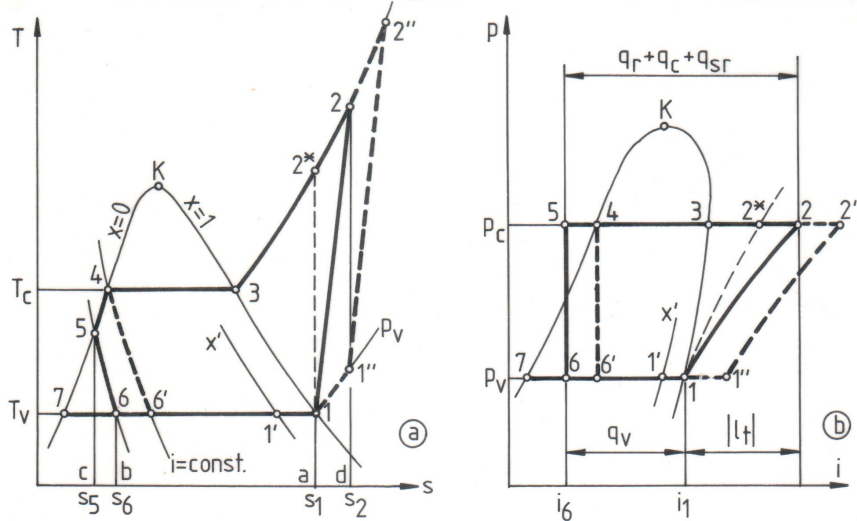


Fig. 8.2. Ciclu termodinamic al instalației frigorifice cu comprimare mecanică de vapori

Un ciclu frigorific cu comprimare mecanică de vapori cu o treaptă reprezintă succesiunea următoarelor procese:

- comprimarea vaporilor 1-2;
- răcirea vaporilor supraîncălziți 2-3;
- condensarea vaporilor saturați 3-4;
- subrăcirea condensului (lichidului) 4-5;
- destinderea (laminarea) agentului lichid 5-6;
- vaporizarea agentului lichid 6-1.

Vaporii de agent frigorific produși în vaporizator intră în compresor cu starea teoretică 1, adică saturați uscați. Comprimarea teoretică este izentropică (1-2*). Comprimarea reală este un proces politropic 1-2, cu exponent mediu $n > k$. Dacă vaporii ieșiți din vaporizator sînt saturați umezi ($x' < 1$), atunci între vaporizator și compresor trebuie introdus un separator de vapori SV, evitîndu-se astfel intrarea lichidului în compresor. În cazul supraîncărcării de lungă durată a instalației, ca și la pornire, vaporii care ies din vaporizator sînt ușor supraîncălziți (starea 1''), avînd temperatura mai mare ca temperatura vaporilor saturați. În absența separatorului de vapori SV, comprimarea reală a vaporilor supraîncălziți este 1'' - 2''.

În compresor vaporii preiau cantitatea de căldură q_{comp} , echivalentă cu lucrul mecanic de comprimare.

În schimbătorul de căldură Co vaporii supraîncălziți (cu starea 2) se răcesc în procesul izobar 2-3 pînă la temperatura de saturație T_c , la care se condensează în procesul izobar 3-4. În procesele de răcire și de condensare agentul frigorific cedează căldură aerului sau apei de răcire, ceea ce impune

respectarea condiției ca temperatura de condensare să fie mai mare ca temperatura mediului ($T_c > T_0$). La ieșirea din condensator (starea 4) agentul este lichid și are presiunea p_c și temperatura T_c . În schimbătorul de căldură SR, în care lichidul își micșorează temperatura în procesul izobar 4-5, subrăcirea se face cu transmitere de căldură către aerul sau apa de răcire (sau, uneori, către vaporii reci de agent). Subrăcirea îmbunătățește eficiența instalației frigorifice. În instalații simple subrăcirea poate lipsi.

Agentul lichid cu presiune ridicată p_c trece printr-un dispozitiv de reducere a presiunii (ventilul de laminare VL, un tub capilar etc.) și, într-un proces la entalpie constantă $i_5 = i_6$ (de laminare) ajunge la presiunea scăzută p_v , careia îi corespunde temperatura de saturație scăzută T_v . În starea 6 agentul frigorific laminat se află în stare de vaporii saturați umezi, cu titlul x_6 .

Vaporii saturați umezi reci ieșiți din ventilul de laminare VL intră în separatorul SL unde se stratifică (se separă), la baza vasului adunându-se lichid ($1-x_6$), iar în partea superioară adunându-se vaporii uscați (partea x din amestec), care se alătură vaporilor veniți din vaporizator cu starea 1. Lichidul alimentează vaporizatorul V, iar vaporii sînt aspirați de compresor.

Pe diagrama T-s cantitatea de căldură preluată de agent din vaporizator este dată de aria de sub curba transformării A_{61ab} , iar cantitatea de căldură cedată mediului este A_{2345cd} .

Pe diagrama p-i (fig. 8.2-b) cantitățile de căldură schimbate se calculează direct, ca segmente pe axa entalpiei masice. Cantitățile de căldură pot fi obținute aplicînd fiecărei transformări cea de a doua expresie analitică a primului principiu al termodinamicii:

$$dq = di - vdp. \quad (2.75)$$

Procesul de comprimare real (1-2) se caracterizează prin $dq = 0$, deci prin integrarea ecuației (2.75) se obține lucrul mecanic necesar:

$$\int_1^2 v dp = |l_t| = i_2 - i_1. \quad (8.1)$$

Procesele de răcire a vaporilor supraîncălziți, de condensare a vaporilor saturați și de subrăcire a condensului sînt procese izobare ($dp = 0$), astfel că pentru cantitățile de căldură cedate mediului înconjurător se obțin relațiile:

$$|q_r| = |q_{23}| = i_2 - i_3; \quad (8.2)$$

$$|q_c| = |q_{34}| = i_3 - i_4; \quad (8.3)$$

$$|q_{sr}| = |q_{45}| = i_4 - i_5. \quad (8.4)$$

În procesul de laminare $di = 0$ și relația (2.75) ia forma:

$$q_{56} = \int_5^6 dq = - \int_5^6 v dp = \int_5^6 T ds, \quad (8.5)$$

arătînd că lucrul mecanic de destindere în ventilul de laminare se transformă în căldură.

În procesul de vaporizare izobară $dp = 0$, cantitatea de căldură

preluată fiind:

$$q_v = i_1 - i_6 . \quad (8.6)$$

Eficiența frigorifică a ciclului analizat este dată de relația:

$$\varepsilon = \frac{q_v}{|l_t|} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1} . \quad (8.7)$$

Pentru a aprecia practic capacitatea de răcire a instalației frigorifice, se introduce mărimea putere frigorifică, P_f , care reprezintă debitul de căldură evacuată din spațiul răcit:

$$P_f = \dot{m} q_v . \quad (8.8)$$

Funcționarea reală a instalației frigorifice este însoțită de pierderi de presiune, care apar la curgerea agentului prin vaporizator și prin condensator. Pe fig. 8.3, care reprezintă un ciclu frigorific real, se observă că, față de presiunile de referință de vaporizare p_v și de condensare p_c , apar variațiile de presiune Δp_v și respectiv Δp_c . Deoarece procesul de răcire și condensare a vaporilor se desfășoară cu cedarea căldurii către mediul înconjurător, diferența Δp_c influențează puțin procesul. În schimb, diferența Δp_v mărește nedorit temperatura de vaporizare, uneori chiar cu câteva °C.

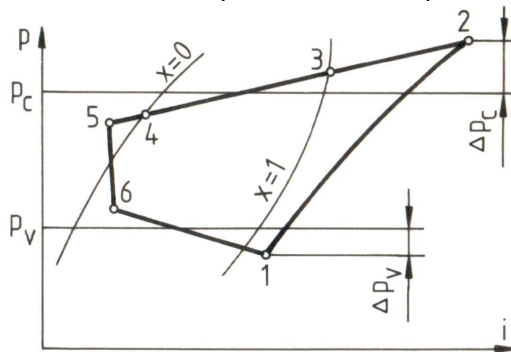


Fig. 8.3. Ciclul real al instalației frigorifice cu o treaptă de comprimare

8.3.3. Instalația frigorifică cu două trepte de comprimare și cu răcire intermediară

Instalația frigorifică cu două trepte de comprimare este construită după schema din fig. 8.4 și funcționează după ciclul prezentat pe fig. 8.5.

Instalația se caracterizează prin divizarea comprimării în procesele 1-2 și 3-4, fiecare fiind efectuat în altă treaptă de compresor. Între comprimări se intercalează procesul de răcire izobară 2-3 (la p_i), proces care se desfășoară într-un recipient intermediar RI, în care vaporii supraîncălziți din prima treaptă cedează căldură unui debit mai mic de agent cu starea termodinamică 8, agent laminat în ventilul VL-1 pînă la presiunea p_i .

O altă particularitate a instalației frigorifice cu două trepte este aceea că debitul de lichid subrăcit (aflat în starea 7) se împarte în două debite cu funcții diferite: debitul \dot{m}_1 este laminat în ventilul VL-1 de la p_c la p_i și servește (prin evaporare) la răcirea vaporilor supraîncălziți și la subrăcirea debitului \dot{m}_2 , care trece printr-o serpentină plasată în recipientul RI. După subrăcire debitul de agent \dot{m}_2 este laminat în ventilul VL-2 pînă la p_v , trece prin separatorul de vapori SV și apoi alimentează vaporizatorul.

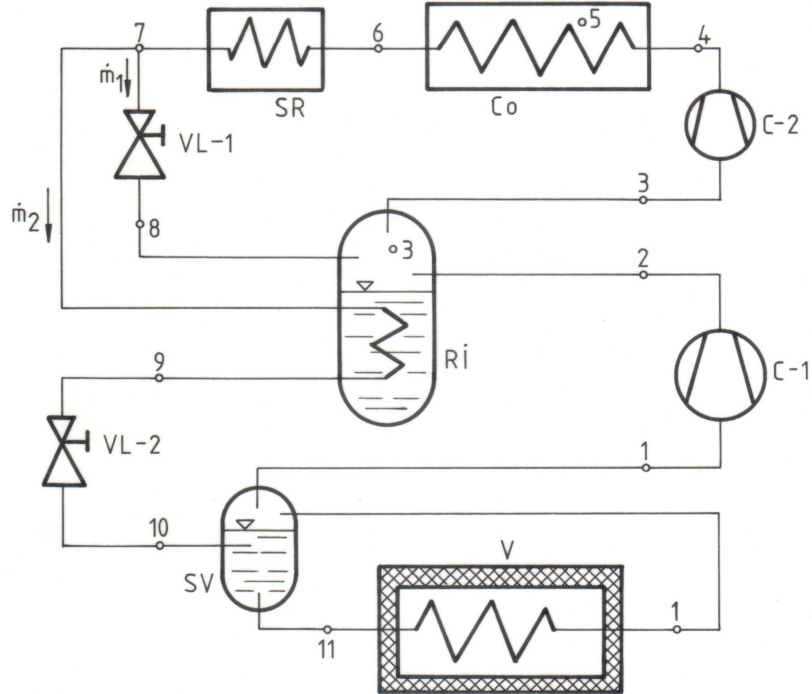


Fig. 8.4. Schema instalației frigorifice cu două trepte de comprimare mecanică a vaporilor: V- vaporizator; C-1 și C-2 - trepte de compresor; Ri - recipient intermediar; Co - condensator; SR - subrăcitor; VL-1 și VL-2 - ventile de laminare; SV - separator de vapori

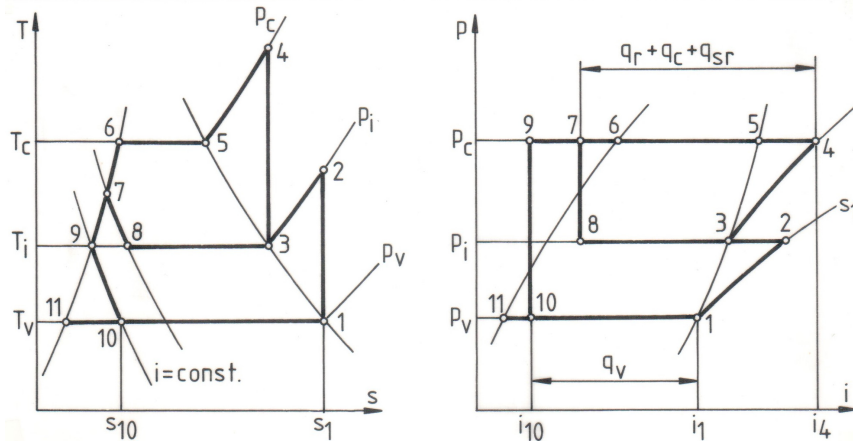


Fig. 8.5. Ciclul termodinamic al instalației frigorifice cu două trepte de comprimare mecanică a vaporilor

Trebuie remarcat caracterul convențional al reprezentării ciclului termodinamic al instalației frigorifice cu două trepte, deoarece diagramele

termodinamice ale agenților frigorifici sînt elaborate pentru 1 kg de agent, iar în instalație debitul unitar apare numai în procesele 3-4-5-6-7, în timp ce în procesele 7-8-3 evoluează debitul $\dot{m}_1 < 1$ kg, iar în procesul 7-9-10 evoluează debitul $(1 - \dot{m}_1)$ kg.

Instalația frigorifică cu 2 trepte prezintă două avantaje consistente: economia de lucru mecanic de comprimare și posibilitatea de a realiza două temperaturi scăzute, T_v în vaporizator și T_r în recipientul intermediar.

8.3.4. Instalații frigorifice în cascadă

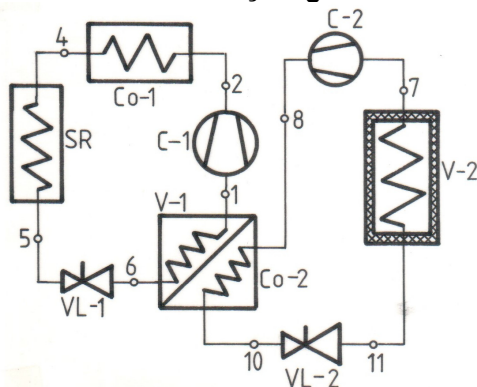


Fig. 8.6. Instalație frigorifică în cascadă

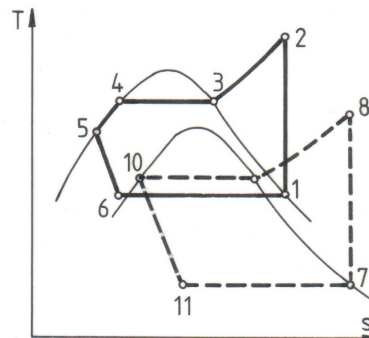


Fig. 8.7. Diagrama T-s a unei instalații frigorifice în cascadă

În instalațiile frigorifice cu 2 sau mai multe trepte de comprimare și care utilizează un singur agent, raportul $\pi = p_c / p_v$ este limitat la valori maxime $\pi = 100 \dots 110$, ceea ce corespunde unei diferențe de temperatură $T_c - T_v = 100 \dots 120$ °C. Aceste limitări sînt impuse de parametrii punctului triplu și ai punctului critic al agenților frigorifici, ca și de faptul că presiunea de condensare p_c nu poate fi coborîtă sub circa 0,1 bar, deoarece prin creșterea volumului masic al vaporilor comprimarea mecanică devine neeconomică. În plus, presiunea scăzută sporește pericolul intrării aerului în vaporizator. Toate aceste motive conduc la faptul că la temperaturi de condensare obișnuite (30...40 °C) se pot obține temperaturi scăzute (minime) de circa -70°C.

Pentru a obține temperaturi mai scăzute se folosesc instalații frigorifice în cascadă (fig. 8.6). Instalațiile frigorifice în cascadă sînt compuse din două sau trei instalații frigorifice cuplate între ele prin schimbătoare de căldură în care căldura de fierbere a unui agent este căldura de condensare a celui de al doilea. În cascada din fig. 8.6 cuplarea ciclurilor se face în aparatul V-1/Co-2. Reprezentarea pe diagrama T-s este convențională, deoarece în cele două cicluri se folosesc agenți diferiți. În ciclul 123456 (cu temperatura $T_{v1} < T_{c2}$) se folosește ca agent R12 sau R22, iar în circuitul de temperatură foarte scăzută se folosește R13, R23, metan, etilenă sau azot (cu care se poate coborî pînă la -196°C).

8.4. Instalații frigorifice cu absorbție

8.4.1. Agenți de lucru pentru instalații frigorifice cu absorbție

În instalațiile frigorifice cu absorbție comprimarea vaporilor reci de agent frigorific se realizează termodinamic, folosind energie termică.

Agenții de lucru din instalația frigorifică cu absorbție sînt soluții binare, formate din componenți cu temperaturi de fierbere foarte diferite (componenții fiind la aceeași presiune de saturație). Componentul cu temperatura de fierbere T_v'' joasă este agentul frigorific, iar componentul cu temperatură de fierbere înaltă este numit absorbant. Cele mai folosite soluții binare sînt soluția $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (cu temperaturi normale de fierbere de $-33,4^\circ\text{C}$ și respectiv 100°C la p_N) și soluția $\text{H}_2\text{O-BrLi}$ (bromura de litiu avînd temperatura normală de fierbere 1065°C).

Starea termodinamică a unei soluții binare este precizată prin presiune, prin temperatură și prin compoziția masică a soluției. Compoziția masică se definește prin concentrația unui component:

$$\xi = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} + m_{\text{H}_2\text{O}}} \quad \text{sau} \quad \beta = \frac{m_{\text{BrLi}}}{m_{\text{BrLi}} + m_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (8.9)$$

în care ξ este concentrația de NH_3 în soluția hidroamoniacală, β este concentrația de BrLi în soluția $\text{H}_2\text{O-BrLi}$, m_{NH_3} este masa de NH_3 , m_{BrLi} este masa de BrLi și $m_{\text{H}_2\text{O}}$ este masa apei din soluțiile respective.

Fierberea soluțiilor binare se deosebește fundamental de fierberea lichidelor simple componente. La presiune constantă, fierberea soluțiilor binare se desfășoară cu variația temperaturii, așa cum se arată în diagrama $T\text{-}\xi$ din fig. 8.8 (pentru soluția hidroamoniacală).

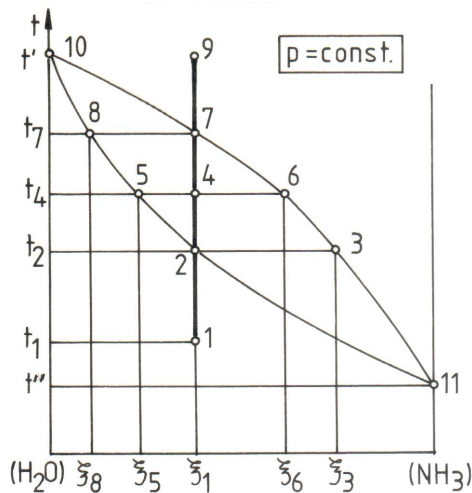


Fig. 8.8. Fierberea soluției hidroamoniacale

Analiza procesului de fierbere a soluției binare începe cu alegerea unei stări inițiale oarecare 1, caracterizată prin p_1 , t_1 și ξ_1 . Încălzirea lichidului la presiune constantă în procesul 1-2 se caracterizează prin menținerea constantă a concentrației ξ_1 și prin creșterea temperaturii pînă la t_2 . În starea 2 începe fierberea. Primii vapori produși prin fierberea lichidului ce are concentrația ξ_1 au temperatura t_1 și o concentrație $\xi_3 > \xi_1$, deoarece amoniacul părăsește soluția mai repede decît vapori de lichid. Prin continuarea degajării de vapori bogați în agent frigorific, concentrația lichidului

Funcționarea instalației este analizată pe o diagramă $i-\xi$, diagramă specifică acestor instalații. Pe diagrama $i-\xi$ (fig. 8.10) sînt trasate curbele limită (care unesc punctele de început de fierbere - starea de lichid - și de sfîrșit de fierbere - starea de vapori saturați uscați) în funcție de ξ , pentru presiunile de vaporizare p_v și de condensare p_c , precum și cîteva izoterme în zona vaporilor saturați umezi, izoterme care sînt linii înclinate. Curbele limită evidențiază variația temperaturii de saturație în funcție de concentrație. Forma geometrică a curbelor limită se deduce din curbele din fig. 8.8, ținînd seama că în relația de legătură $\Delta i = c_p \Delta t$ mărimea c_p este variabilă. Distanțarea pe verticală (axa i) a curbelor limită a lichidului saturat și a vaporilor saturați uscați este datorată căldurii latente de vaporizare.

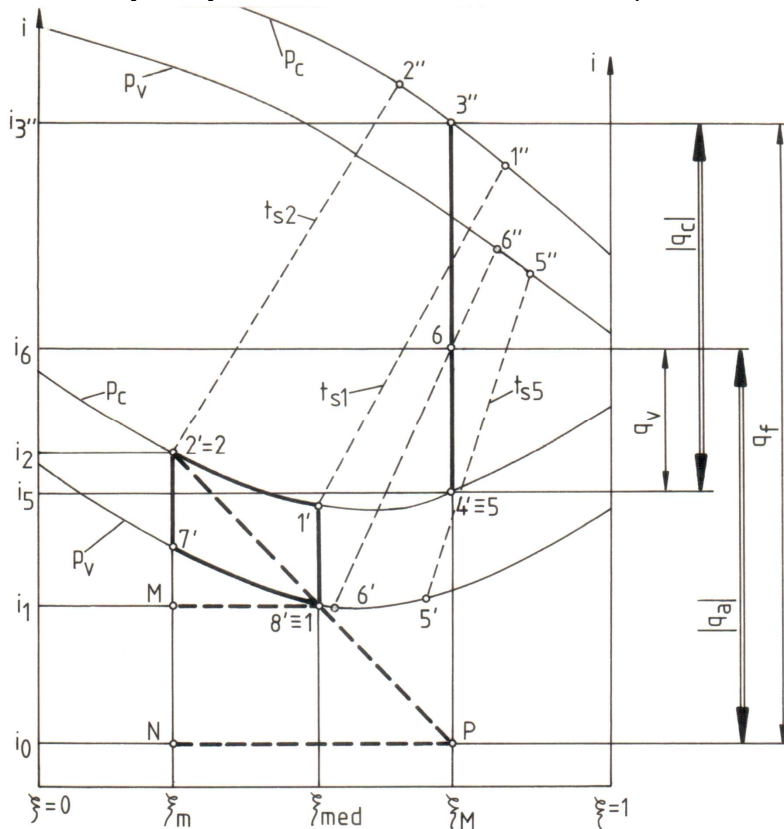


Fig. 8.10. Funcționarea instalației frigorifice cu absorbție cu $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Soluția lichidă de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ care iese din absorbitorul A are concentrația ξ_{med} , presiunea p_v și temperatura scăzută t_v , fiind reprezentată pe diagramă de starea $8'$, semnificația notației explicîndu-se la sfîrșitul prezentării ciclului de funcționare a instalației frigorifice cu absorbție. În pompa P presiunea crește de la p_v la p_c , concentrația rămîne constantă, iar

entalpia variază nesemnificativ, astfel că starea termodinamică 1 coincide pe diagrama i - ξ cu starea 8'.

În fierbător soluția binară se încălzește pînă la temperatura de saturație t_{s1} , în procesul 1-1', în care presiunea p_c și concentrația ξ_{med} rămîn constante. Primii vapori formați sînt la presiunea p_c și la temperatura t_{s1} , starea lor fiind $1'' = p_c \cap t_{s1}$. În timpul fierberii izobare concentrațiile vaporilor produși și a lichidului rămas scad, în timp ce temperatura crește. La sfîrșitul fierberii, în starea 2', lichidul are presiunea p_c , temperatura $t_{s2} > t_{s1}$ și concentrația minimă $\xi_m < \xi_{med}$ ($2' = p_c \cap t_{s2}$), iar ultimii vapori au starea 2''. Deci, procesul de fierbere este 1'-2', iar vaporii produși au concentrația variabilă, de la aceea corespunzătoare stării 1'' pînă la aceea corespunzătoare stării 2''. Vaporii produși au o concentrație medie notată $\xi_{3'} = \xi_M$, starea lor fiind reprezentată prin punctul 3''. Indicele M arată că aceasta este cea mai mare concentrație a amestecului binar întîlnită în instalație.

Vaporii calzi foarte bogați în NH_3 intră în condensator cu starea 3'' și cedează căldura de condensare către agentul de răcire, condensîndu-se într-un proces în care mărimile p_c și ξ_M rămîn constante. Sfîrșitul condensării este $4' = p_c \cap \xi_M$. Deci, condensarea este reprezentată de procesul 3''-4' și se desfășoară cu scăderea temperaturii (invers fierberii, proces în timpul căruia temperatura crește).

Urmează laminarea lichidului, proces în care presiunea scade de la p_c la p_v , între stările 4' și 5. În timpul laminării entalpia este constantă și concentrația nu se modifică, astfel că $5 \equiv 4'$. Prin laminare se obține un amestec de lichid și vapori aflat la o temperatură de saturație scăzută ($t_{s5} < t_{s3''}$) și format (în cea mai mare parte) din lichid la saturație cu starea 5' și din vapori saturați uscați cu starea 5''. Stările 5' și 5'' sînt intersecțiile izotermei t_{s5} cu curbele limită de presiune scăzută p_v .

În continuare, în vaporizatorul V, soluția lichidă laminată (rece) preia căldură din spațiul care trebuie răcit, vaporizîndu-se în procesul 5-6, în care $p_v = \text{const.}$, $\xi_M = \text{const.}$ iar entalpia masică crește. La ieșirea din vaporizator, în starea 6, agentul de lucru are temperatura $t_{s6} > t_{s5}$, fiind compus din puțin lichid la saturație (cu starea 6') și din vapori supraîncălziți (cu starea 6''). Punctele 6' și 6'' sînt intersecțiile izotermei t_{s6} cu curbele limită p_v .

Notă. Trebuie reținut faptul că în procesele de fierbere și de condensare a soluției binare temperatura variază. Temperatura crește în timpul fierberii și scade în timpul condensării.

Soluția lichidă săracă (cu ξ_m) ieșită din fierbător cu starea 2' este laminată în ventilul VL-2 de la p_c pînă la p_v și t_{s2} . Sfîrșitul laminării (starea 2) are aceeași entalpie ca starea inițială ($i_2 = i_{2'}$) și aceeași concentrație ξ_m , deci $2 \equiv 2'$. În 2 agentul este un amestec format în cea mai mare parte din

soluție lichidă la presiune joasă, cu starea 2' și din puțini vapori saturați umezi cu starea 2'' = $p_c \cap t_{s2}$.

Amestecul de lichid și vapori (cu starea 2) avînd concentrația minimă ξ_m intră în absorbitorul A, în care se întîlnește cu soluția binară rece cu concentrația ξ_M provenită din vaporizator (starea 6).

În absorbitor amestecul de lichid și vapori cu starea 2 se răcește la presiunea $p_v = \text{const.}$, într-un proces cu $\xi_m = \text{const.}$, pînă în starea 7' = $p_v \cap \xi_m$. . Apoi, soluția lichidă la saturație avînd starea 7' absoarbe vaporii foarte concentrați proveniți din vaporizator, într-un proces 7'–8' în care la presiunea $p_v = \text{const.}$ concentrația soluției obținute crește de la ξ_m pînă la ξ_{med} .

Procesul de absorbție este procesul principal al instalației frigorifice analizate. Procesul se bazează pe proprietatea soluției binare sărace în NH₃ (aflată la o temperatură mai ridicată ca o vaporilor reci bogăți în NH₃ (cu ξ_M) cu care este pusă în contact) de a condensa și absorbi în totalitate vaporii bogăți în NH₃, mărindu-și concentrația la ξ_{med} . Căldura de condensare a vaporilor reci este evacuată din absorbitor, fiind preluată de apa de răcire a absorbitorului. Așadar, în absorbitor se realizează trecerea căldurii de la un corp cu temperatură coborîtă (vapori reci proveniți din vaporizator) la un corp cu temperatură mai ridicată (soluția lichidă ieșită din fierbător) precum și disiparea căldurii în mediul înconjurător cu ajutorul apei de răcire.

Starea finală 8' a procesului de absorbție 7'–8' se caracterizează prin presiunea joasă p_v și concentrația medie ξ_{med} , fiind identică cu starea 1 a agentului de lucru la intrarea în pompa P. Succesiunea proceselor descrise se reia ciclic.

Se menționează că la descrierea funcționării indicele prim (') a fost folosit pentru stările lichidului saturat, iar indicele secund (") a fost folosit pentru marcarea stărilor de vapori saturați uscați, respectîndu-se regula introdusă la studiul vaporilor de apă (subcapitolul 2.3).

Funcționarea instalațiilor frigorifice cu absorbție se caracterizează prin cîteva mărimi care se definesc și se calculează în continuare.

Factorul de circulație al instalației se definește prin raportul:

$$a = \dot{n} / \dot{m}, \quad (8.10)$$

în care \dot{m} este debitul de vapori cu concentrație ξ_M produși în fierbător, \dot{n} este debitul de lichid cu concentrație ξ_{med} pompat în fierbător și $(\dot{n} - \dot{m})$ este debitul de soluție cu ξ_m ieșit din fierbător. Din bilanțul masic al amoniacului pe fierbător:

$$\dot{n} \xi_{med} = \dot{m} \xi_M + (\dot{n} - \dot{m}) \xi_m \quad (8.11)$$

se obține expresia factorului de circulație:

$$a = \frac{\dot{n}}{\dot{m}} = \frac{\xi_{med} - \xi_m}{\xi_M - \xi_m}. \quad (8.12)$$

Căldură preluată de 1 kg de agent în vaporizator este

$$q_v = i_6 - i_5, \quad (8.13)$$

iar cantitatea de căldură cedată de 1 kg de agent în condensator este

$$|q_c| = i_{3''} - i_5, \quad (8.14)$$

mărimile determinându-se grafic pe diagrama din fig. 8.10.

Frigul produs de instalație se apreciază prin puterea frigorifică:

$$P_f = \dot{m} q_v. \quad (8.15)$$

Cantitatea de căldură necesară la fierbător pentru a produce 1 kg de vapori bogați în amoniac se obține din bilanțul termic al aparatului:

$$q_f = q_{1-1'} + q_{1'-3''} + q_{1'-2'} = a(i_{1'} - i_1) + (i_{3''} - i_{1'}) + (a-1)(i_{2'} - i_{1'}) = (i_{3''} - i_2) + a(i_2 - i_1), \quad (8.16)$$

în care $q_{1-1'}$ este căldura pentru încălzirea pînă la saturație a celor a kg de soluție cu concentrație medie introdusă în fierbător, $q_{1'-3''}$ este căldura utilizată pentru a produce 1 kg de vapori cu concentrație ξ_M iar $q_{1'-2'}$ este căldura preluată de restul de $(a-1)$ kg de soluție binară avînd ξ_m . În relația (8.16) s-a ținut seama că $i_{2'} = i_2$ (fig. 8.10).

Cantitatea de căldură cedată agentului de răcire în absorbtor se determină din bilanțul termic al acestui aparat, astfel:

$$q_a = q_{6-8'} + q_{2-8'} = i_6 - i_{8'} + (a-1)(i_2 - i_{8'}) = i_6 - i_2 + a(i_2 - i_{8'}) = i_6 - i_2 + a(i_2 - i_1), \quad (8.17)$$

în care $q_{6-8'}$ este căldura de condensare provenită de la 1 kg de vapori reci cu ξ_M iar $q_{2-8'}$ este cantitatea de căldură cedată de $(a-1)$ kg de soluție săracă ce se răcește. În relația (8.17) s-a ținut seama că $i_{8'} = i_1$.

O inspecție atentă a relațiilor (8.16) și (8.17) arată că au comun termenul $a(i_2 - i_1)$, termen care se determină grafic printr-o construcție auxiliară (fig. 8.10). Construcția grafică se reduce la unirea punctelor 2 și 1 printr-o dreaptă și la prelungirea acesteia pînă în punctul P (la intersecția dreptei cu verticala ξ_M). Se obțin două triunghiuri dreptunghice asemenea ($\Delta 2M1 \sim \Delta 2NP$). Se scriu rapoartele de asemănare:

$$\frac{2M}{2N} = \frac{M1}{NP} \Rightarrow \frac{i_2 - i_1}{i_2 - i_0} = \frac{\xi_{med} - \xi_m}{\xi_M - \xi_m} = a, \quad (8.18)$$

în care a este factorul de circulație dat de (8.12). Din (8.18) se obține termenul căutat

$$a(i_2 - i_1) = i_2 - i_0, \quad (8.19)$$

care este și el un segment pe diagrama i - ξ .

Pe baza construcției grafice auxiliare, cantitățile de căldură schimbate în fierbător și în absorbtor se determină ca segmente pe diagrama i - ξ din fig. 8.10.

Ecuția de bilanț termic pentru întreaga instalație frigorifică cu absorbtie este dată de expresia:

$$q_f + q_v = |q_c| + |q_a| \quad (8.20)$$

și este vizibilă în fig. 8.10, ca o relație între segmente (în dreapta figurii).

Funcționarea instalației în ansamblul ei este caracterizată de eficiența frigorifică

$$\varepsilon = q_v / q_f . \quad (8.21)$$

8.4.3. Instalații frigorifice cu absorbție cu $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ cu recuperare de căldură

Pentru îmbunătățirea indicilor tehnici (și economici) ai instalației frigorifice cu absorbție cu soluție de $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, instalația se echipează cu schimbătoare de căldură recuperatoare introduse între aparatele instalației, iar fierbătorul - care în fond este o coloană de distilare (aparat specific industriei chimice) - se completează cu componente care măresc concentrația ξ_M a vaporilor produși (deflegmator, coloană de rectificare), ca în fig. 8.11. Instalațiile frigorifice cu absorbție cu recuperare de căldură funcționează la fel ca instalațiile fără recuperare analizate în subcapitolul precedent și, de aceea, în continuare se prezintă numai elementele nou introduse.

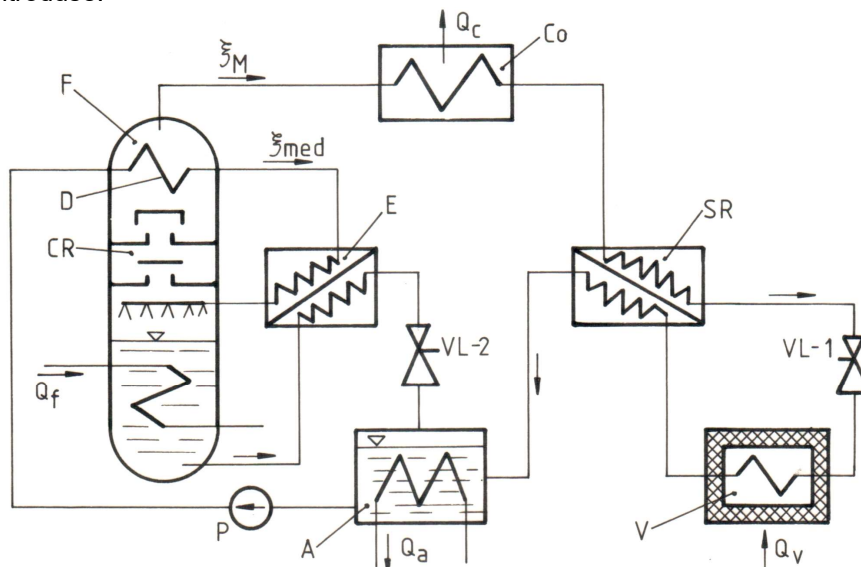


Fig. 8.11. Instalație frigorifică cu absorbție cu $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ cu recuperare de căldură: F - fierbător; D - deflegmator; CR - coloană de rectificare; Co - condensator; SR - subrăcitor; V - vaporizator; A - absorbitor; E - economizor; VL-1 și VL-2 - ventile de laminare; P - pompă

Coloana de rectificare este un aparat (specific industriei chimice) în care are loc rectificarea unui amestec, adică separarea componentelor prin evaporări și condensări succesive și repetate. Procesul de rectificare este necesar deoarece prin distilarea simplă nu se realizează separarea

completă a componentelor. Cele mai folosite coloane de rectificare sînt construite cu talere și clopote (fig. 8.11).

Deflegmatorul D este un schimbător de căldură realizat sub forma unei serpentine introduse la partea superioară a fierbătorului, înainte de priza pentru vapori. Prin țevile deflegmatorului trece soluția lichidă cu temperatură joasă, soluție pe care pompa P o scoate din absorbitor și căreia îi ridică presiunea, astfel că deflegmatorul reprezintă o „pată rece” în interiorul fierbătorului. Pe deflegmator se condensează o parte din vaporii de apă din compunerea amestecului de vapori cu ξ_M , astfel că din coloana fierbătoare ies practic numai vapori de NH_3 . În același timp, în țevile deflegmatorului lichidul cu concentrație medie ξ_{med} își mărește temperatura.

Economizorul E este un schimbător de căldură (plasat înainte de ventilul de laminare) în care soluția lichidă ieșită din fierbător cedează o parte din căldura sa soluției cu concentrație medie ieșite din deflegmator (soluția venind din deflegmator este apoi pulverizată în fierbător).

Pulverizarea soluției lichide de concentrație medie accelerează separarea vaporilor de NH_3 .

În subrăcitorul SR vaporii reci ieșiți din vaporizator subrăcesc soluția bogată cu ξ_M , înainte de laminarea acesteia în ventilul VL-1.

În concluzie, recuperarea căldurii în instalațiile frigorifice cu absorbție micșorează cantitatea de căldură necesară fierberii (q_f) și de asemenea micșorează cantitatea de căldură care trebuie extrasă din absorbitor (q_a), în timp ce frigul produs $q_v = \text{const.}$, ceea ce mărește eficiența frigorifică dată de (8.21), în comparație cu instalațiile frigorifice cu absorbție fără recuperare de căldură.

8.4.4. Instalații frigorifice cu absorbție - difuzie

Această instalație frigorifică de uz casnic este reprezentată de frigiderul Fram.

Instalația frigorifică cu absorbție - difuzie folosește ca agent de lucru o soluție $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ la care s-a adăugat și o cantitate mică de H_2 , care nu reacționează chimic cu NH_3 sau cu H_2O . Instalația frigorifică cu absorbție - difuzie nu are pompă (ca instalația frigorifică cu absorbție), circulația agentului realizîndu-se pe alte principii și anume prin termosifon, adică pe baza diferențelor de masă volumică (densitate) ale agentului de lucru și componentelor sale care, în diferite aparate (părți) ale instalației, se află la temperaturi diferite. În acest fel încălzirea agentului elimină necesitatea folosirii unei pompe. Agentul de lucru - privit ca un amestec mecanic - se află (conform legii lui Dalton) la o presiune totală constantă, aceeași în toate părțile instalației, în timp ce presiunile parțiale ale componentelor sînt diferite în diferite părți ale instalației. Astfel, se asigură în vaporizator presiunea scăzută necesară pentru vaporizarea (fierberea) amoniacului, iar în condensator - presiunea ridicată necesară condensării amoniacului, cu cedarea căldurii către mediul ambiant.

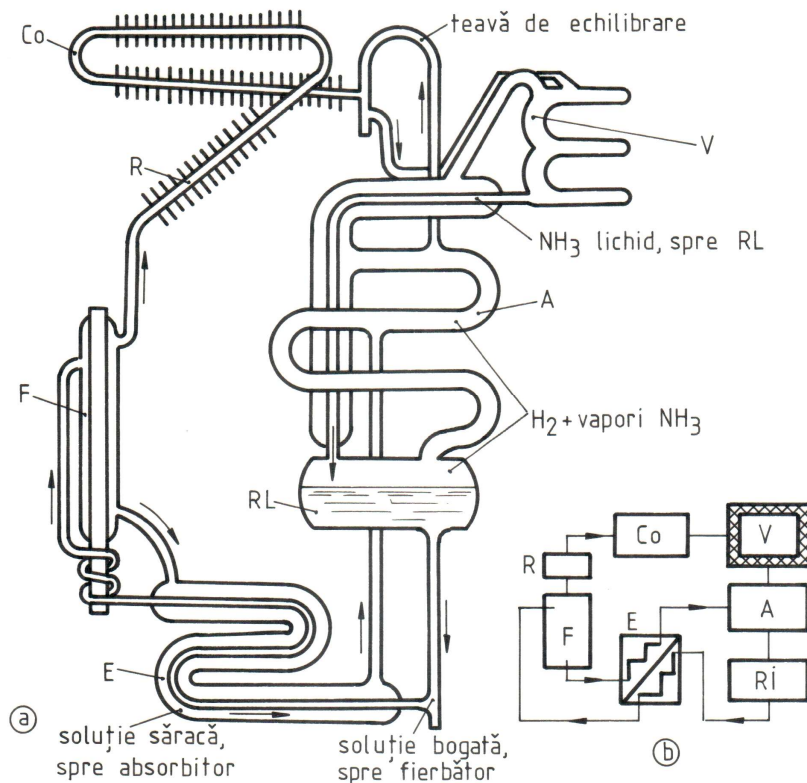


Fig. 8.12. Instalația frigorifică cu absorbție-difuzie (frigiderul Fram):
a - schema constructivă; b - schema bloc

În componerea instalației frigorifice cu absorbție - difuzie (fig. 8.12) se regăsesc părțile componente cunoscute din subcapitolul precedent. Amplasarea acestora în spațiu este în strânsă legătură cu cerința realizării circulației naturale a agentului de lucru.

Fierbătorul vertical F este încălzit cu o rezistență electrică sau cu o flacără de gaz. Amestecul de vapori de NH₃ și H₂O produs în fierbător trece prin rectificatorul R, construit ca o țevă cu aripioare așezată înclinat. Aici, aerul ambiant mai rece condensează vaporii de apă care se scurg înapoi în fierbător. Vaporii de NH₃ sînt condensați în condensatorul Co, construit din țevi cu aripioare și răcit de aerul ambiant.

Condensul (NH₃ lichid) împreună cu hidrogenul adus printr-o țevă de echilibru (vezi fig. 8.12) trece prin vaporizator, în care preia căldura din spațiul răcit. În vaporizator, în absorbitorul A și în rezervorul de lichid RL se află și hidrogen, astfel că presiunea parțială a amoniacului și a soluției NH₃-H₂O este scăzută. Vaporii reci intră în absorbitor, unde se întîlnesc cu lichidul cald (soluție săracă) venit din fierbător prin economizorul E. În economizor, în contracurent cu soluția săracă, circulă soluția bogată formată în absorbitor și care a trecut și prin rezervorul de lichid. Evident,

recuperatorul preîncălzește soluția bogată pe seama unei părți din căldura soluției sărace ieșite din fierbător și care trebuie, oricum, răcită în absorbitor. Căldura de condensare eliberată de vaporii de amoniac în absorbitor se transmite aerului ambiant prin pereții absorbitorului. Odată amestecul bogat intrat în fierbător, procesul se reia.

8.4.5. Instalații frigorifice cu absorbție cu $H_2O - BrLi$

Instalația frigorifică cu absorbție cu $H_2O - BrLi$ folosește ca agent frigorific apa, ceea ce îi conferă câteva particularități care o deosebesc de instalația frigorifică cu absorbție cu $NH_3 - H_2O$, și anume faptul că temperaturile scăzute obținute sînt mai mari decît $0^\circ C$ și că presiunile de lucru sînt mici, în vaporizator și absorbitor fiind un vid înaintat.

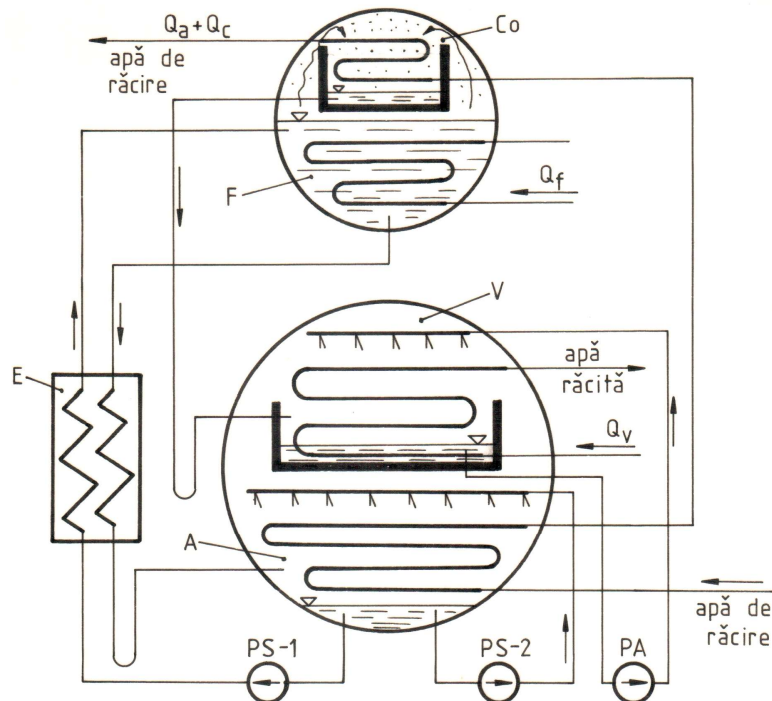


Fig. 8.13. Instalația frigorifică cu absorbție cu $H_2O - BrLi$ tip Carrier:
F - fierbător; Co - condensator; V - vaporizator; A - absorbitor;
E - economizor; PS-1 și PS-2 - pompa de soluție binară;
PS-3 - pompă de apă

În construcția instalației frigorifice cu absorbție cu $H_2O - BrLi$ se disting două variante (fig. 8.13 și fig. 8.14). În varianta Carrier aparatele componente sînt montate în două vase cilindrice amplasate unul sub altul pe același cadru metalic, într-o construcție compactă, astfel că utilizatorul trebuie numai să se conecteze la rețeaua de abur, la rețeaua de apă de răcire și la utilizatorul frigului produs. În cilindrul superior sînt amplasate

fierbătorul și condensatorul, iar în cilindrul inferior, de joasă presiune (și cu diametru mai mare) sînt amplasate vaporizatorul și absorbtorul. În soluția constructivă Trane (plecînd de la presiunile mici din instalație) toate aparatele sînt amplasate într-un cilindru unic (fig. 8.14). În cilindru există un perete despărțitor - diafragma D - care separă spațiul de presiune ridicată (cu F și Co) de spațiul de joasă presiune (cu vaporizator și condensator). În ambele instalații există un economizor E în care o parte din căldura soluției lichide ieșite din fierbător este transmisă soluției cu concentrație medie care este pompată în fierbător. Pentru intensificarea procesului de vaporizare a agentului frigorific (apa) și, de asemenea, pentru intensificarea proceselor din absorbtor, ambele instalații sînt echipate, pe lîngă pompa principală de soluție PS-1, cu alte două pompe PS-2 (de soluție) și PA (de agent frigorific - apă) care recirculă soluția în absorbtor și apa în vaporizator, pulverizîndu-le deasupra țevilor schimbătoare de căldură prin niște țevi cu orificii de pulverizare (vizibile pe fig. 8.13 și 8.14, dar care nu au fost notate). De remarcat că la instalația frigorifică cu absorbție tip Trane trecerea apei din condensator în vaporizator (de la presiune mai mare la presiune mai scăzută) se face prin orificiile de pulverizare O. Pe fig. 8.14 au fost trecute și valorile orientative ale temperaturii aburului, apei de răcire și apei răcite (efectul util), ceea ce permite o mai bună înțelegere a funcționării.

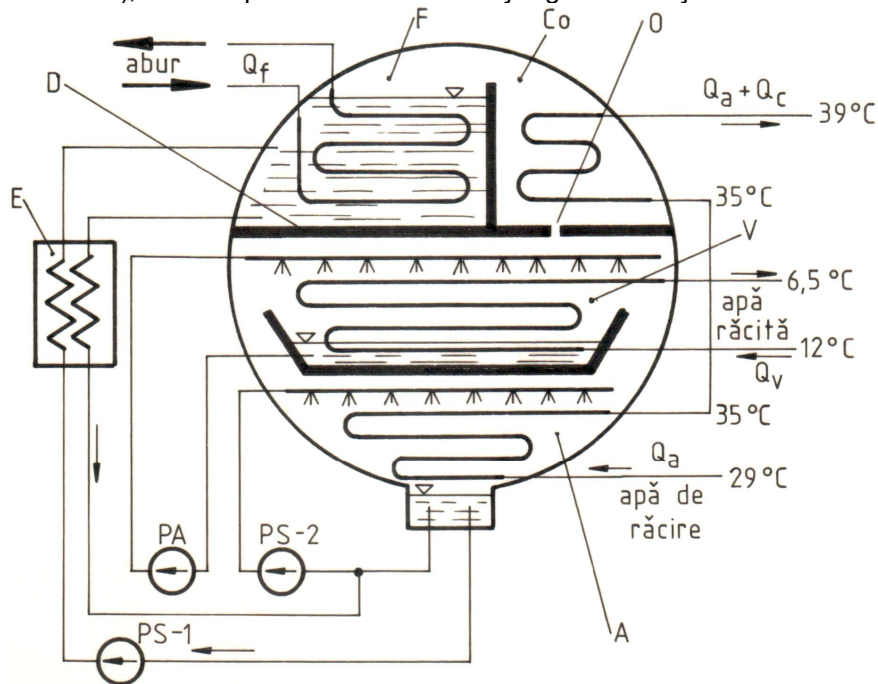


Fig. 8.14. Instalația frigorifică cu absorbție tip Trane:

F - fierbător; Co - condensator; V - vaporizator; A - absorbtor;
E - economizor; PS-1 și PS-2 - pompe de soluție binară; PS-3 - pompă de apă; D - diafragmă; O - orificiu de laminare

constantă cu aburul cu starea 3, rezultând abur cu starea 4. În difuzorul ejectorului, în procesul 4-5, presiunea aburului crește izentropic de la p_v pînă la p_c . Aburul cu presiunea p_c (presiunea medie din instalație) și la $t_c > t_{at}$ (t_{at} fiind temperatura mediului) este condensat în condensatorul Co , în procesul izobar 5-6. Condensul se divizează în două debite, de agent motor și de agent frigorific, debite aflate în raportul a . Debitul de agent motor intră în pompa P și în procesul izentropic 6-8 își mărește presiunea pînă la p_g , valoare cu care intră în cazan. În cazan are loc încălzirea apei, fierberea și supraîncălzirea vaporilor, în procesul izobar 8-9-10-1. Debitul de agent frigorific este laminat în ventilul VL , micșorîndu-și presiunea pînă la p_v . Cu presiunea p_v agentul frigorific (apă) intră în vaporizator, unde fierbe la temperatură scăzută, producînd efectul util de răcire.

Observații. Reprezentarea ciclului instalațiilor frigorifice cu ejecție în diagrama $T-s$ este convențională, deoarece diagrama este construită pentru 1 kg de apă, iar în instalație 1 kg de apă evoluează în partea frigorifică, în timp ce în partea motoare evoluează a kg de agent, în concordanță cu coeficientul de ejecție al aparatului ejector.

Instalațiile frigorifice cu ejecție răcesc apă pînă la 4...12°C, apă care este folosită ca agent de răcire în instalații ale industriei de medicamente, chimice etc.

Instalația frigorifică cu ejecție prezentată este în circuit închis, cu recuperarea aburului prin condensare. În instalațiile în circuit deschis această recuperare lipsește, utilizîndu-se mereu apa din rețelele uzinale.

8.5. Instalații de pompe de căldură

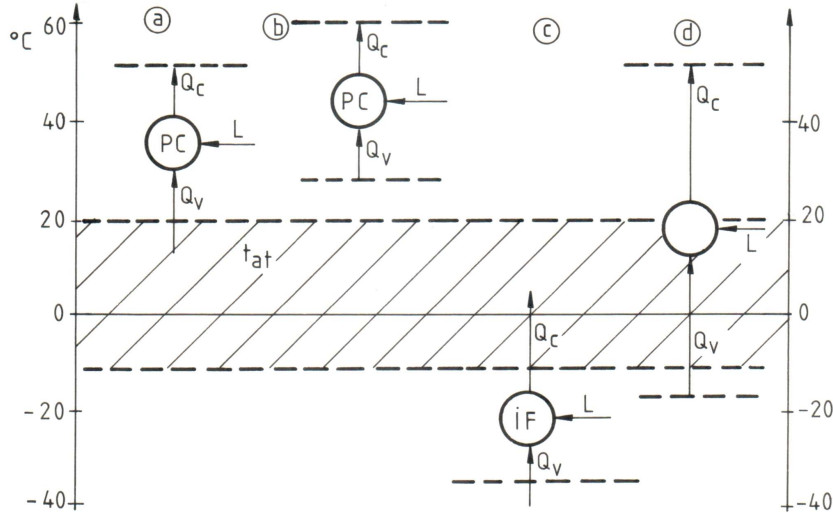


Fig. 8.16. Comparație între pompa de căldură și instalațiile frigorifice: a și b - pompe de căldură; c - instalație frigorifică; d - instalație frigorifică combinată cu pompă de căldură

În natură există numeroase surse de căldură cu potențial scăzut, adică surse care dispun de cantități foarte mari de căldură care se află la temperaturi relativ mici, temperaturi care nu satisfac cerințele utilizatorilor de căldură. Astfel de surse sînt ape geotermale, ape din lacuri sau râuri, aerul ambiant. De asemenea, din multe procese termice industriale rezultă purtători de căldură cu temperaturi scăzute (diverse soluții, apă caldă etc.). În aceste situații, soluția rațională pentru recuperarea și utilizarea căldurii cu potențial termic inferior constă în folosirea instalațiilor de pompe de căldură.

Așadar, instalațiile de pompe de căldură sînt destinate valorificării potențialului termic al surselor cu temperatura ceva mai mare sau egală cu aceea a mediului ambiant. Instalațiile de pompe de căldură funcționează după cicluri inversate, din punct de vedere energetic nefiind cu nimic deosebite de instalațiile frigorifice. Între cele două tipuri de instalații deosebirile constau în nivelul temperaturilor în raport cu mediul ambiant și în scopul urmărit. Instalațiile de pompe de căldură pot fi privite ca instalații frigorifice cu zona de lucru (de temperaturi) deplasată spre temperaturi mai mari ca temperatura mediului ambiant.

Cîteva situații caracteristice de funcționare a pompelor de căldură și instalațiilor frigorifice sînt prezentate în fig. 8.16. În schema din fig. 8.16 - a pompa de căldură utilizează direct căldura din mediul ambiant (apă de râu, de lac, de mare, solul sau aerul atmosferic) și o cedează utilizatorului la temperatura cerută de acesta (de exemplu, pentru încălzirea unui imobil). În schema din fig. 8.16 - b pompa de căldură preia căldura de la un agent purtător cu temperatură mai mare ca a mediului. Este situația caracteristică instalațiilor din industria chimică, în care pompa de căldură recuperează căldura din diferite soluții purtătoare de căldură. În fig. 8.16 - c este prezentată situația tipică a instalațiilor frigorifice. Varianta din fig. 8.16 - d combină cele două scopuri, producînd simultan frig (temperatură scăzută) și căldură utilizabilă. Un exemplu clasic de astfel de instalație este combinația frigider - boiler de apă, în care căldura de condensare a agentului frigorific încălzește apă menajeră.

În practică se folosesc pompe de căldură cu comprimare mecanică de vapori, cu comprimare termochimică (absorbție) și cu comprimare dinamică (cu eiecție).

Bilanțul energetic al unei pompe de căldură este:

$$Q_c = Q_v + |L|, \quad (8.22)$$

în care Q_c este căldura furnizată la temperatură ridicată, Q_v este căldura preluată de la sursa rece iar L este energia consumată pentru comprimare.

Funcționarea unei instalații de pompe de căldură se caracterizează prin eficiența termică definită astfel:

$$\mu = Q_c / |L|. \quad (8.23)$$

Relația bilanțului energetic (8.22) arată că întotdeauna cantitatea de căldură Q_c transmisă la temperatură ridicată de o pompă de căldură este mai mare decît energia consumată pentru comprimare (L), deci efectul util este mai mare decît cel ce ar putea fi obținut pe alte căi din energia

consumată (de exemplu, prin efect termic al curentului electric), ceea ce constituie principalul avantaj al pompelor de căldură.

Informațiile despre instalațiile de pompe de căldură se concretizează în fig. 8.17 în exemplul unei instalații experimentale de pompă de căldură, folosită pentru încălzirea unui imobil cu căldură preluată din apa unui lac.

Pompa PA aspiră apa dintr-un lac și o circulă prin vaporizatorul V, în care cedează căldură la temperatură scăzută agentului frigorific care se vaporizează, în timp ce apa se răcește cu câteva grade. Vaporii reci de agent frigorific, compresiați în compresorul C, se condensează în condensatorul Co la temperatură ridicată, cedând căldura apei din circuitul de încălzire care alimentează caloriferele c din imobilul construit pe malul lacului.

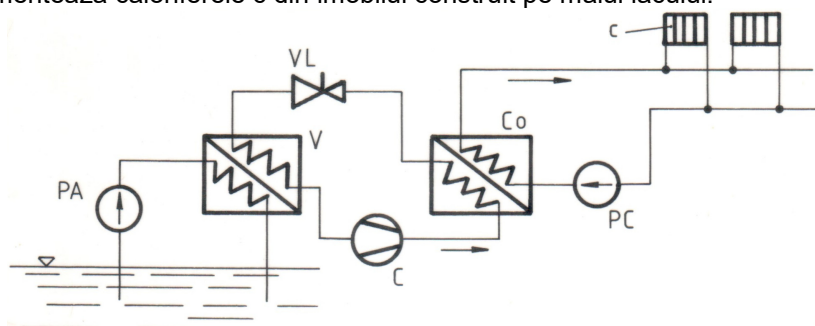


Fig. 8.17. Instalație cu pompă de căldură folosită pentru încălzire:
V - vaporizator; C - compresor; Co - condensator; VL - ventil de laminare; PA - pompă de apă; PC - pompă de circulație

Bibliografie

- 8.1. Chiriac Fl., Instalații frigorifice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1981.
- 8.2. Grigoriu I., Toma P., Procese de răcire în industrie. Ed. Tehnică, București, 1970.
- 8.3. Jugureanu E., Procese în mașini și instalații frigorifice. Vol. I, II, I.P.I., 1984.
- 8.4. Jugureanu E., Construcția și calculul mașinilor și instalațiilor frigorifice. Vol. I, II, I.P.I., 1996.
- 8.5. Lăzărescu E., Florea Șt. Instalații frigorifice navale. Ed. Tehnică, București, 1984.
- 8.6. Radenco Vs., Porneală S., Dobrovicescu A., Procese în instalații frigorifice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 8.7. Radenco Vs. (coordonator), Instalații de pompe de căldură. Ed. Tehnică, București, 1985.
- 8.8. Stamatescu C., (coordonator), Tehnica frigului. Vol. I și II, Ed. Tehnică, București, 1972 și 1979.
- 8.9. Zegan D., Tocan C., Jugureanu E. (coordonator), Agenți frigorifici. O problemă de nivel global. Ed. B.I.T., Iași, 1996.

9. TURBINE HIDRAULICE

9.1. Introducere. Definiții

Turbinele hidraulice sînt mașini de forță motoare care transformă energia hidraulică luată din natură în energie mecanică.

Din punct de vedere al transformărilor energetice dintr-o turbină hidraulică nu există deosebiri de principiu față de transformările din turbinele termice (cu abur sau cu gaze).

La fel ca la turbinele termice, transformările energetice se desfășoară în două etape. În statorul turbinei (numit, în cazul turbinelor hidraulice, aparat director) are loc o destindere a agentului de lucru, cu micșorarea presiunii și cu creșterea vitezei acestuia. Totodată are loc și o direcționare a curgerii agentului, pentru organizarea mai bună a proceselor din rotor. În rotor energia cinetică a apei este transformată în energie mecanică disponibilă la arbore. transformarea se face prin lovire și prin efect de aripă portantă.

Deosebirile dintre turbinele termice și cele hidraulice se datoresc proprietăților diferite ale agenților de lucru. Turbinele termice lucrează cu abur sau cu gaze de ardere, ce au energie potențială constituită, în principal, din energie termică: energie internă și energie potențială de presiune - entalpie (agenții intră în turbină la presiune înaltă și la temperatură ridicată). Turbinele hidraulice transformă energia potențială gravitațională și energia cinetică a apei, mărimi care, în cazul turbinelor termice, sînt neglijabile.

Deoarece energia masică a apei este mult mai mică decît energia masică a aburului sau a gazelor fierbinți, turbinele hidraulice se construiesc cu o singură treaptă, în timp ce turbinele termice sînt, de cele mai multe ori, cu mai multe trepte.

9.2. Noduri hidroenergetice

Pentru utilizarea energiei hidraulice a unor cursuri de apă acestea trebuie amenajate, prin construirea unor noduri hidroenergetice. Un nod hidroenergetic este un ansamblu de construcții hidrotehnice (baraje, galerii, canale), mașini și instalații hidraulice (turbine, vane etc.), mașini și instalații electrice (generatoare, transformatoare, stații de distribuție a energiei electrice), căi de acces și diferite alte construcții.

Componența unui nod hidroenergetic și schema lui constructivă depind de caracteristicile cursului de apă și de particularitățile locului de amplasare. O schemă de principiu este prezentată în fig. 9.1. În particular, această schemă se regăsește la hidrocentrala de la Stejaru, cu lacul de acumulare Izvorul Muntelui, creat în spatele barajului construit pe râul Bistrița, la Bicaz.

Lacul de acumulare 1 este creat prin oprirea cursului apei cu ajutorul barajului 2. În spatele barajului apa se înalță pînă la un nivel mult mai ridicat decît cel din vechea albie a râului. Uneori, în lac se aduce apă provenită din

rîuri apropiate, prin canele sau prin tunele. Lacul de acumulare este și un rezervor pentru acumularea sezonieră a apei (provenită din ploi sau din topirea zăpezilor). De regulă, centralele hidroelectrice sînt utilizate numai în orele de vîrf de sarcină ale sistemului energetic, în restul zilei apa rîului acumulîndu-se în lac. Din lacul de acumulare apa este adusă la turbina 3 printr-o conductă (sau printr-un tunel) de aducțiune 4 și printr-o conductă forțată 5. Conducta forțată este făcută din metal și are o pantă foarte mare. În conducta forțată energia potențială gravitațională a apei se transformă în energie potențială de presiune. Castelul de echilibrare 6 (numit și castel de apă) este un rezervor deschis amplasat la extremitatea superioară a conductei forțate și are rolul de a prelua oscilațiile de presiune (numite și „lovituri de berbec”) ce apar la închiderea rapidă a organului de admisiune a apei în turbină. La pornirea turbinei apa din castelul de echilibrare alimentează turbina pînă la intrarea în regim normal a curgerii prin conducta de admisiune, atenuînd unda de depresiune ce apare. Turbina 3 se termină cu aspiratorul 7, un canal scurt cu secțiune crescătoare, în care o parte din energia cinetică a apei se transformă în energie potențială de presiune, o dată cu micșorarea vitezei de curgere. În acest fel, destinderea din turbină poate coborî pînă la presiuni mai mici decît presiunea atmosferică, mărind energia prelucrată de turbină. Canalul de fugă 8, avînd pantă minimă, preia apa ieșită din turbină și o conduce în vechea albie a rîului.

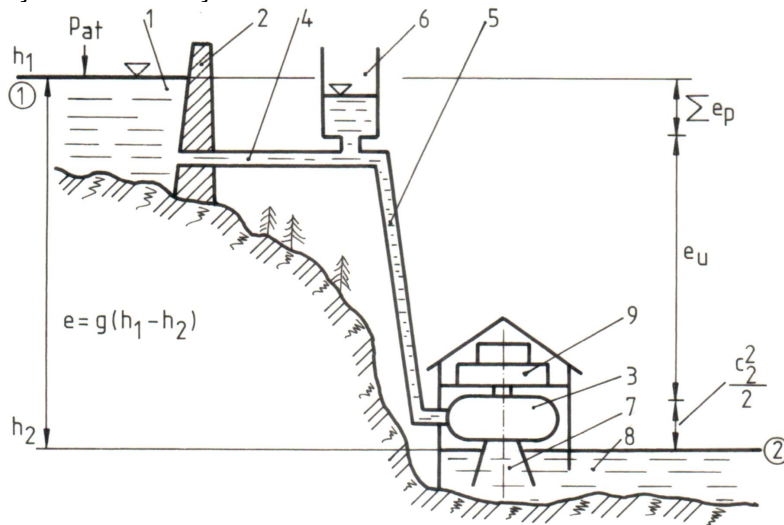


Fig. 9.1. Schema de principiu a unui nod hidroenergetic:

- 1 - lac de acumulare; 2 - baraj; 3 - turbină hidraulică; 4 - conductă de aducțiune; 5 - conductă forțată; 6 - castel de echilibrare; 7 - aspirator; 8 - canal de fugă; 9 - generator electric

O variantă des întîlnită de nod hidroenergetic este aceea în care turbinele se amplasează în corpul barajului sau în imediata apropiere a acestuia. Soluția se întîlnește pe cursuri de apă cu debite mari și cu înălțimi de cădere a apei mici (ca la Porțile de Fier, pe Dunăre).

Există și variante constructive de noduri hidroenergetice mai simple, cînd turbinele (de tip bulb) sînt imersate direct în albia rîului.

9.3. Energia masică brută, netă și utilă a unui nod

Principiul general al transformării și conservării energiei aplicat nodului hidroenergetic se scrie, pentru 1 kilogram de apă, sub forma:

$$e_1 = e_2 + e_b \quad (9.1)$$

în care e_1 și e_2 reprezintă energiile totale masice ale apei în secțiunile 1 și 2 (de pe fig. 9.1) iar e_b reprezintă energia masică brută, adică energia ce poate fi transformată de către turbină în lucru mecanic, din punct de vedere teoretic (în absența oricăror pierderi de energie).

Scriind energiile masice prin componentele lor (sub forma Bernoulli), energia brută disponibilă are expresia:

$$e_b = e_1 - e_2 = \left(gh_1 + \frac{p_{a1}}{\rho_1} + \frac{c_1^2}{2} \right) - \left(gh_2 + \frac{p_{a2}}{\rho_2} + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad (9.2)$$

în care (g h) este energia potențială gravitațională masică, (p/ρ) este energia potențială de presiune masică, ($c^2/2$) este energia cinetică masică, g este accelerația gravitațională, h este poziția secțiunii față de un plan de referință (de exemplu, față de nivelul mării), p_a este presiunea atmosferică, ρ este masa volumică iar c este viteza de curgere a apei.

În practică vitezele de curgere ale apei în secțiunile 1 și 2 sînt foarte mici, astfel că diferența dintre energiile cinetice corespunzătoare este neglijabilă. Deasemenea, și diferența dintre energiile potențiale de presiune este neglijabilă, deoarece, pentru diferențele de nivel între secțiuni înțîlnite în natură, presiunea atmosferică variază foarte puțin. Pentru variațiile de presiune înțîlnite în instalațiile hidraulice apa este practic incompresibilă și $\rho_1 = \rho_2$. Pe baza acestor constatări expresia energiei masice brute este:

$$e_b = g(h_1 - h_2), \quad (9.3)$$

expresie care arată că energia brută a nodului hidroenergetic din fig. 9.1 este constituită, practic, numai din energie potențială gravitațională.

Energia masică brută nu poate fi utilizată în turbină în totalitate. O parte din energia brută a apei este consumată pentru învingerea frecărilor din conducte, coturi, vane, din statorul și din rotorul turbinei. Din punct de vedere al transformărilor energetice din instalația cu turbină hidraulică fracțiunea din energia brută consumată în frecări reprezintă o pierdere, notată în continuare Σe_ξ . Ținînd cont de pierderi, se definește energia masică netă disponibilă:

$$e_n = e_p - \Sigma e_\xi \quad (9.4)$$

La ieșirea din turbină apa duce inevitabil cu sine energia cinetică masică $c_2^2/2$, energie care, deoarece nu a fost transformată în lucru mecanic, reprezintă o pierdere pentru procesele din instalație. Așadar, turbina prelucrează efectiv numai o parte din energia netă:

$$e_u = e_n - \frac{c_2^2}{2} \quad (9.5)$$

parte care este numită energie masică utilă a instalației.

În sistemul internațional de unități de măsură energia masică se exprimă [J/kg]. În sistemul tehnic de unități de măsură, energia se exprimă în [kgf m], iar energia specifică (corespunzătoare energiei masice din SI) se raportează la greutatea unui kilogram de apă și, ca urmare, mărimile energie masică brută, netă și utilă sînt înlocuite prin:

- căderea brută

$$H_b = h_1 - h_2, \quad (9.6)$$

- căderea netă

$$H_n = H_b - \frac{1}{g} \sum e_\xi \quad (9.7)$$

- căderea utilă

$$H_u = H_b - \frac{1}{g} \sum e_\xi - \frac{c_2^2}{2g}, \quad (9.8)$$

mărimi care se măsoară în [m].

În absența turbinei hidraulice, energia masică brută se disipă în timpul curgerii apei, fiind consumată pentru învingerea rezistențelor hidraulice, prin ciocniri cu obstacolele din albia râului - bolovani, pietriș, nisip, mîl - și prin frecări.

9.4. Clasificarea turbinelor hidraulice

După modul în care se produce transformarea energiei disponibile la intrarea în turbină se disting: turbine cu acțiune, turbine cu reacțiune și turbine elicoidale.

În turbinele hidraulice cu acțiune curentul de apă produce o forță de acțiune, prin lovirea paletelor rotorului. În aceste turbine destinderea agentului de lucru (micșorarea presiunii) se petrece numai în stator, într-un aparat numit injector. Paletele rotorice au forma unei cupe duble, astfel că în rotor presiunea apei nu variază, apa părăsind rotorul cu o energie cinetică foarte mică, prin cădere liberă în canalul de fugă.

La turbinele cu reacțiune canalele dintre paletele rotorului au profil de ajutor convergent, astfel că destinderea apei se produce parțial în stator și parțial în rotor.

La turbinele elicoidale forța asupra rotorului se produce prin efectul de aripă portantă al paletelor.

În general, apa se destinde atît în statorul cît și în rotorul turbinei hidraulice. Această realitate se exprimă prin gradul de reacțiune al turbinei:

$$r = e_p / (e_p + e_c), \quad (9.9)$$

în care e_p este energia potențială prelucrabilă în rotor (cu o componentă potențială de presiune și o componentă potențială gravitațională corespunzătoare diferenței de înălțime între intrarea și ieșirea apei din rotor), iar e_c este energia cinetică la intrarea în rotor (compusă din energia cinetică a apei la intrarea în turbină și energia cinetică provenită în urma procesului de destindere a apei în stator).

În turbinele cu acțiune predomină transformarea energiei cinetice în

energie mecanică, deci $r \rightarrow 0$, iar în turbinele cu reacțiune predomină transformarea energiei potențiale și $r > 0$.

Pentru compararea turbinelor hidraulice se folosește mărimea turație specifică n_s . Turația specifică reprezintă numărul de rotații pe minut cu care s-ar învîrți turbina (sau o turbină asemenea din punct de vedere geometric) dacă ar funcționa cu o diferență de nivel de 1 m și ar produce puterea de un cal putere. Clasificarea turbinelor hidraulice după turația specifică este prezentată în tabelul 9.1, în care s-au introdus și denumirile turbinelor reprezentative fiecărei clase, denumiri ce coincid cu numele inventatorului, precum și căderile de apă corespunzătoare.

Turația turbinei este impusă de condiția ca generatorul electric (care are p perechi de poli) antrenat de aceasta să realizeze frecvența $f = 50$ Hz. Turația îndeplinește relația

$$n = \frac{60 f}{p} \quad (9.10)$$

Alte criterii de clasificare a turbinelor hidraulice sînt poziția rotorului (verticală sau orizontală), direcția de curgere a curentului de apă (axială, radială sau radial-axială), felul admisiunii (totală sau parțială).

Tabelul 9.1

Clasificarea turbinelor hidraulice după turația specifică

Tipul turbinei		Turația specifică [rot/min]	Căderea de apă [m]
lentă	• Pelton	30 ... 60	300 ... 2000
intermediară	• Francis	25 ... 500	25 ... 500
	• Deriaz	120 ... 300	15 ... 150
rapidă	• elicoidală, Kaplan	300 ... 1200	2 ... 35
	• bulb	200 ... 1400	0,5 ... 20

9.5. Ecuația fundamentală a turbinelor hidraulice

Ecuația fundamentală a turbomașinilor descrie transformarea energiei curentului de apă în lucru mecanic la trecerea prin rotorul turbinei. Deoarece procesele energetice din turbinele hidraulice sînt asemănătoare cu cele din turbinele termice, ecuația are forma cunoscută de la turbinele termice:

$$P = \dot{m} (c_1 u_1 \cos(\alpha_1) - c_2 u_2 \cos(\alpha_2)) = \dot{m} \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) \quad (9.11)$$

9.6. Tipuri de turbine hidraulice

9.6.1. Turbina cu acțiune Pelton

Turbina Pelton este o turbină cu acțiune, de egală presiune, tangențială, de turație specifică n_s foarte mică. Ea lucrează cu debite mici și

cu căderi de apă foarte mari (300 ... 2000 m).

Debitele mici impun admisiunea parțială a apei. La turbinele cu ax orizontal se folosesc unul sau două injectoare iar la cele cu ax vertical pînă la șase. Un număr mai mare de injectoare nu este practic din cauza interferenței dintre jeturi.

În construcția turbinei Pelton (fig. 9.2) se disting: rotorul 1 cu paletetele 2 ce au formă de cupă dublă (fig. 9.3), injectorul 3 cu acul profilat 4 și cu sistemul de reglare ce acționează asupra acului injectorului. O paletă de turbină este formată din doi semielipsoizi despărțiți printr-un perete subțire cu muchie ascuțită numit cuțit (notat cu litera a pe fig. 9.3). La extremitatea exterioară a cupelor și în partea lor mediană este făcută o tăietură b prin care jetul de apă ieșit din injector alimentează simultan mai multe palete.

Jetul cilindric de apă lovește zona centrală a paletetei duble și se împarte în două jeturi simetrice. Datorită formei cupelor cele două jeturi sînt întoarse cu aproape 180° (vectorii viteze la intrare și la ieșire din contactul cu paleta fiind aproape paraleli), ceea ce produce o forță de acțiune maximă. Apa care părăsește paletetele curge liber în canalul de fugă 5. Deoarece jetul de apă ieșit din injector este tangent la cercul median al rotorului, forța de acțiune este de asemenea tangentă la cercul median și deci turbina nu este sollicitată axial.

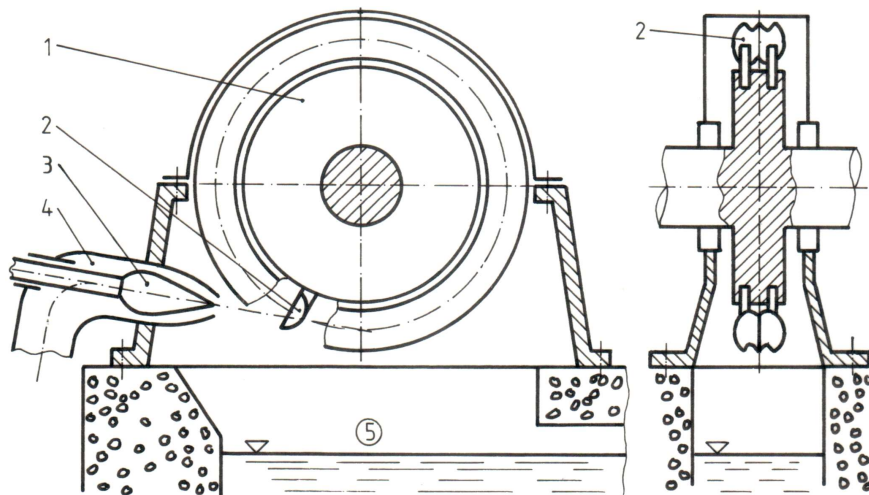


Fig. 9.2. Turbina Pelton:

1 - rotor; 2 - palete; 3 - injector; 4 - acul injectorului; 5 - canal de fugă

Debitul de apă prin injector poate fi reglat prin deplasarea acului 4, operațiune ce se execută cu motoare hidraulice comandate de sistemul de reglaj al turbinei. Cînd sarcina turbinei scade brusc sau cînd se anulează turația crește și sistemul de reglare comandă închiderea rapidă a injectorului. Ca urmare, în conducta forțată se produc oscilații mari de presiune (lovitura de berbec) care pot sparge conducta. Pentru a evita acest fenomen sistemul de reglare este prevăzut cu mecanisme de temporizare care întîrzie închiderea acului injectorului. În timpul acestei întîrzieri un

deflector 1 (fig. 9.4), comandat de asemenea de sistemul de reglare, deviază jetul de apă ieșit din injector, împiedicînd apa să lovească cupele 2 ale turbinei.

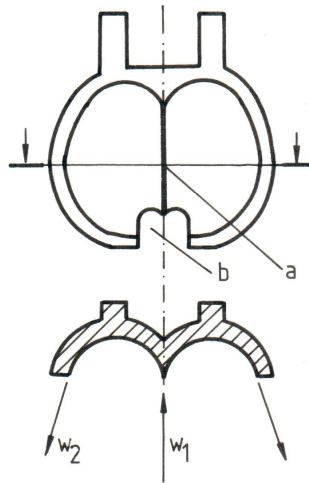


Fig. 9.3. Cupa turbinei Pelton

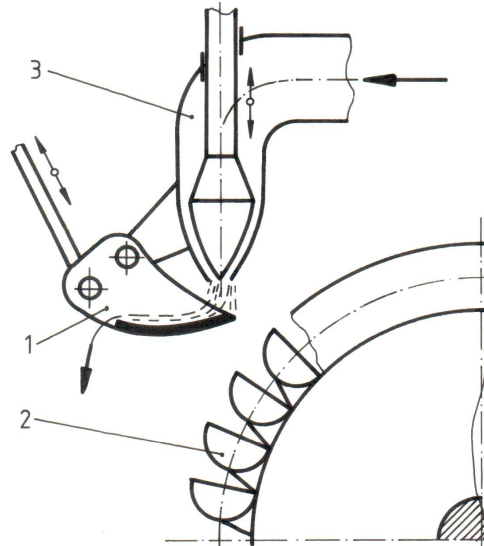


Fig. 9.4. Reglarea turbinei Pelton:

1 - deflector; 2 - palete (cupe); 3 - injector

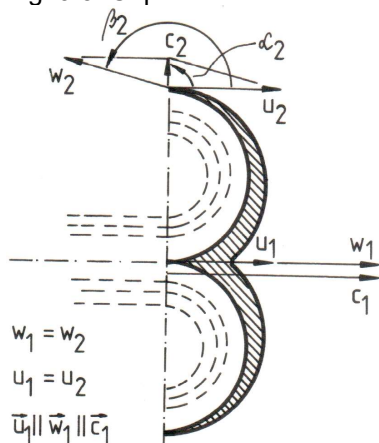


Fig. 9.5. Viteze în turbina Pelton

Deoarece la trecerea prin rotorul turbinei Pelton presiunea apei nu variază (atît la intrarea cît și la ieșirea apei din cupe presiunea apei este egală cu presiunea atmosferică) modulul vitezei relative nu se modifică, fiind valabilă relația $w_1 = w_2$. Totodată, la nivelul diametrului mediu al rotorului vitezele tangențiale u_1 și u_2 sînt egale. Deoarece intrarea apei în rotor se face tangențial, triunghiul de viteze la intrare este degenerat (fig. 9.5), vitezele fiind coliniare. În consecință relația vectorială

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

se transformă în egalitatea algebrică

$$c = u + w.$$

Aici c , u și w sînt mărimi scalare cu semn, fiind pozitive în sensul lui u .

Pentru a stabili condițiile în care puterea produsă este maximă se analizează relația

$$P = \dot{m}u(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2), \quad (6.5)$$

care, ținînd cont că $\beta_1 = 0^\circ$ și $\beta_2 \approx 180^\circ$ (pe construcțiile existente $\beta_2 = 173^\circ \dots 175^\circ$) și că $w_1 = w_2$, devine:

$$P = 2 \dot{m} w_1 u = 2 \dot{m} (c_1 - u) u.$$

Puterea este maximă pentru

$$\frac{dP}{du} = 0 = c_1 - 2u,$$

adică pentru $u = c_1 / 2$ și $w_1 = c_1 / 2$.

Așadar pentru triunghiul de viteze de la ieșire se cunosc mărimile și direcțiile lui u și w_2 și rezultă c_2 . Se constată că c_2 este îndreptat spre exteriorul rotorului, fiind orientat aproape perpendicular pe u .

Turbina Pelton are un randament bun, în jurul valorii de 90 %.

Partea frontală a acului injectorului și cupele rotorului sînt supuse unei uzuri intense, mai ales dacă apa vine și cu nisip. Ca urmare, aceste piese sînt făcute din bronz sau din oțeluri inoxidabile, fiind demontabile pentru a putea fi înlocuite periodic.

9.6.2. Turbina hidraulică radială (Francis)

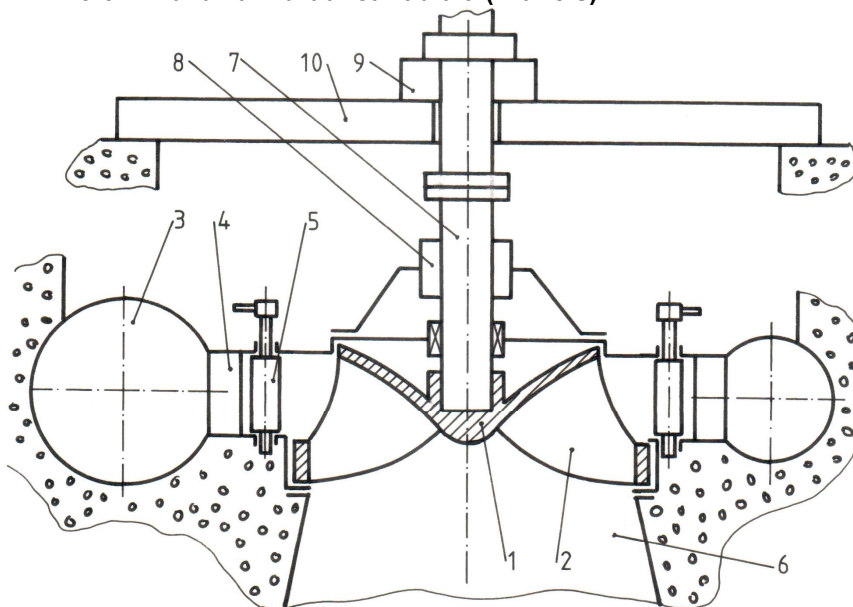


Fig. 9.6. Turbina radială hidraulică (Francis):

- 1 - rotor; 2 - palete mobile; 3 - camera spirală; 4 - palete statorice fixe; 5 - paletele aparatului director; 6 - aspirator; 7 - arbore vertical; 8 - lagăr radial; 9 - lagăr axial; 10 - grinzi de susținere

Turbina Francis este o turbină radială cu reacțiune.

În construcția unei turbine Francis se disting rotorul 1 pe care se află paletele 2 și statorul, care este compus dintr-o cameră spirală 3 prin care se face admisiunea apei, din paletele statorice fixe (nereglabile) 4, din aparatul director cu paletele reglabile 5 și din aspiratorul 6. Rotorul se continuă cu arborele vertical 7 care se rotește în lagărul radial 8 și se sprijină, prin lagărul axial 9, pe grinziile orizontale 10 care alcătuiesc o piesă numită steaua inferioară. Pe același arbore, deasupra lagărului axial, pe steaua

superioară, se află generatorul electric antrenat de turbină. Camera spirală și aspiratorul sînt îngropate în beton, ceea ce le asigură o rezemare fără încovoiere și o rezistență foarte bună la solicitările produse de vibrații.

Apa este condusă prin camera spirală 3 apoi printrile paletele statorice fixe 4 (care au rolul de a asigura curentului de apă direcția potrivită la intrarea - fără vârtejuri - între paletele statorice reglabile 5).

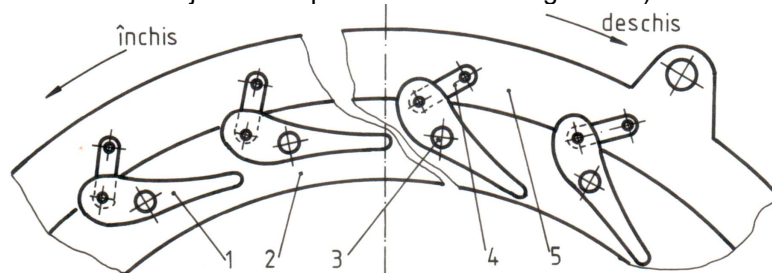


Fig. 9.7. Reglarea paletelor directoare: 1 - palete directoare; 2 - coroană fixă; 3 - pivoți; 4 - bare de legătură; 5 - coroana mobilă

În aparatul director 5 apa trece prin canale convergente, astfel că are loc o destindere parțială și totodată o direcționare a curgerii pentru ca apa ieșită din stator să lovească paletele de pe rotor sub un unghi α_1 cât mai mic (figura 9.8). Canalele dintre paletele rotorice au și ele profil de ajutor convergent, ceea ce conduce la continuarea destinderii începute în aparatul director. În rotor energia cinetică a apei este transferată arborelui sub formă de lucru mecanic disponibil spre a fi utilizat de generatorul electric. Pentru asigurarea unei exploatare raționale a turbinei la diferite sarcini (deci la diferite debite de apă) paletele aparatului director 5 se fac reglabile, ca în schema din fig. 9.7, în care este prezentat aparatul de reglare cunoscut și sub numele de aparat Fink. Paletele directoare 1 sînt plasate pe o carcasă fixă 2 și se pot roti în jurul pivoților 3. Prin barele 4 paletele sînt articulate cu o coroană mobilă 5 concentrică cu coroana fixă. Printr-un sistem de pârghii (acționat de un motor hidraulic nefigurat) comandat de regulatorul turbinei se rotește coroana mobilă și aceasta, prin barele 4, schimbă poziția paletelor directoare. În acest fel se modifică secțiunea de trecere prin aparatul director și deci se reglează debitul.

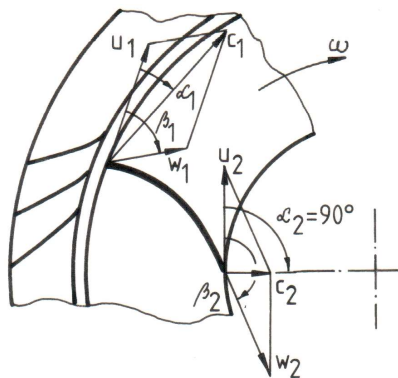


Fig. 9.8. Triunghiurile de viteze la rotorul turbinei Francis

Triunghiurile de viteză la intrarea și la ieșirea apei din rotorul unei turbine Francis sînt prezentate în figura 9.8. Se observă că între vitezele tangențiale există relația $u_1 < u_2$ iar între vitezele absolute există relația $c_2 < c_1$. Pentru a se evita pierderile de energie prin apariția unor vârtejuri la ieșirea apei din turbină viteza c_2 are direcție radială ($\alpha_2 = 90^\circ$).

Evacuarea apei din turbină se face printr-un canal evazat numit aspirator în care are loc micșorarea vitezei de curgere a apei, viteza la ieșirea din aspirator fiind $c_3 < c_2$. Corespunzător micșorării vitezei are loc o creștere a presiunii de la $p_2 < p_{at}$ la ieșirea din rotor pînă la presiunea atmosferică p_{at} , deci prezența aspiratorului permite mărirea artificială a diferenței de presiune prelucrate de rotor (uită-te și la subcapitolul 9.8).

Turbinele Francis prezintă numeroase avantaje, între care se amintesc următoarele:

- prin folosirea camerei spirale cu secțiune descrescătoare curgerea apei se va face după o spirală logaritmică, cu pierderi de energie mici la intrarea în turbină,
- datorită metodei de reglare cu palete directoare oscilante turbina se adaptează prompt la variații de sarcină și poate lucra bine și la debite mici de apă,
- randament ridicat (în jur de 90%) pentru o gamă largă de puteri.

9.6.3. Turbine elicoidale

Turbinele elicoidale (numite așa din cauza formei paletelor rotorice) sînt mașini cu ax vertical și se caracterizează prin curgerea axială a apei prin rotor. Din punct de vedere funcțional aceste turbine sînt cu reacțiune.

9.6.3.1. Turbina elicoidală propriu-zisă

În construcția turbinelor elicoidale se regăsesc părțile principale întâlnite și la turbina Francis. Pe fig. 9.9, care reprezintă o turbină elicoidală propriu-zisă, se disting rotorul 1 cu paletele 2 și statorul compus dintr-o cameră spirală 3, paletele statorice fixe 4, aparatul director cu paletele reglabile 5 și aspiratorul 6.

Între paletele directoare și paletele de pe rotor există un spațiu liber în formă de cot prin care se schimbă direcția de curgere din radială în curgere axială.

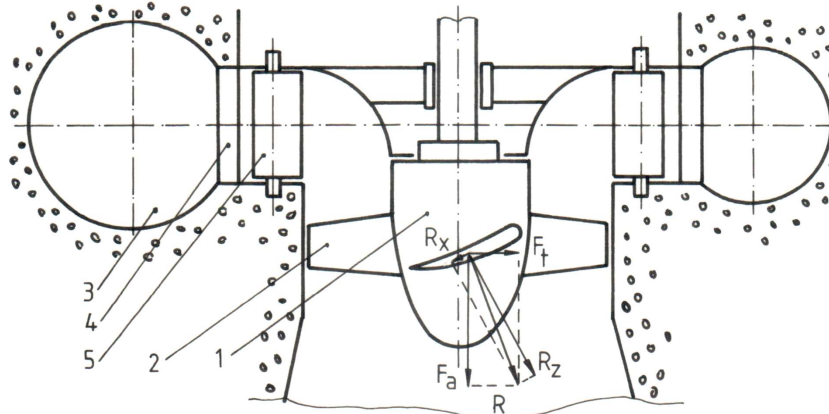


Fig. 9.9. Turbina elicoidală propriu-zisă:

- 1 - rotor; 2 - palete rotorice; 3 - cameră spirală; 4 - paletele statorice fixe;
5 - aparat director cu paletele reglabile; 6 - aspirator

Rotorul este constituit dintr-un bulb în formă de paraboloid de rotație, pe care sînt fixate un număr mic de palete cu profil de aripă portantă. Din cauza variației mari a vitezei tangențiale de la bază spre vîrfurile paletelor, pentru a se asigura o curgere corectă a apei paletelor sînt răsucite spre vîrf. Ca urmare a formei paletelor apare o creștere a vitezei de curgere pe extradados și o diferență de presiune față de intrados, ceea ce are ca efect apariția forței R_z normală pe viteza curentului nedeformat w_∞ (uită-te și la subcapitolul 2.5.9.4). Simultan apare și o forță de rezistență la înaintare R_x .

Rezultanta R a forțelor R_z și R_x se descompune într-o componentă axială R_a și o componentă tangențială R_t care învîrtește rotorul.

Camera spirală este îngropată în beton, avînd adeseori secțiune trapezoidală, care este mai ușor de construit.

Aspiratorul este în formă de pipă sau cot.

9.6.3.2. Clasificarea turbinelor elicoidale

Există patru tipuri de turbine elicoidale, care se deosebesc din punct de vedere constructiv: turbine elicoidale propriu-zise, turbine Kaplan, turbine semi-Kaplan și turbine bulb.

Turbinele elicoidale propriu-zise (numite și propeller) se caracterizează prin aceea că numai paletelor directoroare sînt reglabile.

Turbina Kaplan are atît paletelor aparatului director cît și cele ale rotorului reglabile.

Turbinele semi-Kaplan au numai paletelor de pe rotor reglabile.

Turbinele bulb se caracterizează printr-o construcție compactă, cu aparatul director și cu rotorul introduse într-un tub în care se mai află un bulb ce conține generatorul electric.

9.6.3.3. Turbina Kaplan

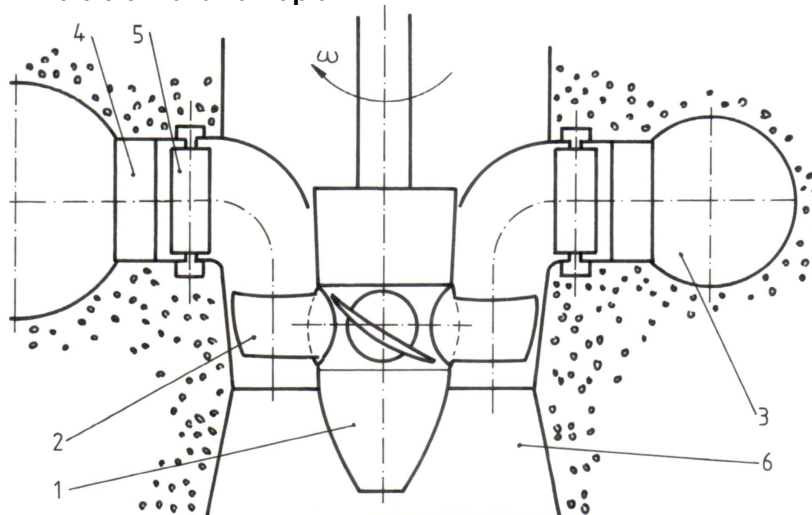


Fig. 9.10. Turbina Kaplan: 1 - rotor; 2 - palete rotorice; 3 - cameră spirală; 4 - palete statorice fixe; 5 - palete statorice reglabile; 6 - aspirator

Turbinele Kaplan prelucrează căderi de apă mici cu debite foarte mari, construindu-se curent unități cu puteri pînă la 200 MW.

La turbina Kaplan (fig. 9.10) se întîlnesc aceleași elemente componente principale ca la turbinele elicoidale propriu-zise: rotorul 1 cu paletelile reglabile 2 ce au formă de aripă portantă și statorul, compus din camera spirală 3, paletelile statorice fixe 4, aparatul director cu paletelile reglabile 5 și aspiratorul 6.

Turbinele Kaplan se construiesc cu 3 pînă la 6 palete.

Ca și la alte turbine verticale, camera spirală și aspiratorul sînt din metal și fixate într-un bloc de beton sau sînt din beton.

Prin reglarea paletelilor statorice și a celor rotorice se urmărește modificarea secțiunilor de trecere a apei prin turbină, prin aceasta modificîndu-se debitele de apă și unghiurile de intrare și ieșire a apei din rotor. Ca urmare a reglării turbina funcționează cu randament apropiat de cel maxim la toate regimurile de putere.

Reglarea constă în rotirea fiecărei palete statorice și rotorice în jurul unei axe ce trece prin paletă. Paletelile fixe se rotesc cu ajutorul unui aparat Fink, (ca la turbina Francis) iar cele rotorice cu un mecanism special.

Pentru reglarea paletelilor rotorice se poate folosi un mecanism bielă-manivelă, ca în schema din fig. 9.11. Mecanismul este introdus în butucul 1 al rotorului. Pentru realizarea rotirii paleta 2 este continuată cu un arbore 3 care oscilează în lagărul 4. Pe arbore se află o manivelă 5 articulată cu bielă 6, articulată la rîndul ei cu tija 7 ce poate fi ridicată sau coborâtă du un servomotor hidraulic liniar 8 (cilindru cu piston cu dublă acțiune). Tija 7 acționează simultan toate paletelile.

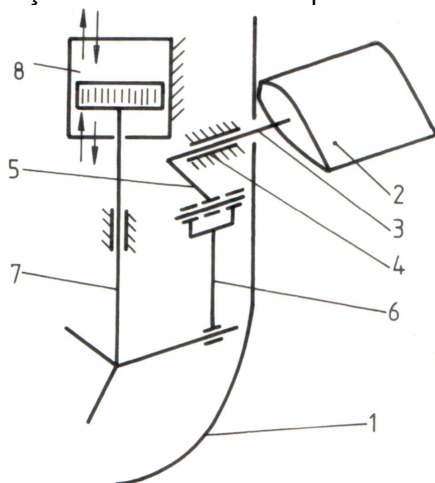


Fig. 9.11. Mecanismul pentru reglarea paletelilor rotorice: 1 - rotor; 2 - palete rotorice; 3 - arbore; 4 - lagăr; 5 - manivelă; 6 - bielă; 7 - tijă; 8 - cilindru hidraulic

9.6.3.4. Turbina bulb

Agregatul turbină bulb - generator electric (fig. 9.12) are în construcția sa rotorul 1 cu paletelile 2 ce au profil de aripă portantă și un stator compus din tubul exterior 3, paletelile fixe 4, aparatul director cu paletelile reglabile 5, paletelile fixe 6, aspiratorul 7 și bulbul 8.

Paletelile fixe 4 au rolul de suporturi radiali pentru susținerea bulbului.

La ieșirea dintre paletelile rotorice apa iese pe o direcție diferită de cea axială. În canalele dintre paletelile fixe 6 curentul este rotit, astfel încât în aspirator apa să intre pe direcție axială. Schimbarea dirijată a direcției de curgere are ca efect micșorarea pierderilor hidraulice.

Bulbul 8 este o cameră etanșă alungită aflată în interiorul tubului 3, cameră în care intră arborele 8 al turbinei și în care se află generatorul electric 9. Arborele se sprijină pe lagărele 10 aflate de asemenea în interiorul bulbului. Bulbul este prevăzut cu un puț vertical de acces 11 prin care trec cablurile electrice.

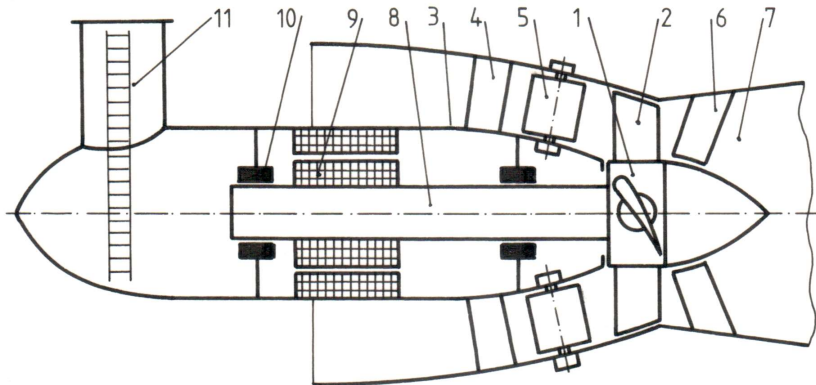


Fig. 9.12. Turbina bulb:

1 - rotor; 2 - paletelile rotorice; 3 - tub exterior; 4 - paletelile statorice - suport; 5 - aparat director cu paletelile reglabile; 6 - paletelile statorice în aval de rotor; 7 - aspirator; 8 - arbore; 9 - generator electric; 10 - lagăre; 11 - puț de acces

9.7. Aspiratorul turbinelor hidraulice

La turbinele hidraulice Francis și la turbinele elicoidale evacuarea apei ieșite din rotor spre canalul de fugă se face printr-un aspirator. Acesta este un tub cu secțiune crescătoare, având un unghi de evazare de $2^\circ \dots 8^\circ$.

În practică se folosesc două tipuri de aspiratoare: aspiratorul drept (fig. 9.13-a, întâlnit la turbinele Francis) și aspiratorul cu cot, în formă de pipă (fig. 9.13-b, folosit la turbinele elicoidale montate în centrale-baraj).

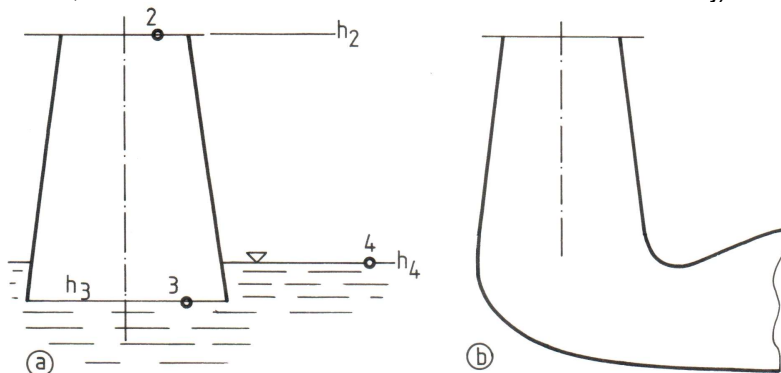


Fig. 9.13. Aspiratoare pentru turbine hidraulice: a - drept; b - cotit (pipă)

Aspiratorul unei turbine hidraulice conduce apa spre canalul de fugă, asigurând continuitatea curentului, crează condiții pentru ridicarea turbinei deasupra nivelului apei (evitând inundarea sălii mașinilor) și transformă o mare parte a energiei cinetice cu care apa părăsește turbina în energie potențială de presiune.

Transformarea energiei cinetice în energie potențială de presiune se realizează datorită formei de difuzor a aspiratorului. Întrucît la suprafața apei din canalul de fugă se află presiunea atmosferică, la ieșirea din rotor presiunea trebuie să fie mai mică decît cea atmosferică. Pe această cale se mărește artificial diferența de presiune prelucrată în turbină, efectul fiind o creștere a randamentului.

Din punct de vedere matematic acțiunea aspiratorului se obține din ecuația de conservare a energiei scrisă sub forma Bernoulli (forma mecanică) între ieșirea 2 din rotor și secțiunea 3 de ieșire din aspirator. Neglijînd pierderile de energie prin frecări, ecuația lui Bernoulli se scrie

$$gh_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = gh_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} \quad (9.12)$$

în care h_2 și h_3 sînt cotele secțiunilor respective.

Pe fig. 9.13 observă că

$$p_3 = p_{at} + \rho g(h_4 - h_3). \quad (9.13)$$

Introducînd (9.13) în (9.12) și prelucrînd se obține

$$p_{at} - p_2 = \rho g(h_2 - h_4) + \rho \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}. \quad (9.14)$$

Cum cei doi termeni din membrul drept sînt pozitivi, $p_2 < p_{at}$.

Presiunea p_2 la ieșirea din rotor nu trebuie să scadă sub presiunea de saturație (de fierbere) p_s corespunzătoare temperaturii la care se află apa. Dacă această condiție nu este respectată apare cavitația, fenomen complex de formare și de distrugere de bule de gaz și de vapori, fenomen care conduce la corodare mecanică și chimică a metalului paletelor și rotorului. Pentru evitarea cavitației înălțimea aspiratorului se limitează la

$$h_2 - h_4 < \frac{p_{at} - p_s}{\rho g} - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}. \quad (9.15)$$

În practică înălțimea aspiratorului se limitează la 4 ... 5 m.

9.8. Centrale hidroelectrice reprezentative din România

În condițiile hidrografice din țara noastră s-au construit și sînt în exploatare toate tipurile constructive de turbine.

O hidrocentrală reprezentativă cu turbine Pelton este cea de pe râul Lotru, de la Ciunget. Ea este echipată cu trei turbine Pelton de 170 MW fiecare. Diferența de nivel între baraj și centrală este de 808 m. Centrala este subterană, fiind amplasată într-o cavitate săpată în roca muntelui, la 140 de metri sub albia râului. Datorită înălțimii de cădere mari presiunea din conductele forțate depășește 80 bar. O particularitate interesantă a amenajării hidroenergetice de pe Lotru este aceea că pentru asigurarea nivelului de acumulare (deoarece debitul Lotrului este insuficient) au fost

captate și alte cursuri de apă secundare, în total construindu-se 86 de baraje. Unele captări secundare sînt sub nivelul lacului de acumulare principal, apa acestora fiind pompată în lac la ore cînd consumul de energie electrică este redus. Soluția este rentabilă deoarece apa, căzînd de la 808 metri, produce de trei ori mai multă energie decît s-a consumat pentru pompare. Dacă apa nu ar fi pompată în lac ar curge în mod natural și s-ar pierde întreaga energie potențială a acesteia. Alte hidrocentrale cu turbine Pelton sînt Sadu V, Dobrești, Moroieni și Văliug.

O centrală reprezentativă cu turbine Francis este cea de la Stejaru, cu barajul la Izvorul Muntelui, lîngă Bicz. Aici sînt montate două turbine de cîte 50 MW și patru de cîte 27,5 MW, în total puterea instalată fiind de 210 MW. Turbinele (fabricate în Cehoslovacia) prelucrează o cădere de 105 m.

O centrală reprezentativă cu turbine Kaplan este pe Dunăre, la Porțile de Fier I. Hidrocentrala este împărțită în centrala de pe malul românesc și cea de pe malul sîrbesc. Hidrocentrala românească are șase turbine Kaplan de 178 MW fiecare (trei construite la Reșița și trei importate din URSS). Turbinele prelucrează o cădere nominală de 34 m.

Prin re tehnologizarea începută în 1997 cu participarea firmei SULZER HYDRO Ltd. (Elveția) puterea unei turbine a crescut la 194 MW.

Alte hidrocentrale cu turbine Kaplan sînt și hidrocentralele de pe Bistrița, în aval de Bicz.

Turbine bulb sînt folosite în unele hidrocentrale de pe Olt (Slatina aval - 20 de grupuri) și la Porțile de Fier II (8 grupuri) [9.7]. O turbină bulb de tipul celor de la Slatina a fost fabricată la Combinatul de Utilaj Greu din Iași și produce o putere nominală de 14 MW la 125 rot/min prelucrînd un debit de 125 m³/s cu o cădere de calcul de 12,8 m. Mașina este reversibilă, fiind capabilă să lucreze și ca pompă de mare capacitate în sistemele de irigații.

Bibliografie

- 9.1. Anton I., Turbine hidraulice. Ed. Facla, Timișoara, 1979.
- 9.2. Davidescu Al., Teoria mașinilor hidraulice. Editura Cultura Națională, 1925.
- 9.3. Grecu T., Negrea V.D., Iordache I, Dăscălescu D., Mașini mecanoenergetice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1983.
- 9.4. Mîndrican A., Stroe Iulia, Reparație capitală cu modernizarea și creșterea capacității celor 6 grupuri de la centrala hidroelectrică Porțile de Fier I. În revista Producerea, transportul și distribuția energiei electrice și termice, nr. 1, p. 9 ... 21, 2001.
- 9.5. Orgo V.M., Ghidoturbini. Izd. Leningradskogo Universiteta, Leningrad, 1975.
- 9.6. Pavel D., Mașini hidraulice. Vol. I și II, Ed. Energetică, București, 1954 și 1955.
- 9.7. Popescu Elena, Cazanacli Cr., Niculici P., Aspecte semnificative privind comportarea în exploatare a hidroagregatelor de tip bulb din România. În revista Producerea, transportul și distribuția energiei electrice și termice, nr. 11-12, p. 53 ... 61, 2000.

10. POMPE

10.1. Introducere. Definiții

Pompele sînt mașini de forță generatoare care transformă energia mecanică primită de la un motor în energie hidraulică prin interacțiunea dintre un corp solid (piston sau rotor) și un lichid.

Energia totală a lichidului pompat are trei componente și, pentru 1 kg de lichid, se scrie sub forma:

$$e = \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh, \quad (10.1)$$

în care $c^2/2$ este energia cinetică, p/ρ este energia potențială de presiune, (gh) este energia potențială gravitațională, c este viteza lichidului, p este presiunea statică, ρ este densitatea lichidului iar h este înălțimea la care se află lichidul față de un nivel de referință ales.

În utilizările practice una sau alta din componentele energiei hidraulice a lichidului pompat este preponderentă:

- energia hidraulică cinetică, atunci cînd lichidul trebuie împins cu mare viteză (la stins incendii etc.);

- energia hidraulică potențială de presiune, atunci cînd se impune ca lichidul să aibă presiuni mari (la alimentarea cazanelor de abur, în acționări hidraulice etc.);

- energia hidraulică potențială gravitațională, atunci cînd lichidul este ridicat la înălțimi mari (în sisteme de irigații situate pe terase aflate deasupra nivelului apei etc.).

După natura lichidului pompat se disting pompe pentru vehicularea apei și pompe pentru alte lichide (produse petroliere, diverse soluții din industria chimică etc.).

Pompe dinamice	● centrifuge	● radiale	
		● diagonale	
	● elicoidale (axiale)		
Pompe volumice	● alternative	● cu piston	
		● cu pistonase	
		● cu membrană	
	● rotative	● cu roți dințate	● cu angrenare exterioară
			● cu angrenare interioară
		● cu șurub	
		● cu palete culisante	
	● cu inel de lichid		
	● cu role		
Pompe cu jet	● de apă		
	● de abur		
	● de aer comprimat		

Fig. 10.1 Clasificarea pompelor

O clasificare simplificată distinge pompe dinamice (centrifuge și axiale), pompe cu piston și pompe speciale (grupă în care se încadrează toate celelalte construcții de pompe: cu membrană, cu role etc.).

În pompele dinamice transformarea energetică se realizează în două faze: în rotor lichidul primește energie și își mărește presiunea și viteza iar în stator, prin micșorarea vitezei, își mărește în continuare presiunea. În pompele centrifuge circulația lichidului se realizează sub acțiunea forțelor centrifuge iar în pompele axiale circulația se realizează datorită diferențelor de presiune care apar pe fețele paletelor.

Pompele volumice realizează creșterea de presiune într-o cameră de pompare, prin variația volumului camerei. Pompele volumice se caracterizează prin prezența unor organe de închidere (supape, clapete, bile, dinții roților dințate, pistoane-sertar etc.) care, în timpul funcționării, deschid și închid comunicația camerei de pompare cu conductele de alimentare și refulare.

10.2. Pompa centrifugă

10.2.1. Construcția și funcționarea pompei centrifuge

Construcția pompei centrifuge cu o treaptă amintește de construcția treptei de compresor centrifug.

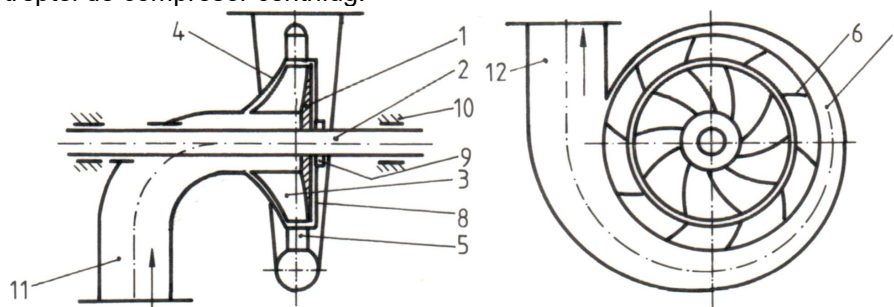


Fig. 10.2. Pompă centrifugă monoetajată:

1 - disc de bază; 2 - arbore; 3 - palete rotorice; 4 - disc acoperitor; 5 - difuzor; 6 - palete fixe; 7 - cameră spirală; 8 - capace laterale; 9 - etanșări; 10 - lagăre; 11 - racord de aspirație; 12 - racord de refulare

Organul activ al pompei este rotorul, ce este alcătuit din discul de bază 1 fixat pe arborele 2 și prevăzut cu paletele 3 curbate înapoi (față de sensul de rotație) sau drepte. Paletele sînt mai late în zona de intrare a lichidului (la diametru mic) și mai înguste în zona de ieșire a lichidului (la diametru mare). Canalele dintre palete sînt acoperite lateral cu discul profilat 4. În jurul rotorului se află un spațiu inelar 5 prevăzut (sau nu) cu paletele fixe 6, care formează difuzorul pompei. Camera spirală 7 colectează lichidul ieșit din difuzor și îl conduce spre ieșirea din pompă. Rotorul este închis lateral cu două capace 8. Locurile prin care arborele iese din carcasă sînt prevăzute cu etanșările 9. Arborele se rotește în lagărele 10. Intrarea apei în pompă este axială și se face prin racordul de aspirație 11, iar refularea se face prin racordul 12.

Pompele centrifuge se montează astfel ca rotorul să fie sub nivelul de la care se face aspirația, ceea ce asigură umplerea sa naturală cu lichid. Când această condiție nu se poate îndeplini, înainte de pornirea motorului de antrenare carcasa pompei și conducta de aspirație se umplu cu lichid printr-o gaură specială din carcasă. La învîrtirea rotorului forțele centrifuge deplasează lichidul spre exterior. Astfel presiunea la intrare în rotor devine mai mică decît cea din conducta de aspirație, ceea ce permite intrarea lichidului în pompă.

În rotor lichidul primește energie de la motorul de antrenare, mărindu-și presiunea statică și viteza de curgere. În difuzor și în camera spirală secțiunile prin care trece lichidul sînt crescătoare, astfel că viteza de curgere se micșorează, energia cinetică transformîndu-se în energie potențială de presiune (adică presiunea statică se mărește).

10.2.2. Înălțimea de pompare. Randamentul hidraulic

Principala mărime ce caracterizează pompele centrifuge este energia pe care pompa o transmite lichidului. Această mărime este numită sarcina pompei sau înălțimea de pompare.

La studiul compresoarelor centrifuge - mașini similare pompelor centrifuge - (în subcapitolul 5.3.1.4) a fost calculată energia transmisă fluidului și a fost exprimată sub forma creșterii totale de presiune:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \rho(u_2 c_2 \cos(\alpha_2) - u_1 c_1 \cos(\alpha_1)) = \\ &= \rho \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right). \end{aligned} \quad (4.35)$$

În care ρ este densitatea fluidului, u este viteza tangențială a rotorului, w și c sînt viteza relativă și viteza absolută a fluidului, α este unghiul dintre viteza tangențială și viteza absolută iar indicii 1 și 2 se referă la secțiunile de intrare și de ieșire din rotor.

Împărțind relațiile (4.35) prin produsul (ρg), mărime care pentru un lichid este constantă, se obțin relațiile:

$$\begin{aligned} H_t &= \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{1}{g}(u_2 c_2 \cos(\alpha_2) - u_1 c_1 \cos(\alpha_1)) = \\ &= \frac{1}{g} \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right). \end{aligned} \quad (10.2)$$

În care H_t este înălțimea unei coloane de lichid care exercită la baza sa o presiune echivalentă cu creșterea de presiune realizată de pompă. Mărimea H_t reprezintă sarcina pompei sau înălțimea de pompare.

Relația (10.2) este cunoscută ca ecuația fundamentală a pompelor dinamice.

Considerînd pierderile de energie prin frecările ce însoțesc trecerea lichidului prin pompă și exprimîndu-le prin fracțiunea H_p din înălțimea totală de pompare se obține înălțimea reală de pompare H sub forma:

$$H = H_t - H_p. \quad (10.3)$$

Raportul

$$\eta_h = H/H_T = 1 - H_p/H \quad (10.4)$$

reprezintă randamentul hidraulic al pompei centrifuge.

Randamentul hidraulic al pompelor centrifuge are valori cuprinse între 0,5 ... 0,8 , valorile mai mari întâlnindu-se la pompele cu difuzor paletat și la pompele multietajate. Valoarea randamentului depinde și de forma paletelor, fiind mai mare la pompele centrifuge care au paletele rotorice curbate înapoi.

Deoarece la majoritatea pompelor centrifuge intrarea lichidului în canalele dintre paletele rotorice se face radial (cu $\alpha_1 = 90^\circ$), înălțimea reală de pompare se exprimă prin relația:

$$H = \frac{1}{g} \eta_h u_2 c_2 \cos(\alpha_2). \quad (10.5)$$

Ultima relație arată că înălțimea reală de pompare crește cu viteza tangențială $u_2 = \omega r_2$, adică cu diametrul rotorului și cu viteza unghiulară (sau turația). Pentru a realiza înălțimi de pompare mari pompele centrifuge trebuie să aibă diametre mari (ceea ce înseamnă creșterea gabaritului și greutateii) sau turații mari (la care poate să apară cavitația - fenomen ce constă în formarea de bule de gaze și vapori de lichid care deranjează funcționarea și provoacă coroziunea mecanică a paletelor). Ca urmare, pompele cu un singur rotor (monoetajate) realizează înălțimi de pompare limitate (în mod obișnuit, mai mici de 50 m). Pentru a se obține înălțimi de pompare mai mari se folosesc pompe cu mai multe rotoare (multietajate) în care lichidul trece, pe rînd, dintr-un rotor în altul.

10.2.3. Debitul pompei centrifuge

Debitul volumic teoretic al pompelor centrifuge se calculează cu:

$$\dot{V}_t = A_2 c_r = \pi d_2 b_2 c_2 \sin(\alpha_2) \quad (10.6)$$

în care A_2 este aria secțiunii (cilindrice) de ieșire din rotor, c_r este viteza radială a lichidului la ieșirea din rotor (normală pe secțiunea de ieșire), d_2 este diametrul exterior al rotorului, b_2 este lățimea rotorului la extremitatea exterioară.

Debitul masic se calculează cu relația:

$$\dot{m}_t = \rho \dot{V}_t. \quad (10.7)$$

O parte \dot{V}_p din debitul teoretic se pierde prin neetanșeitățile dintre rotor și carcasă, astfel că debitul real este:

$$\dot{V} = \dot{V}_t - \dot{V}_p. \quad (10.8)$$

Raportul

$$\eta_v = \dot{V} / \dot{V}_t = 1 - \dot{V}_p / \dot{V}_t \quad (10.9)$$

se numește randament volumetric al pompei centrifuge și are valori cu atât mai apropiate de 1 cu cît pompele sînt mai mari.

10.3. Pompa axială

Pompele axiale sînt caracterizate de debite foarte mari (1 ... 5 m³/s) și de înălțimi de pompare mici (5 ... 10 m). Se utilizează în sistemele de irigații sau de desecări.

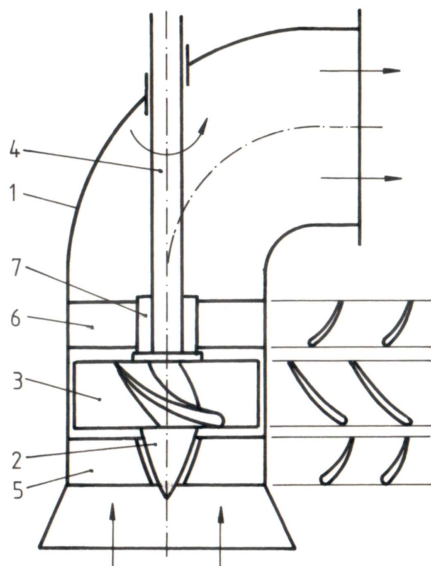


Fig. 10.3. Pompă axială:
1 - arbore; 2 - butuc; 3 - palete rotative; 4 - carcasă; 5 - palete fixe anterotrice; 6 - difuzor cu palete; 7 - lagăr

O pompă axială are ca părți mobile un arbore vertical 1 terminat cu un butuc 2 în formă de paraboloid de rotație, pe care se află paletele 3 cu profil de aripă portantă. Rotorul este plasat într-o carcasă cilindrică 4. Înaintea rotorului se află paletele fixe 5, iar după rotor se află difuzorul cu palete 6. Paletele difuzorului 6 susțin un lagăr radial 7 care ghidează arborele în plan vertical. În unele construcții de pompe axiale lagărul ce ghidează arborele pe verticală este susținut de paletele anterotrice.

Lagărul de ghidare lucrează sub apă și este solicitat puțin, fiind construit din cauciuc dur și uns cu apă. Imediat după difuzor carcasa pompei face un cot, pentru a permite ieșirea arborelui pompei și amplasarea motorului de antrenare. Paletele rotative pot fi fixe sau reglabile, situație în care sînt rotite cu ajutorul unui mecanism aflat în interiorul butucului.

10.4. Pompa cu piston

10.4.1. Construcția pompei cu piston

O pompă cu piston este compusă din cilindrul 1, pistonul 2, supapa de aspirație 3 și cea de refulare 4, mecanismul de antrenare (nefigurat), conducta de aspirație 5 și cea de refulare 6. Supapele pompei sînt automate, adică se deschid și se închid sub acțiunea forțelor de presiune de pe cele două fețe supapei.

10.4.2. Funcționarea pompei cu piston. Sarcina pompei

În cursa pistonului de la p.m.i. spre p.m.e. are loc admisiunea lichidului în cilindru. În cursa inversă are loc refularea lichidului (pomparea).

Cu notațiile din fig. 10.4-b energia masică a lichidului în secțiunea de intrare în pompă este dată de relația

$$e_a = gh_a + p_a / \rho + c_a^2 / 2. \quad (10.10)$$

Energia masică a lichidului în secțiunea de ieșire din pompă este

$$e_r = gh_r + p_r / \rho + c_r^2 / 2, \quad (10.11)$$

în care indicele r înseamnă refulare.

Presiunile din relațiile (10.10) și (10.11) sînt, evident, presiuni absolute și se calculează după indicațiile vacuometrului V și a manometrului M cu relațiile:

$$p_a = p_{at} - p_v \text{ și } p_r = p_m + p_{at}.$$

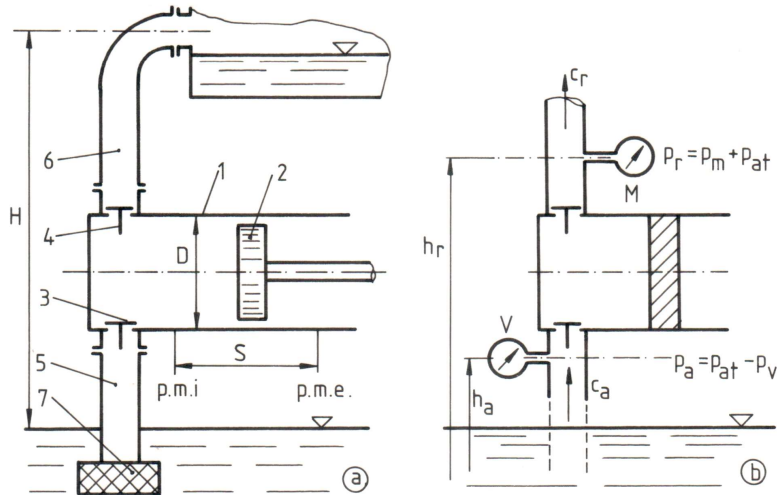


Fig. 10.4. Pompă cu piston: a - schemă constructivă; b - schemă pentru calculul sarcinii pompei; 1 - cilindru; 2 - piston; 3 și 4 - supape de aspirație și de refulare; 5 și 6 - conducte de aspirație și de refulare; 7 - filtru; M - manometru; V - vacuometru

Energia masică efectivă transmisă lichidului în pompă este:

$$e_r - e_a = g(h_r - h_a) + \frac{p_r - p_a}{\rho} + \frac{c_r^2 - c_a^2}{2}. \quad (10.12)$$

Împărțind ultima relație prin (g) se obține sarcina H a pompei exprimată ca înălțime de pompare:

$$H = \frac{e_r - e_a}{g} = h_r - h_a + \frac{p_r - p_a}{\rho g} + \frac{c_r^2 - c_a^2}{2g}. \quad (10.13)$$

10.4.3. Debitul pompei cu piston. Randamentul volumetric

Pompa cu piston funcționează după un ciclu format dintr-o cursă de aspirație și o cursă de refulare. Ca urmare, debitul volumic teoretic mediu al pompei se calculează cu relația

$$\dot{V}_m = \frac{\pi D^2}{4} S n_c, \quad (10.14)$$

în care D este diametrul cilindrului, S este cursa totală a pistonului iar n_c este frecvența ciclică de funcționare (numărul de cicluri de pompare efectuate în

unitatea de timp). Pentru majoritatea pompelor cu piston (la care pistonul este deplasat de un mecanism bielă-manivelă antrenat de un electromotor) $n_c = n/60$, n fiind turația motorului (exprimată în rot/min).

O pompă cu piston debitează discontinuu, numai în cursa de refulare. În timpul refulării debitul volumic variază după legea

$$\dot{V}(t) = \frac{\pi D^2}{4} v_P \quad (10.15)$$

în care v_P este viteza pistonului.

Mecanismul de antrenare al pompei este la fel cu mecanismul bielă-manivelă de la motoarele cu ardere internă (fig. 5.23), dar, deoarece efectul util (pomparea) se produce în cursa pistonului între p.m.e. și p.m.i., la determinarea poziției curente a pistonului s-a luat ca origine centrul de rotație O al arborelui cotit. Prin derivarea cursei pentru viteză se obține tot expresia stabilită în subcapitolul 5.10:

$$v_P = r \omega \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right], \quad (5.34)$$

în care r este raza manivelei arborelui cotit, l este lungimea bielei, $\lambda = r / l$ este un raport geometric caracteristic, α este unghiul de rotație al arborelui cotit, iar ω este viteza unghiulară a arborelui cotit.

Reprezentarea grafică a variației debitului în timpul refulării este prezentată pe fig. 10.5-a.

Debitul volumic mediu real \dot{V}_r este mai mic decât debitul calculat cu relația (10.14) ca urmare a pierderilor de lichid prin neetanșeități, din cauza gazelor dizolvate în lichid etc., ceea ce conduce la noțiunea de randament volumic al pompei cu piston, mărime definită prin relația:

$$\eta_v = \dot{V}_r / \dot{V}_m \quad (10.16)$$

Randamentul hidraulic al pompelor cu piston are valori de 0,85 ... 0,99, valorile mari întâlnindu-se la pompe mari și bine construite, iar valorile mici fiind caracteristice pompelor mici și uzate.

10.4.4. Uniformizarea debitului pompei cu piston

Există câteva soluții constructive pentru uniformizarea debitului pompelor cu piston:

- legarea în paralel a mai multor secțiuni de pompă, care debitează cu un decalaj (în timp) ales convenabil (fig. 10.5);
- folosirea pompelor cu piston cu dublă acțiune și a pompelor diferențiale cu piston (fig. 10.6);
- folosirea acumulatorilor pneumatice (fig. 10.7).

Pompele cu două secțiuni de pompare (cu doi cilindri) se construiesc cu un arbore cu două coturi decalate la 180° (fig. 10.5 - b), astfel că în timp ce un cilindru debitează, celălalt aspiră. Pompa cu trei cilindri are un arbore cu trei coturi decalate între ele cu câte 120° , procesele de pompare desfășurându-se cu o suprapunere pe 60° , ceea ce îmbunătățește uniformizarea debitului (fig. 10.5 -c).

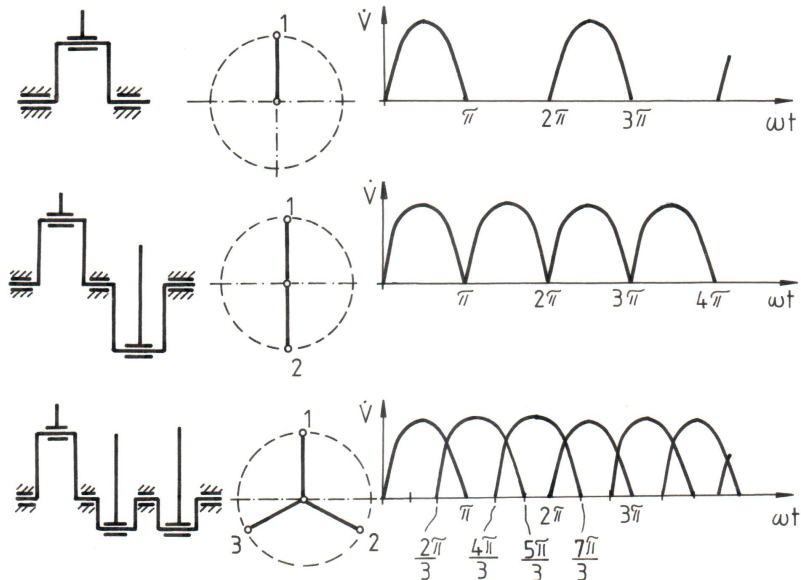


Fig. 10.5. Debitul pompei cu piston:
a - cu un cilindru; b - cu doi cilindri; c - cu trei cilindri

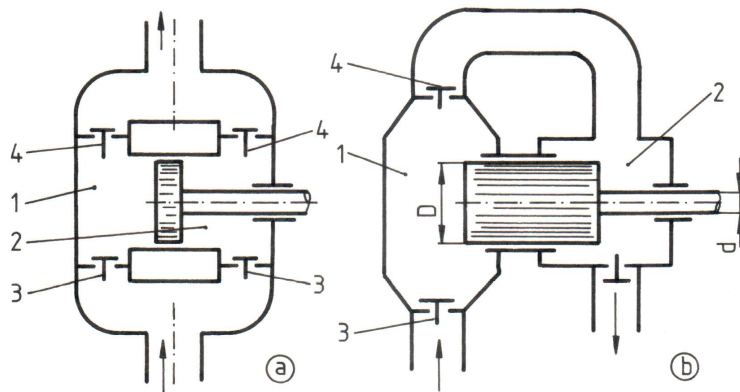


Fig. 10.6. Pompa cu piston cu dublu efect (a) și pompa diferențială cu piston (b): 1 și 2 - camere de pompare; 3 - supape de aspirație; 4 și 5 - supape de refulare

O pompă cu piston cu dublu efect (fig. 10.6 - a) are ambele fețe ale pistonului active, fiecare față lucrând într-o cameră de pompare proprie, prevăzută cu supapele necesare. Se observă cele două secțiuni de pompare lucrează alternativ. Camera 2 (prin care trece tija pistonului) are volumul activ mai mic decât volumul camerei principale.

La pompa diferențială cu piston (fig. 10.6 -b) în cursa de pompare din camera 1 volumul camerei 2 crește cu diferența dintre volumul eliberat de piston și volumul ocupat de tija pistonului. Ca urmare, o parte din lichidul refulat prin supapa 4 ocupă acest spațiu (este reținut în camera 2) și doar

restul lichidului trece prin supapa 5 în conducta de refulare. În timpul cursei de aspirație din camera 1 pistonul pompează lichidului din camera 2.

Se observă că efectul de uniformizare a debitului realizat de pompa cu piston cu dublu efect și de pompa diferențială cu piston este asemănător cu cel al pompei cu doi cilindri.

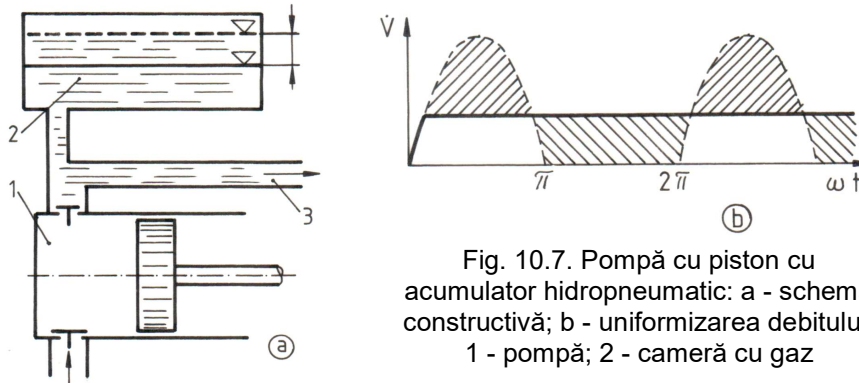


Fig. 10.7. Pompă cu piston cu acumulator hidropneumatic: a - schemă constructivă; b - uniformizarea debitului; 1 - pompă; 2 - cameră cu gaz

O altă soluție pentru uniformizarea debitului pompei cu piston constă în folosirea unei camere pneumatice (cunoscută și sub numele de acumulator hidropneumatic), conform cu schema din fig. 10.7. Când se pompează apă în camera pneumatică se află aer, iar când se pompează produse inflamabile (ulei etc.) în camera pneumatică se introduce azot. Camera pneumatică se montează în paralel cu conducta de refulare. În cursa de debitare a pompei o parte din debitul de lichid intră în camera pneumatică și acționează ca un piston, măbind presiunea gazului din cameră, iar restul debitului merge la refulare. În timpul cursei de aspirație a pistonului gazul se destinde și, asemenea unui piston, împinge lichidul din camera pneumatică în conducta de refulare, realizând uniformizarea debitului.

Acumulatoarele pneumatice cu azot se folosesc în schemele de acționări hidrostatice ale preselor, pentru a mări debitul de ulei necesar umplerii motoarelor hidraulice liniare (cilindri hidraulici, când acumulatorul debitează în paralel cu pompa hidraulică, indiferent de tipul constructiv al acesteia).

10.5. Pompa cu pistonaje axiale

Pompa cu pistonaje axiale realizează presiuni mari (pînă la 35 MPa) la debite de lichid relativ mici (de 0,005...0,500 m³/min). Se folosesc în acționări hidraulice, la alimentarea turbomotoarelor cu kerosen etc.

O pompă cu pistonaje axiale are mai multe pistonaje 1 dispuse în blocul cilindrilor 2 (bloc ce reprezintă rotorul pompei), o placă înclinată 3, fixă sau cu poziție unghiulară reglabilă și un distribuitor de lichid fix 4, prevăzut cu un canal pentru aspirație A și cu un canal de refulare R. Rotorul pompei este antrenat, prin arborele 5, de un motor. Pistonașele sînt menținute permanent în contact cu placa înclinată prin intermediul arcurilor 6.

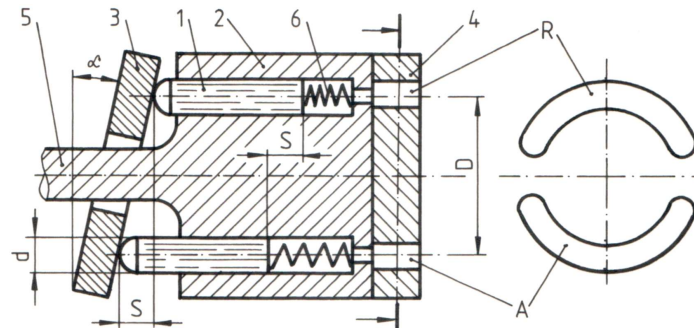


Fig. 10.8. Pompă cu pistonaje axiale: 1 - pistonaje; 2 - rotor; 3 - placă înclinată; 4 - distribuitor; 5 - arbore; 6 - arc; A - canal de aspirație; R - canal de refulare

La o rotație completă a rotorului 2 fiecare pistonaj efectuează o cursă de admisiune sub acțiunea arcurilor 6 și o cursă de refulare sub acțiunea plăcii înclinate. Lungimea S a cursei pistonajelor este dată de poziția plăcii înclinate 3, deci de unghiul α făcut de placă cu direcția verticală. În timpul unei curse de admisiune, când un pistonaj iese din rotor, cilindru său se află în comunicație cu canalul de aspirație A din distribuitorul 4, iar în cursa de refulare cilindru respectiv se află în comunicație cu canalul de refulare R.

În timpul unei rotații complete fiecare pistonaj pompează volumul:

$$V_1 = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg}(\alpha) \quad (10.17)$$

în care d este diametrul unui pistonaj, D este diametrul de așezare a pistonajelor, iar $S = D \operatorname{tg}(\alpha)$ este cursa unui pistonaj.

O pompă cu z pistonaje și cu turația n furnizează debitul:

$$\dot{V} = z V_1 \frac{n}{60} = z \frac{n}{60} \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg}(\alpha) \quad (10.18)$$

Ca toate pompele cu piston și această pompă dă un debit pulsator, cu atât mai uniform cu cât z este mai mare.

10.6. Pompa cu pistonaje radiale

Pompele cu pistonaje radiale realizează presiuni mari (pînă la 20 MPa) la debite de 0,02...1 m³/min și sînt folosite în acționări hidraulice.

Această pompă are mai multe pistonaje 1 dispuse radial în cilindri prelucrați într-un rotor de formă cilindrică 2. Rotorul este plasat excentric față de statorul 3 ce are tot formă cilindrică. În centrul rotorului se află un alezaj cilindric împărțit de o placă fixă 4 în două camere ce comunică una cu canalul A de aspirație iar cealaltă cu canalul R de refulare. Canalele de aspirație și de refulare se află pe unul din capacele laterale ale pompei. La o rotație camerele de pompare „a” comunică, prin intermediul canalelor înguste 5, cu camerele de aspirație și de refulare.

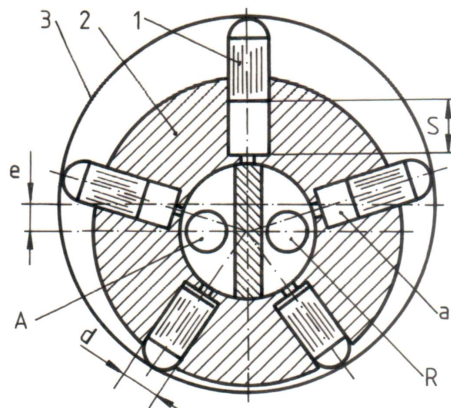


Fig. 10.9. Pompă cu pistonăse radiale: 1 - pistonăse; 2 - rotor; 3 - stator; 4 - placă fixă; a - cameră de pompare; A - canal de aspirație; R - canal de refulare

La învîrtirea rotorului, sub acțiunea forțelor centrifuge, pistonăsele se află permanent în contact cu suprafața interioară a statorului. Cînd rotația se face în sensul acelor de ceas (pentru pompa din fig. 10.9)

pistonăsele aflate în stînga liniei centrelor execută cursa de admisiune iar cele din dreapta efectuează pomparea.

Într-o rotație completă un pistonăș pompează volumul

$$V_1 = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{\pi d^2}{4} 2e \quad (10.19)$$

în care d este diametrul unui pistonăș iar $S = 2e$ este cursa acestuia.

O pompă cu z pistonăse funcționînd cu turația n furnizează debitul teoretic

$$\dot{V} = V_1 z \frac{n}{60} = \frac{\pi d^2}{120} e z n. \quad (10.20)$$

Ca toate pompele cu piston, și aceste pompe dau debite ondulatorii.

10.7. Pompa cu membrană

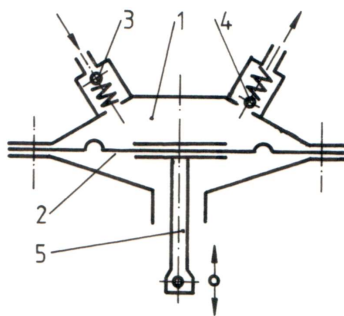


Fig. 10.10. Pompă cu membrană:

1 - cameră de pompare; 2 - membrană; 3 - supapă de aspirație; 4 - supapă de refulare; 5 - tijă de acționare

Pompele cu membrană (diafragmă) sînt foarte simple și se folosesc cu rezultate bune acolo unde nu se cer înălțimi de pompare mari: în construcții hidrotehnice, în industria cărbunelui etc. Foarte cunoscute

sînt pompele cu membrană folosite la alimentarea motoarelor cu aprindere prin scînteie.

În principiu, o pompă cu membrană este compusă dintr-o cameră de pompare 1 închisă cu o membrană elastică 2 și prevăzută cu o supapă de aspirație 3 și cu o supapă de refulare 4. Deformarea membranei se face cu o tijă 5 acționată de un sistem mecanic (un excentric montat pe un arbore, un electromagnet, un mecanism bielă - manivelă etc.).

Deformarea membranei în sensul măririi volumului camerei de pompare produce aspirarea lichidului prin supapa de aspirație iar

deformarea membranei în sensul micșorării volumului produce refularea lichidului prin supapa respectivă.

Observație. După schema din fig. 10.10 se construiesc și compresoare cu membrană, care au avantajul de a nu introduce ulei din sistemul de ungere în gazul comprimat.

10.8. Pompa cu clapete

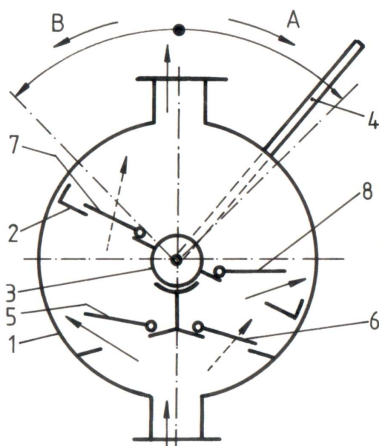


Fig. 10.11. Pompa cu clapete:
1 - carcasă; 2 - palete plane; 3 - ax;
4 - manetă; 5 și 6 - supape de
admișiune; 7 și 8 - supape de refulare;
A și B - camere de pompare

În general, pompele cu clapete sînt acționate manual și se folosesc pentru transvazarea unor cantități mici de fluide: ulei, petrol lampant etc.

Pompa cu clapete (fig. 10.11) are un stator (o carcasă) cilindric 1 în care oscilează organul activ - paletele plane 2 montate pe un ax central 3.

Acționarea pompei se face cu maneta exterioră 4 fixată pe axul 3. Maneta se deplasează cu 45° în stînga și în dreapta axei verticale. În construcția pompei se mai găsesc două clapete de aspirație 5 și 6 plasate pe stator și două clapete de refulare 7 și 8 fixate pe palete.

La rotirea manetei în sensul acelor de ceas clapetele 6 și 7 se închid iar clapetele 5 și 8 se deschid, lichidul fiind aspirat în camera A, al cărei volum crește, și refulat din camera B, al cărei volum scade. La rotirea manetei în sens trigonometric se închid supapele 5 și 8 și se deschid supapele 6 și 7, lichidul fiind aspirat în camera B și fiind refulat din camera A.

10.9. Pompa cu roți dințate

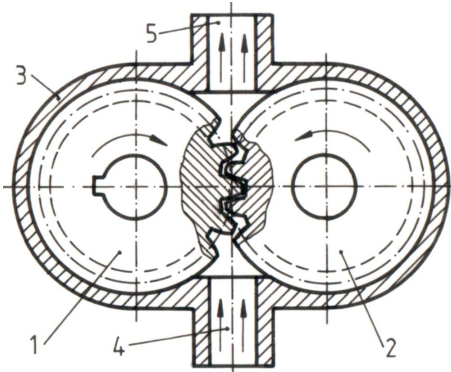


Fig. 10.12. Pompă cu roți dințate: 1 - roată conducătoare; 2 - roată condusă; 3 - carcasă; 4 și 5 - camere de aspirație și de refulare

Pompele cu roți dințate se folosesc în instalațiile de ungere ale motoarelor cu ardere internă, în instalații de acționări hidraulice ale mașinilor unelte și ale unor mașini agricole, la transvazarea unor produse petroliere etc.

Pompele cu roți dințate realizează debite între 0,003 ... 0,200 m³/min și presiuni pînă la 20 MPa.

O pompă cu roți dințate cu angrenare exterioară este constituită din roțile dințate 1 și 2 montate în carcasa 3, care este profilată corespunzător și prevăzută cu orificii de aspirație și de refulare. Una din roțile dințate, de exemplu roata 1, este antrenată de un motor, iar roata a doua este condusă de prima. Sensurile de rotație sînt cele de pe fig. 10.12.

În timpul funcționării pompei, în partea de sub linia O₁O₂ a centrelor roților, dinții unei roți ies din golurile dintre dinții celeilalte roți, creînd o depresiune în camera de aspirație 4 (deoarece mișcarea dinților ce ies din angrenare este asemănătoare cu mișcarea unui piston într-un corp de pompă în timp ce efectuează cursa de aspirație). Deasupra liniei O₁O₂ a centrelor dinții unei roți intră în angrenare cu dinții celeilalte roți, astfel că spațiul ocupat de lichid se micșorează, ceea ce are ca efect creșterea presiunii. Așadar, lichidul este aspirat în camera 4, este transportat în golurile formate între dinți și peretele pompei pînă în camera 5 în care își mărește presiunea și de unde este refulat.

Pentru estimarea debitului volumic se face ipoteza că în timpul unei rotații complete fiecare dinte execută o acțiune de pompare, volumul de lichid împins fiind egal cu volumul unui gol dintre doi dinți și că aria laterală a unui dinte este egală cu aria laterală a unui gol. În aceste condiții debitul volumic se calculează cu relația:

$$\dot{V} = 2zAb \frac{n}{60}, \quad (10.21)$$

în care 2z este numărul de dinți ai celor două roți, A este secțiunea transversală a unui gol, b este lățimea roții, iar n este turația pompei (în rot/min).

Debitul real este mai mic decît cel estimat prin relația precedentă datorită pierderilor prin neetanșeități și se calculează cu relația

$$\dot{V}_r = \eta_v \dot{V}, \quad (10.22)$$

în care η_v este randamentul volumic și are valori în intervalul 0,7 ... 0,95.

Randamentul global al pompei se referă la transformarea energiei mecanice în energie hidraulică și deci consideră toate pierderile, avînd valori în intervalul 0,6 ... 0,7.

Bibliografie

- 10.1. Chimion C., Ilișin D., Brănișteanu M., Pompe centrifuge. Ed. Tehnică, 1974.
- 10.2. Cherkasky V.M., Pumps, fans, compressors. Mir Publishers, Moscow, 1980.
- 10.3. Dorin P., Mașini hidraulice. Vol. I, II, Ed. Energetică de stat, București, 1954, 1955.
- 10.4. Țurcanu C., Ganea N., Pompe volumice. Ed. Tehnică, București, 1963.
- 10.5. Țurcanu C., Ganea N., Pompe volumice pentru lichide. Ed. Tehnică, București, 1987.