

COMPRESOARE

1. DEFINIȚIE ȘI CLASIFICARE

În instalațiile de frânare și de climatizare ale autovehiculelor se utilizează frecvent compresoare cu piston. Supraalimentarea motoarelor auto este asigurată cu ajutorul compresoarelor centrifugale sau axiale. În sfârșit, în instalațiile de ventilație, încălzire și condiționare a aerului se folosesc ventilatoare, care fac parte și ele din grupa compresoarelor.

Compresoarele sunt 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 micșorarea 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 frânarea 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.

Compresoarele volumice realizează presiuni până la 1000 bar, dar au debite relativ mici, sub 500 m³/min. Compresoarele dinamice furnizează presiuni până la 25 bar, la debite foarte mari. Compresoarele centrifuge realizează debite de până la 2500 m³/min, iar cele axiale debite ce pot depăși 10000 m³/min.

Suflantele sunt compresoare dinamice destinate unor presiuni mai mici de 4 bar. Nu au o circulație intermediară a gazului. Ventilatoarele sunt compresoare dinamice cu o treaptă. Ele realizează creșteri de presiune mici (< 1,1 bar) și vehiculează debite foarte mari. Exhaustoarele sunt suflante sau ventilatoare care vehiculează gaze prin crearea unei depresiuni în canalele de gaze. Pompele de vid sunt compresoare destinate realizării unei depresiuni (vid) în încăinte 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 furnizând energia mecanică necesară funcționării.

2. COMPRESOARELE VOLUMICE

2.1. Compresoarele cu piston

Rolul compresoarelor este de a aspira gazul vehiculat și de a-l refula sub presiune spre locul de utilizare. Antrenarea compresoarelor este asigurată, de regulă, de motoare electrice.

Principiul de funcționare al compresorului cu piston este foarte simplu, fiind ilustrat grafic cu ajutorul diagramei presiune-volum (fig.12.1). În diagramă este reprezentat atât ciclul real de funcționare (curba trasată cu linie continuă), cât și cel teoretic (curba trasată cu linie întreruptă). Punctele caracteristice ale celui de-al doilea ciclu sunt notate cu indicele „prim”. Astfel, conform schemei constructive din figura 12.2, aspirația gazului în cilindrul 6 al compresorului se realizează pe timpul deplasării pistonului 2 din *p_{mi}* spre *p_{me}*. Depresiunea creată în cilindru prin deplasarea pistonului determină deschiderea ventilului de aspirație 1 și p trunderea liberă a gazului în interiorul cilindrului.

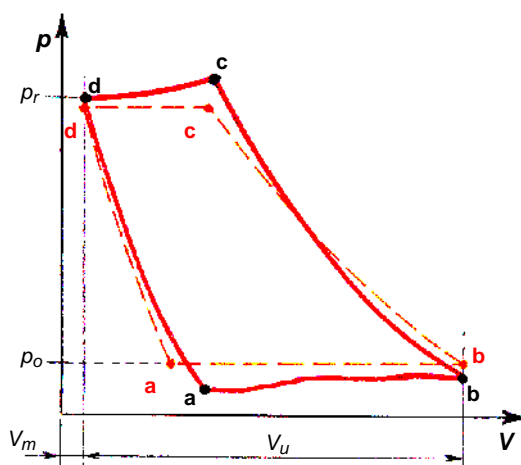


Fig.12.1

a(a) – deschiderea ventilului de aspirație;
 b(b) – închiderea ventilului de aspirație;
 c(c) – deschiderea ventilului de refulare;
 d(d) – închiderea ventilului de refulare.

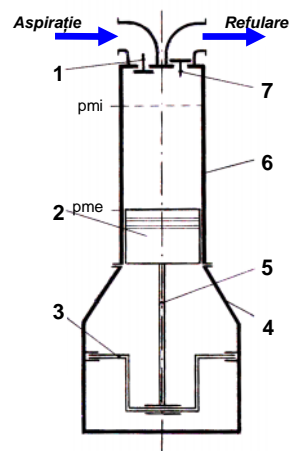
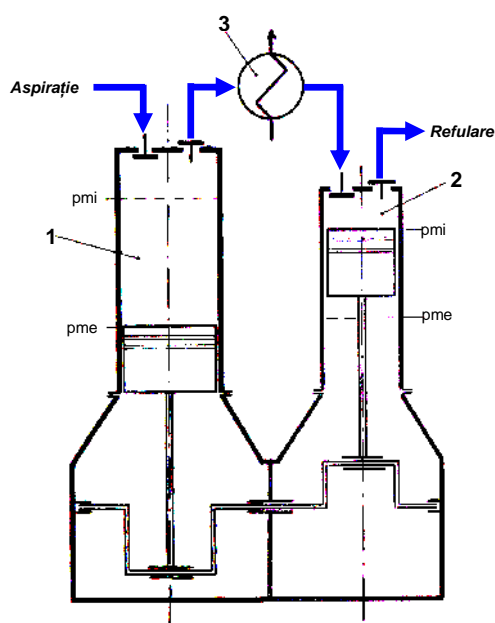


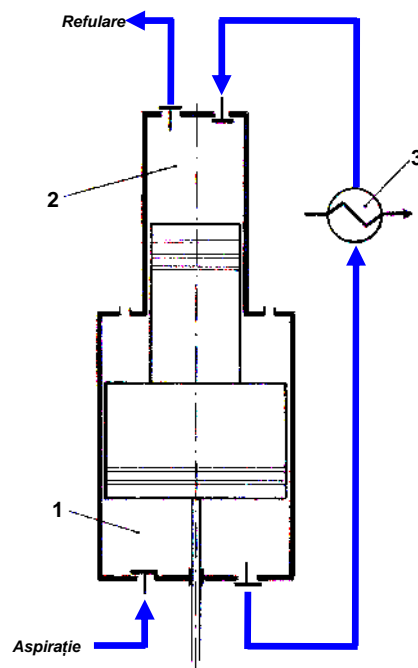
Fig.12.2

1 – ventil de aspirație; 2 – piston;
 3 – arbore cotit; 4 – carter; 5 – biel;
 6 – cilindru; 7 – ventil de refulare.

Aspirația propriu-zisă se realizează între punctele *a* și *b*, în prima parte a cursei *p_{mi}-p_{me}* a pistonului (evoluția *d-a* din fig.12.1) realizându-se destinderea gazului rămas în cilindru după închiderea ventilului de refulare. Comprimarea gazului aspirat în cilindrul compresorului (evoluția *b-c*) se realizează pe timpul cursei pistonului din *p_{me}* spre *p_{mi}*. În ultima parte a acestei curse, ca urmare a creșterii presiunii din cilindru, se deschide ventilul de refulare 7 și începe refularea gazului comprimat (procesul *c-d* din fig.12.1). După ce pistonul ajunge în poziția *p_{mi}* (punctul *d*), refularea încetează și ciclul de funcționare este reluat.



a



b

Fig.12.3

a – compresor cu doi cilindri și pistoane normale; b – compresor cu un singur cilindru și piston diferențial;
 1 – cilindrul treptei I (de joasă presiune); 2 – cilindrul treptei a II-a (de înaltă presiune); 3 – rotor intermediar.

Comprimarea gazului în cilindru este însoțită de creșterea importantă a temperaturii (depinzând valoarea punctului de inflamare a uleiului de ungere). Având în vedere presiunile

ridicate necesar a fi asigurate, se impune creșterea în trepte a presiunii, cu procese intermediare de răcire. În figura 12.3 sunt prezentate schemele constructive ale compresoarelor cu două „etaje” și răcire intermediară.

În prima variantă constructivă (fig.12.3.a), compresorul cu două trepte de comprimare este realizat prin inserierea a doi cilindri cu alezaje diferite, în care se realizează deplasarea alternativă a unor pistoane cu o configurație obișnuită. Gazul comprimat în prima treaptă (cilindru cu dimensiuni mai mari) este refulat spre aspirația celui de-al doilea cilindru prin intermediul unui răcitor. În acest al doilea cilindru (cu alezaj redus) se realizează creșterea suplimentară a presiunii gazului care este apoi refulat spre utilizator.

O altă soluție constructivă de realizare a compresoarelor cu două trepte de comprimare o constituie utilizarea unui singur cilindru în care se realizează deplasarea alternativă a unui piston diferențial, variantă ilustrată în figura 12.3.b. Pistonul este confecționat cu două alezaje diferite, porțiunea de alezaj mai mare constituind prima treaptă de comprimare, în timp ce zona de alezaj redus asigură comprimarea de înaltă presiune a gazului. În acest caz, între cele două trepte de comprimare este intercalat un răcitor intermediar.

Această soluție este utilizată și în cazul compresoarelor cu trei trepte de comprimare (fig.12.4). Pistonul este confecționat, de această dată, cu trei alezaje diferite, corespunzătoare treptelor de comprimare asigurate. Compresorul este prevăzut cu două răcitoare intermediare (între treptele I și II, respectiv, între treptele II și III).

Compresoarele cu două sau trei trepte de comprimare sunt utilizate atunci când sunt necesare presiuni de refulare ridicate (situat în jurul valorii de 30...70 bar). Ciclurile de funcționare ale compresoarelor cu piston, având două sau trei trepte de comprimare sunt reprezentate grafic cu ajutorul diagramelor presiune-volum din figura 12.5.

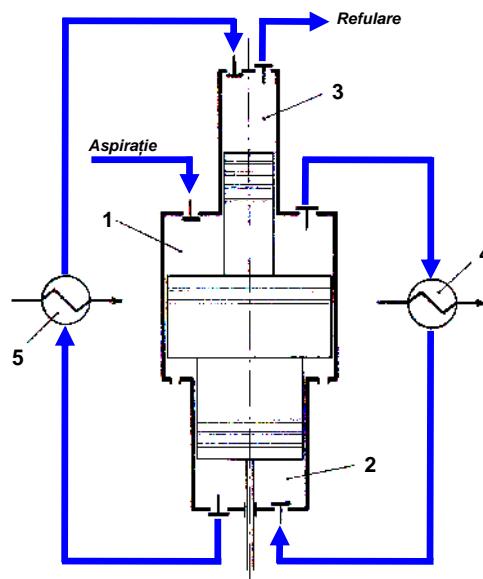


Fig.12.4

1 – cilindrul treptei I (de joasă presiune); 2 – cilindrul treptei a II-a (de medie presiune); 3 – cilindrul treptei a III-a (de înaltă presiune); 4 și 5 – răcitoare intermediare.

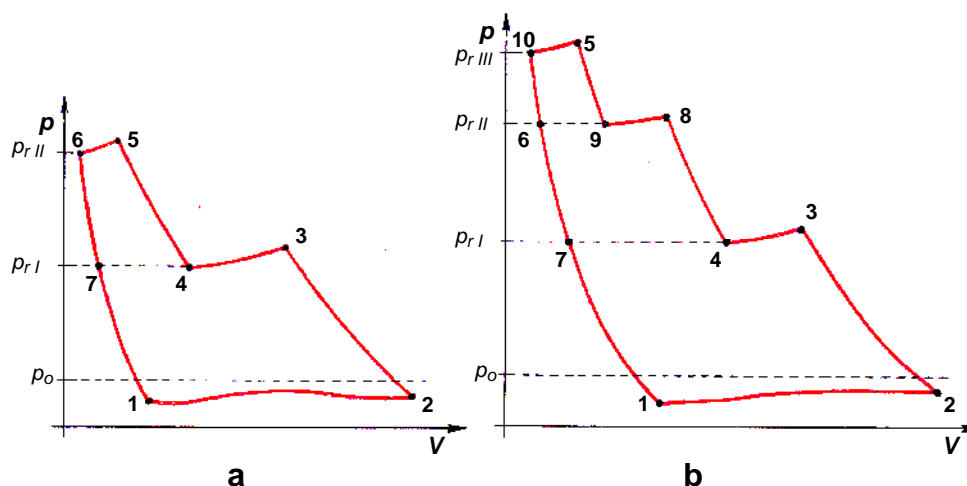


Fig.12.5

a – compresor cu două trepte de comprimare; b – compresor cu trei trepte de comprimare;

1 – deschiderea ventilului de aspirație a primei trepte de comprimare; 2 – începutul comprimării în prima treaptă; 3 – începutul refulării spre treapta a doua; 4 – începutul comprimării în cea de-a doua treaptă; 5 – începutul refulării spre utilizator; 6 – începutul destinderii în cea de-a doua treaptă; 7 – începutul destinderii în prima treaptă; 8 – începutul refulării spre cea de-a treia treaptă; 9 – începutul comprimării în cea de-a treia treaptă; 10 – începutul destinderii în cea de-a treia treaptă.

2.2. Compresorul rotativ cu lamele culisante

Un compresor rotativ cu lamele în rotor (fig.12.6.b) este compus dintr-un stator cilindric 1 și dintr-un rotor cilindric 2, plasat excentric în cilindru (dezaxarea fiind notată cu ε), rotor în care sunt prelucrate anuri longitudinale în care culisează lamelele 3 (în număr de 4, în cazul reprezentat grafic). Statorul cilindric este prevăzut cu canalele de aspirație 4 și cele de refulare 5.

Compresorul este prevăzut cu aripioare de răcire 6. Lamelele 3 au aceeași lungime ca statorul cilindric, respectiv, ca rotorul. Când arborele este rotit din exterior, lamelele sunt supuse acțiunii forțelor centrifuge, astfel că ele sunt în contact permanent cu cilindrul interior, ieșind înțrând în canalele din rotor (culisând). Între rotor și cilindru, se formează o cameră cu secțiunea ca o semilună, împărțită de paletel 3 și 3 în camerele notate A, B și C. Camera A joacă rol de cameră de aspirație, deoarece – pe măsura învârtirii rotorului – volumul dintre două lamele consecutive crește, creându-se o depresiune datorită căreia este aspirat gazul (la presiune constantă, procesul 4-1). Continuând învârtirea rotorului, camera A se transformă într-o cameră de tip B care, după depășirea liniei verticale a centrelor rotorului și statorului, își micșorează volumul, realizând comprimarea gazului (procesul 1-2). Apoi camera B trece într-o cameră de tip C, care intră în comunicație cu conducta de refulare. Lamela ulterioară 3 pompează gazul din mână (procesul de refulare 2-3, desfășurat la presiunea constantă p_2). Ciclul se încheie prin trecerea lamelei 3 în stânga liniei centrelor, timp în care o cantitate mică de gaz trece de la refulare spre admisie, destinându-se în procesul 3-4.

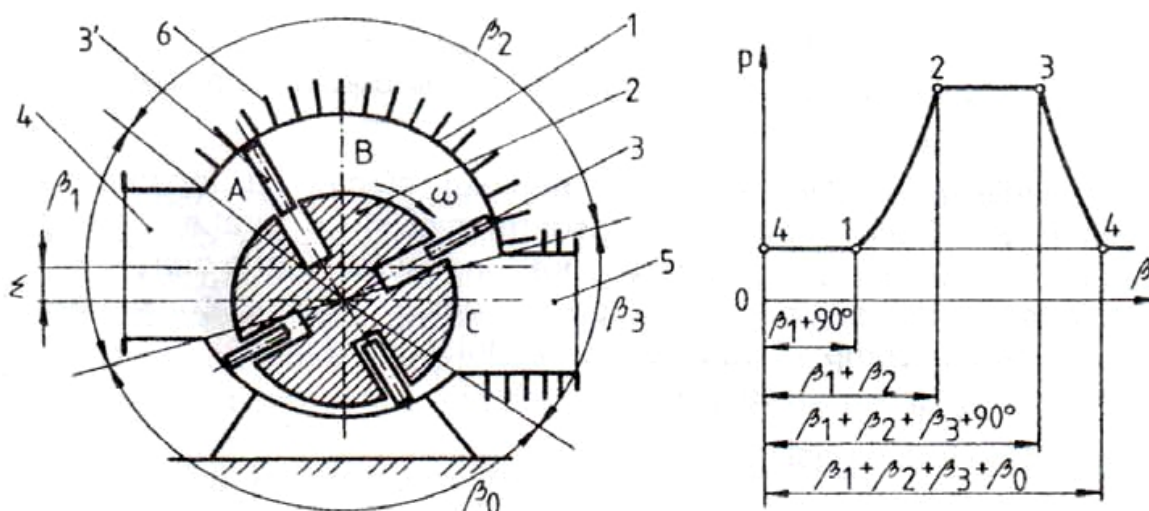


Fig.12.6

1 – stator cilindric; 2 – rotor; 3 – lamele; 4 – canal de admisie 5 – canal de refulare; 6 – aripioare de răcire.

Diagrama desfășurată p - β din figura 12.6.b reprezintă, în fond, ciclul compresorului tehnic cu piston, durata fazelor fiind în corelație cu distanța unghiulară dintre palete (se construiesc compresoare cu 4...32 paletel) și cu unghiurile constructive β_1 , β_2 și β_3 .

2.3. Compresorul rotativ cu rotoare profilate

Un compresor rotativ cu rotoare profilate (fig.12.7) este construit din două rotoare profilate 1 și 2, fiecare cu câte 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. Antrenarea sincronă a rotoarelor se face cu un angrenaj cu roți din alte. 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 sunt în pozițiile din figura 12.7, ele formează, împreună cu statorul, camerele A, B și C, fiecare având un rol funcțional distinct. Prin învârtirea rotoarelor în sensurile indicate pe figură, volumul camerei A crește, în cameră fiind aspirat gaz la presiunea constantă p_1 (procesul teoretic 1-2). Continuându-se rotirea, camera A se transformă într-o cameră de tip B, închizând între lobi și stator, într-un volum constant, o cantitate 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 când intră în comunicație cu canalul de refulare, se produce o comprimare (teoretic instantanee) la volum constant, datorat curgerii inverse a gazului din conductă 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 .

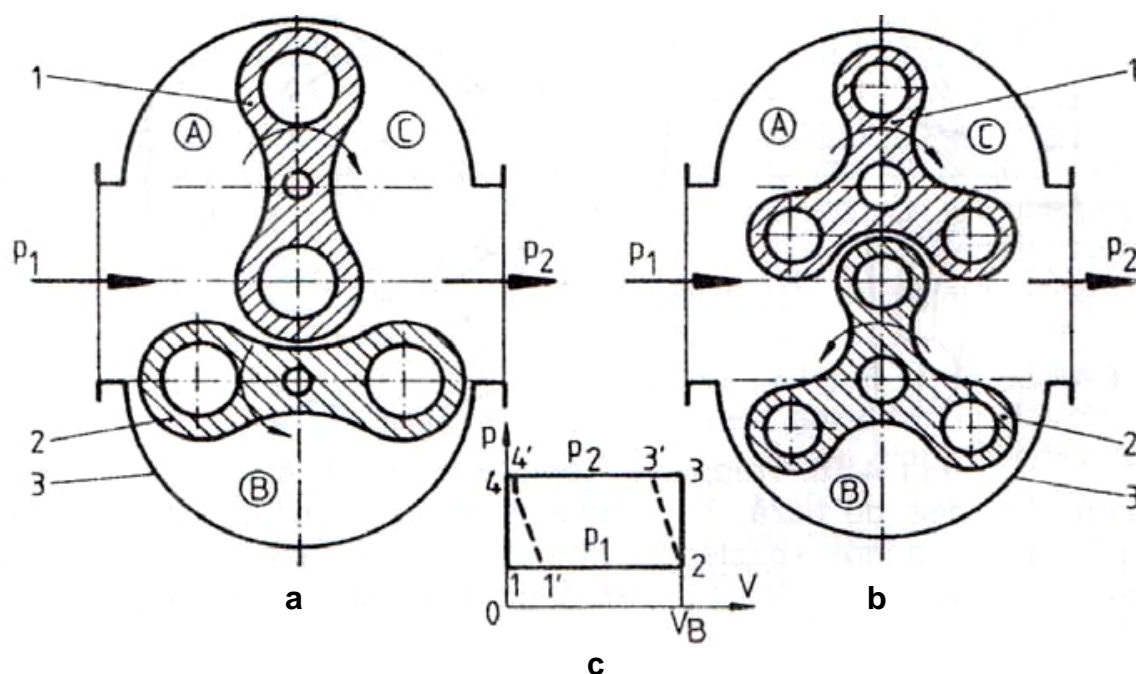


Fig.12.7

a – compresor rotativ cu rotoare profilate cu 2 lobi; b – compresor rotativ cu rotoare profilate cu 3 lobi; c – ciclul teoretic de funcționare;
1 și 2 – rotoare profilate; 3 – stator.

Conform schemei de funcționare prezentate anterior, 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 egală cu diferența $p_2 - p_1$ (fig.12.7.c). Procesul 4-1 corespunde trecerii camerei C într-o cameră de tip A. Procesele de comprimare 2-3 și de destindere 4-1 nu sunt riguros izocore, ceea ce conduce la ciclul teoretic 1'-2-3'-4', destinderea 4'-1' referindu-se la o cantitate redusă de gaz care trece din camera C în camera A.

Compresorul cu 3 lobi pe rotor refulează mai puțin în discontinuu decât cel cu 2 lobi pe rotor. Dacă lobi sunt 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.

3. COMPRESOARELE DINAMICE

3.1. Compresorul centrifug

Compresorul centrifug este o mașină de forță, generatoare, care transformă energia mecanică (primită de la un motor) în energie potențial de presiune, acumulată de gazul care traversează mașina. Comprimarea gazului se realizează în două faze: în rotor, sub acțiunea forțelor centrifuge, și în stator, prin frânarea parțială a curgerii gazului.

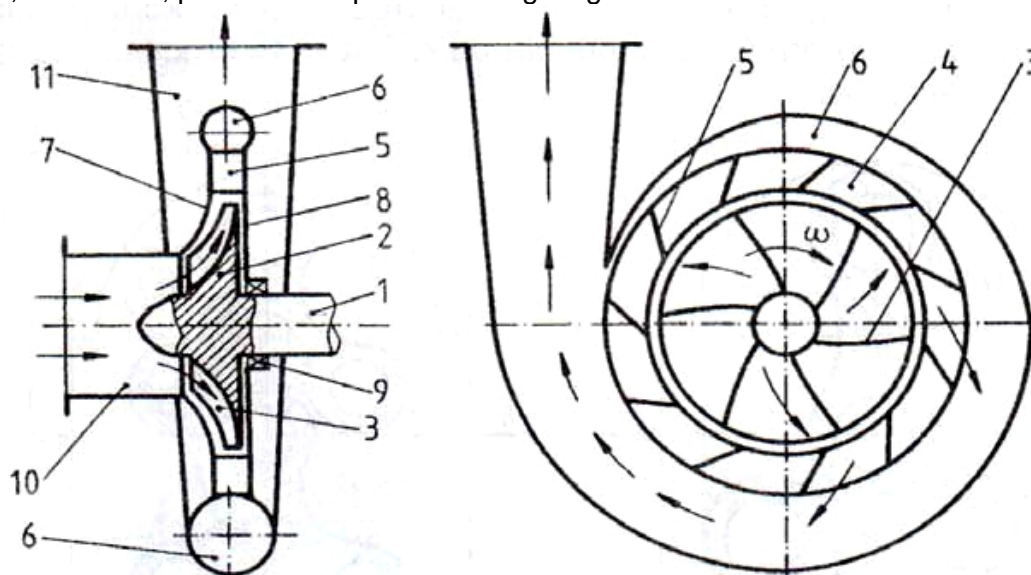


Fig.12.8

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 – racord (canal) de admisie; 11 – racord (canal) de refulare.

O treaptă de compresor centrifug (fig.12.8) 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, prevăzut cu paletele 3. Paletele pot fi radiale, sau pot fi curbate (îndoite) înainte sau înapoi (fig.12.9). O paletă este curbată înainte dacă, pe măsură ce diametrul rotorului crește, paleta se îndepărtează de direcția radială în sensul de rotație.

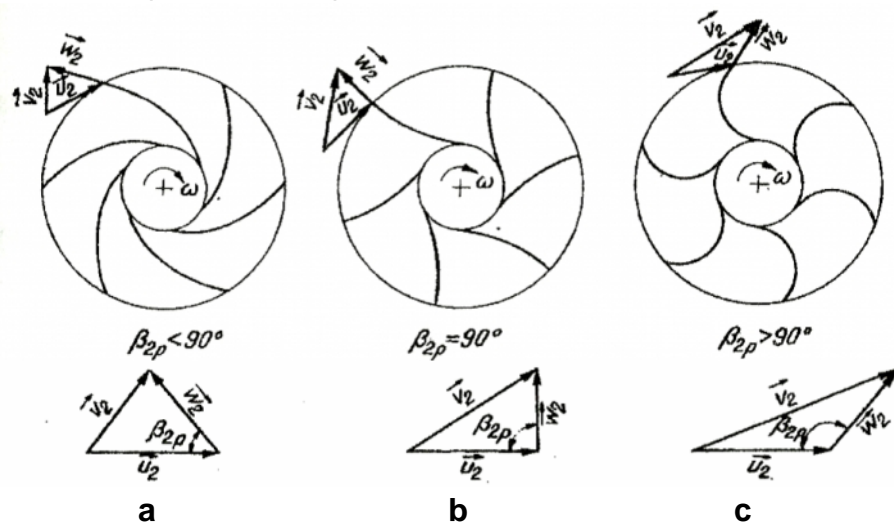


Fig.12.9

a – rotor cu palete curbate înapoi; b – rotor cu palete radiale; c – rotor cu palete curbate înainte.

Satorul este compus din difuzorul 4 i din camera spiral 6, care înconjoar difuzorul. Difuzorul este un spa iu inelar în jurul rotorului, prev zut cu paletel 5. La compresoarele mici, difuzorul nu are paletel. În construc ia compresorului se mai g sesc peretel anterior 7 (profilat) i peretel posterior 8, care împreun cu difuzorul i cu camera spiral închid rotorul.

Trecerea arborelui prin pere ii satorului este prev zut cu un spa iu de etan are 9. Bineîn eles, rotorul este sus inut i se rote te în lag re (nereprezentate în fig.12.8). Gazul intr în compresor pe racordul de aspira ie 10 i este refulat prin racordul de refulare 11.

În practic , treptel de compresor centrifug se pot cupla câte dou în paralel (cu disc, difuzor i camer spiral comun), sau se pot înseria în lungul arborelui, prin intermediul unor canale care conduc gazul de la ie irea radial dintr-o treapt la intrarea axial în treapta urm toare.

Circula ia gazului prin canalele dintre paletel rotorului se face pe direc ie radial , cu sensul spre exteriorul rotorului. Curgerea apare datorit faptului c , în timpul rotirii arborelui (i rotorului), asupra particulelor materiale care compun gazul ac ioneaz for e centrifuge. Trecerea de la curgerea axial (la aspira ie) la curgerea radial din canalele dintre paletel se face lin, prin interac iunea gazului cu peretel profilat al discului de baz .

Trecerea gazului prin rotor constituie faza energetic principal în func ionarea compresorului centrifug, ca – de altfel – a tuturor turboma inilor (compresoare i pompe dinamice, turbine cu abur i cu gaze, turbine hidraulice). În rotorul ma inii are loc transmiterea energiei mecanice primite de la motorul de antrenare c tre fluxul de gaz. Ca urmare, fluxul de gaz se accelereaz , deci energia sa cinetic se m re te.

Canalele dintre paletel rotorului au sec iuni de trecere ce cresc odat cu raza rotorului, ceea ce face ca, la trecerea prin canale, gazul s suporte transformarea unei p ri din energia sa cinetic în energie poten ial de presiune (p_s), simultan cu cre terea men ionat a energiei cinetice a gazului.

O prim concluzie arat c în rotor cre te energia total a gazului, prin ambele componente: cinetic (cre te viteza c) i poten ial (cre te presiunea static cu p_s), a a cum se observ în procesul 1-2 din figura 12.10.

A doua faz func ional este trecerea gazului prin difuzor i prin camera spiral . Gazul, ce iese din rotor cu energie cinetic ridicat , trece prin sec iuni continuu cresc toare, ceea ce conduce la mic orarea vitezei gazului (energiei cinetice) i la cre terea presiunii cu diferen a p_d (cre terea energiei poten iale de presiune), respectiv procesul 2-3-4 din figura 12.10.

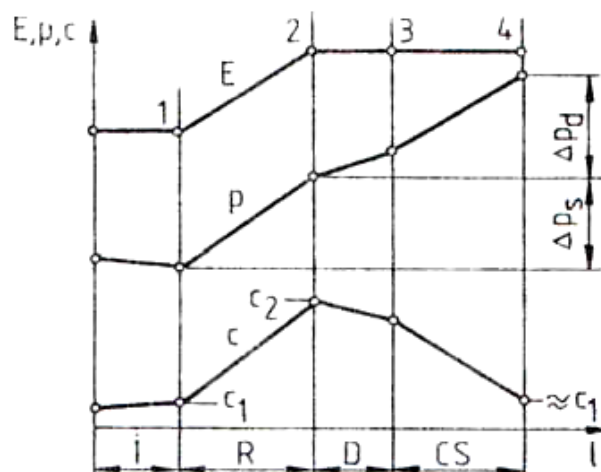


Fig.12.10

I – canal de intrare; R – rotor;
D – difuzor; CS – camer spiral .

3.2. Compresorul axial

Un compresor axial (fig.12.11) este constituit din mai multe coroane de paletel mobile 2, montate fie pe obada unor discuri, fie pe un tambur 4 (ca în fig.12.11) i din coroane de paletel directoare fixe 3 (dup fiecare coroan de paletel mobile), fixate de carcasa 5. Paletel directoare formeaz difuzorul compresorului. Deseori, înaintea primei coroane de paletel mobile este plasat o coroan de paletel directoare de admisie 1. Ansamblul format dintr-o coroan de paletel mobile i o coroan de paletel directoare plasat dup paletel mobile formeaz o treapt de comprimare.

În continuare, se prezint func ionarea compresorului axial, în leg tur i cu figura 12.12. Gazul p trunde în canalele formate de paletel rotorice 2 cu viteza absolut c_1 . În absen a aparatului director de la aspira ie (coroana de paletel fixe 1), viteza c_1 are direc ia axial . Când exist aparatul director, la trecerea prin paletel acestuia, curentul de aer este r sucit i p trunde

între paletel rorului sub un unghi α_1 , cu direc ia vitezei tangen iale. În orice sec iune cilindric prin palete, viteza tangen ial la intrarea, ca i la ie irea din palete, are aceea i valoare u . Viteza relativ w_1 a curentului de aer la intrarea în canalul dintre paletel de pe rotor i unghiul β_1 , format de aceast vitez cu direc ia vitezei tangen iale, se determin din triunghiul de viteze (fig.12.9 i 12.12).

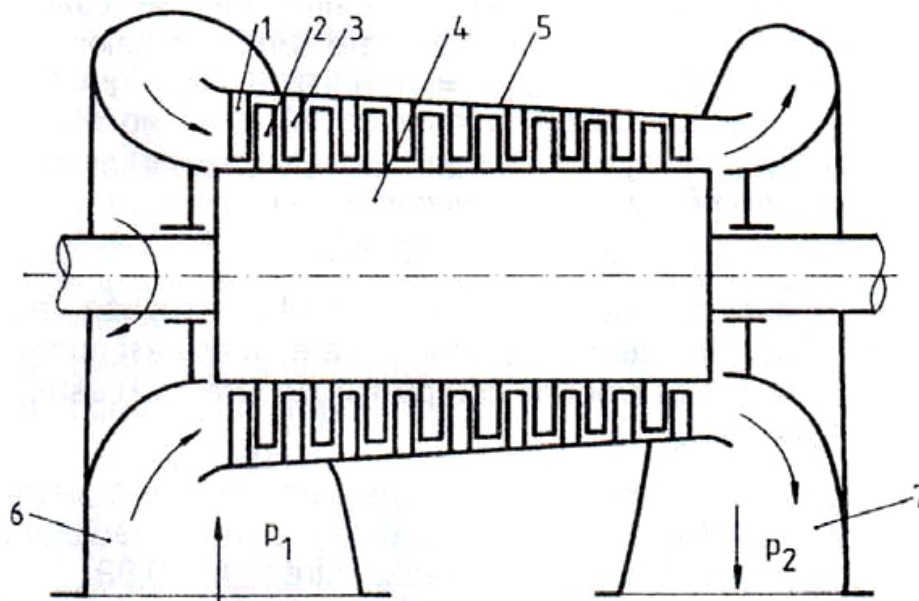


Fig.12.11

1 – palete directoare de admisie; 2 – palete mobile; 3 – palete directoare fixe; 4 – tambur; 5 – carcas ; 6 – racord (canal) de aspira ie; 7 – racord (canal) de refulare.

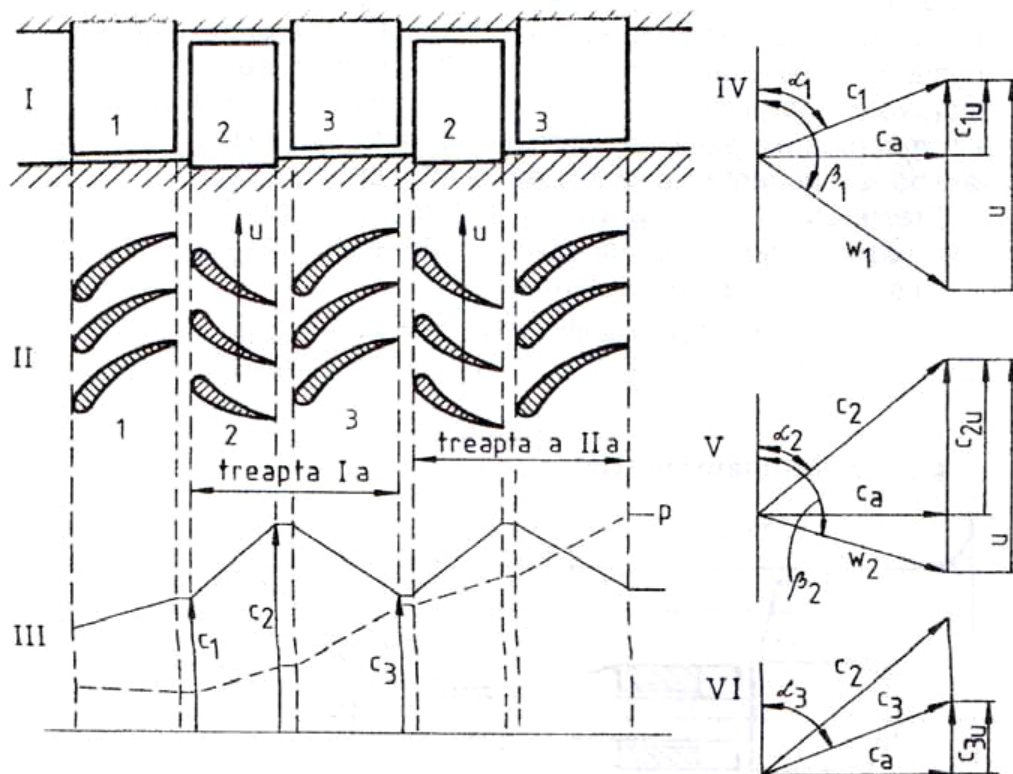


Fig.12.12

I – schema constructiv principal ; II – sec iune cilindric desf urat ; III – diagramele presiunii i vitezei absolute; IV – triunghiurile de vitez la intrarea în canalele dintre paletel rotorului, V – triunghiurile de vitez la ie irea din canalele rotorului, VI – triunghiurile de vitez la intrarea i ie irea din aparatul director;
1 – palete directoare de admisie; 2 – palete mobile; 3 – palete directoare.

Curentul de gaz p r se te paletelor rotorice cu viteza relativ w_2 i sub unghiul α_2 , cu direc ia vitezei tangen iale. Viteza absolut c_2 , la ie irea din coroana de paletelor rotorice, i unghiul α_2 , pe care aceasta îl face cu direc ia vitezei tangen iale se determin , de asemenea, din triunghiul de viteze.

Din canalele dintre paletelor rotorice, curentul de gaz p trunde în canalele formate de paletelor directoare, unde î i schimb direc ia. La trecerea prin canalele dintre paletelor directoare, are loc mic orarea vitezei absolute a curentului de gaz, transformarea unei p r i din energie sa cinetic în energie poten ial i cre terea presiunii statice. Curentul de gaz p r se te aparatul director cu viteza absolut c_3 i sub unghiul α_3 , fa de viteza tangen ial . Este bine ca viteza c_3 s fie cât mai mic ; ea poate coborî pân la $c_3 = c_1$, valori mai mici ducând la sec iuni de trecere exagerat de mari. De regul , compresoarele axiale se construiesc astfel încât vitezele absolute c_1 , c_2 i c_3 s aib componentele axiale c_{a1} egale între ele.

3. COMPRESORUL CU JET (EJECTORUL)

Ejectoarele sunt aparate în care un curent de fluid cu presiune ridicat se amestec cu un curent de fluid cu presiune coborât , rezultând un curent de presiune medie. În practic , ejectoarele se folosesc pentru ridicarea presiunii unui fluid cu presiune joas , de unde i încadrarea lor în categoria ma inilor compresoare.

Prin ejectoare pot circula simultan fluide de aceea i natur i în aceea i faz (lichid sau gazoas) sau de natur sau cu faze diferite, inclusiv cu suspensii solide (materiale pulverulente) în fluidul de joas presiune.

Func ionarea ejectoarelor se studiaz pe modelul ejectorului teoretic i, apoi, pe ejectorul real. În figura 12.13 este prezentat schema constructiv a unui ejector, precum i varia iile presiunii i vitezei în ejector.

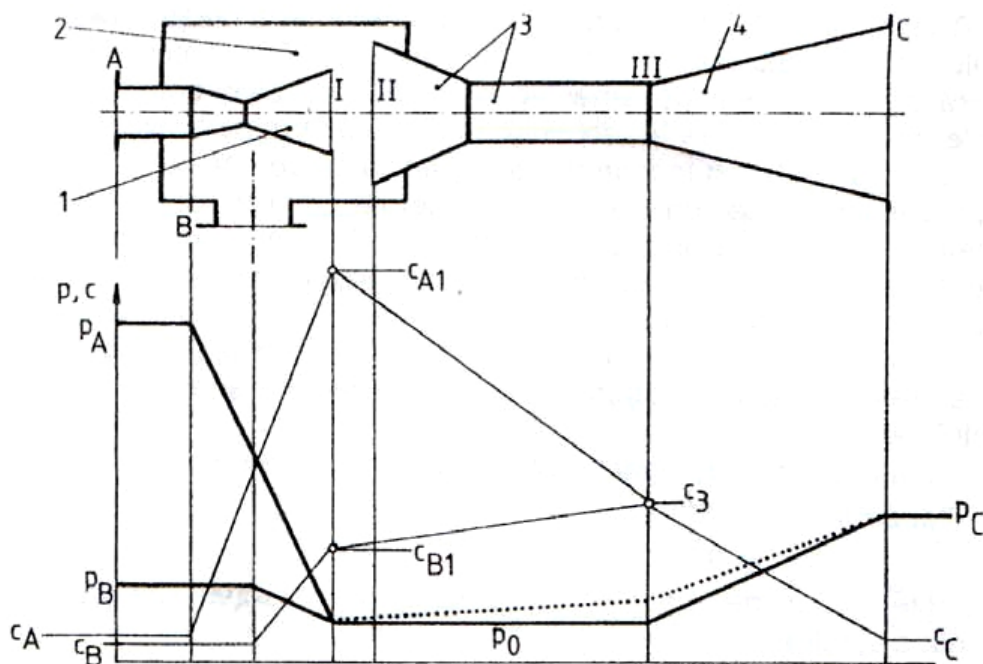


Fig.12.13

1 – ajutor; 2 – camer de admisie; 3 – camer de amestec; 4 – difuzor.

În construc ia unui ejector (fig.12.13) se disting urm toarele p r i principale: ajutorul 1 pentru agentul de presiune ridicat (numit i *agent motor*), camera de admisie 2, în care intră agentul motor destins în ajutorul 1 i în care este aspirat *agentul ejectat* (cel cu presiune coborât), camera de amestec 3 i difuzorul 4. Camera 2 îndepline te i rol de ajutor pentru agentul ejectat, ca urmare a sec iunii de trecere variabil pe care o ofer acestuia. Uneori (cu deosebire, pentru

lichide), ajutorul 1 se construiește multiplu, prin înserierea câtorva ajutoare convergente. Camera de amestec este compusă din două tronsoane: tronconic la intrare și cilindric, în continuare.

Pentru studiul funcționării ejectorului, se admite că ambii agenți au aceeași natură și sunt în fază 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 până la presiunea p_o (presiunea minimă din ejector) și la viteza c_{A1} (mare, agentul având o energie cinetică ridicată).

Agentul ejectat intră în camera de aspirație 2 prin secțiunea B , secțiune în care există presiunea $p_B > p_o$. Viteza agentului prin secțiunea B este c_B . În camera de aspirație, agentul B se destinde (în ajutorul inelar) până la presiunea p_o , pe care o realizează atunci când 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 începând 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.12.13). Totuși, teoretic, se consideră că în camera de amestec presiunea p_o este aceeași în toate secțiunile, până la secțiunea III , secțiune în care se termină tronsonul cilindric al camerei de amestec și începe difuzorul. Altfel spus, 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 frânarea 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.

INFORMAȚII SUPLIMENTARE¹

I.1. CONSTRUCȚIA COMPRESOARELOR CU PISTON

Compresorul cu piston are o construcție asemănătoare cu cea a motoarelor cu ardere internă în 4 timpi, chiar dacă ciclul de funcționare se realizează pe parcursul unei singure rotații a arborelui cotit. În figura I.1 este prezentat (în secțiuni longitudinală și transversală) construcția unui compresor de aer alcătuit din doi cilindri cu pistoane diferențiale, fiecare piston având câte două trepte de comprimare. Cilindrii funcționează în paralel, asigurându-se astfel un flux continuu al aerului refulat spre buteliile de depozitare (diminuarea pulsațiilor determinate de alternanța curselor de aspirație și de refulare). Se asigură totodată mărirea debitului de aer furnizat, dimensiuni și mase specifice mai reduse, precum și un mai bun echilibraj dinamic al compresorului.

Carterul 1 este nedivizat și în el este depozitat uleiul de ungere. Arborele cotit 2, prevăzut cu contragreutățile 3, este sprijinit în carter prin intermediul lagrelor 4. Pistoanele sunt constituite din porțiunea de alezaj ridicată 7 (treapta I, de joasă presiune) și din porțiunea de alezaj redus 8 (treapta a II-a, de înaltă presiune), fiind articulate cu bielele 9.

În carter este montată pompa cu roți dințate 10, care asigură ungerea sub presiune a lagrelor palier, a lagrelor maneton și a bolurilor pistoanelor. Ungerea cilindrilor treptei I se realizează prin barbotaj, în timp ce ungerea cilindrilor treptei a II-a se realizează prin picături, cu ajutorul ungătorului central 11.

Pompa de ungere aspiră uleiul din carter prin intermediul filtrului 25 și îl refulază prin orificiul practicat în interiorul arborelui cotit. În conducta de refulare a uleiului 27 se află o supapă de reglare a presiunii uleiului 28. Reglarea este asigurată prin intermediul unui resort reglabil, menținându-se astfel o valoare aproximativ constantă a presiunii uleiului de ungere (aproximativ 2,5 bar). Tot prin intermediul supapei de reglare, uleiul în surplus este colectat înapoi în baia de ulei.

Ungătorul treptelor de înaltă presiune este alcătuit din pistonul acționat de o camă montată pe arborele cotit, având și el posibilitatea de reglare a debitului de ulei. Refularea uleiului se realizează prin conducte prevăzute cu ventile de reținere și cu posibilitatea de a observa – prin racordul 24 – numărul de picături pe minut injectate în cilindri.

Treptele de joasă presiune sunt prevăzute cu ventilele de aspirație 12 și cu ventilele de refulare 13. Aerul refulat de prima treaptă de comprimare este introdus inițial în separatorul intermediar 18, care asigură reținerea apei și uleiului din aerul comprimat. Apa poate apărea prin condensare, datorită umidității aerului atmosferic, în timp ce prezența uleiului este datorată neetanșeităților. Din separator, aerul este dirijat spre cea de-a doua treaptă de comprimare prin intermediul racordului 16.

La rândul ei, treapta a II-a de comprimare este dotată cu ventilele de aspirație 14 și cu ventilele de refulare 15. După această treaptă este asigurată reținerea apei și uleiului în separatorul suplimentar 22, precum și reducerea temperaturii aerului refulat în racordul suplimentar 17. În ambele racorduri, agentul de răcire îl constituie apa de mare. Aceasta este introdusă în compresor în zona inferioară a cilindrilor treptei I și este evacuată din compresor la partea superioară a acestuia, la nivelul chiulasei.

¹ Elementele prezentate în următoarele pagini au un caracter informativ, pentru completarea cunoștințelor referitoare la compresoare.

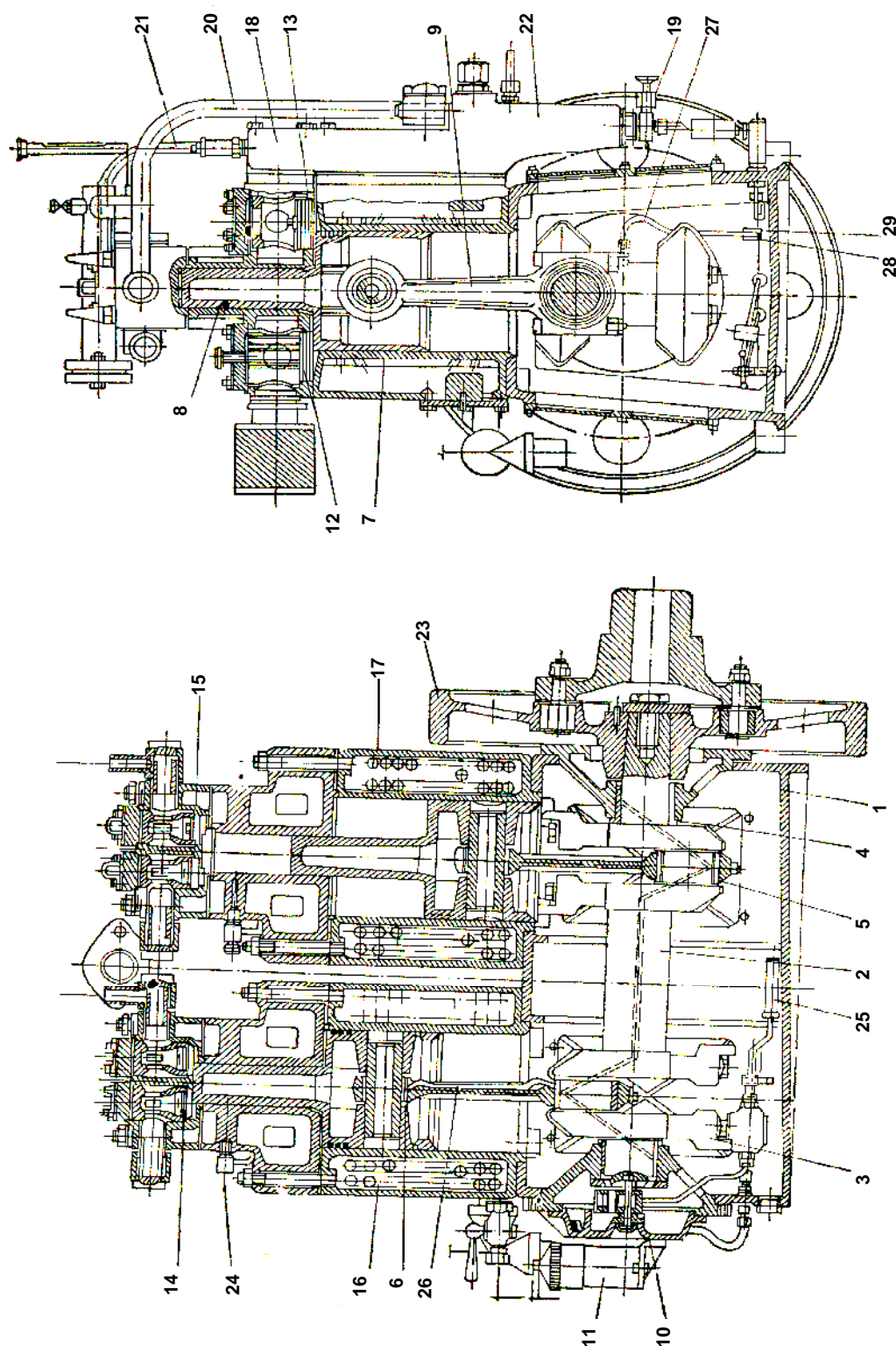


Fig.I.1

1 – carter; 2 – arbore cotit; 3 – contragreutate; 4 – lag r palier; 5 – lag r maneton; 6 – cuzinetul bol ului; 7 – pistonul treptei I (de joas presiune); 8 – pistonul treptei a II-a (de înalt presiune); 9 – biel ; 10 – pomp de ulei; 11 – ung tor central; 12 i 14 – ventile de aspira ie; 13 i 15 – ventile de refulare; 16 – r citor intermediar de aer; 17 – r citor suplimentar; 18 – separator intermediar; 19 – robinet de golire; 20 i 21 – tubulaturi; 22 – separator suplimentar; 23 – volant; 24 – racord ungere; 25 – filtru; 26 – tubulatur ungere; 27 – tubulatur refulare; 28 – supap de reglare; 29 – urub de reglare.

Ventilele unui compresor cu piston sunt 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 admisie sau refulare.

Un ventil de compresor cu piston (fig.1.2) este compus din supapa propriu-zisă (sau lamă), 1 care controlează (închide sau deschide) orificiile din scaunul ventilului 2. Poziția închisă a ventilului este menținută de arcul 3 (elicoidal – de torsiune, ca în desen, sau lamelar – de încovoiere). Arcul este menținut în stare montat de talerul 4. Piesele ventilului sunt asamblate printr-un urub 5. Montat în compresor cu arc spre cilindru, ventilul servește la admisia gazului. Montat cu arc spre galerie, ventilul este de refulare.

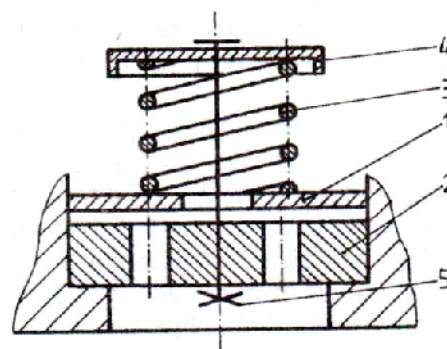


Fig.1.2

I.2. PARAMETRII COMPRESOARELOR CU PISTON

I.2.1. Debitul compresorului cu piston

Principalele caracteristici tehnico-funcționale ale unui compresor cu piston sunt **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 refulat, în regim normal de funcționare, în unitatea de timp. Se disting debitul masic (în kg/s), debitul volumic redus la starea normală (Nm³/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:

$$\dot{V} = \lambda \cdot V_s \cdot \frac{n}{60} = \lambda \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\omega}{2\pi}, \quad (12.1)$$

în care: D și S sunt diametrul cilindrului și cursa pistonului; V_s – cilindreea compresorului (volumul corespunzător cursei totale a pistonului); n și ω – turația și, respectiv, viteza unghiulară a arborelui; λ – coeficientul de debit (sau gradul de utilizare a cilindrului).

Coeficientul de debit este un criteriu principal de apreciere a funcționării compresorului cu piston. Criteriul compară debitul refulat de compresor cu debitul ce ar putea fi dat în condiții ideale, adică în absența spațiului mort V_v , a pierderilor gazodinamice (datorate laminării gazului în ventile), a pierderilor termice (ce apar deoarece în timpul aspirației gazul se încălzește, preluând căldură de la metalul cald al cilindrului și al ventilului) 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

$$\lambda = \frac{V_r}{V_s}, \quad (12.2)$$

unde V_r este volumul refulat într-un ciclu.

Valorile coeficientului de debit depind de:

- dimensiunile spațiului mort, caracterizat prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_s} \cdot 100, \quad (12.3)$$

cu valori cuprinse între 1% și 8%;

- raportul de creștere a presiunii

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}, \quad (12.4)$$

unde p_2 și p_1 sunt presiunile de refulare și, respectiv, de admisie, conform notațiilor din figura I.3;

- mărimea pierderilor enumerate anterior.

Valorile numerice ale coeficientului de debit se determină experimental și, orientativ, se încadrează în domeniul 0,99...0,40, valori care se micșorează odată cu creșterea coeficienților η_i .

I.2.2. Randamentele compresorului 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 necesar teoretic L , diferența fiind folosită pentru învingerea pierderilor gazodinamice, a celor datorate presiunii mai mici și temperaturii mai mari de la aspirație, a celor datorate volumului mort și a celor prin neetanșeitate. Ca urmare, se definesc mai multe tipuri de randamente, prezentate în continuare.

Randamentul intern al compresorului este definit prin raportul

$$\eta_i = \frac{L}{L_i}, \quad (12.5)$$

care reprezintă o caracteristică a calității proceselor din compresor.

Lucrul mecanic masic efectiv L_e necesar la arborele compresorului este mai mare decât L_i cu cantitatea necesară învingerii pierderilor mecanice (adică a frecărilor pistonului cu cilindrul, a frecărilor din lagere etc.). Cu aceste precizări, se mai definesc:

- **randamentul mecanic** al compresorului, prin raportul

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_e}; \quad (12.6)$$

- **randamentul efectiv (total)** al compresorului, prin raportul

$$\eta_e = \frac{L}{L_e} = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (12.7)$$

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.

I.2.3. Puterile compresorului cu piston

Puterea internă a compresorului, adică puterea consumată în interiorul cilindrului compresorului real, la debitul masic q_m este

$$P_i = L_i \cdot q_m = L \cdot \frac{q_m}{\eta_i}. \quad (12.8)$$

Puterea necesară la arborele compresorului (puterea pe care trebuie să o asigure motorul de antrenare) este

$$P = \frac{P_i}{\eta_m}. \quad (12.9)$$

Puterea motorului de antrenare este

$$P_{motor} = k \cdot \frac{P}{\eta_{tr}}, \quad (12.10)$$

unde η_{tr} este randamentul transmisiei mecanice dintre motor și compresor, iar $k = 1,1...1,2$ reprezintă un coeficient de rezervă de putere.

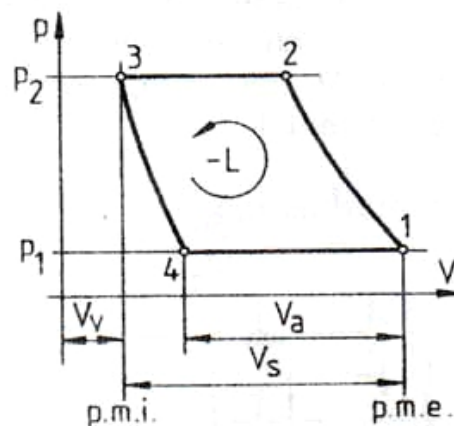


Fig.I.3