

VLAD MARIO HOMUTESCU

COMPRESOARE

IAȘI - 2019

PREFAȚĂ

Volumul de față este o încercare de a pune la dispoziția studenților și a tuturor celor interesați un material scris care să

Volumul ține seama de nevoile studenților de astăzi care, spre deosebire de studenții din secolul trecut, au în programele de studiu mult mai puține ore de matematică și de fizică, atât la liceu cât și la facultate.

Reducerea numărului de ore didactice și îndeosebi a numărului orelor de curs la aproape toate disciplinele în urma șirului parcă nesfârșit de "reforme" la care a fost supus învățământul superior românesc a afectat și disciplina Compresoare. Avînd mai puține ore de curs la dispoziție (pe jumătate față de situația de acum aproximativ 20 de ani) autorul a ales să trateze cu precădere subiectele care, în opinia sa, aduc cel mai mare câștig în privința înțelegerii fenomenelor fizice și funcționării compresoarelor, fiind trecute pe un plan secund sau chiar fiind trecute cu vederea subiectele mai de amănunt.

Scrierea unui nou volum despre compresoare este o întreprindere dificilă. Există deja o experiență românească în conceperea cărților de Compresoare. De referință pentru Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași sînt cele două volume scrise de profesorul Virgil Giurcă (1936-2008) iar la nivel național - volumul "Compresoare volumice" realizat de un colectiv condus de profesorul Cornel Stătescu. Ca urmare, despre compresoare s-a mai scris, atât la nivel de manual universitar cât și la nivel de monografie. Și s-a scris destul de mult. Autorul prezentului volum a încercat să privească lucrurile deja cunoscute și din alte puncte de vedere, și speră că a adus un suflu nou în tratarea la nivel teoretic a compresoarelor.

Structura prezentei cărți urmează în linii mari structura manualelor și cărților consacrate amintite, pentru că autorul a găsit-o ca decurgînd natural și fiind perfect logică. Autorul nu și-a propus în nici un moment să depășească în amploare cărțile de Compresoare existente. De altfel, acest lucru este imposibil, dacă ne gîndim la cele peste 800 de pagini ale volumelor profesorului Giurcă și, desigur, la destinația prezentei cărți.

Avînd în vedere experiența didactică acumulată ca titular al acestei discipline, în conținutul volumului, ori de cîte ori au fost prezentate demonstrații matematice sau fizice, acestea au fost efectuate cât mai amănunțit cu putință, de regulă cu reamintirea cunoștințelor necesare înțelegerii complete, și s-au făcut toți sau aproape toți pașii intermediari. În opinia autorului, acest mod de lucru oferă o înțelegere

în adîncime a fenomenului fizic și a legăturii acestuia cu aparatul fizico-matematic folosit pentru modelare, și pare a fi pe placul studenților.

Textele disponibile pînă în prezent sînt caracterizate de o oarecare lipsă de rigurozitate (posibil specifică vremurilor în care au fost scrise), mai ales în ceea ce privește omiterea unor ipoteze, presupuse ca subînțelese, fără de care modelele și soluțiile obținute nu sînt justificate complet din punct de vedere logic. Uneori, aceste texte sînt exagerat de concise, din economie de spațiu desigur, ceea ce uneori duce la un aspect obscur, aproape hermeneutic. Ca urmare, în prezentul volum toate subiectele au fost tratate cu rigurozitatea maximă de care a fost capabil autorul.

Autorul speră că volumul de față va înlesni studenților Facultății de Mecanică studiul mașinilor compresoare, precum și al altor utilaje, instalații și sisteme termice în care se utilizează compresoare și ventilatoare. Autorul crede că volumul poate fi util și celor care, dintr-un motiv sau altul, sînt interesați de acest subiect.

Autorul

CIVILIZAȚIA ȘI COMPRESOARELE

Sîntem în anul 2018. Pe Pămînt trăiesc miliarde de oameni. O bună parte dintre aceștia se bucură de binefacerile civilizației contemporane, rodul unei activități umane începută acum multe mii de ani. Cealaltă parte a omenirii încă așteaptă să beneficieze și ea de realizările științei și tehnicii secolului nostru, al XXI-lea al erei noastre.

Civilizația zilelor noastre, viața însăși, sînt de neînchipuit fără mulțimea mașinilor și aparatelor care ușurează munca omului în întreprinderi și instituții, în livezi, pe ogoare sau în gospodării. Astăzi este foarte greu de închipuit o lume fără automobile, avioane de linie, fără electricitate, gaze și apă în fiecare locuință, sau în fără nenumăratele întreprinderi și instituții, și chiar fără supermarket-uri.

Privind atent în jurul nostru, și beneficiind de o cît de sumară pregătire tehnică, putem să observăm cam peste tot niște mașini numite compresoare. Studiate în cadrul clasei mari de mașini numite "termice", compresoarele - împreună cu rudele lor ceva mai simple, ventilatoarele - servesc la mărirea presiunii unor gaze sau a unor vapori, precum și la transportul acestora în interiorul diferitelor echipamente și sisteme tehnice.

O clasificare restrînsă distinge grupul compresoarelor volumice (care include diversitatea compresoarelor zise "cu piston") și grupul compresoarelor dinamice (centrifuge sau radiale, axiale, precum și grupul compresoarelor cu jet). Alături de compresoarele radiale și axiale se găsesc obligatoriu și ventilatoarele centrifuge și cele axiale.

În jurul nostru lucrează, uneori se și aud, și foarte rar se și văd, numeroase compresoare. Nu este nici o exagerare dacă spunem că în lume sînt active permanent multe sute de milioane de mașini compresoare de diferite tipuri și dimensiuni.

În locuințele noastre se află, de regulă, cel puțin un frigider (în construcția căruia există foarte probabil un compresor cu piston), un aspirator (cu compresor sau ventilator axial cu una sau chiar cu două trepte), poate și o instalație de aer condiționat, un uscător de păr, un calculator personal de birou de tip desktop, sau un laptop (toate echipate cu mici ventilatoare axiale), diverse ventilatoare de aer. Și lista nu este desigur completă.

Ieșind pe stradă sîntem asaltați din toate părțile de zgomotul motoarelor autoturismelor și autobuzelor. Multe din aceste mijloace de transport au în construcția lor cîte un compresor radial (zis și suflantă) pentru supraalimentarea motorului cu ardere internă. Practic toate au

cîte un ventilator axial pentru răcirea radiatorului. Se adaugă și instalația de climatizare. Iată cîteva miliarde de compresoare, dintre care multe funcționează chiar și în clipa în care citiți acest text.

Dacă intrăm într-un magazin supermarket, ne întîmpină aerul condiționat și vitrinele frigorifice pentru produsele perisabile. Desigur, toate au în construcție și compresoare și ventilatoare.

Ajungem la locul de muncă dintr-o întreprindere. În industria chimică, a maselor plastice, a aluminiului, la fabricarea antibioticelor, în industria alimentară, peste tot se folosesc compresoare și ventilatoare. Nu lipsesc nici de pe navele de tot felul.

Unele ramuri industriale nu pot funcționa deloc fără compresoare. De exemplu, industria gazelor naturale folosește stații de ridicare a presiunii cu compresoare cu piston la locurile de extracție din zăcămint (dacă debitele extrase sînt relativ mici) și turbocompresoare axiale de mari dimensiuni pentru ridicarea presiunii gazelor în conductele de transport pe distanțe mari.

Sîntem într-o excursie în aer liber la marginea orașului, la Bucium sau la Ciric. Din cer se aude un avion. În construcția turbopropulsorului sau a turboreactorului cu care este echipată aeronava se află un puternic compresor axial cu mai multe trepte, care alimentează cu aer comprimat camera de ardere. În salonul avionului și în aerogări există, desigur, aer condiționat.

Trecerea în revistă a compresoarelor este departe de a fi exhaustivă. A urmărit doar să justifice afirmația că civilizația secolului al XXI-lea (la scrierea acestor rînduri ne aflăm în anul 2018) este de neconceput fără mașinile compresoare.

Funcționarea uriașei mulțimi de compresoare înseamnă un consum mare de energie pentru antrenarea lor. De exemplu, procesul de comprimare a aerului este unul din cele mai energofage procese din industrie. Apare imediat nevoia de a construi compresoare tot mai performante și de a le întreține și repara pe cele aflate deja în exploatare. Este nevoie de specialiști care să cunoască foarte bine procesele fundamentale ale funcționării compresoarelor și particularitățile diferitelor tipuri constructive. Acest rol revine inginerului mecanic, și în special inginerului specializat în mașini, sisteme și echipamente termice.

În acest an 2018, cînd Facultatea de Mecanică împlinește 70 de ani de existență, și la fel și secția de Mașini Termice (care funcționează în prezent sub numele de Sisteme și Echipamente Termice), autorul volumului de față dorește să aducă un respectuos omagiu profesorilor Emil Jugureanu și Virgil Giurcă, de la care a învățat foarte mult și cu care a avut onoarea să colaboreze, reamintind contribuția semnificativă adusă de acești profesori la dezvoltarea învățămîntului de Mașini Termice la Iași.

CUPRINS

Prefață	3
Civilizația și compresoarele	5
Cuprins	7
1. Introducere	13
1.1. Definiții. Compresorul ca mașină generatoare.	13
1.2. Energie de presiune, energie potențială de presiune?	14
1.3. Despre presiune	15
1.4. Moduri de mărire a presiunii.	18
1.5. Clasificare și utilizări ale compresoarelor.	20
1.6. Mărimi caracteristice principale ale compresoarelor	21
1.7. Cîteva date istorice despre evoluția compresoarelor.	22
2. Compresoare volumice	37
2.1. Compresoare cu piston cu mișcare de translație alternativă	37
2.1.1. Schema constructivă de principiu a unui compresor cu piston cu o treaptă	38
2.1.2. Mecanismul de antrenare a pistonului. Supapa automată	40
2.1.3. Schema constructivă de principiu a unui supape automate de compresor cu piston	40
2.1.4. Exemplu tipic de instalație cu compresor cu piston	42
2.1.5. Procese termodinamice în compresoarele volumice cu piston cu mișcare de translație	44
2.1.5.1. Modelul fizico-matematic al compresorului cu piston teoretic cu o treaptă	44
2.1.5.1.1. Ipotezele modelului fizic al compresorului cu piston teoretic	44
2.1.5.1.1.1. O ipoteză despre agentul de lucru	45
2.1.5.1.1.2. O ipoteză despre volumul mort.	46
2.1.5.1.1.3. Ipoteze despre supape	46
2.1.5.1.1.4. Ipoteză despre schimburile de căldură	47
2.1.5.1.1.5. Ipoteză despre etanșări și despre scăpările de agent	47
2.1.5.1.1.6. Ipoteză despre mecanismul motor	48
2.1.5.1.1.7. Considerații finale despre ipotezele compresorului teoretic	48
2.1.5.1.2. Fazele de funcționare ale compresorului cu piston teoretic	49

2.1.5.1.3. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic în diagrama p-V. Comprimări posibile . . .	55
2.1.5.1.4. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic în diagrama T-s	57
2.1.5.1.5. Schimburile de energie ale compresorului cu piston teoretic cu exteriorul	58
2.1.5.1.5.1. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării izentropice	59
2.1.5.1.5.2. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării politropice	60
2.1.5.1.5.3. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării izotermice	61
2.1.5.1.5.4. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării politropice, varianta "clasică"	62
2.1.5.1.5.5. Căldura schimbată ciclic cu exteriorul de compresorul cu piston teoretic	64
2.1.5.1.5.6. Randamentul izotermic al compresorului cu piston teoretic cu o treaptă	66
2.1.5.1.5.7. Alte mărimi caracteristice ale compresorului cu piston teoretic	66
2.1.5.2. Modelul fizico-matematic al compresorului cu piston teoretic cu mai multe trepte	67
2.1.5.2.1. Reprezentarea proceselor din compresorul cu piston teoretic cu două trepte în diagrama T-s . . .	71
2.1.5.2.2. Raportul optim de comprimare al treptelor compresorul cu piston teoretic cu două trepte . . .	73
2.1.5.2.3. Raportul optim de comprimare al treptelor compresorul cu piston teoretic cu z trepte	76
2.1.5.2.4. Corelarea cilindreelor treptelor compresorul cu piston teoretic cu z trepte	77
2.1.5.2.5. Preluarea variațiilor de presiune de la refulare la compresorul cu piston teoretic cu z trepte	77
2.1.5.2.6. Căldura schimbată cu exteriorul de compresorul cu piston teoretic cu z trepte	78
2.1.5.2.7. Randamentul izotermic al compresorului cu piston teoretic cu z trepte	80
2.1.5.3. Modelarea fizico-matematică a proceselor din treapta de compresor cu piston reală	81
2.1.5.3.1. Procesele din treapta de compresor cu piston cu volum mort mai mare decât zero	81
2.1.5.3.2. Raportul de comprimare maxim al treptei de compresor cu piston cu volum mort mai mare decât zero	84

2.1.5.3.3. Modelarea proceselor de aspirație desfășurate la presiune variabilă	85
2.1.5.3.4. Modelarea proceselor de refulare desfășurate la presiune variabilă	87
2.1.5.3.5. Funcționarea treptei de compresor cu piston cu procese de aspirație și de refulare desfășurate la presiune variabilă	88
2.1.5.3.6. Reprezentarea proceselor simple și a proceselor politropice în diagramele T-s și p-V	88
2.1.5.3.7. Modelarea schimbului real de căldură în procesele de aspirație și de comprimare	90
2.1.5.3.8. Modelarea schimbului real de căldură în procesele de refulare și de destindere	92
2.1.5.3.9. Reprezentarea proceselor de comprimare și de destindere cu schimb de căldură real în diagrama termodinamică p-V	93
2.1.5.3.10. Pierderile de agent de lucru cauzate de neetanșeități	94
2.1.5.3.11. Compresibilitatea gazelor reale	95
2.1.5.3.12. Umiditatea gazelor reale	95
2.1.5.3.13. Influența mărimii volumului mort asupra funcționării compresorului "tehnic"	96
2.1.5.3.14. Influența mărimii pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra funcționării compresorului "tehnic"	98
2.1.5.3.15. Debitul volumic aspirat de compresorul cu piston	100
2.1.5.3.16. Lucrul mecanic ciclic consumat de compresorul cu piston cu proces real determinat pe baza diagramei indicate	102
2.1.5.3.17. Randamente ale compresoarelor	105
2.1.5.3.18. Particularități ale comprimării reale într-un compresor cu mai multe trepte	107
2.1.5.3.19. Ciclul real al treptei de compresor cu piston reprezentat în diagrama T-s	110
2.1.5.3.20. Raportul optim de comprimare al treptelor intermediare	111
2.1.5.3.21. Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare	112
2.1.5.3.22. Curbe caracteristice ale compresorului cu piston cu o treaptă	116
2.2. Compressoare volumice rotative	118
2.2.1. Compresorul cu lamele culisante în rotor	119
2.2.2. Compresorul cu lamelă culisantă în stator	121

2.2.3. Compresorul cu inel de lichid	125
2.2.4. Compresorul cu rotoare profilate	127
3. Compresoare dinamice	131
3.1. Noțiuni fundamentale necesare pentru modelarea funcționării compresoarelor dinamice	131
3.2. Compresoare dinamice centrifuge	133
3.2.1. Schema constructivă de principiu a unui compresor centrifug cu o treaptă	134
3.2.2. Reprezentarea procesului termodinamic din canalele dintre paletele rotorice ale compresorului centrifug în diagrama T-s	136
3.2.3. Reprezentarea procesului termodinamic din canalele dintre paletele rotorice ale compresorului centrifug în diagrama p-v	140
3.2.4. Reprezentarea proceselor termodinamice din compresorul centrifug în diagrama i-s	143
3.2.5. Reprezentarea proceselor termodinamice din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum . .	148
3.2.6. Lucrul mecanic total masic schimbat în compresorul centrifug teoretic cu o singură treaptă	152
3.2.7. Creșterea presiunii totale în compresorul centrifug teoretic cu o singură treaptă	162
3.2.8. Exprimarea creșterii presiunii totale în canalele dintre paletele rotorului compresorului centrifug teoretic cu o treaptă în funcție de vitezele c, u și w	165
3.2.9. Exprimarea lucrului mecanic masic total schimbat în canalele dintre paletele rotorului compresorului centrifug teoretic cu o treaptă în funcție de vitezele c, u și w	167
3.2.10. Determinarea lucrului mecanic total masic în compresorul centrifug teoretic utilizând ca referință sistemul de axe atașat de rotor	167
3.2.11. Modificarea regimului de funcționare al compresorului centrifug cu o treaptă la schimbarea geometriei aparaturii director de intrare	171
3.2.12. Variante constructive de rotor. Tipuri de palete	175
3.2.13. Exprimarea creșterilor de presiune la trecerea gazului prin rotor în funcție de unghiul β_{2p}	178
3.2.14. Analiza influenței unghiului β_{2p} asupra creșterilor de presiune din rotorul compresorului centrifug	180
3.2.15. Gradul de reacție cinematic al rotorului compresorului centrifug teoretic	184

Glosar	186
Bibliografie	189

HONMUTTESCU

HONMUTTESCU

1. INTRODUCERE

1.1. Definiții. Compresorul ca mașină generatoare

Compresorul este o mașină care servește pentru ridicarea presiunii unui gaz, numit și "agent de lucru".

Este definit de obicei ca fiind o mașină de forță de tip generator ce are ca scop comprimarea unui agent de lucru aflat în stare gazoasă.

Comprimarea este definită ca fiind operațiunea de micșorare a volumului unui corp [6], [21], [22]. În același timp compresorul este considerat a fi o mașină termică pneumatică.

Din punct de vedere energetic, compresorul primește din exterior energie mecanică și mărește entalpia agentului de lucru în așa fel încât presiunea acestuia să se mărească.

Pentru început să plasăm compresorul în gama – deosebit de largă – a mașinilor. Se numește **mașină** un ansamblu de organe de mașini care asigură transformarea unei forme oarecare de energie în energie mecanică sau transformarea energiei mecanice în altă formă de energie. Mașina are atât piese în mișcare cât și piese fixe.

Energia este o proprietate a corpurilor și este inerent legată de diversele tipuri macroscopice și microscopice de mișcare. Energia poate fi transformată dintr-o formă în alta și poate fi schimbată între corpuri. Fizica definește energia ca fiind o mărime care trebuie schimbată între corpuri pentru ca între acestea să apară un transfer de lucru mecanic sau de căldură. La Compresoare prezintă interes, dintre formele de energie, următoarele: energia cinetică, energia potențială gravitațională și energia internă. De asemenea, sînt foarte importante căldura și lucrul mecanic, ca forme de transfer de energie între corpuri.

Mașinile se împart în mașini de forță și în mașini de lucru [21].

Mașinile de forță efectuează transformarea unei forme de energie într-o altă formă de energie, dar această altă formă nu este utilizabilă direct.

Mașinile de lucru transferă energie sub formă de lucru mecanic unui corp, efectuînd o prelucrare mecanică directă. Exemplul tipic de mașină de lucru este strungul, care realizează prelucrări prin așchiere. De aici rezultă că mașina compresor este o mașină de forță.

Mașinile de forță se împart la rîndul lor în **mașini motoare** (ce transformă o formă de energie oarecare în energie mecanică) și în **mașini generatoare** (ce transformă energia mecanică într-o formă de energie oarecare).

În virtutea definițiilor de mai sus, compresorul este o mașină de forță generatoare.

În această accepțiune, o schemă de principiu a unei instalații care realizează comprimarea unui gaz este prezentată în fig. 1.1. Compresorul 2 primește lucru mecanic de la motorul de antrenare 3, aspiră gaz la presiunea de aspirație p_A dintr-un spațiu 4, îl comprimă și apoi îl refulază într-un rezervor tampon 1, la presiunea de refulare p_R .

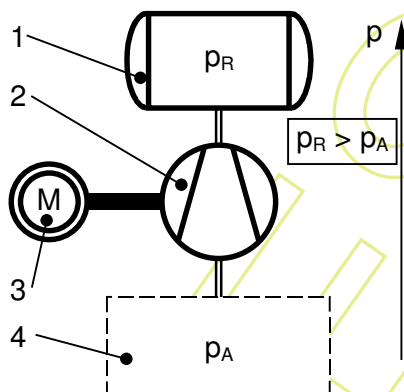


Fig. 1.1. Schemă de principiu a unei instalații cu compresor:
1 – rezervor tampon; 2 – compresor; 3 – motor de antrenare; 4 – spațiul din care se aspiră; p – presiunea; p_A – presiunea de aspirație; p_R – presiunea de refulare

Axa verticală a presiunii atașată figurii anterioare dorește să sublinieze faptul că un compresor mărește întotdeauna presiunea agentului de lucru, $p_R > p_A$.

1.2. Energie de presiune, energie potențială de presiune?

Unele cărți, îndeosebi cele ceva mai vechi, de exemplu [30], utilizează termenul de "energie de presiune". Astfel, acestea definesc mașina compresor ca fiind un transformator de energie mecanică în energie de presiune.

Această abordare provine cel mai probabil de la Hidraulică, unde se lucrează cu fluide incompresibile, doar în procese considerate izocorice, și unde termenul

$$pV = pvm = \frac{mp}{\rho} \quad (1.1)$$

depinde doar de presiune și de masa și natura lichidului. Aici p este presiunea, V este volumul, m este masa, $v = V / m$ este volumul masic,

iar ρ este masa volumică sau densitatea.

Ca urmare, pentru o masă constantă de lichid incompresibil, produsul ($p V$) depinde doar de un singur parametru termodinamic, de presiune, și există o oarecare justificare în utilizarea termenului de "energie de presiune" pentru acesta. La o privire mai atentă, fluidele nu sînt de fapt perfect incompresibile, și deci această abordare este doar o aproximație, valabilă în cazul proceselor în care variația de presiune este mică.

În cazul gazelor nu se mai poate vorbi de "energie de presiune" nici măcar ca aproximație, deoarece termenul ($p V$) depinde de doi parametri termodinamici simultan, p și v sau ρ . Am putea accepta termenul de energie de presiune doar pentru o componentă a energiei unui gaz care ar depinde numai de presiune (ca în cazul energiei potențiale gravitaționale, care depinde doar de poziția pe verticală a corpului, sau a energiei interne a gazului perfect, care depinde doar de temperatură). Cum în cazul unei transformări termodinamice oarecare variația presiunii unui gaz este însoțită întotdeauna de variația volumului masic, rezultă că nu există nici o justificare pentru ca termenul ($p V$) să fie numit energie de presiune, sau, eventual, energie potențială de presiune.

De altfel, în cărțile de Termotehnică, la definirea formelor de energie, nu apare pomenită niciodată energia de presiune [20].

În consecință, acest volum nu va utiliza termenul de energie de presiune pentru a denumi produsul dintre presiune și volum.

Și totuși, care este semnificația fizică a termenului ($p v$) sau a lui ($p V$)? Profesorul Giurcă [12] îl descrie ca "energie utilă legată de presiune", subliniind prin aceasta legătura sa indiscutabilă cu presiunea. Termenul ($p V$) apare foarte des în Termodinamică, și face parte din mărimea numită entalpie, care pentru gazul perfect este

$$I = U + p V = m c_v + R T = m c_p T. \quad (1.2)$$

Termenul ($p V$) apare și în definiția lucrului mecanic de curgere. Poate fi privit ca lucrul mecanic de umplere la presiunea constantă p a volumului V .

1.3. Despre presiune

Fizica definește presiunea prin raportul dintre forța care acționează normal la o suprafață și aria suprafeței pe care este distribuită forța respectivă,

$$p = F_n / A. \quad (1.3)$$

Presiunea la baza unei coloane de fluid de înălțime h și masă

volumică ρ este dată de relația

$$p = \rho g h, \quad (1.4)$$

unde g este accelerația gravitațională (a cărei valoare convențională este de $9.80665 \text{ [m/s}^2\text{]}$).

După cum se știe de la Fizica statistică, presiunea unui fluid este proporțională cu viteza medie pătratică de translație a moleculelor.

Presiunea unui gaz se poate exprima din ecuația de stare a gazului perfect,

$$p = R T / \rho, \quad (1.5)$$

unde T este temperatura iar R este constanta de gaz perfect a agentului respectiv.

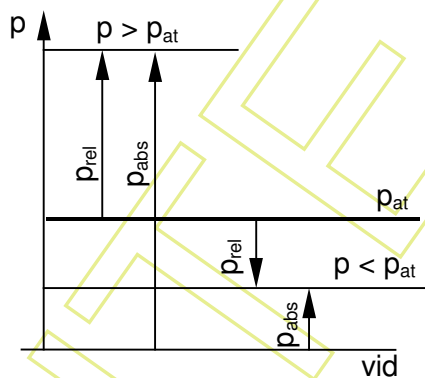


Fig. 1.2. Presiunea absolută și presiunea relativă: p_{at} – presiunea atmosferică; p_{rel} – presiunea relativă; p_{abs} – presiunea absolută

Presiunea absolută este exprimată față de vid, fig. 1.2 (față de vidul numit și absolut, adică absența totală a materiei dintr-un volum, fiindcă uneori presiunile sub-atmosferice sînt numite vid parțial). În relațiile termodinamice se folosește întotdeauna presiunea absolută.

Presiunea relativă este măsurată față de o origine arbitrară. Cea mai evidentă origine arbitrară este presiunea atmosferică, fig. 1.2. Presiunea atmosferică nu are o valoare constantă, fiind diferită de la un loc la altul, și pentru același loc variind chiar și în timpul unei zilei. Aceste variații sînt relativ mici, astfel că uneori se folosește ca o bună aproximație valoarea de 101325 [Pa] , care este valoarea standard a presiunii atmosferice. Întotdeauna aparatele de măsurare a presiunii indică de fapt diferența dintre două niveluri ale presiunii. De regulă unul dintre acestea este presiunea atmosferică, și ca urmare cele mai multe aparate indică presiuni relative.

Măsurarea practică a presiunii se face cu diverse aparate de măsură: cu manometrul, pentru presiuni relative mai mari decât presiunea atmosferică, vacuometrul - pentru presiuni sub-atmosferice și cu barometrul - pentru măsurarea presiunii atmosferice.

Dacă un fluid se găsește în curgere se poate face distincția între mai mulți termeni numiți "presiuni".

În cazul fluidelor în curgere printr-o conductă, presiunea statică este exercitată de fluid asupra pereților, atunci când viteza de curgere este paralelă cu aceștia. În cazul unui gaz aflat în repaus, presiunea statică este pur și simplu presiunea, desigur exercitată asupra pereților care îl mărginesc. Presiunea statică se notează cu p_s sau, simplu, cu p .

Presiunea totală sau presiunea de frînare este presiunea la care ar ajunge un fluid în mișcare dacă s-ar frîna izentropic într-un proces izolat energetic pînă la oprirea completă [14]. Frînarea izentropică este un proces de comprimare. Energia cinetică ($m c^2 / 2$, unde c este viteza absolută a gazului) se transformă integral în entalpie. La finalul procesului parametrul se numesc "de frînare" (entalpie, temperatură etc.) și se notează cu indicele superior "*" (steluță sau asterisc). Presiunea totală se notează cu p_t sau cu p^* .

Presiunea dinamică p_d este diferența dintre presiunea de frînare și presiunea statică. Reprezintă creșterea de presiune pe care ar suferi o gazul dacă s-ar frîna izolat energetic și izentropic pînă la oprire. Presiunea dinamică a fluidelor incompresibile este direct proporțională cu energia cinetică masică și cu masa volumică a agentului:

$$p_d = \rho \frac{c^2}{2}. \quad (1.6)$$

În cazul fluidelor compresibile presiunea dinamică se abate de la legea de mai sus, astfel că este necesar să se introducă un factor de proporționalitate variabil numit "coeficient de compresibilitate" și notat cu ξ (litera "xi" mic din alfabetul grecesc):

$$p_d = \xi \rho \frac{c^2}{2}. \quad (1.7)$$

Coeficientul de compresibilitate este egal cu 1 pentru gazul perfect și diferit de 1 pentru gazele reale. Diferența față de unitate este importantă la viteze mari de curgere și la presiuni mari.

Cu aceste definiții, presiunea totală sau de frînare este egală cu suma dintre presiunea statică și presiunea dinamică:

$$p^* = p_t = p_s + p_d. \quad (1.8)$$

1.4. Moduri de mărire a presiunii

În urma parcurgerii unui proces de comprimare într-un compresor agentul de lucru își poate mări nu numai presiunea statică, ci și presiunea dinamică. Altfel spus, gazul care trece prin compresor își mărește presiunea totală. Din punct de vedere energetic, este nevoie de un consum de lucru mecanic pentru a asigura creșterile de entalpie și de energie cinetică a agentului. Ca urmare, mașina compresor trebuie să mărească obligatoriu atât presiunea totală cât și pe aceea statică. Să urmărim în continuare modurile posibile de mărire a presiunii totale, cu ajutorul ecuației de stare a gazului perfect scrisă în parametri de frînare [19]:

$$p^* = \frac{m}{V^*} R T^* = \frac{1}{v^*} R T^* = \frac{1}{v^*} R \left(T + \frac{c^2}{2c_p} \right), \quad (1.9)$$

unde m este masa de agent de lucru care se comprimă, c_p este căldura specifică masică la presiune constantă iar

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (1.10)$$

este temperatura de frînare.

Relația (1.9) evidențiază următoarele posibilități de mărire a presiunii totale a agentului, prin:

- a) micșorarea volumului masic de frînare v^* ;
- b) mărirea vitezei c de curgere a agentului;
- c) mărirea temperaturii momentane T agentului.

Observație. Din punct de vedere matematic presiunea totală ar putea fi mărită dacă în timpul procesului de comprimare agentul de lucru și-ar schimba proprietățile fizice, adică dacă ar crește R sau ar scădea c_p . Această variantă nu este posibilă în practică, este doar teoretică.

a) micșorarea volumului masic de frînare $v^* = V^* / m$

Matematica ne arată că v^* (dar și $v = V / m$) poate să scadă în următoarele moduri:

- prin micșorarea volumului ocupat de o masă constantă de gaz;
- prin mărirea masei de gaz care se află într-un volum constant;
- prin variația (sau simultană, sau succesivă) a volumului și a masei, astfel încât rezultatul să fie cel urmărit.

În fond, micșorarea volumului masic v^* înseamnă mărirea numărului de molecule aflate în unitatea de volum.

Toate compresoarele bazate pe acest principiu de funcționare se

numesc compresoare volumice.

Comprimarea efectuată prin micșorarea volumului ocupat de o masă constantă de gaz se numește comprimare interioară. Comprimarea efectuată prin mărirea masei de gaz care se găsește într-un volum constant se numește comprimare exterioară. Comprimarea care are loc atât prin micșorarea volumului ocupat de gaz cât și prin introducerea unei mase suplimentare de gaz în spațiul de lucru se numește comprimare mixtă.

Din punct de vedere constructiv, se disting compresoare volumice al căror piston execută o mișcare de translație alternativă și compresoarele volumice al căror piston execută o mișcare de rotație.

Observație. La compresoarele volumice rotative sub denumirea de "piston" se înțelege un ansamblu de organe de mașină mobile sau fixe (unul sau două rotoare profilate corespunzător, lamele culisante etc.) care realizează variația ciclică cerută a volumului de lucru.

b) mărirea vitezei de curgere a agentului

Pe acest principiu de funcționare se bazează compresoarele numite "dinamice". Mărirea vitezei de curgere mărește presiunea dinamică și deci presiunea totală, dar nu implică în mod necesar și mărirea presiunii statice. Pentru început, viteza agentului de lucru se mărește în urma unui proces de accelerare a curgerii, ce se poate face prin diverse mijloace, de exemplu prin transfer de lucru mecanic, prin intermediul unui rotor cu palete (ca în cazul compresoarelor centrifuge, axiale sau diagonale). În al doilea rând, energia cinetică este micșorată în interiorul unor canale având formă de difuzor, în care presiunea statică a agentului de lucru crește.

Categoria compresoarelor dinamice include de asemenea ejectoarele - numite și injectoare, compresoare termice sau termo-compresoare, aparate în care un jet de fluid este comprimat utilizând energia unui alt jet de fluid (care joacă rolul rotorului paletat, adică acela de a furniza energia necesară accelerării gazului ce trebuie comprimat).

c) mărirea temperaturii momentane a agentului

O a treia posibilitate de mărirea a presiunii unui agent de lucru este prin mărirea temperaturii. Astfel de compresoare, care utilizează direct căldura pentru mărirea presiunii, pot fi numite "compresoare termice" sau, mai specific, "compresoare cu acționare termică".

Un efect de creștere a presiunii ca urmare a încălzirii gazului poate fi observat și la compresoarele volumice sau dinamice reale.

În concluzie, există trei moduri posibile de creștere a presiunii unui agent de lucru gazos:

- mărirea numărului de molecule pe unitatea de volum – principiu

folosit de compresoarele volumice;

- mărirea vitezei de curgere a agentului, urmată apoi de micșorarea energiei cinetice, însoțită de mărirea presiunii – principiu folosit de compresoarele dinamice;

- mărirea temperaturii agentului de lucru – principiu folosit de compresoarele termice.

1.5. Clasificare și utilizări ale compresoarelor

Orice clasificare este supusă unui grad oarecare de subiectivism, întrucât este greu de "înghesuit" un proces real sau o mașină reală în niște categorii rigide. Compresoarele pot fi clasificate după varii criterii. Cea mai semnificativă și mai utilizată clasificare este aceea făcută după principiul de funcționare și după soluția constructivă, după care se disting:

- compresoare volumice:

- cu piston cu mișcare de translație;

- cu piston cu mișcare de rotație;

- compresoare dinamice:

- centrifuge;

- axiale;

- compresoare termice.

În prezent compresoarele au un număr semnificativ de domenii de utilizare. Compresoarele:

- intră în componența instalațiilor cu turbină cu gaze;

- intră în componența turbosufantelor de supraalimentare ale motoarelor cu ardere internă;

- se folosesc pentru introducerea aerului de ardere la generatoarele de abur și la "centralele de apartament";

- se folosesc pentru comprimarea gazelor sau vaporilor în instalațiile frigorifice și criogenice;

- intră în componența instalațiilor de ventilație, condiționare sau de climatizare a aerului;

- se folosesc pentru comprimarea gazelor naturale și petroliere;

- se folosesc în tehnica vidului;

- furnizează aer comprimat tehnologic (pentru prese pneumatice, acționarea diverselor scule pneumatice etc.);

- furnizează aer instrumental (pentru acționări și automatizări pneumatice);

- furnizează aer sau gaze comprimate pentru transport pneumatic;

- se întâlnesc în locuințele oamenilor, în componența unor mașini și aparate: aspirator, ventilator, uscător de păr, introducerea aerului în

acvariu, umflarea roților de bicicletă, a bărcilor de cauciuc, ventilator de gaze de ardere la „centrala” de apartament, ventilatoare în calculatoare personale și laptop-uri pentru răcirea radiatoarelor acestora etc.

Există câteva utilizări de nișă. De exemplu, gaz comprimat se folosește pentru propulsarea proiectilelor. Cea mai veche pușcă cu aer comprimat cunoscută datează din jurul anului 1580. O pușcă cu aer comprimat foarte bună a inventat Bartholomäus Girandoni (1744 - 1799). Această armă a fost utilizată de armata austriacă în perioada 1780 – 1815. În prezent există probe sportive de pușcă și de pistol cu aer comprimat la olimpiadele de vară. Armele cu aer comprimat sînt utilizate și ca arme de vînătoare sau ca arme de tras la țintă. De asemenea, arme cu gaz comprimat sînt folosite pentru divertisment. Aici merită amintite îndeosebi armele pentru paintball și pentru airsoft, sau cele de la tarabele de tir de la bîlciuri.

Compressoarele nu lipsesc nici în industria bunurilor de mare lux. Există în prezent pe piață lifturi acționate cu aer comprimat, destinate vilelor.

Aerul comprimat poate fi folosit ca o soluție practică pentru stocarea energiei. Energia mecanică produsă în exces în anumite perioade ale zilei sau ale anului poate fi folosită pentru comprimarea aerului. Acest aer cu presiune ridicată poate fi stocat la volum constant în vase, rezervoare, vechi galerii de mină, sau la presiune constantă, în rezervoare elastice plasate la o anumită adîncime sub nivelul apei din lacuri, mări sau oceane. Aerul comprimat poate fi apoi utilizat, de exemplu ca agent de lucru într-o turbină cu aer, pentru a produce energie mecanică/electrică în perioadele de vîrf de sarcină. Această tehnologie, numită CAES – **compressed air energy storage** – este încă investigată în prezent.

1.6. Mărimi caracteristice principale ale compresoarelor

Raportul de comprimare (static) al compresorului este raportul dintre presiunea de refulare și presiunea de aspirație:

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A}. \quad (1.11)$$

Raportul de comprimare total se obține împărțind între ele presiunile de frînare de la ieșirea și de la intrarea în compresor:

$$\pi_C^* = \frac{p_R^*}{p_A^*}. \quad (1.12)$$

Raportul de comprimare total este util pentru compresoarele

dinamice, permițând să se ia în calcul și energiile cinetice.

Debitul volumic al compresorului, \dot{V} [m^3/s], poate fi calculat la aspirație sau la refulare, \dot{V}_A sau \dot{V}_R . Debitul volumic se mai exprimă în mod tradițional în [m^3/min], caz în care este notat cu litera "q". Sub această formă, debitul volumic intră uneori în componența numelui compresorului. De exemplu, compresorul EC 1, fabricat în România, pe vremuri, la Uzina "Timpuri Noi", avea un debit aspirat (la regimul nominal) de 1 [m^3/min].

Debitul masic al compresorului se notează cu \dot{m} și se măsoară în [kg/s].

Debitul de agent refulat, fie el volumic sau masic, mai este numit și "productivitate".

Observație. Debitul volumic este folosit mai ales în documentația tehnică și comercială a compresoarelor, în timp ce debitul masic este utilizat cu precădere în calculele termodinamice ale acestor mașini.

1.7. Cîteva date istorice despre evoluția compresoarelor

epoca de piatră Se crede că oamenii au folosit sarbacanele pentru a vîna păsări și animale mici încă din epoca de piatră. Sarbacana este o armă primitivă foarte simplă - un băț găurit, mai mult sau mai puțin lung, cu ajutorul căruia sînt lansate mici proiectile sau săgeți. Propulsarea proiectilului are loc atunci cînd vîntorul suflă cu putere aerul din propriii plămîni în tub - deci sarbacana este, în fond, o armă cu aer comprimat. Pentru că bătaia maximă a unei săgeți de dimensiuni mici este inevitabil redusă, ajungînd cu greu la 30 metri, săgețile pentru sarbacană erau adesea otrăvite. În America de Sud unele triburi foloseau pentru aceasta celebra curara. Sarbacanele au fost utilizate în aproape întreaga lume. În prezent sarbacanele sînt folosite mai ales pentru recreere.

~1500 î.e.n. - Metalurgia primitivă începe să prelucreze metalele - aur, argint, cupru, cositor, bronz. Pentru întărirea focului sînt utilizate un fel de burdufuri și foale, primele mașini ce pot fi catalogate în sens larg drept „compresoare”.

secolul al IV-lea î.e.n. - Aristotel (384 - 322 î.e.n.) descrie utilizarea unui clopot de scufundare, un cazan pus cu fundul în sus în apă, în care scufundătorul avea o mică provizie de aer.

secolul al III-lea î.e.n. - Ctesibius din Alexandria (sau Ktesibios, ~285 - 225 î.e.n.) inventează pompa cu piston, supape și cilindru, ce putea lucra cu apă sau cu aer. Deși Ctesibius a scris despre invențiile sale, nici una din lucrările sale nu a ajuns pînă la noi. Informațiile pe care le avem despre inventatorul grec provin din scrierile altor autori din antichitate, care îl menționează. Este considerat „părintele pneumaticii”

– ramura ingineriei care operează cu gazele aflate sub presiune, și mai ales cu aer. Lui Ctesibius îi sînt atribuite un mare număr de invenții, inclusiv aceea a unei catapulte cu aer comprimat.

secolul I î.e.n. – Arhitectul roman Marcus Vitruvius Pollio (~80 î.e.n. - ~15 î.e.n.) scrie „De architectura”, un tratat conținînd zece cărți. Vitruviu descrie pe larg pompa inventată de Ctesibius, și menționează alte invenții ale acestuia. Descrie și un instrument muzical cu tuburi prin care trecea aer, un fel de orgă, numit hidraulic, întrucît presiunea necesară pentru punerea în mișcare a aerului era obținută prin intermediul apei (aulos era un instrument muzical de suflat antic – tradus la noi, uneori, prin flaut).

1654 Otto von Guericke (1602 – 1686, politician și savant german, primar al orașului Magdeburg vreme de 30 de ani) inventează o „pomă de vid”, cu care a efectuat diverse experimente asupra vidului.

~**1657** Otto von Guericke efectuează un experiment ajuns aproape imediat celebru, cunoscut sub numele de „emisferele de la Magdeburg”. Două emisfere cu raza de aproape 25 de centimetri, făcute din cupru, bine păsuite și etanșate cu grăsime, au fost montate sub formă de sferă, iar spațiul interior a fost vidat parțial utilizînd pompa de vid. Ca urmare a diferenței dintre presiunea atmosferică ce acționa pe suprafața exterioară a emisferelor și presiunea scăzută de pe suprafața interioară, a luat naștere o puternică forță care ținea emisferele „lipite” una de alta. Emisferele aveau cite un inel de prindere, de care erau legate hamurile mai multor perechi de cai. Un număr de 16 cai care trăgeau simultan în direcții opuse nu reușeau să desfacă emisferele. Desigur, forța dată de diferența de presiune era mai mare decît forța pe care o puteau dezvolta opt cai (ceilalți opt reprezentau doar forța de reacțiune).

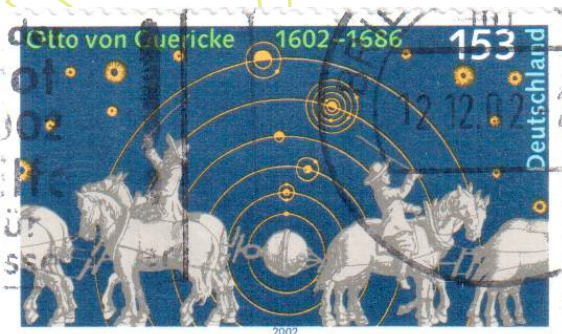


Fig. 1.3. Marcă poștală germană din anul 2002 închinată aniversării a 400 de ani de la nașterea lui Otto von Guericke, pe care apar emisferele de la Magdeburg

1659 – Afînd despre mașina lui Guericke, irlandezul Robert Boyle (1627 - 1691) construiește – cu ajutorul lui Robert Hooke (1635 -

1703) – o pompă de vid cu care efectuează mai multe experimente cu aerul rarefiat. În anul următor publică la Oxford o carte în care prezintă 43 dintre aceste studii, cu titlul „New Experiments Physico-Mechanicall, Touching the Spring of the Air, and its Effects, (Made, for the most part, on a New Pneumatical Engine)”. Două din aceste experimente, nr. 40 și nr. 41, aveau ca subiect animalele, testind capacitatea insectelor de a zbura și a păsărilor de a trăi în aer foarte rarefiat.

1760 – Englezul John Smeaton (1727 - 1792) construiește pentru Carron Iron Works o „mașină de suflat” destinată să înlocuiască foalele. Energia mecanică era furnizată de o roată hidraulică sau de un motor cu abur. Patru pistoane se deplasau în cilindri cu diametrul de 1.37 m (4 picioare și șase inch), cursa fiind de asemenea de 1.37 m. [39]

1768 – Pictorul englez Joseph Wright (1734 - 1797) realizează una din capodoperele sale, tabloul „An Experiment on a Bird in the Air Pump”. Subiectul picturii este unul științific, fiind reprezentat experimentul lui Boyle din 1659: o pasăre se zbată într-un glob de sticlă din care o pompă de vid a scos aproape tot aerul. Pompa de vid are doi cilindri de alamă și o manivelă pentru acționare.

1779 - Bartholomäus Girandoni construiește o pușcă – botezată *Windbüchse* – funcționând cu aer comprimat, folosită apoi de armata austriacă.

1789 - John Smeaton alimentează un clopot de scufundare cu aer comprimat, aplicînd astfel o idee propusă de francezul Denis Papin (1647 - 1712).

1797 - Carl Immanuel Löscher (1750 - 1813) inventează o pompă pentru ridicarea apei la care coloana de apă este pusă în mișcare de ridicare pe verticală de aerul comprimat introdus la baza coloanei. Pompa poate fi folosită pentru lichide conținînd diverse impurități. În limba engleză este numită „airlift”. În română are diverse denumiri: aerlift, pompa aer lift, pompa mamut (o denumire comercială, ajunsă la noi din limba germană) sau dragă absorbantă. Poate fi utilizată în industria petrolieră, pentru decolmatarea puțurilor forate pentru alimentarea cu apă, pentru îndepărtarea aluviunilor de lângă diverse obiecte aflate sub apă, pentru arheologia subacvatică etc. Punerea apei în mișcare cu ajutorul aerului este utilizată pentru filtrarea apei din acvarii cu ajutorul filtrelor burete (numite și filtre bolborositoare). Aerul necesar filtrului este produs de un compresor de aer de mici dimensiuni (destinat acvaristicii), iar aerul servește simultan și pentru oxigenarea apei.

1828 Frații Charles și John Deane construiesc o cască de scufundare funcțională, alimentată de la suprafață cu aer comprimat, cu ajutorul căreia se puteau face operațiuni de recuperare subacvatică. Scafandru trebuia să stea însă obligatoriu în poziție verticală.

1829 Academia de Științe a Franței, în ședința din 18 mai 1829, ia în discuție raportul comisiei pentru decernarea premiului instituit de baronul Montyon (1733 - 1820) pentru mecanică. Premiul cel mare, de 1500 de franci, a fost acordat lui Adrien-Jean-Pierre Thilorier (1790 - 1844), pentru un compresor cu trei trepte capabil să comprime gaz pînă la presiuni ridicate [8]. Mașina lui Thilorier, acționată manual de mai mulți muncitori, a funcționat în fața comisiei Academiei. Thilorier a arătat că mașina sa ar putea avea numeroase utilizări: clopotele de scufundare, pentru a produce lichefierea acidului carbonic gaz (în epocă dioxidul de carbon, CO₂, era numit și acid carbonic), cu care s-ar putea produce băuturi gazoase (sifon!), pentru filtrarea sub presiune a lichidelor vîscoase sau grase, pentru antrenarea preselor mecanice [35].

1829 Englezul William Mann obține un patent (pe 1 iunie) pentru aplicațiile aerului comprimat pentru transmiterea puterii și mișcării la mașini fixe, trăsuri și alte mașini locomotive și la nave, vase, și alte corpuri plutitoare, brevetul fiind descris și comentat în [40]. William Mann propune ca aerul să nu fie comprimat pînă la presiunea finală într-un singur cilindru, ci în trepte, utilizînd mai multe „pompe” (numite „condensing pumps”), al căror diametru scade pe măsură ce presiunea crește. Între cilindrii succesivi era plasat cîte un rezervor de aer. Patentul afirma că în acest fel se obține o mare economie, dar nu explica și ce determina obținerea acestei economii.

1840 – Inginerul francez Antoine Andraud publică o a doua ediție a unei cărți despre aerul comprimat, pe care îl vede utilizat pentru propulsia locomotivelor, vehiculelor și navelor, ca sursă de energie pentru mașini fixe sau din agricultură, pentru transport pneumatic, pentru scopuri militare (propune inclusiv folosirea unor tunuri pneumatice!). Toate acestea trebuiau să funcționeze cu aer comprimat produs „gratuit”, cu ajutorul compresoarelor antrenate de mori de vînt (numite „turbine eolice”, de la Eol, zeul vînturilor) sau de apă (numite „roți fluviale”).

Cartea descrie experimentele efectuate de Tessié du Motay și de Andraud cu aer comprimat. Aceștia au constatat experimental că un recipient de cupru rezistă pînă la 14 atmosfere, în timp ce un rezervor de 100 de litri făcut din tablă de fier laminat de 2.5 mm grosime, de formă cilindrică și cu capetele emisferice, rezistă pînă la 40 de atmosfere. Pentru a mări efectul aerului comprimat, cei doi au constatat că acesta trebuie încălzit. Întrucît rezervorul în sine nu poate fi încălzit din motive de siguranță (la 25 atm fiind deja aproape de presiunea maximă), încălzirea trebuie să se facă într-un aparat separat, numit „dilateur”. Surprinzător pentru anul 1840, „dilatarea” aerului se prefigura a fi obținută „gratuit”, cu ajutorul unui set de oglinzi care concentrau energia solară.

Pe 9 iulie 1840 Tessié du Motay și de Andraud au testat o

mașină cu aer comprimat, care s-a deplasat pe șinele de cale ferată: „a fost pentru noi o vie satisfacție să vedem mașina noastră plecând și rulând pe șine cu cea mai mare ușurință, fără zgomot, fără fum, fără pericol” [1].

1849 – Inginerul Anthony Bernhard, baron von Rathen, propune comprimarea aerului în trepte și utilizarea răcitoarelor intermediare [27]. Inventatorul avea nevoie de aer comprimat pentru a alimenta trăsura locomotivă pe care o construisese în Anglia, la Putney. Trăsura a fost testată, și a mers cu succes pe distanța de o milă [32].

1851 – Americanul Celadon Leeds Daboll (1818 - 1866) inventează un semnal fonic de ceață acționat cu aer comprimat. Zonele deosebit de periculoase pentru navigația maritimă (stînci, bancuri de nisip, capuri) sînt semnalate de regulă prin luminile farurilor. În unele zone, în care ceața este foarte frecventă și poate dura zile și nopți în șir, obstrucționînd complet luminile de avertizare ale farurilor, navele sînt informate de pericole și sonic, prin semnale de ceață. Daboll a construit un compresor de aer cu doi cilindri, care era acționat manual. Aerul comprimat trecea pe lîngă o ancie metalică, pe care o făcea să vibreze. O „trompetă” cu rol de megafon asigură direcționarea semnalului, care putea fi auzit pe mare chiar și de la 10 mile (aproximativ 16 km) [38]. Cea mai mare „trompetă” de acest tip avea mai mult de 5 m lungime. Spre sfîrșitul secolului al XX-lea farurile au fost automatizate, în concordanță cu progresul tehnicii. Semnalele sonore de ceață acționate cu aer comprimat au fost și ele complet automatizate. În prezent mijloacele moderne de navigație au făcut ca necesitatea semnalelor sonore de ceață să dispară, așa că aceste semnale sînt pe cale de dispariție.

1853 – Inginerul milanez Giovanni Battista Piatti (1812 - 1867) inventează o mașină pneumatică pentru perforat rocile, destinată străpungerii tunelelor feroviare.

1853 – O primă instalație de transport pneumatic este pusă în funcțiune între Bursa din Londra și o stație de telegraf aflată la 200 m distanță. Ideea era simplă: o capsulă (conținînd probabil mesajele ce trebuiau transmise prin telegraf) se deplasează prin interiorul unei conducte, fiind împinsă într-un sens sau altul prin acțiunea forței date de presiunile diferite dintre fețe. Inventarea acestui sistem de transport era mai veche de anul 1853, fiind atribuită inginerului scoțian William Murdoch (1754 - 1839).

1857 – Încep lucrările la construcția tunelului feroviar Mont Cenis (azi numit tunelul Fréjus). Tunelul a fost terminat în 1871, mult mai devreme decît era planificat, întrucît între timp – în 1867 - fusese inventată dinamita de către Alfred Nobel (1833 - 1896). Lucrările la tunel au fost conduse de inginerul Germain Sommeiller (1815 - 1871), care a brevetat (în 1858) un perforator pneumatic asemănător cu cel inventat

de Piatti în anul 1853. Introducerea în exploatare în anul 1861 a acestui perforator pneumatic a mărit mult viteza cu care avansau săpăturile.

1859 – Se înființează firma London Pneumatic Despatch Company, care proiectează, construiește și exploatează (între 1863 și 1874) prima instalație comercială de transport pneumatic destinată poștei. Capsula pneumatică circula pe șine în interiorul unei conducte de 610 mm în diametru, fiind deplasată între capetele conductei cu ajutorul unui ventilator antrenat de un motor cu abur. Într-una din curse vagonetul circula împins de aerul refulat de ventilator. Pentru cursa de întoarcere ventilatorul crea o depresiune, vagonetul fiind „supt” de ventilator. Această instalație transporta saci de poștă între o gară și un oficiu poștal din Londra. Instalații de poștă pneumatică au fost utilizate mai apoi în multe orașe mari.

1860 – Frații Philander Higley Roots (1813 - 1879) și Francis Marion Roots (1824 - 1889) brevetează suflanta cu rotoare profilate, destinată pentru alimentarea cu aer de ardere a furnalelor. Cei doi inventatori înființaseră în anul 1859 firma „Roots Blower Company”, în orașul Connersville din Indiana, Statele Unite ale Americii.

1863 – Marina Imperială Franceză lansează la apă submarinul „Plongeur”, antrenat de un motor cu aer comprimat de 60 kW. Submarinul dispunea de un rezervor de aer de 153 m³, care era umplut cu aer la 12.5 bar. O umplere cu aer ajungea pentru parcurgerea a 9 km cu viteza de 7 km/h (4 noduri). Adâncimea de scufundare era limitată la 10 metri, fiindcă motorul evacua aerul folosit în coca navei. Aerul părăsea spațiul din interiorul submarinului în mod natural, pe baza unei suprapresiuni față de presiunea apei. Submarinul era înarmat cu un berbec, pentru a găuri navele inamice, și cu o torpilă cu școndru (în esență, o prăjină lungă cu o încărcătură explozivă la capăt).

1866 – Inginerul englez Robert Whitehead (1823 - 1905) construiește o torpilă cu aer comprimat, pornind de la torpila lui Giovanni Luppis (1813 - 1875). Propulsia efectivă a torpilei era asigurată de două elice contrarotative antrenate de un motor cu piston cu trei cilindri în care evolua aer comprimat. În decursul timpului au fost produse mai multe variante de torpile, tot mai performante. Rezervorul conținea suficient aer comprimat la ~90 bar pentru a propulsa torpila pe 800 m cu viteze de peste 30 km/h. Whitehead a produs torpile la Fiume – azi Rijeka, în Croația, pe atunci în Austro-Ungaria. Firma sa s-a numit mai întâi „Torpedo-Fabrik von Robert Whitehead”, mai apoi fiind redenumită „Whitehead & Co.”. Numeroase state s-au grăbit să cumpere torpile sau dreptul de producție a torpilelor.

În anul 1878 torpilele cu aer comprimat ale lui Whitehead au făcut prima victimă: canoniera turcească Intibah a fost torpilată și scufundată de o navă rusească lângă Batumi.

Torpile Whitehead cu aer comprimat au fost introduse și în

dotarea marinei militare românești. A astfel de torpilă, provenită de pe crucișătorul Elisabeta (nava amiral a flotei militare între 1888 și 1918), se găsește în prezent la Muzeul Marinei Române din Constanța, fiind înscrisă în registrul Patrimoniului Cultural Național la categoria „tezaur” [7]. Pe lângă multe alte arme, crucișătorul Elisabeta era dotat cu patru tuburi pentru lansarea de torpile de tip Whitehead.



Fig. 1.4. Torpila Whitehead de la Muzeul Marinei Române din Constanța; calibrul 381 mm înseamnă de fapt 15 inch



Fig. 1.5. Marcă poștală franceză din anul 1966 dedicată aniversării a 100 de ani de la înființarea rețelei pneumatice din Paris; un cilindru de poștă pneumatică e reprezentat în partea dreaptă



Fig. 1.6. Capătul unei rețele de transport pneumatice de bancnote, într-o benzinărie din Ciudad de Mexico

1866 – Intră în funcțiune prima instalație de transport pneumatic din Paris. Aceasta făcea legătura între un hotel și centrala telegrafică a Bursei din Paris, aflată la o distanță de aproximativ 1 km. Conducta avea 65 mm în diametru și era subterană, fiind îngropată în pământ. Clienții cu dare de mână de la Grand Hotel puteau primi și trimite telegrame fără a părăsi clădirea. Rețeaua pneumatică pariziană s-a dezvoltat în timp, ajungând la un maxim de 467 km de tuburi în anul 1934. Și-a încheiat funcționarea în anul 1984.

În prezent instalațiile de transport pneumatic neindustriale au o utilizare de nișă. Se folosesc acolo unde este necesar transportul rapid în interiorul unei clădiri, de exemplu pentru vehicularea banilor și a hirtiiilor, mai ales în bănci și magazine mari, și pentru transportul probelor biologice, rețetelor și medicamentelor în spitale.

1869 – În perioada de început a căilor ferate micșorarea vitezei trenurilor era un proces destul de complicat, fiind necesar să se acționeze separat asupra fiecărui vagon dotat cu frâne. Operațiunea era făcută de un muncitor numit „frînar”, care stătea de regulă în ultimul vagon.

Americanul George Westinghouse (1846 - 1914) inventează o frână pneumatică pentru trenuri, ce opera cu aer comprimat, și înființează firma Westinghouse Air Brake Company pentru a exploata invenția. În anii următori Westinghouse a perfecționat de mai multe ori frâna pneumatică, obținând și alte brevete de invenție.

Sistemul de frânare Westinghouse avea în componență un compresor de aer cu piston (antrenat de un motor cu abur) care furniza vagoanelor aerul comprimat necesar. Alimentarea cu aer comprimat prin conducte permitea și lungirea trenului după dorință, conductele de aer ale vagoanelor vecine fiind conectate prin furtunuri flexibile, în condițiile păstrării intacte a funcționalității sistemului de frânare. Fiecare vagon era dotat cu un rezervor de aer comprimat și cu o supapă „triplă” (brevetată în anul 1872). La acționarea frânei de către mecanic aerul comprimat din rezervor era admis într-un cilindru, în care deplasa un piston. Prin intermediul unui mecanism cu bare pistonul acționa simultan toți sabotii de frână ai vagonului, care erau presați pe roți.

La vremea respectivă aceste frâne erau foarte complicate și, în consecință, foarte scumpe. În prezent frânele pneumatice sînt utilizate în special la trenuri și la vehicule lungi – autobuze, tramvaie, camioane.

1872 - Începe construcția tunelului feroviar pe sub muntele Saint-Gothard (ortografiat și Gotthard) din Elveția. Tunelul, de 15 km lungime, a fost terminat în anul 1882. Pentru evacuarea materialului excavat au fost folosite locomotive antrenate cu aer comprimat la 12 - 14 atm, ce rulau pe o cale ferată cu ecartamentul de 1 m.

Mai întîii au fost testate locomotive cu abur „obișnuite”, la care circuitul de apă/abur al cazanului a fost folosit ca rezervor de aer

comprimat. Rezultatele au fost considerate bune, dar autonomia era prea mică, așa că locomotivele au fost dotate cu câte un vagon care purta un mare rezervor de aer comprimat, de 8 metri lungime și de 1.5 metri în diametru. La fiecare capăt al tunelului lucra câte o locomotivă. Potrivit obiceiului vremii, aceste două locomotive aveau nume proprii: Reuss și Tessin. După doi ani acestea au fost înlocuite de mașini special construite pentru funcționarea cu aer comprimat [9], care arătau cam ca un rezervor tampon uriaș așezat pe un șasiu de locomotivă, cu mecanicul așezat la unul din capete, într-o cabină deschisă.

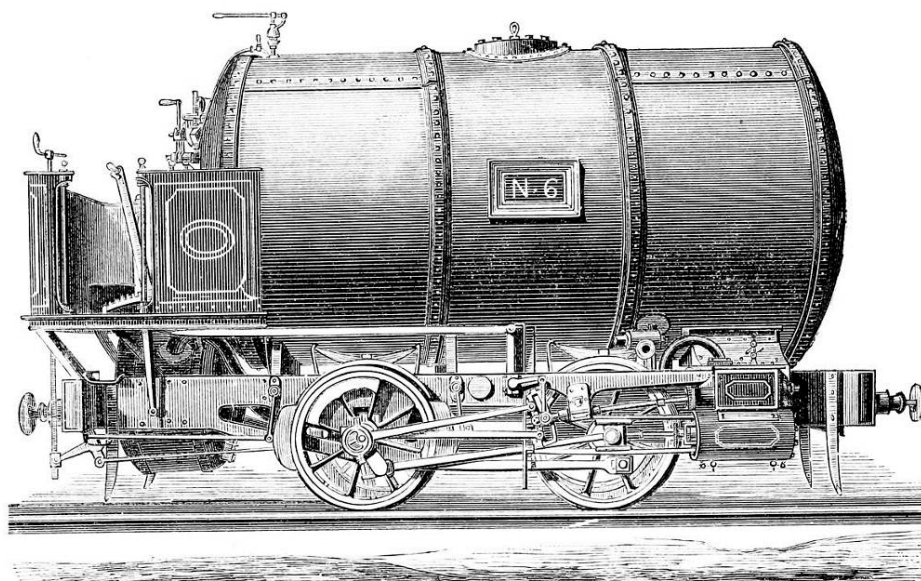


Fig. 1.7. Locomotivă cu aer comprimat folosită la lucrările de străpungere a tunelului feroviar Saint-Gothard¹

Tunelul fiind foarte lung, aerul comprimat folosit de locomotive servea și pentru ventilație. Conductele duceau aerul comprimat pînă la frontul de lucru, unde aerul acționa perforatoarele pneumatice, servea pentru ventilație și, eventual, pentru realimentarea locomotivelor.

¹ Sursa imaginii: Wikipedia Commons, https://commons.wikimedia.org/wiki/File:PSM_V10_D491_Compressed_air_locomotive.jpg. Imaginea este aflată în domeniul public, și reprezintă scanarea unei ilustrații din articolul „Compressed-Air Locomotive in St. Gothard Tunnel”, publicat în anul 1877 de revista „Popular Science Monthly” (publicată la New York, vol. X; articolul este disponibil on-line pe Internet Archive, <https://archive.org/stream/popularsciencemo10newy/page/472/mode/2up>). Articolul este tradus din revista franceză „La Nature” [Gariel]. Spre deosebire de copia americană, gravura originală este semnată de ilustratorul francez Perot.

Compressoarele de aer erau amplasate în afara tunelului, fiind antrenate de niște roți hidraulice. Rezervoare tampon de mari dimensiuni erau amplasate lângă intrarea în galerie [34].

1872 – Inginerul francez Louis Mékarski (1843 - 1923) inventează un tramvai cu aer comprimat, menit să înlocuiască tramvaiul cu cai. Dacă motorul pneumatic al tramvaiului destinde pînă la presiunea atmosferică aer comprimat aflat inițial la temperatura mediului, temperatura finală coboară sub zero grade. Întrucît aerul comprimat conține vapori de apă, aceștia se condensează și îngheață în timpul destinderii, existînd pericolul blocării conductelor de evacuare din motor cu gheață. Pentru a depăși problema temperaturilor scăzute și mai ales pentru a mări lucrul mecanic produs în timpul destinderii Mékarski a trecut aerul comprimat prin apă fierbinte. În cilindrul motorului intra ca urmare aer comprimat încălzit și saturat cu vapori de apă [25].

Inițial, aerul comprimat era încălzit într-un cilindru în care se găsea apă fierbinte la 160 °C și la 7 atm. Apa se răcea în timpul funcționării și era reîncălzită, cu abur, la capetele de cursă (unde erau reumplute rezervoarele de aer comprimat). Mai apoi apa era încălzită cu ajutorul unui mic cazan ce ardea cărbune. Aerul comprimat era stocat în rezervoare la presiune ridicată (de la 25 pînă la 80 atmosfere). Prin intermediul unui reductor presiunea era micșorată pînă la presiunea de lucru a motorului - 6 ... 10 atm. Evacuarea agentului de lucru din motor avea loc la presiunea atmosferică.

Pînă în anul 1900 mai mult de 10 linii cu tramvaie de acest tip au intrat în exploatare în Franța și în Elveția (o linie la Berna).

1876 – Inventatorul american Frederick William Eames (1843 - 1883) înființează compania „Eames Vacuum Brake Company”, destinată producției de frîne cu vacuum. Saboții frînei cu vacuum erau acționați prin intermediul unui mecanism pus în mișcare de un piston care se deplasa într-un cilindru. Pe fața exterioară a pistonului acționa presiunea atmosferică iar interiorul cilindrului era vidat parțial, astfel creîndu-se diferența de presiune necesară. Pentru crearea și menținerea vidului parțial era utilizat un ejector cu abur aflat pe locomotivă și conectat prin conducte la cilindrii de frînă. Sistemul era mult mai simplu și mai ieftin decît frîna pneumatică a lui Westinghouse, deoarece elimina nevoia prezenței compresorului cu piston.

Astfel de frîne s-au folosit mai ales în Marea Britanie și în coloniile acesteia. În prezent tehnologia aceasta este considerată depășită, fiind totuși încă utilizată în India și în alte țări foste sub stăpînire britanică.

1877 – Victor Popp, inginer austriac (născut la Viena în 1846, posibil de origine română, după nume, devenit apoi cetățean francez) proiectează și pune în funcțiune la Viena mai multe ceasuri publice pneumatice. La fiecare 60 de secunde minutarul ceasului era deplasat

cu ajutorul unui impuls de aer sub presiune.

1877 – William Henry Thwaites (1850 - 1882), inginer la Vulcan Iron Works din Bradford, Anglia, inventează și construiește o suflantă de tip Roots îmbunătățită, destinată ventilării minelor, puțurilor și tunelelor [15]. Suflanta a fost instalată la Chilton Colliery, o mină de cărbune din comitatul Durham din Anglia. Cele două rotoare aveau 25 de picioare în diametru, fiind late de 13 picioare (aproximativ 7.6 m, respectiv 4 m). Având asemenea dimensiuni, suflanta se rotea cu turații aflate între 3 și 37 rpm.

1878 – Heinrich Krigar din Hanovra, Germania, obține două brevete pentru un compresor cu rotoare profilate de tip Roots modificat, la care rotoarele erau răsucite cu 180° în lungul axei. Ca urmare, Krigar este considerat inventatorul compresorului elicoidal sau cu șurub, deși tehnologia epocii nu a permis construcția efectivă a unor astfel de rotoare.

1879 Victor Popp înființează în Franța firma „Compagnie des Horloges Pneumatiques”, pentru producerea de ceasuri pneumatice.

1879 Tramvaiele Mékarski intră în serviciu în orașul francez Nantes. Zeci de tramvaie cu aer comprimat au funcționat la Nantes pînă în anul 1917, cînd liniile au fost electrificate.

1879 Victor Tatin (1843 - 1913) construiește „l'Aéroplane”, un aeromodel captiv, cu anvergura de 1900 mm, care se putea ridica de la sol prin resurse proprii. Motorul folosit era unul cu aer comprimat.

1883 Americanul D. M. Medford testează în Fort Hamilton din statul New York prototipul unui tun cu aer comprimat. După inventarea dinamitei militarii marilor puteri erau interesați să încarce obuzele cu noul explozibil, care era mult mai puternic. Numai că dinamita era foarte sensibilă și exploda de la șocul produs de arderea prafului de pușcă. Medford a propus ca propulsarea obuzului să se facă prin intermediul aerului comprimat, lansarea proiectilului devenind astfel mult mai „lină”. Pentru a putea accelera suficient obuzul prin destinderea aerului comprimat tunul trebuia să aibă o țeavă mai lungă decît în cazul prafului de pușcă.

Pentru că puteau lansa obuze încărcate cu dinamită, aceste tunuri cu aer comprimat au fost numite „dynamite gun” – tunuri cu dinamită. Au fost „la modă” o scurtă perioadă de timp, pînă pe la anul 1900, fiind testate și chiar utilizate de diverse armate.

1886-1887 Societatea comercială „Compagnie Parisienne de l'Air Comprimé”, în frunte cu inginerul Victor Popp, construiește la Paris o rețea de aer comprimat. Societatea furniza aer comprimat pentru diverse ateliere care utilizau unelte și motoare pneumatice, inclusiv pentru antrenarea unor lifturi. Un număr de ceasuri pneumatice erau de asemenea puse în mișcare în mod sincronizat de aerul comprimat. În acei ani aerul comprimat era considerat ca fiind o soluție pentru

transmiterea de energie la distanță mult mai sigură decât electricitatea.

Pînă în 1896 rețeaua de aer comprimat a Parisului avea vreo 50 km de conducte ce distribuiau aer comprimat la 5.5 bar. Puterea instalată crescuse de la 1.5 la 2.2 MW. Redenumită în 1949 Société Urbaine d'Air Comprimé (SUDAC), societatea a exploatat mai multe uzine de aer comprimat în Paris. Una din aceste uzine a funcționat pînă în anul 1994, an în care s-a închis și a fost declarată monument istoric [3].

În această perioadă Victor Popp obține numeroase brevete de invenție în domeniul utilizării aerului comprimat, acesta protejîndu-și drepturile în Franța, Belgia, Austro-Ungaria, Germania, Italia, Marea Britanie și Statele Unite ale Americii – cele mai dezvoltate state ale vremii.

1890 Crucişătorul USS Vesuvius, lansat la apă în 1888, intră în serviciul activ. Nava era dotată cu trei tunuri pneumatice pentru lansat obuze (încărcate cu un amestec de nitroceluloză și nitroglicerină). Tunurile erau de tipul Medford, dar mult perfecționate de Edmund Louis Gray Zalinski, (ofițer american de origine poloneză, 1849 – 1909). Țeava tunului, făcută din fontă, avea 16,75 m (55 picioare) și avea diametrul interior de 381 mm (15 inch). Presiunea de lucru era de aproape 70 bar (1000 psi), suficientă pentru a asigura unui proiectil de 2 m lungime o viteză maximă la gura țevii de aproximativ 240 m/s. Tunurile nu puteau fi reglate decât prin ridicarea/coborîrea țevii, pentru ochire fiind necesară orientarea navei direct spre țintă. În plus, bătaia maximă era de sub 4 km. Dacă obuzul era încărcat la maxim, cu 250 kg de explozibil, acesta putea fi lansat asupra unei ținte aflate la cel mult 1.5 km distanță [10].

În anul 1898 nava USS Vesuvius a participat la războiul dintre S.U.A. și Spania, iar tunurile cu aer comprimat au lansat mai multe proiectile asupra orașului Santiago de Cuba.



Fig. 1.8. Marcă poștală italiană din anul 1945, destinată poștei pneumatice

1894 Armata S.U.A. instalează tunuri cu aer comprimat de calibru 381 mm de tip Zalinski în mai multe baterii de artilerie de coastă.

Aceste tunuri au fost în serviciu pînă în anul 1904 cînd – depășite deja din punct de vedere tehnic – au fost înlocuite.

1894 Este testat la Paris tramvaiul cu aer comprimat sistem Victor Popp – James Conti [25].

1913 Italia a emis primele mărci poștale speciale pentru francarea corespondenței trimise cu poșta pneumatică în Roma, Milano și Torino. Au fost în total zece astfel emisiuni, ultima din anul 1945.

1929 – O locomotivă Diesel-pneumatică este construită în Germania. Ideea era aceea de a folosi motoare Diesel pentru propulsia locomotivelor, prin convertirea locomotivelor cu abur existente. Un motor Diesel antrena un compresor, iar aerul comprimat se destindea în cilindri, în locul aburului. Prin utilizarea aerului comprimat se rezolva și problema transmiterii puterii dintre motorul Diesel și roțile locomotivei (o problemă dificilă, întrucît arborele motorului era paralel cu șinele). Compresorul avea o singură treaptă, cu un piston de 640 mm diametru cu dublă acțiune, ce efectua o cursă de 320 mm și comprima aerul pînă la 7 bar. Compresorului era răcit prin injecție de apă în interiorul cilindrului. Motorul de antrenare avea 1000 CP. Locomotiva avea două motoare pneumatice, cu pistoane cu dublă acțiune, de 710 mm diametru, ce efectuau o cursă de 650 mm. Înainte de a intra în motoarele pneumatice aerul comprimat sosit de la compresor era încălzit pînă la 320 °C, căldura fiind recuperată de la gazele de ardere evacuate din motorul Diesel. Prototipul a fost testat timp de un an, apoi a intrat în serviciul Deutsche Reichsbahn pentru cîțiva ani [36]. Soluția tehnică fiind complicată, scumpă și inerent nu prea eficientă, a fost abandonată. Alte locomotive Diesel-pneumatice nu s-au mai construit.

1935 – Suedezul Alf Lysholm, inginer șef la Ljungströms Angturbin AB (firma fraților Ljungström, inventatorii turbinei cu abur radiale cu rotoare contrarotative) dezvoltă primele compresoare cu șurub funcționale, inclusiv cu rotoare avînd număr diferit de lobi.

1962 - circa 1990 - La Iași tramvaiile cu remorcă (fabricate la București) erau echipate cu un compresor de aer cu piston și cu un rezervor tampon care se încărcă în timpul cursei dintre stații. Aerul comprimat era folosit la deschiderea și închiderea ușilor vagoanelor, cu un motor pneumatic liniar (un cilindru cu piston).

1963 - La Fabrica de Mase Plastice din Iași sînt puse în funcțiune mașinile pentru fabricat butoaie și canistre din polietilenă. Materialul plastic cald, avînd forma unei țevi scurte, era închis într-o matrită, fiind umflat prin suflare cu aer comprimat la 6 atm. Aerul era produs într-o stație de compresoare aflată la cîteva sute de metri de utilajele de producție. În fabrică extruderele pentru fabricarea țevilor erau alimentate cu PVC pulbere de o rețea de transport pneumatic.

1984 Începînd din 1984 producătorul de jucării LEGO introduce în seturile Technic și elemente pneumatice: mici compresoare acționate

manual sau cu motoare electrice, cilindri pneumatici, rezervoare de aer comprimat, comutatoare pneumatice, conducte și elemente de legătură. Diferite circuite pneumatice pot fi construite cu suficient de multe astfel de componente. De exemplu, pot fi puse în mișcare brațe articulate de excavator, de macara sau de buldozer.

2000 Apar primele ascensoare pneumatice rezidențiale. Cabina urcă și coboară în interiorul unui tub de PVC, cam ca un piston într-un cilindru. Pentru urcare presiunea de deasupra cabinei este micșorată cu ajutorul unei pompe de vid. Cu cât este mai mare diametrul tubului și al cabinei, cu atât forța de presiune crește. Instalația este mai complexă de atât, necesitând în plus etanșări și supape, precum și o parte de automatizare. Variante pentru una, două sau trei persoane sînt în prezent disponibile în comerț [37].

HONMUTTESCU

2. COMPRESOARE VOLUMICE

Compressoarele volumice au ca principiu de funcționare micșorarea volumului masic de frinare v^* al agentului. Cum de cele mai multe ori la aceste mașini energia cinetică a agentului de lucru este neglijabilă sau se ignoră, $v^* = v$, și deci compresoarele volumice realizează comprimarea prin mărirea numărului de molecule de gaz conținute în unitatea de volum.

Toate compresoarele volumice prelucrează tranșe de gaz, ciclul termodinamic de funcționare al acestora conținând cel puțin o transformare pentru care masa de agent de lucru se menține, teoretic, constantă.

În categoria compresoarelor volumice intră compresoarele cu comprimare interioară, care comprimă agentul prin micșorarea volumului ocupat de acesta. Intră de asemenea aici compresoarele volumice cu comprimare exterioară, la care comprimarea agentului se face introducând o masă suplimentară de gaz în spațiul ocupat de agent. Această masă suplimentară poate fi privită ca acționând ca un piston care comprimă agentul de lucru. Există și compresoare volumice care utilizează atât comprimarea interioară cât și comprimarea exterioară, în această succesiune.

Compressoarele volumice pot realiza variația ciclică necesară a volumului spațiului de lucru cu ajutorul unui mecanism cu piston care execută o mișcare de translație alternativă. Există și compresoare volumice rotative, care obțin variațiile necesare ale volumului cu ajutorul a unuia sau a două rotoare (profilate, paletate, cu lamele culisante) în mișcare de rotație continuă.

2.1. Compresoare cu piston cu mișcare de translație alternativă

Aceste mașini sînt cele mai cunoscute în practica industrială. În timpul procesului de comprimare gazul primește lucru mecanic de la un piston aflat în mișcare de translație alternativă. Teoretic, poate fi folosit orice fel de mecanism capabil să impună pistonului o mișcare de du-te-vino. În realitate se folosesc aproape exclusiv pistoane antrenate de mecanisme de tip manivelă-piston. Denumirea de "manivelă-piston" a acestui mecanism este aceea științifică și corectă, fiind folosită în cărțile de Mecanisme. Mecanismul este denumit popular "bielă-manivelă".

2.1.1. Schema constructivă de principiu a unui compresor cu piston cu o treaptă

Compresorul cu piston cu o treaptă din fig. 2.1 este compus dintr-un cilindru 2 în care evoluează pistonul 3, acționat de un mecanism compus din manivela (brațul arborelui cotit) 10, biela 7 și bolțul 5. Interstițiul dintre piston și cilindru este etanșat prin intermediul segmentelor 4, care sînt niște inele elastice montate în canale prelucrate în piston. Mecanismul de antrenare a pistonului este închis într-o cutie 9 numită carter, plasată la unul din capetele cilindrului. La celălalt capăt cilindrul este închis de un capac 15 numit chiulasă. În chiulasă sînt găzduite supapele de aspirație 14 și de refulare 16. Spațiul cu volum variabil 1, închis între piston, cilindru, primul segment, chiulasă și supape, poartă numele de spațiu de lucru. Supapele permit comunicarea dintre spațiul de lucru și galeriile de aspirație 13 și de refulare 17.

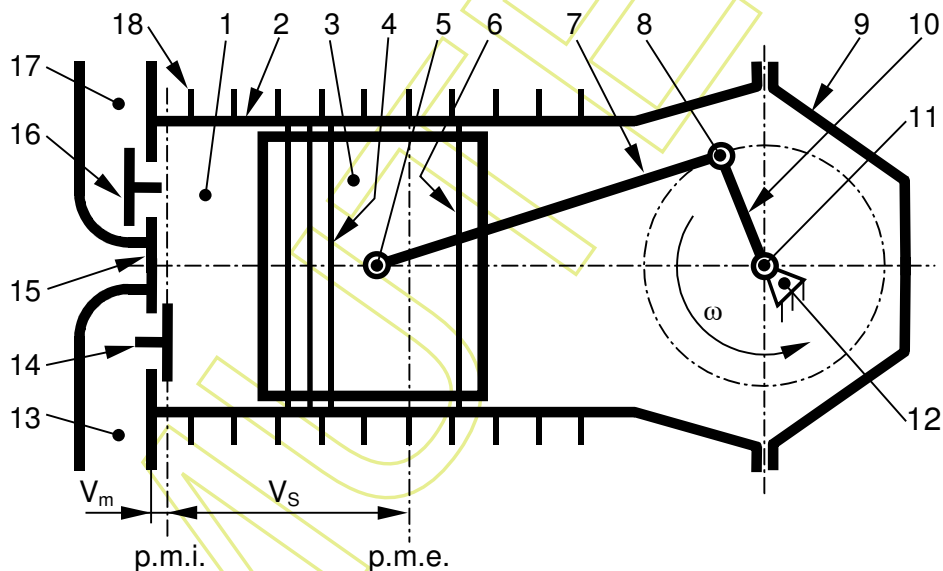


Fig. 2.1. Schema de principiu a unui compresor cu piston cu mișcare de translație: 1 - spațiul de lucru; 2 - cilindru; 3 - piston; 4 - segment de etanșare; 5 - bolt; 6 - segment raclor; 7 - bielă; 8 - fus maneton; 9 - carter; 10 - brațul arborelui cotit; 11 - fus palier; 12 - lagăr de palier; 13 - galerie de aspirație; 14 - supapă de aspirație; 15 - chiulasă; 16 - supapă de refulare; 17 - galerie de refulare; 18 - aripioare de răcire; V_s - cilindree; V_m - volumul mort; p.m.i. - punct mort interior; p.m.e. - punct mort exterior; ω - viteza unghiulară a arborelui cotit

Compresorul are un sistem de răcire, cel din fig. 2.1 fiind cu aer. Răcirea cu aer poate fi cu circulație naturală sau forțată (aerul fiind suflat de un ventilator axial). Pentru intensificarea răcirii cilindrul este prevăzut cu aripioarele de răcire 18 (care reprezintă suprafețe extinse de transfer de căldură). Există și compresoare răcite cu apă, situație în care cilindrul are pereți dubli între care circulă apa.

În fig. 2.1 apare și un segment raclor 6, numit și "segment de ungere". Acesta este tot un inel elastic montat într-un canal din piston, și are rolul de a rade, în timpul deplasării pistonului spre carter, uleiul folosit pentru ungerea cuplelor și ajuns pe pereții cilindului. În figură au fost marcate și fusurile maneton 8 și palier 11 (care intră în componența arborelui cotit), precum și lagărele de palier 12. Fusul este o porțiune cilindrică a arborelui. Axa fusurilor palier coincide cu axa de rotație. Termenul palier se referă la faptul că în timpul funcționării compresorului axa de rotație a arborelui nu își modifică poziția față de părțile fixe ale mașinii (rămâne la același nivel).

Bielă este articulată la piston prin intermediul bolțului 5 și la arborele cotit prin intermediul fusului maneton 8. Pentru aceasta de regulă capul bielei este secționat, capacul bielei fiind fixat prin șuruburi speciale, numite șuruburi de bielă, asigurate împotriva desfacerii.

Compresoarele cu piston foarte mari (din industria chimică și petrolieră) se construiesc cu cilindri orizontali. Compresoarele mici sînt realizate de obicei cu cilindri verticali.

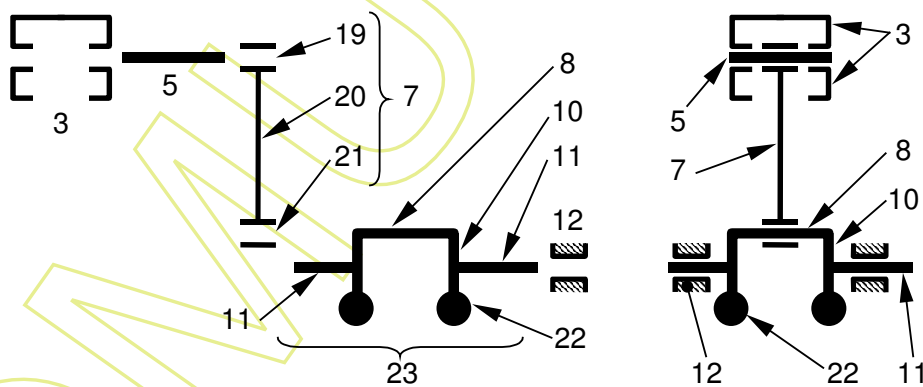


Fig. 2.2. Mecanismul de antrenare a pistonului cu mișcare de translație:
3 - piston; 5 - bolț; 7 - bielă; 8 - fus maneton; 9 - carter; 10 - brațul
arborelui cotit; 11 - fus palier; 12 - lagăr de palier; 19 - piciorul bielei;
20 - corpul bielei; 21 - capul bielei; 22 - contragreutăți de echilibrare;
23 - arbore cotit

2.1.2. Mecanismul de antrenare a pistonului. Supapa automată

În fig. 2.2 este schematizat mecanismul obișnuit manivelă-piston de antrenare a pistonului de compresor.

Sînt evidențiate explicit părțile bielei: corpul 20, piciorul 19 și capul 21, și părțile arborelui cotit 23: brațul 10, fusul maneton 8, fusurile de palier 11 și contragreutățile de echilibrare 22. Contragreutățile servesc la reducerea încărcării lagărelor de palier, prin echilibrarea forțelor de inerție ale pieselor în mișcare de rotație ale mecanismului.

2.1.3. Schema constructivă de principiu a unui supape automate de compresor cu piston

Mașinile cu piston cu mișcare de translație alternativă care au supape pot avea două tipuri de astfel de organe care să controleze schimburile de agent de lucru dintre spațiul de lucru și exterior. Supapele "comandate" sînt deschise respectiv închise la momente precise ale ciclului termodinamic, prin acțiunea unui mecanism numit "de distribuție", a cărui mișcare este corelată cu rotația arborelui cotit al mașinii. Supapele "automate" se deschid și se închid în funcție de diferența de presiune la care sînt supuse, fără a necesita intervenția unui mecanism de distribuție.

În accepțiunea de mai sus, supapele de compresor cu piston fac parte din categoria supapelor automate. Deschiderea respectiv închiderea supapei de compresor are loc sub acțiunea diferenței dintre forța de presiune ce acționează în interiorul spațiului de lucru respectiv în galeriile de aspirație și de refulare.

În fig. 2.3. este reprezentată o supapă automată tipică de compresor cu piston, și anume o supapă de refulare. Supapa propriu-zisă 4, care are forma unui disc, este o piesă mobilă, ce se mișcă în funcție de forța rezultantă care o acționează. Atunci cînd este așezată pe scaunul 3, supapa propriu-zisă 4 obturează complet trecerea gazului prin orificiile existente în scaun. Cînd supapa se ridică de pe scaun gazul începe să circule prin orificiile din scaun și pe lîngă disc.

Discul supapei trebuie să se ridice față de scaun, să ajungă la o distanță maximă, apoi să se așeze înapoi pe scaun la fiecare ciclu termodinamic. Acest proces trebuie să dureze mai puțin decît durata de timp alocată fiecărui ciclu (care depinde de turația motorului de antrenare a compresorului). Această constrîngere impune limitarea cursei supapei - de unde nevoia de a folosi limitatorul de cursă 6. Cursa supapei nu poate fi oricît de mică. Cursa minimă este dată de cerința crearea unei arii a secțiunii de curgere pe lîngă supapă suficient de mari, care să permită curgerea gazului cu viteze care să nu ducă la

pierderi locale de presiune prea mari.

O altă cerință impusă supapei este ca atunci cînd asupra ei nu acționează nici o forță de presiune supapa să stea închisă. Ca urmare, în construcție se introduce arcul 5, care se sprijină la un capăt pe supapa propriu-zisă 4, iar la celălalt capăt se sprijină pe limitatorul de cursă 6, care joacă rol și de taler pentru arc. În exemplul din fig. 2.3. arcul este unul de torsiune, elicoidal.

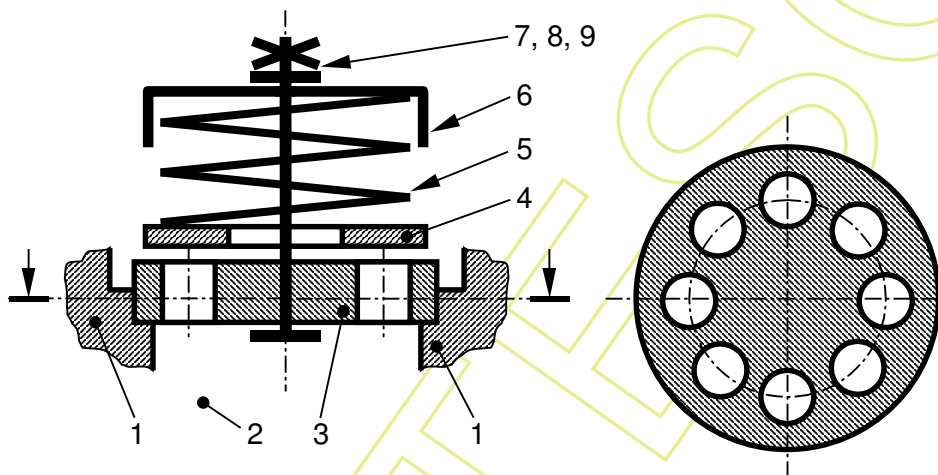


Fig. 2.3. Schema de principiu a unei supape automate pentru compresoare cu piston: 1 - chiulasă; 2 - spațiul de lucru; 3 - scaun; 4 - supapă propriu-zisă (disc); 5 - arc elicoidal; 6 - taler-limitator de cursă; 7, 8, 9 - șurub, șaibă, piuliță crenelată

Observație. De multe ori în practică nu se folosesc arcuri elicoidale ci arcuri de încovoiere, lamelare, soluție care permite reducerea înălțimii supapei, care este foarte importantă în cazul supapelor de aspirație.

Talerul-limitator poate avea un corp central care să ghideze deplasarea discului și să îi limiteze deplasările pe direcție radială.

Supapa este asamblată printr-un șurub central 7, a cărui piuliță este crenelată. Un cui spintecat trece prin șurub și printre creneluri, împiedicînd desfacerea supapei.

Deschiderea supapei din fig. 2.3 are loc atunci cînd forța de presiune cu care gazul din spațiul de lucru acționează pe disc depășește suma dintre forța de presiune cu care gazul din galeria de refulare acționează pe cealaltă față a discului și forța arcului. Supape se închide cînd raportul de forțe se inversează.

Din punct de vedere al funcționării o supapă automată poate fi folosită fie ca supapă de refulare fie ca supapă de aspirație, în funcție de poziționarea în chiulasa 1. Supapele sînt așezate în niște locașuri practicate în chiulasă.

2.1.4. Exemplu tipic de instalație cu compresor cu piston

Exemplul se bazează pe un caz concret, și anume pe compresorul românesc EC1.

În instalația cu compresor cu piston din fig. 2.4 se găsesc, pe lângă compresorul propriu-zis 3, multe alte componente.

Motorul de antrenare 4, electric sau termic, furnizează lucrul mecanic necesar funcționării compresorului dar și instalației de ungere și a instalației de răcire, acestea din urmă nefiind reprezentate în figură.

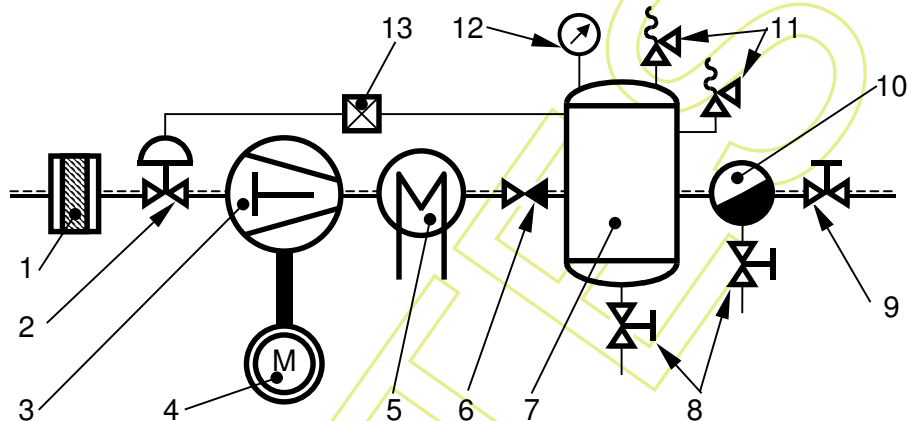


Fig. 2.4. Schema de principiu a unei instalații pentru producerea aerului comprimat dotată cu compresor cu piston: 1 - filtru de aer; 2 - dispozitiv de reglare a debitului (prin laminarea aspirației); 3 - compresor cu piston; 4 - motor de antrenare (electric sau termic); 5 - răcitor final; 6 - supapă anti-retur; 7 - rezervor tampon; 8 - robinete de drenare; 9 - robinet de separare a instalației de producere a aerului comprimat de instalația de utilizare a aerului; 10 - separator de ulei și de picături de apă; 11 - supape de siguranță; 12 - manometru; 13 - regulator de presiune

Compresorul trebuie echipat întotdeauna cu un filtrul 1, pentru a curăța gazul de eventualele particule solide care ar putea ajunge în spațiul dintre piston și cilindru.

Compresoarele nu funcționează întotdeauna numai la regimul nominal pentru care au fost proiectate și construite. Există compresoare cu funcționare intermitentă, care servesc pentru umplerea unui rezervor tampon 7, din care utilizatorul folosește gazul după nevoi - de exemplu, compresorul de aer de la cabinetele de stomatologie, care alimentează o mică turbină cu aer pentru antrenarea frezelor dentistului. Alte instalații cu compresor cu piston au sisteme de reglare a debitului care permit adaptarea funcționării compresorului la nevoile de consum ale

utilizatorului. În fig. 2.4 dispozitivul de reglare a debitului 2 este comandat de regulatorul de presiune 13. În cazul compresorului EC1 reglarea debitului se face prin laminarea aspirației, adică prin mărirea sau micșorarea secțiunii prin care gazul este aspirat în compresor. Regulatorul de presiune comandă acțiunea dispozitivului de reglare în funcție de valoarea presiunii gazului din rezervorul tampon.

Răcitorul final 5 este destinat reducerii temperaturii gazului comprimat. Acest schimbător de căldură răcitor este important mai ales atunci când utilizatorul impune o temperatură maxim admisibilă a gazului furnizat de compresor.

Supapa anti-retur 6 îndeplinește funcția pe care i-o arată numele și poziția în instalație: împiedică curgerea gazului dinspre rezervorul tampon spre compresor atunci când compresorul este oprit. Se observă că supapa de refulare îndeplinește la rândul ei rolul de supapă anti-retur atunci când compresorul este oprit. Prezența supapei anti-retur reprezintă o măsură de siguranță redundantă, care se încadrează în conceptul de "fail-safe" (metodă de proiectare care asigură că, în caz de funcționare defectuoasă, instalația nu va produce daune, sau acestea vor fi minime).

Compresorul trimite gazul comprimat într-un rezervor tampon 7, și nu direct la utilizare. Rezervorul tampon îndeplinește două funcții principale: acumulează o masă de gaz, și atenuază pulsațiile debitului. Mai servește și pentru răcirea gazului. În cazul compresoarelor la care agentul de lucru intră în contact cu agentul de ungere a mecanismului de antrenare a pistonului rezervorul tampon joacă și rol de separator agent de ungere. În cazul compresoarelor de aer rezervorul tampon are și rol de separator picături de apă.

Acumularea unei mase de gaz în rezervorul tampon permite funcționarea intermitentă a instalației. Compresorul lucrează o perioadă scurtă, timp în care rezervorul tampon se umple cu gaz la presiune ridicată. Masa de gaz din rezervor asigură utilizatorului o durată oarecare de lucru, mai lungă sau mai scurtă, în funcție de debitul consumat.

Atenuarea pulsațiilor debitului este necesară deoarece compresoarele cu piston refulează gaz sacadat, doar pe o fracțiune din durata fiecărui ciclu. Volumul mare al rezervorului tampon asigură o variație mică a presiunii gazului furnizat utilizatorului.

Rezervorul tampon are o suprafață exterioară suficient de mare pentru a contribui sensibil la răcirea gazului comprimat, deci are și rol de schimbător de căldură răcitor final. Ca observație, răcirea gazului înseamnă extragere de energie din acesta, însoțită de o scădere a presiunii. De aceea, dacă este posibil, gazul comprimat ar trebui utilizat fără a fi răcit.

Toate compresoarele al căror mecanism de antrenare a

pistonului este uns cu ulei consumă în mod normal un mic debit de ulei, care este antrenat în gazul comprimat. În rezervorul tampon viteza de curgere a gazului este mică deoarece secțiunea de curgere este mare. Ca urmare aici se separă o parte din uleiul antrenat. Robinetul de drenare 8 servește pentru eliminarea periodică a uleiului adunat pe fundul rezervorului tampon.

Aerul atmosferic este un amestec de gaze care conține întotdeauna vapori de apă. Aceștia, conform legii presiunilor parțiale ale lui Dalton, se pot condensa dacă temperatura aerului scade sub temperatura de rouă¹⁾. Ajunși în rezervorul tampon la presiunea de refulare, vaporii de apă au o presiune parțială mai ridicată decât în starea de la aspirație, ca urmare temperatura de rouă pentru starea din rezervor este mai ridicată decât aceea din atmosferă. Dacă temperatura aerului umed din rezervorul tampon este mai mică decât noua temperatură de rouă o parte din vaporii de apă de aici se vor condensa, adunându-se pe fundul rezervorului, de unde sînt eliminați periodic, împreună cu uleiul adunat.

Separatorul de ulei și de picături de apă 10 are rolul de a curăța și mai mult gazul comprimat înainte de a fi trimis spre utilizare.

Supapele de siguranță 11 evacuează gazul comprimat dacă se depășește presiunea pentru care au fost reglate. Sistemul este redundant, supapele fiind reglate pentru presiuni diferite. Pericolul depășirii presiunii maxime admise pentru rezervorul tampon este astfel mult redus, șansa ca ambele supape să se defecteze simultan fiind aproape nulă.

Manometrul 12 servește pentru controlul vizual al presiunii.

2.1.5. Procese termodinamice în compresoarele volumice cu piston cu mișcare de translație

2.1.5.1. Modelul fizico-matematic al compresorului cu piston teoretic cu o treaptă

2.1.5.1.1. Ipotezele modelului fizic al compresorului cu piston teoretic

Modelul fizic al compresorului cu piston teoretic se bazează pe un set de ipoteze corespunzător alese. Scopul final este obținerea unui model care să fie complet „teoretic”, adică a unui model care să nu mai

¹⁾ Temperatura de rouă este temperatura la care trebuie să ajungă aerul umed pentru ca vaporii de aer să înceapă să se condenseze. Temperatura de rouă depinde de presiunea parțială a vaporilor de apă din aer, fiind egală cu temperatura de condensare/fierbere a apei la această presiune.

poată fi simplificat sau „perfecționat”. Acest model trebuie să elimine toate pierderile care apar în funcționarea reală a compresorului. Compresorul astfel obținut va consuma minimul posibil de lucru mecanic și va avea eficiența maximă. Caracteristicile obținute pentru compresorul teoretic pot fi folosite ca termen de referință pentru compararea diverselor compresoare reale între ele.

2.1.5.1.1.1. O ipoteză despre agentul de lucru

Este normal ca prima ipoteză formulată să se refere la agentul de lucru care evoluează în mașina compresor. Se pune întrebarea absolut firească: cum trebuie privit agentul de lucru? Ca gaz real, ca gaz perfect sau ca gaz ideal?

Într-un agent gaz real vor exista diverse pierderi gazodinamice prin frecări, care nu trebuie luate în considerație în cazul unui model teoretic. Ca urmare, este exclus ca modelul teoretic să accepte ca agent de lucru un gaz real.

De la Termotehnică se cunoaște că există modele simplificate de gaze, ce pot fi utilizate pentru a descrie cu suficientă aproximație comportarea gazelor reale. Aici pot intra în discuție modelele de gaz „ideal”. Este vorba de gaze idealizate, care au doar unele din proprietățile gazului real. Alte proprietăți sînt mai mult sau mai puțin apropiate de proprietățile gazelor reale, fiind modelate simplificat. Desigur, modelul compresorului teoretic nu poate lua în considerare un astfel de gaz ideal, intermediar între gazul real și cel perfect, întrucît prin acest model urmărim să eliminăm complet influențele realității fizice.

Cel mai potrivit pentru cazul particular al compresorului teoretic este desigur gazul perfect. Gazul perfect este constituit din molecule ce sînt considerate puncte materiale, și între care nu se exercită forțe de interacțiune [20], [29]. (Trebuie menționat că la Termotehnică termenul „moleculă” se referă la elementul constitutiv al gazului; din punct de vedere chimic, aici intră atît atomii cît și moleculele; la rîndul lor moleculele pot fi compuse din doi sau din mai mulți atomi.) Astfel, aceste molecule au doar două proprietăți: masă și viteză. Mai considerăm că între molecule și pereți au loc numai ciocniri perfect elastice.

Între diversele straturi de molecule de agent de lucru considerat gaz perfect nu pot exista pierderi prin frecare, întrucît două puncte materiale, neavînd dimensiuni geometrice, nu se pot „ciocni” (nu au cum să ocupe același loc în spațiu). Nici între gaz și pereți nu există pierderi prin frecare, întrucît toate interacțiunile dintre molecule și pereții care separă gazul analizat de mediul exterior au fost considerate a avea loc doar sub forma ciocnirilor elastice.

Este inutil din punct de vedere practic ca aici să detaliem mai mult în privința proprietăților gazului perfect.

Astfel definit, gazul perfect are viscozitate nulă. Modelarea moleculelor ca puncte materiale mai are o consecință: gazul format din astfel de molecule este perfect compresibil, și putem să micșorăm volumul unei mase de gaz oricât de mult dorim fără ca acesta să se lichefieze.

2.1.5.1.1.2. O ipoteză despre volumul mort

Volumul mort (numit și volum vătămător) reprezintă volumul de gaz aflat în spațiul de lucru în momentul în care pistonul se găsește în punctul mort interior (cel din apropierea chiulasei). Volumul mort este compus în principal din spațiul dintre suprafața frontală a pistonului aflat în p.m.i. și chiulasă, din spațiul necesar pentru curgerea gazului prin supape și din spațiul dintre suprafața laterală a pistonului și cilindru, în zona dintre suprafața frontală a pistonului și fața dinspre spațiul de lucru a primului segment de etanșare. În realitate volumul mort influențează semnificativ funcționarea compresorului cu piston. Orice am face, în volumul mort rămîne o masă de gaz ce nu poate fi refulată, și care din punct de vedere practic reprezintă o pierdere pentru utilizator. Este evident că dimensiunea volumului mort este de dorit să fie cît mai mică posibil.

Compresorul teoretic trebuie să refuleze maximul posibil. Altfel spus, compresorul trebuie să refuleze întreaga masă de gaz aspirată. Singura posibilitate pentru a refula tot ce s-a aspirat este ca volumul spațiului de lucru pentru poziția în care pistonul se găsește în p.m.i. să aibă valoarea zero. Această condiție implică valoarea zero și pentru volumul spațiului mort. Deși imposibilă practic, această soluție este acceptabilă la nivelul teoriei.

În continuare vom considera că volumul mort este nul, $V_m = 0$, ceea ce este echivalent cu condiția $\varepsilon_m = V_m / V_S = 0$ (ε_m , mărimea raportată a spațiului mort, este de asemenea zero).

2.1.5.1.1.3. Ipoteze despre supape

Urmărind definirea modelului teoretic, trebuie să se introducă ipoteze asupra funcționării supapelor.

Se admite că supapele se deschid și se închid instantaneu, la diferențe de presiune nule, $\Delta p_a = 0$ la aspirație și $\Delta p_r = 0$ la refulare. În consecință, presiunea din spațiul de lucru este p_A în timpul aspirației și p_R în timpul refulării, adică procesele de aspirație și de refulare sînt modelate ca procese izobare. Pentru aceasta trebuie să fie îndeplinite cîteva condiții.

Avînd în vedere că agentul de lucru este gaz perfect, curgerea

are loc fără pierderi de presiune distribuite. Curgerea este izobară dacă aria secțiunii de curgere este constantă. Presiunea ar putea fi variabilă în lungul curgerii dacă aria secțiunii de curgere variază, adică dacă zona curgerii are profil de ajutor sau de difuzor. Din acest punct de vedere, se adoptă soluția cea mai simplă: aria transversală a secțiunii de curgere se consideră constantă.

Pierderile locale de presiune trebuie să fie de asemenea nule. Nu trebuie să existe o accelerare a gazului la curgerea prin supapă, întrucât o asemenea mărire a vitezei este însoțită obligatoriu de scăderea presiunii. În consecință, supapa trebuie să ofere o secțiune de curgere constantă în timpul procesului de schimb de gaze, adică să fie deschisă la maxim de la început și până la sfârșit. Altfel spus, supapa trebuie să se deschidă și să se închidă instantaneu, astfel ca să nu existe perioade în care aria secțiunii de curgere prin supapă să se modifice în timp.

Deschiderea instantanee a supapei impune ca masa tuturor elementelor mobile din construcția acesteia să fie nulă. În caz contrar, forțele de inerție ar tinde la infinit.

Ipoteza izobarității impune ca energia cinetică a gazului care intră sau iese din spațiul de lucru să fie nulă, adică procesele de aspirație și de refulare trebuie să fie cvasistatice.

Încă o ipoteză este necesară pentru a putea modela schimburile de gaze ca procese izobare: spațiul din care se aspiră și respectiv spațiul în care se refulează trebuie să aibă volume infinite, pentru ca, în urma schimbului de masă, presiunile din aceste spații să nu fie influențate și să rămână constante. Această ultimă ipoteză nu este menționată în literatura de specialitate studiată, dar nu poate fi evitată la definirea corectă a modelului teoretic.

2.1.5.1.1.4. Ipoteză despre schimburile de căldură

Se consideră că agentul de lucru schimbă căldură cu exteriorul doar în timpul procesului de comprimare, $Q_{total} = Q_{comprimare}$. Ipoteza este echivalentă cu presupunerea că în timpul proceselor de aspirație și de refulare agentul aflat în spațiul de lucru nu schimbă căldură cu exteriorul.

Această ipoteză nu reprezintă o necesitate. Ea este adoptată doar pentru că simplifică semnificativ modelul matematic al funcționării compresorului teoretic.

2.1.5.1.1.5. Ipoteză despre etanșări și despre scăpările de agent

Se adoptă ipoteza că nu există pierderi de agent de lucru prin neetanșeități. Cilindrul compresorului teoretic este perfect etanș. Ca

urmare, $\Delta m = 0$, tot agentul care este aspirat va fi refulat în vederea utilizării. Evident, dacă este vorba de scăpări de agent, acestea s-ar putea petrece îndeosebi atunci când diferența de presiune dintre spațiul de lucru și exterior este maximă. Posibilele neetanșeități sînt între piston și cilindru, la garnitura de chiulasă și la supape.

În cadrul modelului trebuie să admitem explicit că supapele închise sunt perfect etanșe, că segmentii nu permit nici un fel de circulație de gaz între spațiile aflate în contact cu fețele opuse ale pistonului, și că garnitura de chiulasă etanșează perfect (nu "sufală").

2.1.5.1.1.6. Ipoteză despre mecanismul motor

Mecanismul de antrenare a pistonului compresorului teoretic este unul perfect, în care frecările nu se manifestă. În consecință, tot lucrul mecanic primit de compresor de la arborele motorului de antrenare va fi transmis pistonului.

2.1.5.1.1.7. Considerații finale despre ipotezele compresorului teoretic

Ipotezele adoptate au urmărit eliminarea tuturor influențelor realității care ar putea micșora performanțele compresorului. Ideea este ca lucrul mecanic primit de la motorul de antrenare să ajungă în totalitate la agentul prelucrat în spațiul de lucru. Pentru aceasta s-au anulat pierderile mecanice în mecanism și pierderile prin scăpări.

Pierderile gazodinamice au fost anulate prin ipoteza gazului perfect ca agent de lucru (nu se consumă din lucrul mecanic primit de la piston nici o parte pentru acoperirea acestor pierderi).

Anularea volumului mort și etanșeitatea perfectă asigură refularea în totalitate a agentului de lucru aspirat.

Se observă că, în ipotezele admise, legea de deplasare a pistonului, și respectiv legea de variație a volumului spațiului de lucru nu influențează în nici un fel prezentul model teoretic.

Să centralizăm acum ipotezele modelului compresorului cu piston teoretic:

1. agentul de lucru este gaz perfect;
2. nu există spațiu mort;
3. supapele se deschid și se închid instantaneu, la diferențe de presiune nule; spațiile din care se aspiră și în care se refilează au volume infinite;
4. agentul schimbă căldură cu exteriorul doar în timpul fazei de

comprimare;

5. nu există pierderi de agent prin neetanșeități;
6. mecanismul de antrenare a pistonului funcționează fără frecări.

2.1.5.1.2. Fazele de funcționare ale compresorului cu piston teoretic

Fazele de funcționare descriu legătura dintre procesele ce se petrec în spațiul de lucru și variația volumului acestui spațiu. Modul în care compresorul realizează variația ciclică a volumului spațiului de lucru nu prezintă importanță pentru compresorul teoretic. Pentru simplificarea expunerii și a înțelegerii se va considera un compresor cu piston cu mișcare de translație, iar procesele se vor desena într-o diagramă termodinamică (uzual, în diagrama p-V).

Fazele funcționale ale compresorului cu piston teoretic sînt următoarele: aspirația, comprimarea, refularea și destinderea. Se menționează că există compresoare volumice a căror funcționare presupune existența și a unor alte faze. Fiecare fază este descrisă în continuare prin precizarea stării inițiale, a variației parametrilor în timpul fazei, a deplasării pistonului și a funcționării supapelor, precum și prin precizarea a parametrilor finali.

Comprimarea

La Compresoare se numește "comprimare" procesul în care, în urma micșorării volumului ocupat de agentul de lucru, presiunea acestui se mărește.

Observație. După dicționarele românești, comprimarea este procesul de micșorare a volumului. Pot fi imaginate procese în care volumul se micșorează și presiunea scade. Deși acestea corespund definiției din dicționar, ele nu sînt considerate a fi procese de comprimare din punctul de vedere al disciplinei.

Procesul de comprimare se desfășoară între două stări numite, în acest volum, 1 și 2.

La începutul comprimării spațiul de lucru trebuie să aibă volumul maxim, $V_{sl} = V_{sl \max}$, deci pistonul trebuie să se găsească în p.m.e., în poziția cea mai îndepărtată de chiulasă, fig. 2.5. Volumul V_{sl} este plin cu agent aflat la presiunea de aspirație p_A (pentru că aspirația este, conform cu ipotezele adoptate, un proces izobar) și la temperatura de aspirație T_A (pentru că în timpul procesului de aspirație nu se schimbă căldură cu exteriorul).

Comprimarea are loc cu ambele supape închise. Supapa de

aspirație SA a fost deschisă pentru a permite intrarea agentului de lucru în spațiul de lucru, dar în vederea începerii comprimării ea trebuie să se închidă. Închiderea SA trebuie să aibă loc în momentul în care pistonul se află în p.m.e., și să se petreacă exact conform ipotezelor: la diferență de presiune nulă, $\Delta p_a = 0$, și instantaneu.

Comprimarea începe cu supapa de refulare SR închisă, deoarece $p_A < p_R$.

Întrucît ambele supape sînt închise, din punctul de vedere al Termodinamicii comprimarea este un proces închis, în care evoluează o masă constantă de agent de lucru.

În timpul comprimării volumul ocupat de agent trebuie să se micșoreze, deci pistonul trebuie să se deplaseze spre chiulasă.

Ca urmare, la începutul procesului de comprimare agentul de lucru este caracterizat de parametrii $V_{sl\ max}$, p_A și T_A . Ambele supape sînt închise iar pistonul pornește din p.m.e. spre p.m.i. Masa de agent închisă în spațiul de lucru este, conform ecuației de stare a gazului perfect,

$$m = \frac{p_A V_{sl\ max}}{R T_A}, \quad (2.1)$$

unde R este constanta de gaz perfect a agentului de lucru.

Procesul de comprimare ia sfîrșit atunci cînd creșterea presiunii nu mai este posibilă, întrucît supapa de refulare se deschide. Deschiderea SR presupune că în spațiul de lucru s-a atins presiunea p_R a gazului aflat în galeria de refulare (și, mai departe, în rezervorul tampon). Conform ipotezelor adoptate, SR se deschide instantaneu și exact în momentul cînd s-a atins $p_{sl} = p_R$, adică la $\Delta p_r = 0$. Deschiderea SR marchează momentul sfîrșitului procesului de comprimare și începutul fazei de refulare, starea termodinamică 2 pe diagrama p-V din fig. 2.5.

Ca urmare, procesul de comprimare ocupă o porțiune din cursa pistonului între p.m.e. și p.m.i., porțiune care poate fi mai scurtă sau mai lungă în funcție de valoarea presiunii de refulare. Prezența supapei de refulare automate face ca mașina compresor să poată funcționa cu diverse presiuni de refulare (și, deci, cu diverse rapoarte de comprimare), adaptîndu-se astfel cerințelor particulare ale utilizatorului de gaz comprimat.

În timpul desfășurării comprimării volumul spațiului de lucru scade continuu și presiunea crește. În ceea ce privește temperatura, variația acesteia depinde, din punct de vedere strict matematic, de modul în care se modelează schimbul de căldură al compresorului cu exteriorul. Din punct de vedere tehnic agenții de răcire folosiți nu pot răci gazul aflat în comprimare sub temperatura mediului ambiant. Ca urmare,

se poate considera că în timpul comprimării temperatura gazului se mărește (la limită, ar putea rămâne constantă).

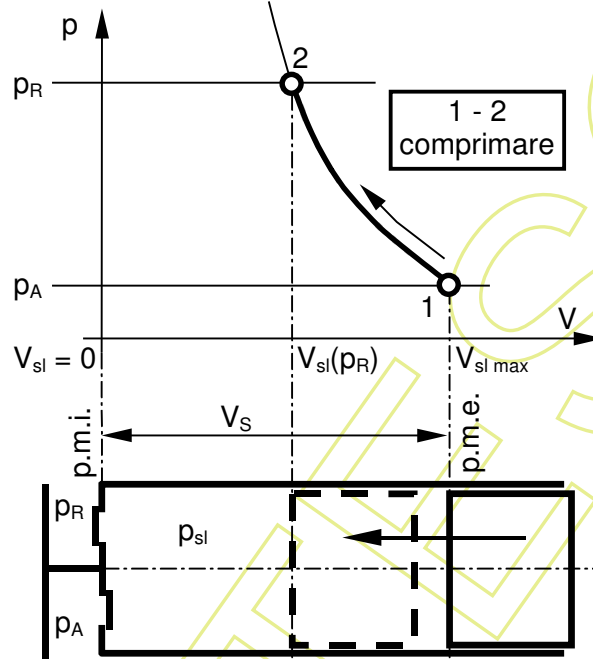


Fig. 2.5. Faza de comprimare

În punctul 2 de sfârșit de comprimare volumul spațiului de lucru este $V_{sl} = f(p_R)$ iar presiunea este p_R . Pistonul se găsește undeva între în p.m.i. și p.m.e., supapa de aspirație este închisă, iar supapa de refulare se deschide.

Refularea

Se numește refulare procesul prin care agentul de lucru cu presiune ridicată este împins din cilindru, prin supapa de refulare, spre rezervorul tampon. Refularea presupune deplasarea unui agent de lucru spre utilizare. Ca observație, la motoarele cu ardere internă are loc un proces asemănător, prin care gazele de ardere care au participat la procesul de destindere sînt împinse din cilindru spre țeava de eșapament. La motoare procesul este numit evacuare, deoarece gazele de ardere au efectuat deja lucru mecanic.

În timpul refulării supapa de aspirație se menține închisă. Supapa de refulare a fost deschisă la începutul procesului de refulare, pentru a permite ieșirea agentului din spațiul de lucru. Deschiderea SR are loc în momentul în care presiunea din spațiul de lucru a egalat presiunea din galeria de refulare, și se petrece în conformitate cu ipotezele, adică la

diferență de presiune nulă, $\Delta p_r = 0$, și instantaneu. La începutul refulării spațiul de lucru este plin cu agent aflat la presiunea de refulare p_R .

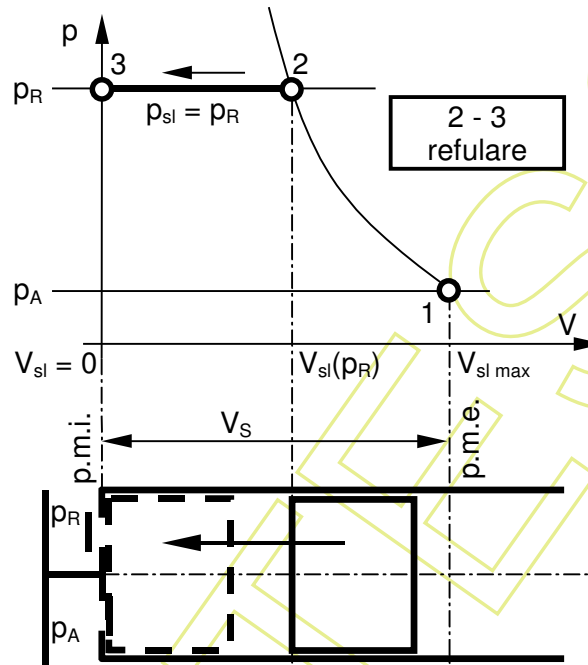


Fig. 2.6. Faza de refulare

Întrucît una din supape este deschisă, din punctul de vedere al Termodinamicii refularea este un proces deschis, în care evoluează o masă variabilă de agent de lucru. În timpul refulării volumul ocupat de agent trebuie să se micșoreze, deci pistonul se deplasează spre chiulasă.

La începutul procesului de refulare agentul de lucru este caracterizat de parametrii $V_{sl}(p_R)$, p_R și T_R . SA este închisă, SR este deschisă iar pistonul se găsește în mișcare, fiind plasat undeva între p.m.e. spre p.m.i.

Procesul de refulare se termină atunci cînd tot agentul din spațiul de lucru a părăsit cilindrul, adică atunci cînd pistonul a ajuns în p.m.i. și $V_{sl} = 0$.

Refularea ocupă o porțiune din cursa pistonului între p.m.e. și p.m.i., porțiune care poate fi mai scurtă sau mai lungă în funcție de valoarea presiunii de refulare. Se observă că procesele de comprimare și de refulare ocupă împreună întreaga cursă efectuată de piston între p.m.e. și p.m.i.

În timpul desfășurării refulării volumul spațiului de lucru scade

continuu, masa de agent scade continuu, presiunea rămâne constantă (în virtutea ipotezelor adoptate) iar temperatura rămâne de asemenea constantă (pentru că nu se schimbă căldură cu exteriorul decât în timpul comprimării), fig. 2.6.

În punctul 3 de sfârșit de refulare volumul spațiului de lucru este $V_{sl} = 0$, presiunea este p_R iar temperatura este T_R . Cum masa de gaz aflată într-un volum nul este nulă, valorile presiunii și temperaturii sînt convenționale. Pistonul se găsește în p.m.i., supapa de aspirație este închisă, iar supapa de refulare este deschisă.

Destinderea (proces convențional)

La sfârșitul refulării presiunea în spațiul de lucru era p_R . La începutul procesului de umplere a cilindrului cu agent proaspăt presiunea trebuie să fie p_A . În ambele stări termodinamice volumul și masa sînt zero (conform ipotezelor, volumul mort este nul, pistonul fiind perfect lipit de chiulasă). Această cerință este rezolvată prin introducerea unui proces destindere, în care presiunea se micșorează de la p_R la p_A . Procesul este convențional, avînd în vedere că nu există o masă de gaz care să se destindă. El este introdus pentru a putea închide, fictiv, ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic. Este reprezentat în fig. 2.7, prin transformarea izocorică 3-4.

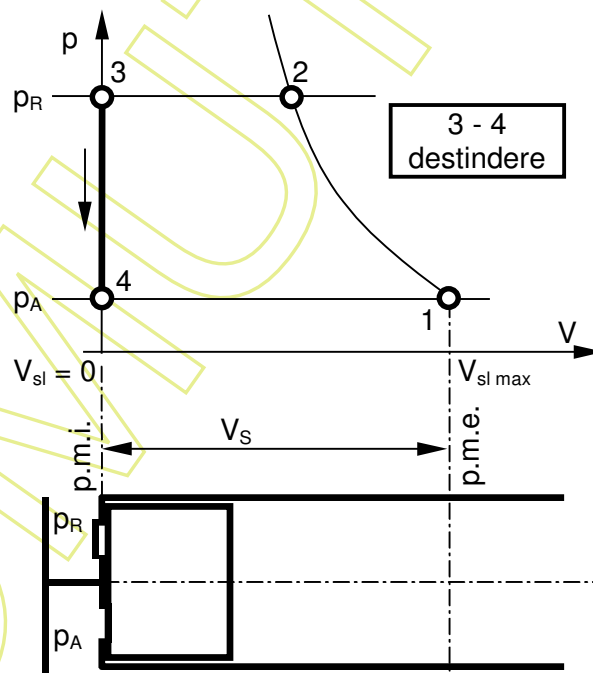


Fig. 2.7. Faza de destindere (proces convențional)

Aspirația

Se numește aspirație procesul prin care agentul intră în spațiul de lucru, al cărui volum crește prin deplasarea pistonului. Pentru gazul perfect această curgere are loc fără micșorarea presiunii. Pentru un gaz real aspirația presupune curgerea agentului din spațiul din care se aspiră (unde este presiunea p_A) în spațiul de lucru (unde, în urma deplasării pistonului, presiunea este mai mică decât p_A). Trebuie observat că procesul asemănător întâlnit la motoarele cu ardere internă se numește admisiune. Termenul provine de la motoarele cu abur cu piston, denumind intrarea agentului motor (care va participa la destindere) în spațiul de lucru.

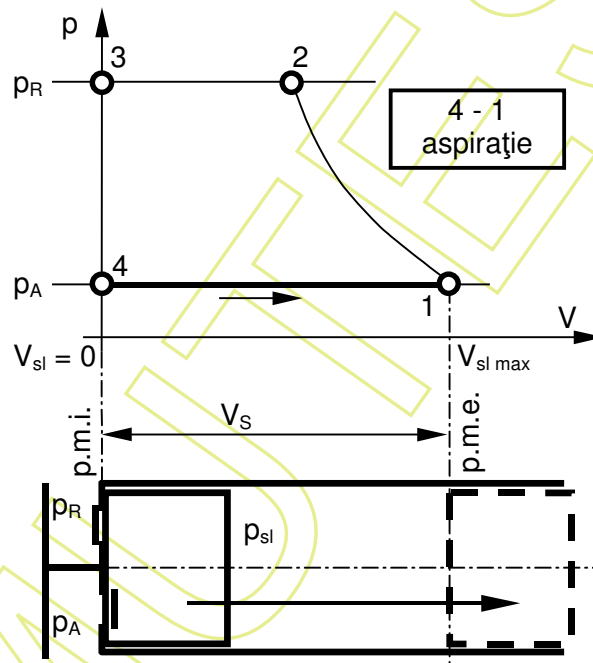


Fig. 2.8. Faza de aspirație

În timpul acestui proces supapa de aspirație trebuie să se mențină deschisă. Aceasta a fost deschisă la începutul procesului de aspirație, pentru a permite intrarea agentului în spațiul de lucru. Deschiderea SA are loc în momentul în care presiunea din spațiul de lucru devine p_A , atunci când pistonul se află în p.m.i., și se petrece în conformitate cu ipotezele, adică la diferență de presiune nulă, $\Delta p_a = 0$, și instantaneu. La începutul aspirației spațiul de lucru are volum zero.

Tot la începutul procesului de aspirație are loc închiderea supapei de refulare SR.

Procesul termodinamic este unul deschis, masa de gaz din spațiul de lucru crescînd. În timpul aspirației volumul ocupat de agent trebuie să se mărească, deci pistonul se deplasează spre p.m.e.

La începutul procesului de aspirație agentul de lucru este caracterizat de parametrii $V_{sl} = 0$, p_A și T_A . SR este închisă, SA este deschisă iar pistonul pornește spre p.m.e.

Procesul de aspirație se termină atunci cînd volumul spațiului de lucru este maxim, adică atunci cînd pistonul a ajuns în p.m.e. Aspirația ocupă întreaga cursă a pistonului între p.m.i. și p.m.e.

În timpul desfășurării aspirației volumul spațiului de lucru crește continuu, masa de agent crește continuu, presiunea rămîne constantă (în virtutea ipotezelor adoptate) iar temperatura rămîne de asemenea constantă (pentru că nu se schimbă căldură cu exteriorul decît în timpul comprimării), fig. 2.8.

În punctul 1 de sfîrșit de aspirație volumul spațiului de lucru este maxim, presiunea este p_A iar temperatura este T_A . Pistonul se găsește în p.m.e., supapa de aspirație este deschisă, iar supapa de refulare este închisă.

Urmează un nou proces de comprimare. Succesiunea celor patru transformări - comprimare, refulare, destindere și aspirație - descrie ciclul termodinamic 12341 al compresorului cu piston teoretic.

2.1.5.1.3. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic în diagrama p-V. Comprimări posibile

Aspectul grafic al ciclului termodinamic în diagrama p-V depinde de scările folosite pentru cele două axe de coordonate - presiunea, pe verticală, și volumul, pe orizontală. Ca urmare, aceste reprezentări, atunci cînd nu sînt făcute la o scară precizată, au caracter didactic, ca în fig. 2.9.

Mai mult, poziția punctului 2 care marchează sfîrșitul comprimării depinde de calitatea răcirii compresorului. Procesul de comprimare trebuie modelat sub forma unei transformări termodinamice simple, pe de o parte, fiindcă modelul este teoretic, pe de altă parte, pentru a obține expresii matematice simple.

După cum se observă în diagrama p-V din fig. 2.9, aria închisă de ciclul termodinamic al compresorului (care este, după cum se știe de la Termodinamică, proporțională cu lucrul mecanic consumat ciclic) este cu atît mai mare cu cît comprimarea este mai îndepărtată de o transformare izotermică. În consecință, compresorul trebuie răcit cît mai mult posibil, pentru a reduce consumul de lucru mecanic ciclic.

Modelarea ține cont de un considerent tehnic: răcirile mașinilor uzuale se fac utilizînd agenți preluați din mediul ambiant, sau cu agenți secundari răciți, la rîndul lor, cu agenți preluați din mediul ambiant. De

exemplu, compresoarele sau motoarele pot fi răcite cu aer atmosferic în circuit deschis. Circulația aerului de răcire poate fi naturală (la unitățile foarte mici) sau forțată de un ventilator. Există și cazul răcirii în circuit închis, în care apa sau uleiul preiau căldură de la mașină care trebuie răcită. Acești agenți disipă energia termică în atmosferă, prin intermediul unui schimbător de căldură.

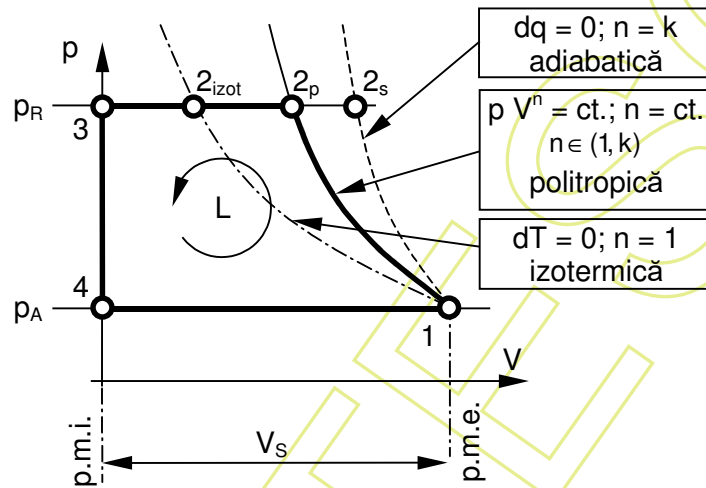


Fig. 2.9. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic reprezentat în diagrama p-V. Comprimări posibile (calitatea răcirii)

Ca urmare, utilizând aer sau apă din mediul ambiant o mașină poate fi răcită cel mult pînă la temperatura mediului. Răcirea pînă la temperatura mediului ambiant este un caz limită, întrucît presupune o răcire izotermică, la diferență nulă de temperatură, adică, în cazul coeficienților de transfer de căldură cu valoare finită, presupune o suprafață de schimb de căldură care tinde la infinit. Comprimarea izotermică este descrisă de relația

$$pV = ct. \quad (2.2)$$

Un alt caz limită este cel al comprimării adiabatice, care pentru compresorul cu agent de lucru gaz perfect este și izentropică. În acest caz nu există schimb de căldură cu exteriorul, compresorul fiind izolat termic, comprimarea fiind descrisă matematic de relația

$$pV^k = ct., \quad (2.3)$$

$$\text{unde } k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.4)$$

este exponentul adiabetic, definit ca raport al căldurilor specifice

la presiune constantă și la volum constant. Pentru gazul perfect k depinde doar de numărul de atomi din moleculă.

Un caz teoretic (dar nu și limită) este cel al transformării politropice. Modelarea comprimării ca o transformare politropică asigură prezența unui schimb de căldură și în același timp comprimarea este descrisă din punct de vedere matematic printr-o relație simplă:

$$pV^n = \text{ct.}, \quad (2.5)$$

unde n este exponentul politropic. Pentru compresoarele cu piston transformările politropice (fig. 2.9) aflate între izotermă și izentropă au exponentul $n \in (1, k)$.

Se pot imagina și comprimări politropice cu exponent având valori în afara intervalului $(1, k)$. Dacă $n < 1$, înseamnă că în timpul comprimării agentul de lucru este răcit sub temperatura T_A cu care a fost aspirat, adică s-a folosit un agent de răcire cu temperatură sub T_A , răcit în prealabil într-o mașină frigorifică. Dacă $n > k$, agentul de lucru se încălzește în timpul comprimării, utilizând pentru aceasta un agent de încălzire. Funcționarea cu $n < k$ este nerentabilă din punct de vedere economic, iar aceea cu $n > k$ este lipsită de sens în cazul compresorului cu piston, care trebuie răcit.

În fig. 2.9 au fost reprezentate trei cicluri teoretice posibile, pentru trei tipuri de comprimări: izotermică (1-2_{izot}), politropică (1-2_p) și izentropică (1-2_s).

2.1.5.1.4. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic în diagrama T-s

În fig. 2.10-a este reprezentat ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic în diagrama T-s.

Se observă că procesul de aspirație se reduce la punctul 1 = 4, deoarece $s_1 = s_4$. Cum în timpul aspirației nu se schimbă căldură cu exteriorul iar agentul de lucru este gaz perfect, din relația de definiție a entropiei masice

$$ds = \frac{dq}{T} \quad (2.6)$$

în care $dq = 0$ rezultă $ds = 0$ adică $s = \text{ct.}$

La fel, procesul de refulare se reduce la un punct, pentru că nici în timpul refulării agentul de lucru nu schimbă căldură cu exteriorul.

Ca urmare, din ciclul termodinamic pe diagrama T-s se vede procesul de comprimare, procesele de schimb de gaze fiind reprezentate doar ca puncte.

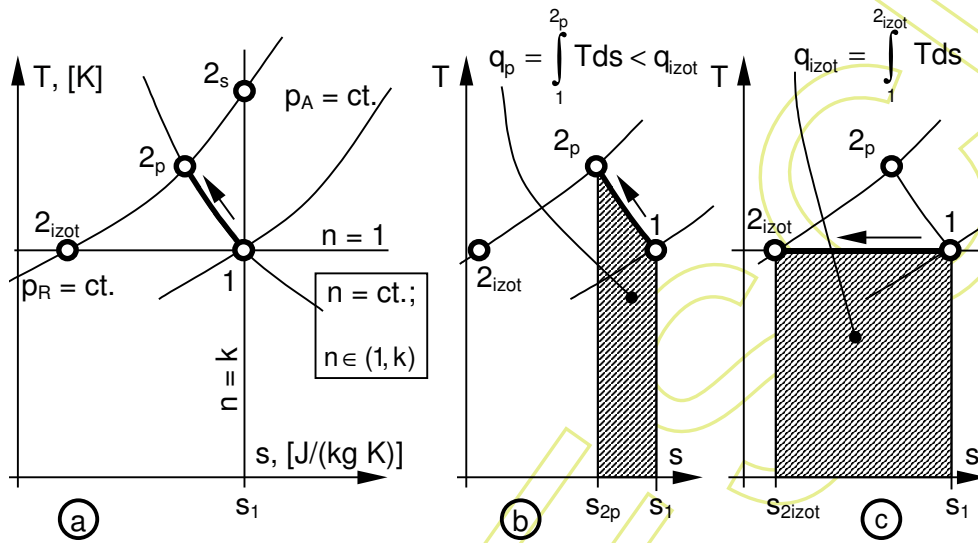


Fig. 2.10. Ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic reprezentat în diagrama T-s

Diagrama T-s mai este numită "diagrama termică" pentru că în coordonate T-s ariile sînt proporționale cu căldurile masice schimbate. În fig. 2.10 b și c sînt reprezentate căldurile masice cedate de agentul de lucru spre exterior în cazul comprimării politropice și al comprimării izotermice. În cazul comprimării izentropice aria de sub curba 1-2_s este evident zero.

Pentru transformarea de comprimare se poate aplica principiul I al Termodinamicii în forma pentru sisteme închise:

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.7)$$

În cazul comprimării izotermice $\Delta U = 0$ și deci $Q = L$, adică lucrul mecanic de comprimare primit de agentul de lucru este cedat în exterior sub formă de căldură. În cazul comprimării politropice agentul de lucru cedează sub formă de căldură doar o parte din energia primită sub formă de lucru mecanic. Cît de mare este această parte depinde de exponentul politropic n. Cu cît n este mai mic, în exterior se cedează mai multă căldură, răcirea trebuie să fie mai puternică, iar punctul 2_p de pe izobara p_R este mai aproape de punctul 2_{izot} și mai departe de 2_s.

2.1.5.1.5. Schimburile de energie ale compresorului cu piston teoretic cu exteriorul

Lucrul mecanic total consumat ciclic de compresorul cu piston teoretic și cu o singură treaptă se determină cu relația cunoscută:

$$L_t = \oint p dV = \int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV + \int_3^4 p dV + \int_4^1 p dV . \quad (2.8)$$

Se observă imediat că a treia integrală din membrul drept este întotdeauna 0, pentru că $V_3 = V_4 = 0$. Se obține pentru lucrul mecanic total consumat ciclic forma redusă

$$L_t = \oint p dV = \int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV + \int_4^1 p dV . \quad (2.9)$$

De la proprietățile integralelor se cunoaște că

$$\oint y dx = -\oint x dy . \quad (2.10)$$

Aplicînd relația (2.10) expresiei lucrului mecanic din (2.8) se scrie

$$L_t = \oint p dV = -\oint V dp = -\int_1^2 V dp - \int_2^3 V dp - \int_3^4 V dp - \int_4^1 V dp . \quad (2.11)$$

Analizînd ultima relație, observăm că pentru procesele izobare de schimb de gaze 2-3 și 4-1 $dp = 0$ iar pentru procesul convențional de destindere 3-4 $V = 0$. Pentru aceste trei procese integralele corespunzătoare din relația precedentă sînt întotdeauna nule. Se obține pentru lucrul mecanic total consumat ciclic o nouă formă:

$$L_t = \oint p dV = -\int_1^2 V dp . \quad (2.12)$$

2.1.5.1.5.1. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării izentropice

În cazul particular al comprimării izentropice relația (2.12) ia forma

$$L_{ts} = -\int_1^{2s} V_s dp . \quad (2.13)$$

Din ecuația transformării izentropice de comprimare

$$p_1 V_1^k = p_2 V_{2s}^k = p V_s^k . \quad (2.14)$$

se exprimă volumul curent sub forma

$$V_s = V_1 \frac{p_1^{1/k}}{p^{1/k}} = V_1 p_1^{1/k} p^{-1/k} . \quad (2.15)$$

Relația (2.13) devine

$$L_{ts} = - \int_1^{2_s} V_1 p_1^{1/k} p^{-1/k} dp = -V_1 p_1^{1/k} \int_1^{2_s} p^{-1/k} dp. \quad (2.16)$$

Integrala din relația anterioară se calculează astfel:

$$\begin{aligned} \int_1^{2_s} p^{-1/k} dp &= \frac{p^{\left(\frac{-1}{k}+1\right)}}{\left(\frac{-1}{k}+1\right)} \Big|_1^{2_s} = \frac{k}{k-1} p^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \Big|_1^{2_s} = \frac{k}{k-1} \left[(p_2)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \right] = \\ &= \frac{k}{k-1} (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left[\left(\frac{p_R}{p_A}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Se notează cu π_C raportul de comprimare al compresorului,

$$\pi_C = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_R}{p_A}. \quad (2.18)$$

Introducînd în relația (2.16) integrala dată de (2.17) și raportul de comprimare, lucrul mecanic consumat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare izentropică ia forma

$$L_{ts} = -\frac{k}{k-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.19)$$

La scrierea relației anterioare s-a ținut cont că $V_1 = V_S$ și că $p_1 = p_A$. Se observă că lucrul mecanic L_{ts} poate lua doar valori negative, ceea ce este în concordanță cu convenția de semne de la Termodinamică, întrucît este primit din exterior. Se mai observă că lucrul consumat depinde de natura gazului (prin exponentul adiabatic k), de parametrii de la începutul comprimării (prin p_A și V_S) și de presiunea de refulare (prin raportul de comprimare).

2.1.5.1.5.2. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării politropice

În cazul unei comprimări politropice relația (2.12) ia forma

$$L_{tp} = - \int_1^{2_p} V_p dp. \quad (2.20)$$

Ecuția transformării izentropice de comprimare este

$$p_1 V_1^n = p_2 V_{2p}^n = p V_p^n. \quad (2.21)$$

În continuare se procedează la fel ca la subcapitolul anterior. Rezultatul final al seriei de prelucrări matematice este relația

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.22)$$

Relația pentru comprimarea politropică este foarte asemănătoare cu aceea pentru comprimarea izentropică, doar că exponentul este acum n în loc de k . Observînd că produsul dintre presiune și volum poate fi exprimat din ecuația de stare pentru punctul 1,

$$p_A V_S = mRT_A, \quad (2.23)$$

relația (2.22) capătă forma alternativă

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} mRT_A \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.24)$$

Se observă că lucrul consumat de ciclul teoretic cu comprimare politropică depinde de natura gazului (prin constanta de gaz perfect a agentului, R), de parametrii de la începutul comprimării (prin m și T_A), de presiunea de refulare (prin raportul de comprimare) și de calitatea răcirii (prin exponentul politropic n).

2.1.5.1.5.3. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării izotermice

În cazul unei comprimări izotermice relația (2.12) ia forma

$$L_{tizot} = - \int_1^{2_{izot}} V_{izot} dp. \quad (2.25)$$

Ecuția transformării izotermice ($T = ct.$) este

$$p_1 V_1 = p_2 V_{2izot} = p V_{izot} = ct. \quad (2.26)$$

Volumul curent ia forma

$$V_{izot} = V_1 \frac{p_1}{p}. \quad (2.27)$$

Lucrul mecanic consumat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare izotermică este

$$L_{\text{t izot}} = - \int_1^{2_{\text{izot}}} V_1 \frac{p_1}{p} dp = -p_1 V_1 \int_1^{2_{\text{izot}}} \frac{dp}{p} =$$

$$= -p_A V_S [\ln(p_2) - \ln(p_1)] = -p_A V_S [\ln(p_R) - \ln(p_A)]. \quad (2.28)$$

În final se obține relația

$$L_{\text{t izot}} = -p_A V_S \ln(\pi_C). \quad (2.29)$$

Se observă că lucrul consumat de ciclul teoretic cu comprimare izotermică depinde de parametrii de la începutul comprimării (prin p_A și V_S) și de presiunea de refulare (prin raportul de comprimare). Se mai observă că natura gazului nu intervine în expresia lucrului. Un compresor teoretic avînd cilindrul V_S care aspiră gaz cu aceeași presiune de aspirație p_A și care funcționează cu același raport de comprimare va consuma întotdeauna același lucru mecanic ciclic indiferent de natura agentului de lucru.

Exprimînd termenul $p_A V_S$ din ecuația de stare relația (2.29) ia forma

$$L_{\text{t izot}} = -mR T_A \ln(\pi_C). \quad (2.30)$$

Apărent, relația (2.30) ar sugera că lucrul mecanic consumat ar depinde de natura gazului, prin constanta de gaz perfect a agentului, R . Este doar o iluzie. O analiză mai atentă arată că pentru o stare de la aspirație caracterizată de aceeași presiune, temperatură și volum produsul mR este o constantă, adică lucrul mecanic ciclic depinde de fapt doar de parametrii de la aspirație și de raportul de comprimare și în cazul relației (2.30).

2.1.5.1.5.4. Lucrul mecanic total consumat ciclic în cazul comprimării politropice, varianta "clasică"

Se pornește de la relația (2.9) particularizată pentru ciclul cu comprimare politropică sub forma

$$L_{\text{tp}} = \oint p dV_p = \int_1^{2_p} p dV_p + \int_{2_p}^3 p dV + \int_4^1 p dV. \quad (2.31)$$

Se calculează pe rînd cele trei integrale din membrul drept. Din ecuația transformării politropice 1-2_p se explicitază presiunea p :

$$p = p_1 \frac{V_1^n}{V_p^n}. \quad (2.32)$$

Acum prima integrală căutată devine

$$\begin{aligned} \int_1^{2_p} p dV_p &= p_1 V_1^n \int_1^{2_p} \frac{dV_p}{V_p^n} = p_1 V_1^n \int_1^{2_p} V_p^{-n} dV_p = p_1 V_1^n \frac{V_{2p}^{1-n} - V_1^{1-n}}{1-n} = \\ &= -\frac{p_1 V_1}{n-1} \left(\frac{V_{2p}^{1-n}}{V_1^{1-n}} - 1 \right) = -\frac{p_1 V_1}{n-1} \left(\frac{V_1^{n-1}}{V_{2p}^{n-1}} - 1 \right) = -\frac{p_A V_S}{n-1} \left(\frac{V_1^{n-1}}{V_{2p}^{n-1}} - 1 \right). \end{aligned}$$

Înlocuind raportul de volume prin raportul de comprimare (cu ajutorul ecuației transformării politropice) se obține în final relația

$$L_{12p} = -\frac{1}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.33)$$

Pentru a doua integrală se exprimă presiunea de refulare din relația raportului de comprimare:

$$p_2 = p_R = p_A \pi_C \quad (2.34)$$

și volumul V_{2p} din relația transformării politropice:

$$V_{2p} = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = V_1 (\pi_C)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.35)$$

Acum a doua integrală din relația (2.31) se calculează ca

$$\int_{2_p}^3 p dV = -p_R V_2 = -p_A V_S (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.36)$$

A treia integrală capătă expresia

$$\int_4^1 p dV = p_A V_S. \quad (2.37)$$

Introducînd relațiile (2.33), (2.36) și (2.37) în (2.31) se obține

$$\begin{aligned} L_{tp} &= -\frac{1}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - p_A V_S (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} + p_A V_S = \\ &= -\frac{1}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= -p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \left(\frac{1}{n-1} + 1 \right) = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.38) \end{aligned}$$

Evident, relația anterioară are aceeași expresie ca (2.22).

2.1.5.1.5.5. Căldura schimbată ciclic cu exteriorul de compresorul cu piston teoretic

Conform ipotezei privind schimbul de căldură, agentul de lucru din compresorul teoretic cedează căldură mediului în timpul procesului de comprimare. Ca urmare căldura schimbată într-un ciclu de comprimare este egală cu căldura schimbată în timpul comprimării 1-2.

Dacă procesul de comprimare este adiabatic, în mod evident

$$Q_{12s} = 0. \quad (2.39)$$

Dacă ciclul este cu comprimare izotermică, variația de energie internă în timpul procesului 1-2_{izot} este nulă, și ca urmare principiul I al Termodinamicii se scrie astfel:

$$Q_{12izot} = L_{12izot}. \quad (2.40)$$

Lucrul mecanic din relația (2.40) se calculează sub forma

$$\begin{aligned} L_{12izot} &= \int_1^{2_{izot}} p dV_{izot} = \int_1^{2_{izot}} \frac{p_1 V_1}{V_{izot}} dV_{izot} = p_1 V_1 \ln\left(\frac{V_{2_{izot}}}{V_1}\right) = \\ &= -p_A V_S \ln(\pi_C). \end{aligned} \quad (2.41)$$

Acum căldura schimbată într-un ciclu cu comprimare izotermică poate fi calculată cu expresia

$$Q_{12izot} = -p_A V_S \ln(\pi_C). \quad (2.42)$$

Pentru un ciclu teoretic cu comprimare politropică principiul I al Termodinamicii este:

$$Q_{12p} = \Delta U_{12p} + L_{12p}. \quad (2.43)$$

Diferența de energie internă se calculează astfel:

$$\Delta U_{12p} = mc_v (T_{2p} - T_1) = mc_v T_1 \left(\frac{T_{2p}}{T_1} - 1 \right). \quad (2.44)$$

Se ține seama că din sistemul de două ecuații cu două necunoscute format din relația lui Robert Mayer

$$R = c_p - c_v \quad (2.45)$$

și din relația (2.4) a lui k se obține căldura specifică masică la volum constant sub forma

$$c_v = \frac{R}{k-1} \quad (2.46)$$

și căldura specifică masică la presiune constantă sub forma

$$c_p = \frac{kR}{k-1}. \quad (2.47)$$

Pentru exprimarea raportului temperaturilor la transformarea politropică se caută ecuația Poisson scrisă în T și p . Se pornește de la relația cunoscută

$$p V^n = \text{ct.} \quad (2.48)$$

Din ecuația de stare se știe că

$$\frac{pV}{T} = mR = \text{ct.}, \text{ sau } V \sim \frac{T}{p} \quad (2.49)$$

Ecuația politropei devine

$$p \frac{T^n}{p^n} = \text{ct.}, \text{ sau } T \sim (p)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.50)$$

Ca urmare se scrie

$$\frac{T_{2p}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = (\pi_c)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.51)$$

Înlocuind expresiile date de (2.47) și (2.51) în (2.44) se obține

$$\Delta U_{12p} = \frac{p_A V_S}{k-1} \left[(\pi_c)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.52)$$

Lucrul mecanic L_{12p} este dat de relația (2.33). Adunînd lucrul mecanic și variația de energie internă, căldura schimbată ciclic de compresorul cu piston teoretic cu comprimare politropică ia forma

$$Q_{12p} = \frac{n-k}{(n-1)(k-1)} p_A V_S \left[(\pi_c)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.53)$$

Se obișnuiește să se exprime această căldură în funcție de lucrul mecanic ciclic, sau de lucrul mecanic al comprimării politropice:

$$Q_{12p} = \frac{1-k-n}{n(k-1)} L_{tp} = \frac{k-n}{k-1} L_{12p}. \quad (2.54)$$

2.1.5.1.5.6. Randamentul izotermic al compresorului cu piston teoretic cu o treaptă

Randamentul¹⁾ izotermic al ciclului teoretic raportează lucrul mecanic consumat de ciclul teoretic cu comprimare izotermică (minim posibil dacă răcirea se face cu agenți aflați la temperatura mediului ambiant) la lucrul mecanic total consumat de ciclul teoretic cu comprimare politropică:

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{L_{\text{t izot}}}{L_{\text{tp}}} = \frac{\ln(\pi_c)}{\frac{n}{n-1} \left[(\pi_c)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}. \quad (2.55)$$

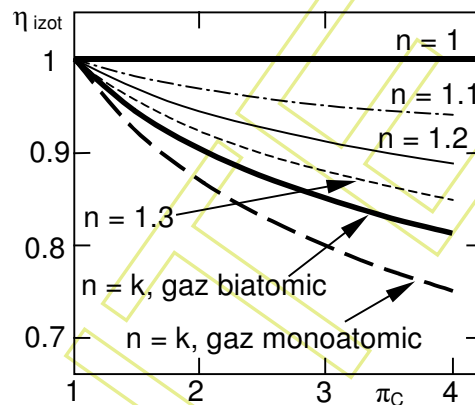


Fig. 2.11. Reprezentarea grafică a randamentului izotermic al ciclului teoretic pentru diverse valori ale lui n

Se observă că randamentul izotermic al ciclului teoretic depinde numai de raportul de comprimare și de calitatea răcirii (prin exponentul politropic n).

2.1.5.1.5.7. Alte mărimi caracteristice ale compresorului cu piston teoretic

Debitul aspirat de compresorul cu piston teoretic cu o treaptă se determină cu ajutorul relației

¹⁾ Noțiunea de randament termic este caracteristică mașinilor termice motoare. Denumirea de "randament" se aplică și la compresoare prin tradiție. Cum compresorul este o mașină generatoare și nu una motoare, această mărime ar fi trebuit să se numească "eficiență".

$$\dot{V}_t = V_s \frac{\omega}{2\pi} = V_s f_c, \quad (2.56)$$

unde ω = viteza unghiulară de rotație, [rad/s];

f_c = frecvența ciclică, [Hz].

Consumul specific de energie este o mărime care servește pentru compararea diferitelor compresoare între ele. În cazul compresorului cu piston este

$$l_t = \frac{|L_t|}{V_s} \left[\frac{\text{J}}{\text{m}^3} \right]. \quad (2.57)$$

2.1.5.2. Modelul fizico-matematic al compresorului cu piston teoretic cu mai multe trepte

De la Termodinamică se știe că lucrul mecanic consumat pentru o comprimare politropică este cu atât mai mare cu cât exponentul politropic este mai mare, deci procesul și mai îndepărtat de unul izotermic. În consecință, pentru a reduce consumul de lucru mecanic, compresorul trebuie răcit în timpul funcționării. În mod real răcirea poate fi făcută doar cu agenți luați din mediul exterior (apă sau aer), sau cu agenți intermediari (ulei etc.) răciți la rîndul lor cu apă sau aer în circuit deschis. Desigur, nu trebuie să neglijăm posibilitatea de a răci compresorul sub temperatura mediului, utilizînd, de exemplu, o instalație frigorifică. O astfel de soluție tehnică nu aduce însă beneficii economice, cheltuiala necesară pentru funcționarea instalației frigorifice depășind economiile făcute prin răcirea compresorului.

Răcirea compresorului în timpul funcționării este limitată de suprafața exterioară (mică) a spațiului de lucru, prin care gazul vine în contact cu pereții. Gazul ar putea fi răcit eficient doar dacă în timpul procesului de comprimare ar putea străbate un schimbător de căldură dedicat. Procesul de răcire care se poate realiza prin pereții care delimitează spațiul de lucru este limitat și insuficient pentru a asigura o reducere substanțială a lucrului mecanic consumat. Economia potențială maximă s-ar putea obține dacă din gaz s-ar evacua sub formă de căldură toată energia introdusă în ciclu sub formă de lucru mecanic de comprimare. Aceasta ar presupune un proces de comprimare izotermic.

Ca urmare, apare ideea de a întrerupe procesul de comprimare, a trece gazul printr-un schimbător de căldură răcitor și a continua apoi comprimarea în alt spațiu de lucru. În acest fel se exploatează o parte din potențialul de economisire. La limită, dacă s-ar utiliza un număr foarte mare de trepte, fiecare cu propriul ei răcitor, compresorul în ansamblu ar funcționa cu o comprimare cvasi-izotermică.

Există următoarele argumente în favoarea fragmentării comprimării în mai multe trepte:

- reducerea consumului total de energie, în urma răcirii gazului între trepte;

- evitarea încălzirii gazului la temperaturi inadmisibile (pentru uleiul de ungere, pentru gaz etc.), ceea ce s-ar putea întâmpla dacă se comprimă într-o singură treaptă pînă la presiuni ridicate;

- randamentul izotermic scade cu creșterea raportului de comprimare (conform cu fig. 2.11), și deci fiecare treaptă în parte, funcționînd cu un raport de comprimare mai mic, va avea un randament mai bun decît compresorul care realizează aceeași presiune de refulare într-o singură treaptă;

- se pot obține presiuni de refulare care nu pot fi atinse într-o singură treaptă (în realitate volumul mort nu este nul, ceea ce limitează presiunea de refulare maximă).

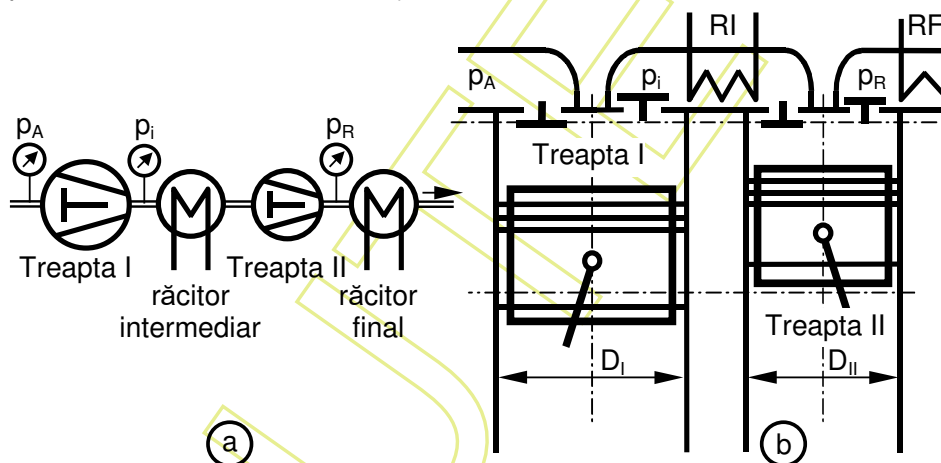


Fig. 2.12. Schema echivalentă a unui compresor cu piston cu două trepte și cu răcitor intermediar și răcitor final (a) și schema constructivă de principiu a unui compresor cu piston cu două trepte (b)

Simpla întrerupere a comprimării și continuarea acesteia într-o altă treaptă, fără răcirea agentului de lucru între trepte, nu conduce la nici un fel de economie de energie. Ca urmare, schema echivalentă a unui compresor cu mai multe trepte trebuie să aibă câte un răcitor intermediar după fiecare treaptă. După ultima treaptă se plasează un răcitor final, ca la orice instalație de compresor cu piston. Pentru cazul particular al unui compresor cu piston cu două trepte (cel mai întâlnit în practică) schema echivalentă este prezentată în fig. 2.12 a.

Din punct de vedere constructiv, fig. 2.12 b, compresorul cu piston cu două trepte se obține prin înserierea a două compresoare cu o treaptă. Legătura dintre galeria de refulare a primei trepte și galeria de

aspirație a celei de-a doua trepte se face prin intermediul unui schimbător de căldură numit răcitor intermediar (numit astfel pentru că se găsește între două trepte de compresor).

Funcționarea fiecărei trepte respectă ipotezele compresorului teoretic. În cazul compresorului cu piston teoretic cu mai multe trepte, este nevoie să se adauge ipoteze suplimentare care să descrie funcționarea răcitoarelor intermediare:

- procesul din răcitor se desfășoară la presiune constantă; cum agentul de lucru este gaz perfect, aceasta implică un răcitor în care aria secțiunii de curgere a agentului se menține constantă;

- răcitorul reduce temperatura agentului de la temperatura de refulare a treptei anterioare T_{2j} pînă la temperatura de aspirație a agentului în prima treaptă a compresorului T_A .

Micșorarea temperaturii gazului refulat la presiune constantă, proces care are loc în răcitorul intermediar, este însoțită de creșterea masei volumice și de scăderea volumului masic. Din acest motiv acest proces mai este numit și "contractie volumică izobară".

Ca o consecință importantă a prezenței unor răcitoare intermediare care respectă ipotezele de mai sus, punctele 1_j ale fiecărei trepte se găsesc pe izoterma $T_A = ct$. Din acest motiv se constată că cilindrul primei trepte determină în mod unic cilindrul treptelor următoare.

Ipoteza presiunii constante în răcitorul intermediar conduce la concluzia că presiunea de refulare a treptei "j" este egală cu presiunea de aspirație a treptei "j+1".

În fig. 2.13 este reprezentată în diagrama p-V funcționarea unui compresor cu piston teoretic cu două trepte, precum și funcționarea unui compresor teoretic cu o treaptă care ar funcționa cu același raport de comprimare (între aceleași valori ale presiunilor extreme). Presiunea de refulare a primei trepte și de aspirație a treptei a doua a fost numită "presiune intermediară" și notată cu p_i .

Prima treaptă funcționează între presiunile p_A și p_i iar a doua între presiunile p_i și p_R . Răcitorul intermediar preia agentul din starea 2_i și îl răcește izobar pînă la temperatura T_A , starea 1_{ii}.

În fig. 2.13 se disting următoarele cicluri și procese termodinamice:

- ciclul termodinamic $1_1 2_s 3_{ii} 4_1 1_1$, care comprimă agentul de lucru de la p_A la p_R într-o singură treaptă, iar procesul de comprimare $1_1 2_s$ este izentropic; compresorul teoretic nu este răcit, valoarea absolută a lucrului mecanic consumat este maximă;

- ciclul termodinamic $1_1 2_p 3_{ii} 4_1 1_1$, care comprimă agentul de lucru de la p_A la p_R într-o singură treaptă, iar procesul de comprimare $1_1 2_p$ este politropic; compresorul teoretic este răcit, valoarea absolută a lucrului mecanic consumat este mai mică decît valoarea (maximă) obținută în

cazul ciclului $1_2 3_{II} 4_1 1_1$;

- ciclul termodinamic $1_2 \text{izot} 3_{II} 4_1 1_1$, care comprimă agentul de lucru de la p_A la p_R într-o singură treaptă, iar procesul de comprimare 1_2izot este izotermic; compresorul teoretic este răcit, valoarea absolută a lucrului mecanic consumat este minimă;

- ciclul termodinamic $1_2 3_1 4_1 1_1$, care comprimă agentul de lucru de la p_A la p_i în prima treaptă, iar procesul de comprimare $1_2 1$ este politropic;

- ciclul termodinamic $1_{II} 2_{II} 3_{II} 4_{II} 1_{II}$, care comprimă agentul de lucru de la p_i la p_R în a doua treaptă, iar procesul de comprimare $1_{II} 2_{II}$ este politropic;

- procesul $2_1 1_{II}$, care reprezintă răcirea izobară a agentului de lucru în răcitorul intermediar.

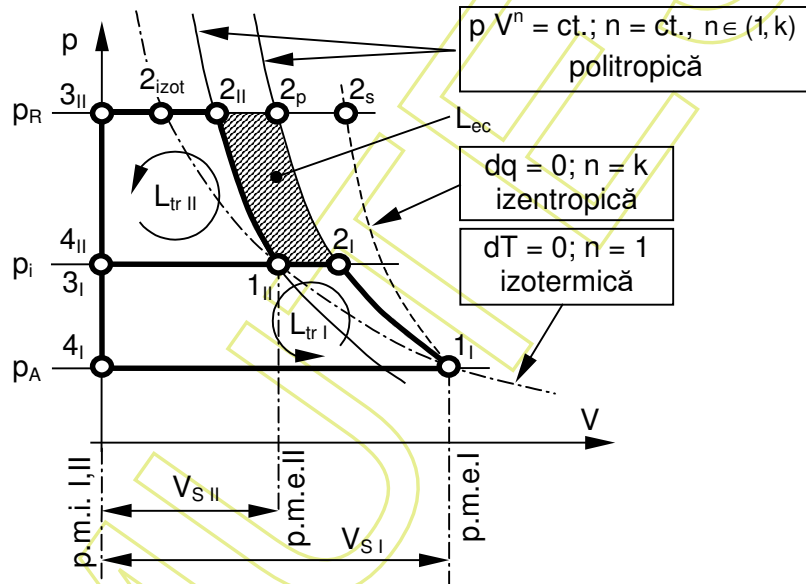


Fig. 2.13. Diagrama p-V a compresorului teoretic cu două trepte, cu evidențierea lucrului mecanic economisit (sub formă de arie)

Aria $2_2 2_p 2_{II} 1_{II} 2_1$ reprezintă diferența dintre aria $1_2 3_p 4_1 1_1$ (proporțională cu lucrul mecanic total al ciclului teoretic cu comprimare politropică ce are loc între presiunile p_A și p_R) și ariile $1_2 3_1 4_1 1_1$ și $1_{II} 2_{II} 3_{II} 4_{II} 1_{II}$ (acestea din urmă fiind proporționale cu lucrurile mecanice totale ale ciclurilor treptelor). Ca urmare, aria hașurată din fig. 2.13 reprezintă economia de lucru mecanic L_{ec} realizată în urma fracționării comprimării în două trepte și a răcirii agentului de lucru între trepte.

Toate comprimările politropice au fost considerate a avea aceeași valoare a exponentului n.

2.1.5.2.1. Reprezentarea proceselor din compresorul cu piston teoretic cu două trepte în diagrama T-s

După cum s-a arătat în subcapitolul 2.1.5.1.4, în diagrama T-s procesele de schimb de gaze - aspirație și refulare - au loc la entropie masică constantă, și ca urmare sînt reprezentate sub forma unor puncte.

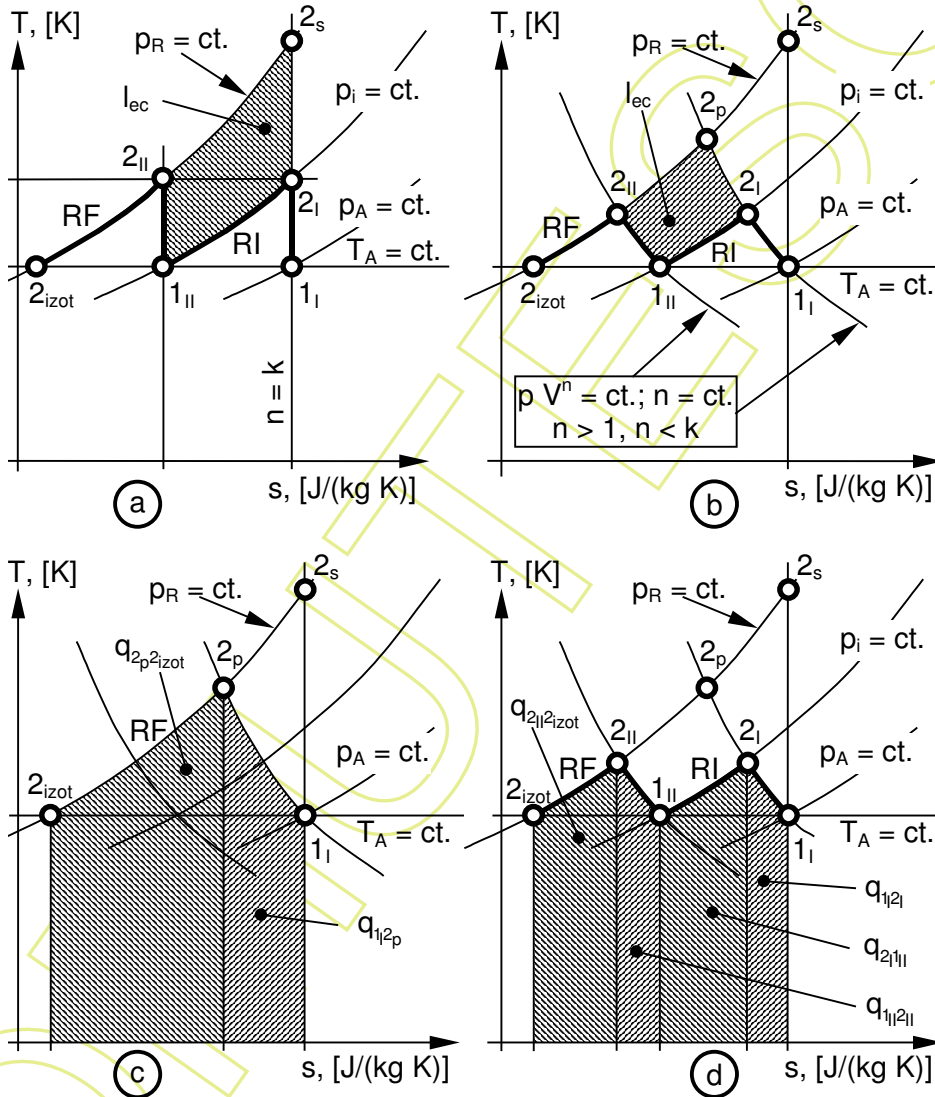


Fig. 2.14. Diagrama T-s a funcționării compresorului teoretic cu două trepte: a - cu comprimări izentropice; b - cu comprimări politropice; c - căldura schimbată de compresorul cu o treaptă și răcitor final; d - căldura schimbată de compresorul cu două trepte, cu răcitor intermediar și cu răcitor final

Între treptele de comprimare apare procesul de răcire a gazului în răcitorul intermediar. Conform ipotezelor, acest proces are loc la presiune constantă, iar agentul își micșorează temperatura pînă la temperatura T_A . În răcitorul final procesul este similar celui din răcitorul intermediar - izobar și pînă la T_A .

În fig. 2.14 c sînt reprezentate grafic sub formă de arie căldura masică cedată de compresorul cu piston teoretic ce comprimă de la p_A la p_R într-o singură treaptă, q_{12p} , și căldura masică $q_{2p2izot}$ cedată în răcitorul final al aceluiași compresor, răcitor care aduce gazul comprimat pînă la temperatura de la aspirație T_A .

În fig. 2.14 d sînt evidențiate căldurile masice schimbate de compresorul teoretic cu două trepte, atît în timpul comprimărilor politropice cît și în răcitorul intermediar și în răcitorul final. Presiunile p_A și p_R , exponentul politropic al comprimărilor, temperatura T_A și temperaturile finale de ieșire din răcitoare sînt aceleași pentru ambele compresoare analizate.

Se observă că în cazul compresorului cu două trepte cu tot cu răcitoare căldura masică schimbată este mai mică decît căldura masică schimbată de compresorul cu o singură treaptă și cu răcitor final (care lucrează între aceleași presiuni). Diferența dintre cele două călduri masice este proporțională cu aria $2_12_p2_{11}$. Aria $2_12_p2_{11}$ (închisă între două politrope și două izobare) apare și pe fig. 2.13, unde a fost identificată ca echivalentă cu lucrul mecanic economisit, atunci cînd se trece de la comprimarea de la p_A la p_R într-o treaptă la comprimarea în două trepte, între care se află răcitorul intermediar. Ca urmare, această arie trebuie să reprezinte același fenomen și în diagrama T-s. Cum s este o mărime raportată la masă, aria $2_12_p2_{11}$ reprezintă lucrul mecanic masic economisit l_{ec} .

Lucrurile mecanice masice economisite în cazul compresoarelor cu două trepte cu comprimări izentropice respectiv politropice sînt reprezentate în fig. 2.14 a și b.

Dacă aplicăm primul principiu al Termodinamicii pentru sistemul închis format din compresorul cu o treaptă și din răcitorul final al acestuia, pentru un ciclu de funcționare complet se obține imediat că $\Delta u = 0$, deoarece temperatura la aspirație și la ieșire din răcitorul final are aceeași valoare. Ca urmare, căldura masică schimbată de agent este egală cu lucrul mecanic masic total al ciclului, $q = l_t$.

Diagrama T-s este numită și diagrama termică, întrucît ariile de sub curbele din aceasta sînt proporționale cu căldura masică schimbată. În cazul din fig. 2.14 c suma celor două arii hașurate reprezintă căldura masică cedată în timpul procesului de comprimare însumată cu căldura masică cedată în răcitorul final. În același timp, suma celor două arii reprezintă și lucrul mecanic masic total al compresorului cu o treaptă, conform cu principiul I. Aceasta nu înseamnă că în diagrama T-s pot fi

reprezentate toate lucrurile mecanice, ci doar că, în cazul nostru particular, căldura masică schimbată este egală cu lucrul mecanic masic total schimbat ciclic.

La fel, suma ariilor hașurate din fig. 2.14 d reprezintă căldura masică schimbată în cele două trepte în timpul comprimărilor, precum și căldurile masice schimbate în cele două răcitoare. Aplicînd și aici principiul I, obținem aceeași concluzie: suma ariilor hașurate reprezintă și lucrul mecanic masic total consumat în cele două trepte.

Ariile hașurate reprezintă călduri cedate, deoarece

$$q_{12} = \int_1^2 T ds, \quad (2.58)$$

iar ds este de fiecare dată mai mic decît zero. Cum toate căldurile masice ies negative din calcul, ele sînt cedate, conform convenției din Termotehnică privind semnele lucrului și căldurii schimbate. Rezultă că lucrurile mecanice masice reprezentate ca arii sînt și ele negative, după cum trebuiau să fie.

Diferența dintre ariile hașurate din fig. 2.14 c și fig. 2.14 d este deci echivalentă cu lucrul mecanic masic economisit, hașurat pe fig. 2.14 c (și pe fig. 2.14 a, pentru comprimări izentropice).

2.1.5.2.2. Raportul optim de comprimare al treptelor compresorului cu piston teoretic cu două trepte

După cum se observă din fig. 2.13, dacă presiunile de aspirație și de refulare p_A și p_R se mențin constante, lucrul mecanic economisit (sau, echivalent, lucrul mecanic consumat de cele două trepte) depinde de valoarea presiunii intermediare p_i . Dacă presiunea p_i tinde la p_R , compresorul cu două trepte funcționează doar cu treapta întâi, consumînd un lucru mecanic total L_t egal cu acel consumat de compresorul cu o singură treaptă. La fel se întîmplă cu lucrul mecanic în celălalt caz limită, cînd p_i tinde la p_A , pentru care funcționează numai treapta a doua. În ambele cazuri limită economia de lucru mecanic este egală cu zero. De aici se deduce că există o valoare a presiunii intermediare p_i pentru care lucrul mecanic economisit este maxim sau, ceea ce este același lucru, pentru care lucrul mecanic total consumat de cele două trepte este minim.

În continuare se determină valoarea optimă a presiunii intermediare, $p_{i \text{ opt}}$. Pentru aceasta vom impune ca lucrul mecanic total consumat de compresorul cu două trepte să fie minim. Din punct de vedere matematic, aceasta se reduce la condiția ca derivata de ordinul întâi a lucrului mecanic total consumat de compresorul cu două trepte în raport cu presiunea intermediară să fie nulă (anularea derivatei este

condiția de extrem). Evident, lucrul mecanic total este considerat a fi o funcție doar de variabila p_i . Presiunea de aspirație a primei trepte și cilindrul acesteia sînt considerate constante, la fel presiunea de refulare și exponentul politropic n .

Cum în fiecare treaptă se desfășoară cîte un ciclu teoretic, lucrurile mecanice consumate în cele două trepte se scriu, pe baza relației 2.22, după cum urmează:

$$L_{trI} = -\frac{n}{n-1} p_A V_{S1} \left[\left(\frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.59)$$

și

$$L_{trII} = -\frac{n}{n-1} p_i V_{S11} \left[\left(\frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.60)$$

Lucrul mecanic total consumat de compresorul cu două trepte este dat de suma lucrurilor treptelor:

$$L_t = L_{trI} + L_{trII}. \quad (2.61)$$

Deoarece răcitorul intermediar răcește gazul pînă la T_A , punctele de început de comprimare a celor două trepte se găsesc pe aceeași izotermă, și ca urmare se poate scrie

$$p_A V_{S1} = p_i V_{S11}. \quad (2.62)$$

Relația 2.62 permite ca relația 2.60 să capete o formă în care cilindrul treptei a doua (care depinde de presiunea intermediară) nu mai apare:

$$L_{trII} = -\frac{n}{n-1} p_A V_{S1} \left[\left(\frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.63)$$

Introducînd relațiile 2.59 și 2.63 în 2.61 se obține

$$L_t(p_i) = -\frac{n}{n-1} p_A V_{S1} \left[\left(\frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]. \quad (2.64)$$

Derivata lui $L_t(p_i)$ în raport cu presiunea intermediară p_i este dată de derivata parantezei drepte din relația 2.64, deoarece termenii din fața parantezei nu depind de p_i :

$$\frac{dL_t}{dp_i} = -\frac{n}{n-1} p_A V_{s1} \frac{d}{dp_i} \left[\left(\frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]. \quad (2.65)$$

Se efectuează derivarea propriu-zisă și se egalează rezultatul cu zero. După câteva prelucrări matematice:

$$\frac{n-1}{n} \frac{(p_i)^{\left(\frac{n-1}{n}-1\right)}}{(p_A)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} - \frac{n-1}{n} (p_i)^{\left(-\frac{n-1}{n}-1\right)} (p_R)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} = 0; \quad (2.66)$$

$$(p_i)^{\left(\frac{-1}{n}\right)} (p_i)^{\left(\frac{2n-1}{n}\right)} = (p_i)^{\left(\frac{2(n-1)}{n}\right)} = (p_A p_R)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} \quad (2.67)$$

se obține relația

$$p_i^2 = p_A p_R, \quad (2.68)$$

din care rezultă expresia căutată a presiunii intermediare optime:

$$p_{i\text{opt}} = \sqrt{p_A p_R}. \quad (2.69)$$

Presiunea intermediară optimă este media geometrică între presiunile de aspirație p_A și de refulare p_R ale compresorului teoretic cu două trepte.

Relația 2.68 se rescrie sub forma

$$\frac{p_i}{p_A} = \frac{p_R}{p_i}, \quad (2.70)$$

în care rapoartele de presiuni sînt identificate ca fiind rapoartele de comprimare ale celor două trepte:

$$\pi_{trI} = \pi_{trII}. \quad (2.71)$$

Raportul de comprimare al compresorului cu două trepte este

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A} = \frac{p_i}{p_A} \frac{p_R}{p_i} = \pi_{trI} \pi_{trII} = (\pi_{trI})^2. \quad (2.72)$$

Ca urmare, consumul minim de lucru mecanic al compresorului cu piston teoretic cu două trepte se obține atunci cînd rapoartele de comprimare ale celor două trepte sînt egale între ele. Pentru rapoarte de comprimare egale lucrurile mecanice consumate în cele două trepte sînt desigur egale:

$$L_{trI} = L_{trII}. \quad (2.73)$$

În concluzie, economia maximă de lucru mecanic (atunci cînd se

trece de la comprimarea de la p_A la p_R într-o singură treaptă la comprimarea în două trepte, cu răcirea intermediară a gazului între trepte) se obține atunci când treptele consumă același lucru mecanic (funcționează cu același raport de comprimare).

Exemplu numeric. Dacă presiunea de aspirație este $p_A = 1$ bar iar presiunea de refulare este $p_R = 9$ bar, valoarea optimă a presiunii intermediare este $p_i = (1 \cdot 9)^{1/2} = 3$ bar.

2.1.5.2.3. Raportul optim de comprimare al treptelor compresorului cu piston teoretic cu z trepte

În cazul unui compresor teoretic cu z trepte determinarea raportului optim de comprimare al treptelor prin calcul este o problemă posibil de rezolvat, dar care este foarte complicată. Generalizarea rezultatelor obținute pentru cazul $z = 2$, pe baza unui raționament de tipul inducției matematice incomplete¹⁾, este mult mai la îndemână. Vom presupune că este foarte probabil că pentru un compresor cu $z > 2$ trepte să fie valabile concluziile dovedite matematic pentru cazul $z = 2$.

Ca urmare, vom presupune că toate treptele compresorului cu piston teoretic funcționează cu rapoarte de comprimare egale:

$$\pi_{tr1} = \pi_{tr2} = \dots = \pi_{trj} = \dots = \pi_{tr(z-1)} = \pi_{trz} \quad (2.73)$$

Raportul de comprimare al compresorului cu z trepte este

$$\pi_C = (\pi_{trj})^z, \quad (2.74)$$

iar raportul de comprimare al unei trepte oarecare este

$$\pi_{trj} = (\pi_C)^{1/z}. \quad (2.75)$$

Lucrurile mecanice totale ale treptelor sînt egale între ele:

$$L_{tr1} = L_{tr2} = \dots = L_{trj} = \dots = L_{trz}, \quad (2.76)$$

iar lucrul mecanic total al compresorului cu z trepte este

$$L_t = \sum_{j=1}^{j=z} L_{trj} = z L_{tr1}. \quad (2.77)$$

¹⁾ Inducția este o metodă de raționament prin care se face trecerea de la niște cazuri particulare la un caz general. În cazul cînd este aplicată unor numere inducția este numită și inducție matematică. Inducția incompletă pornește de la un număr limitat de cazuri particulare, concluzia cu caracter de generalitate fiind una doar probabilă. Inducția completă obține o concluzie care este valabilă în toate cazurile posibile.

2.1.5.2.4. Corelarea cilindrelor treptelor compresorului cu piston teoretic cu z trepte

Compresorul teoretic cu z trepte funcționând optim se caracterizează printre altele prin

$$\pi_{trj} = \text{idem.} \quad (2.78)$$

Deoarece răcitoarele intermediare aduc gazul în mod invariabil la temperatura T_A , stările termodinamice 1_j se găsesc toate pe aceeași izotermă, deci verifică ecuația

$$p_{1j} V_{1j} = \text{ct.} \quad (2.79)$$

Din relația (2.79) se pot exprima rapoartele de presiuni ca rapoarte de volume, după cum urmează:

$$\pi_{trj} = \frac{V_{tr1}}{V_{tr2}} = \frac{V_{tr2}}{V_{tr3}} = \dots = \frac{V_{trj}}{V_{trj+1}} = \dots = \frac{V_{trz-1}}{V_{trz}}. \quad (2.80)$$

Relația (2.80) reprezintă legătura obligatorie între valorile cilindrelor totale ale treptelor compresorului teoretic cu z trepte și cu răcitoare intermediare între ele.

Observație. S-a notat volumul total al cilindreei treptei cu V_{tr} și nu cu V_S , deoarece o treaptă poate avea mai mulți cilindri funcționând în paralel (teoretic, chiar și de diametre diferite).

2.1.5.2.5. Preluarea variațiilor de presiune de la refulare la compresorul cu piston teoretic cu z trepte

Raportul de comprimare al compresorului cu piston teoretic cu z trepte funcționând optim este

$$\pi_C = (\pi_{trj})^z = \prod_{j=1}^{j=z} \pi_{trj} = \pi_{tr1} \cdot \pi_{tr2} \cdot \dots \cdot \pi_{trj} \cdot \dots \cdot \pi_{trz-1} \cdot \pi_{trz}. \quad (2.81)$$

Rapoartele de presiuni pot fi scrise sub formă de rapoarte de volume ale cilindrelor, după cum s-a arătat în subcapitolul anterior. De exemplu, raportul de comprimare al primei trepte este

$$\pi_{tr1} = \frac{p_{21}}{p_{11}} = \frac{V_{tr1}}{V_{tr2}}. \quad (2.82)$$

Acum raportul de comprimare al compresorului se poate scrie

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A} = \frac{V_{tr1}}{V_{tr2}} \frac{V_{tr2}}{V_{tr3}} \dots \frac{V_{trj}}{V_{trj+1}} \dots \frac{V_{trz-2}}{V_{trz-1}} \frac{V_{trz-1}}{V_{trz}} \pi_{trz} = \frac{V_{tr1}}{V_{trz}} \pi_{trz} \quad (2.83)$$

Dar termenul

$$\frac{V_{tr1}}{V_{trz}} \quad (2.84)$$

din relația (2.83) este o constantă, fiind un raport constructiv de volume.

Ca urmare se poate scrie

$$p_R = p_A \frac{V_{tr1}}{V_{trz}} \pi_{trz} = ct. \cdot \pi_{trz} \quad (2.85)$$

Din relația anterioară se constată că eventualele variații ale presiunii de refulare sînt preluate de ultima treaptă a compresorului.

Exemplu numeric. Pentru un compresor teoretic cu trei trepte, fiecare funcționînd cu raportul de comprimare 3, care aspiră gaz cu presiunea de 1 bar, treapta întâi refulează la 3 bar, treapta a doua la 9 bar iar treapta a treia la 27 bar. Dacă presiunea de refulare scade la o presiune $p_R' \in [9, 27)$ funcționarea primelor două trepte nu este afectată, variația de presiune fiind preluată de treapta a treia, care se adaptează noii presiuni de refulare. În cazul modificării presiunii de refulare treptele nu vor mai consuma toate același lucru mecanic și nici nu vor funcționa toate cu același raport de comprimare.

2.1.5.2.6. Căldura schimbată cu exteriorul de compresorul cu piston teoretic cu z trepte

Să reamintim că după fiecare treaptă de comprimare se găsește cîte un schimbător de căldură răcitor. Ultimul răcitor se numește răcitor final, iar cele din amonte – răcitoare intermediare.

Între intrarea într-o treaptă și intrarea în treapta următoare gazul cedează căldură în exterior. Este vorba de căldura cedată de gaz în timpul procesului de comprimare din treaptă și de căldura cedată de gazul refulat în schimbătorul de căldură răcitor din aval.

Căldura schimbată în timpul comprimării în treapta compresorului teoretic este, în conformitate cu expresiile (2.53) și (2.54),

$$Q_{12p} = \frac{n-k}{(n-1)(k-1)} p_A V_s \left[\left(\pi_C \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1}{n} \frac{k-n}{k-1} L_{1p} = \frac{k-n}{k-1} L_{12p},$$

iar lucrul mecanic total folosit pentru realizarea ciclului teoretic dintr-o treaptă oarecare este dat de particularizarea relației (2.22):

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right]. \quad (2.86)$$

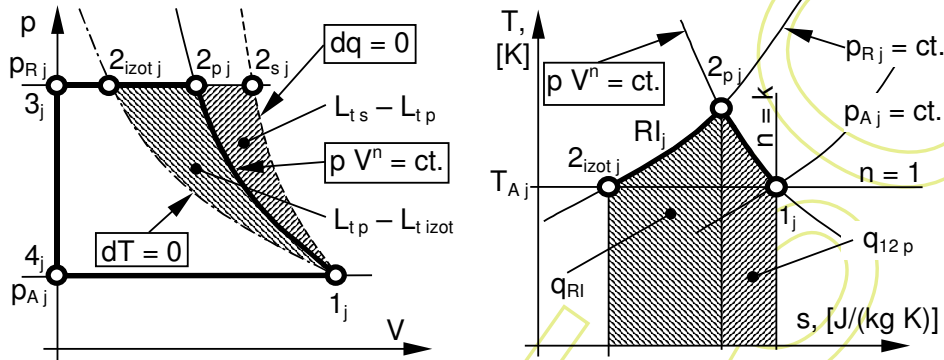


Fig. 2.15. Diagramele p-V și T-s ale funcționării trepte de compresor teoretic cu două trepte

Căldura schimbată la presiune constantă în oricare din răcitoarele intermediare ale compresorului teoretic cu z trepte cu funcționare optimă și cu comprimări politropice cu același exponent n are expresia

$$Q_{RI} = m \cdot c_p \cdot (T_A - T_{2p}) = \frac{p_A V_{tr1}}{R T_A} \cdot \frac{k R}{k-1} \cdot T_A \left(1 - \frac{T_{2p}}{T_A} \right). \quad (2.87)$$

După câteva prelucrări matematice se obține expresia

$$Q_{RI} = -\frac{k}{k-1} p_A V_{tr1} \left[(\pi_{tr})^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = -\frac{k}{k-1} p_A V_{tr1} \left[(\pi_C)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right]. \quad (2.88)$$

Pentru orice treaptă de comprimare urmată de un răcitor intermediar $\Delta U = 0$, deci este valabilă relația

$$L_{tp} = Q_{12p} + Q_{RI}. \quad (2.89)$$

Ca urmare căldura totală cedată de un compresor cu z trepte cu $z - 1$ răcitoare intermediare și cu răcitor final este

$$Q_t = z(Q_{12p} + Q_{RI}). \quad (2.90)$$

Dacă nu există răcitor final, căldura totală cedată este

$$Q_t = z Q_{12p} + (z - 1) Q_{RI} = \frac{z(k - n) + k(z - 1)(n - 1)}{n(k - 1)} L_{tp}. \quad (2.91)$$

Căldura masică schimbată în răcitorul intermediar și căldura

masică schimbată în treaptă în timpul comprimării politropice sînt reprezentate sub formă de arie în diagrama T-s din fig. 2.15. În figură este reprezentată și diagrama p-V a unei trepte de comprimare, pentru a evidenția mai bine faptul că în această diagramă căldurile cedate nu pot fi reprezentate prin lucruri mecanice echivalente.

2.1.5.2.7. Randamentul izotermic al compresorului cu piston teoretic cu z trepte

Randamentul izotermic al compresorului cu piston teoretic cu z trepte se definește în același mod ca în cazul compresorului teoretic cu o treaptă, ca raport dintre lucrul mecanic necesar comprimării izoterme de la p_A la p_R și suma lucrurilor mecanice totale ale treptelor:

$$\eta_{\text{izot } z} = \frac{L_{\text{izot}}}{\sum_{j=1}^z L_{\text{tp } j}} \quad (2.92)$$

Relația anterioară se explicitază ca

$$\eta_{\text{izot } z} = \frac{-p_A V_{\text{tr } 1} \ln(\pi_C)}{-z \frac{n}{n-1} p_A V_{\text{tr } 1} \left[(\pi_C)^{\frac{1}{z} \frac{n-1}{n}} - 1 \right]}, \quad (2.93)$$

din care se obține expresia

$$\eta_{\text{izot } z} = \frac{\ln(\pi_C)}{\frac{zn}{n-1} \left[(\pi_C)^{\frac{1}{z} \frac{n-1}{n}} - 1 \right]}. \quad (2.94)$$

Dacă $z \rightarrow \infty$, $\eta_{\text{izot } z} \rightarrow 1$, întrucît procesul de comprimare tinde la o izotermă.

Exemplu numeric. Pentru un compresor de aer de înaltă presiune, cu raportul de comprimare al compresorului $\pi_C = 350$, compresorul teoretic cu o treaptă ar funcționa cu randamentul izotermic de 0.401 (40.1 %). În cazul unor compresoare teoretice care fracționează raportul de comprimare în 2, 3, 4, 5, 6 sau 7 trepte randamentele izoterme sînt 0.650, 0.755, 0.812, 0.847, 0.872 respectiv 0.889. Din punct de vedere practic, este mai mult decît improbabil să se construiască mașini compresor cu piston cu mai mult de 7 trepte de comprimare. Din punct de vedere strict matematic, randamentul izotermic se va apropia tot mai mult de unitate pe măsură ce numărul de trepte se mărește. Cum numărul de trepte nu poate lua decît valori întregi nenule, funcția $\eta_{\text{izot } z}(z)$ nu este continuă.

2.1.5.3. Modelarea fizico-matematică a proceselor din treapta de compresor cu piston reală

Treapta de comprimare se definește ca spațiul închis în care o masă de gaz suferă o singură comprimare.

Principalii factori constructivi și funcționali care influențează procesul real de comprimare sînt:

- spațiul mort;
- presiunile de la aspirație și de la refulare;
- schimbul de căldură dintre gaz și pereții cilindrului;
- condițiile de etanșeitate a spațiului de lucru;
- compresibilitatea agentului de lucru gaz real;
- umiditatea agentului de lucru.

Cea mai simplă metodă de abordare a studiului procesului real din treapta de comprimare este aceea inginerescă, bazată pe principiul suprapunerii efectelor. Vom presupune că fiecare cauză care influențează procesul real acționează independent de toate celelalte. Ca urmare, în continuare se va studia fiecare cauză pe rînd, ca și cînd ar acționa singură. Pentru fiecare cauză analizată în continuare ipotezele introduse la studiul compresorului teoretic se păstrează doar parțial, fiind eliminate sau înlocuite cele care trebuie să permită acțiunea factorului de influență studiat.

2.1.5.3.1. Procesele din treapta de compresor cu piston cu volum mort mai mare decît zero

Se elimină ipoteza volumului mort avînd valoarea 0. Ca urmare, compresorul nu mai poate să refuleze întreaga cantitate de gaz aspirată, ceea ce modifică funcționarea.

Spațiul mort este spațiul ocupat de gaz în cilindru atunci cînd pistonul se găsește în punctul mort interior. Spațiul mort este delimitat de suprafața frontală a pistonului, de suprafața laterală a cilindrului de la primul segment de etanșare și pînă la suprafața frontală, de cilindru, primul segment de etanșare, chiulasă și supape. Volumul spațiului mort cuprinde în principal volumul pe care l-ar putea baleia un piston care s-ar deplasa între p.m.i. și chiulasă. Cuprinde și volumul aflat între cilindru și piston, dintre suprafața frontală a pistonului și primul segment. Tot din spațiul mort face parte volumul necesar pentru curgerea agentului de lucru și pentru montarea supapelor, de la elementul de etanșare al supapei spre piston.

Deși este numit volum mort sau volum vătămător, acesta nu este chiar inutil și joacă și roluri funcționale. Pentru că în funcționare compresorul se încălzește, acest spațiu permite dilatarea pieselor mecanismului de antrenare a pistonului, astfel ca pistonul să nu atingă

niciodată chiulasa. În plus, trebuie să se asigure existența unui spațiu necesar pentru circulația gazelor prin supape. Aceasta ajută la limitarea pierderile de presiune la curgerea gazului prin supape (care la viteze mari de curgere pot fi foarte mari). O parte din spațiul mort este justificată și din punct de vedere constructiv, întrucât supapele trebuie să poată fi montate mecanic în chiulasă.

Mărimea raportată la cilindrul a spațiului mort se definește ca

$$\varepsilon_m = \frac{V_m}{V_s} \quad (2.95)$$

și, pentru compresoarele cu piston obișnuite, poate lua valori în intervalul

$$\varepsilon_m \in (0.01 \dots 0.150). \quad (2.96)$$

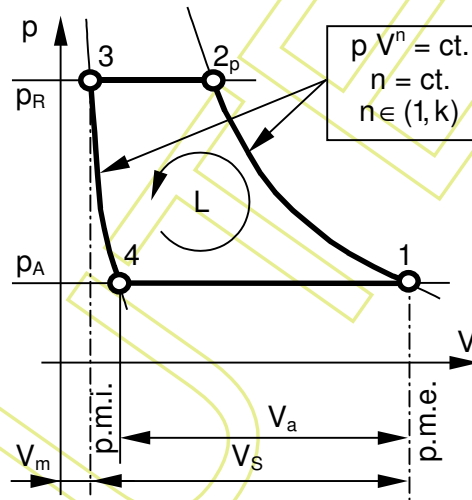


Fig. 2.16. Diagrama p-V a treptei de compresor cu pistoncu volum mort $V_m > 0$, cu evidențierea volumului aspirat V_a

La finalul refulării în volumul mort rămîne o masă de gaz la presiunea de refulare. Cum pistonul începe cursa spre p.m.e. și supapa de refulare se închide, volumul spațiului de lucru crește iar masa rămasă suferă un proces de micșorare a presiunii și a temperaturii, numit destindere. Procesul de destindere 3-4 continuă pînă cînd presiunea din spațiul de lucru devine egală cu presiunea de aspirație, moment în care supapa de aspirație se deschide (conform ipotezelor păstrate de la compresorul teoretic, instantaneu și la diferență de presiune nulă). Ca urmare, destinderea ocupă o porțiune din cursa de aspirație. Procesul de aspirație se reduce la restul cursei dintre p.m.i. și p.m.e., ceea ce implică o reducere a volumului de gaz pe care compresorul îl poate

aspira ciclic. Partea din volumul cursei folosită pentru aspirație este numită "volum aspirat".

Ciclul termodinamic al compresorului cu piston avînd volum mort $V_m > 0$ este prezentat în fig. 2.16.

Se pune acum problema modului în care are loc schimbul de căldură în timpul procesului de destindere. Soluția este similară celei adoptate în cazul procesului de comprimare. Avînd în vedere că ciclul termodinamic al compresorului cu piston teoretic consumă mai puțin dacă este răcit, mașina compresor cu piston este una răcită în tot timpul funcționării. Procesul de destindere este deci și el răcit. Cazurile limită sînt aceleași - destinderea tinde la o transformare izentropică (adiabatică și fără frecare, întrucît ipoteza agentului de lucru gaz perfect nu a fost înlăturată) dacă răcirea lipsește, sau la o transformare izotermică, dacă răcirea este maximă. Între cazurile limită se găsește transformarea politropică, și aceasta fiind tot un caz teoretic, pentru că menținerea constantă a exponentului politropic este o simplificare evidentă a realității, presupunînd condiții identice de transfer de căldură pe tot timpul desfășurării procesului.

Vom modela deci procesul de destindere ca o transformare politropică avînd exponentul politropic n_d . De regulă n_d are o valoare diferită de n_c , condițiile locale de desfășurare a schimburilor de căldură fiind diferite la comprimare și la destindere.

Observație. Procesul 3-4 în sine, fiind o destindere, produce lucru mecanic, integrala din $p \, dV$ fiind pozitivă. Acest lucru mecanic "recuperat" este transmis mecanismului de antrenare a pistonului. Rezultă că energia conținută în agentul de lucru care la sfîrșitul refulării rămîne în spațiul de lucru nu este irosită. Practic, niște energie circulă ciclic între cei doi factori implicați, agentul de lucru și mecanismul motor.

Din fig. 2.16 se observă imediat că volumul aspirat poate fi exprimat ca o diferență de volume:

$$V_a = V_s - (V_4 - V_3). \quad (2.97)$$

Se observă că volumul V_3 este de fapt volumul V_m al spațiului mort, și se scoate în factor comun forțat:

$$V_a = V_s - V_m \left(\frac{V_4}{V_3} - 1 \right). \quad (2.98)$$

Legătura dintre volumele V_4 și V_3 este dată de ecuația transformării politropice de destindere:

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/n_d}. \quad (2.99)$$

Scoțînd în factor comun forțat volumul cilindreei V_S și identificînd raportul de comprimare al treptei $\pi_{tr} = p_3 / p_4$ și mărimea raportată a spațiului mort $\varepsilon_m = V_m / V_S$, volumul aspirat capătă expresia

$$V_a = V_S \left[1 - \varepsilon_m (\pi_{tr}^{1/n_d} - 1) \right]. \quad (2.100)$$

În conformitate cu relația (2.100), volumul aspirat scade la creșterea lui ε_m sau a lui π_{tr} . După cum se observă din fig. 2.16, volumul aspirat scade atunci cînd n_d scade.

Observație. Compresorul cu piston care satisface toate ipotezele modelului teoretic mai puțin pe prima, avînd deci spațiul mort mai mare decît zero, este numit uneori "compresor tehnic".

2.1.5.3.2. Raportul de comprimare maxim al treptei de compresor cu piston cu volum mort mai mare decît zero

Odată cu mărirea presiunii de refulare p_R masa de gaz rămasă în volumul mort V_m se mărește, și ca urmare procesul de destindere se prelungește și volumul aspirat V_a scade. Presiunea de refulare maximă $p_{R \max}$ (și raportul de comprimare maxim al treptei $\pi_{tr \max}$) se obține pentru situația în care volumul aspirat devine nul:

$$V_a = V_S \left[1 - \varepsilon_m (\pi_{tr \max}^{1/n_d} - 1) \right] = 0. \quad (2.101)$$

Imediat se obține valoarea căutată:

$$\pi_{tr \max} = \left(\frac{1}{\varepsilon_m} + 1 \right)^{n_d}. \quad (2.102)$$

Simpla prezență a volumului mort înseamnă că presiunea de refulare are o limită superioară. Ca urmare, nu sînt necesare măsuri constructive de limitare a presiunii de refulare, în special în cazul compresoarelor cu diametre mici ale cilindrilor.

Observație. În realitate, chiar și la raportul de comprimare maxim, transformările de comprimare și de destindere nu se suprapun pe diagrama p-V. Din cauza scăpărilor de agent prin neetanșeități apare întotdeauna o scurtă fază de aspirație, care servește pentru completarea scăpărilor de gaz.

În fig. 2.17 se prezintă comparativ ciclurile termodinamice ale unui compresor tehnic pentru patru rapoarte de comprimare diferite. Se observă că volumul de gaz aspirat se micșorează atunci cînd presiunea de refulare se mărește. În cazul cînd presiunea de refulare este $p_{R \max}$ în volumul mort este reținută întreaga masă de gaz comprimată. Această

masă nu poate părăsi compresorul, și participă în totalitate la procesul de destindere. Ca urmare, stările $1''' = 4'''$ și $2_p''' = 3'''$, iar fazele de aspirație și de refulare dispar.

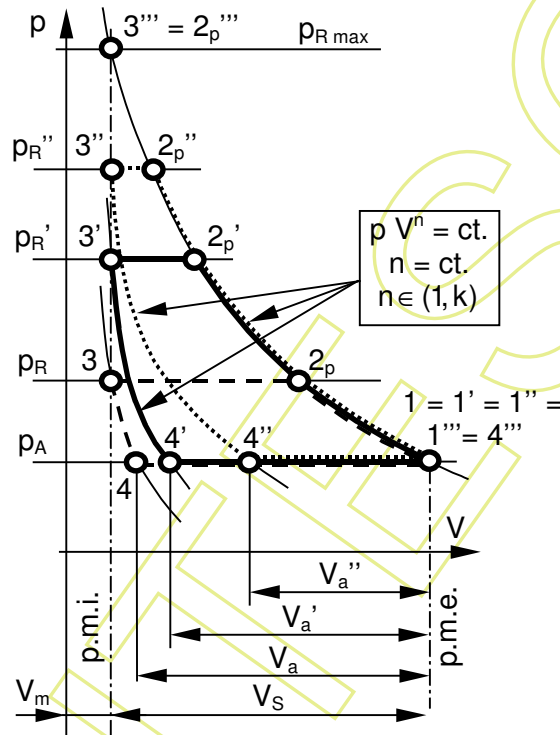


Fig. 2.17. Funcționarea treptei de compresor cu piston cu volum mort $V_m > 0$ cu raport de comprimare variabil

Observație. Analiza privind influența raportului de comprimare asupra funcționării compresorului tehnic a admis că exponentul politropic n este același atât pentru comprimare cât și pentru destindere, și că acesta nu este influențat de valoarea presiunii de refulare.

2.1.5.3.3. Modelarea proceselor de aspirație desfășurate la presiune variabilă

Se renunță acum la ipoteza presiunii de aspirație constante. Pentru aceasta trebuie să se introducă o nouă ipoteză. Dacă pînă acum mișcarea pistonului intervenea doar în stabilirea legii de variație a volumului (care nu avea importanță pentru trasarea ciclului termodinamic), acum va trebui să se ia în considerație deplasarea pistonului cu viteză variabilă și influența acesteia asupra presiunii de aspirație.

Pentru o treaptă reală de compresor, curgerea gazului între intrarea în filtrul de aspirație și intrarea efectivă în spațiul de lucru, pe traseul filtru – galerie – supapă, este însoțită, ca la orice proces de curgere real, de o pierdere de presiune. Ca urmare, presiunea din spațiul de lucru va fi în mod necesar mai mică decât presiunea din mediul din care se face aspirația. Și în cazul unui agent de lucru gaz perfect se întâmplă același fenomen: presiunea din spațiul de lucru în timpul aspirației întotdeauna mai mică decât p_R . Această diferență de presiune trebuie să fie asigurată prin deplasarea pistonului, care se face cu viteză variabilă. Presiunea instantanee p_a din spațiul de lucru din timpul aspirației este deci variabilă.

Un model fizico-matematic simplu care permite aprecierea diferenței de presiune necesare pentru desfășurarea procesului de aspirație ia în considerare patru componente ale Δp_a .

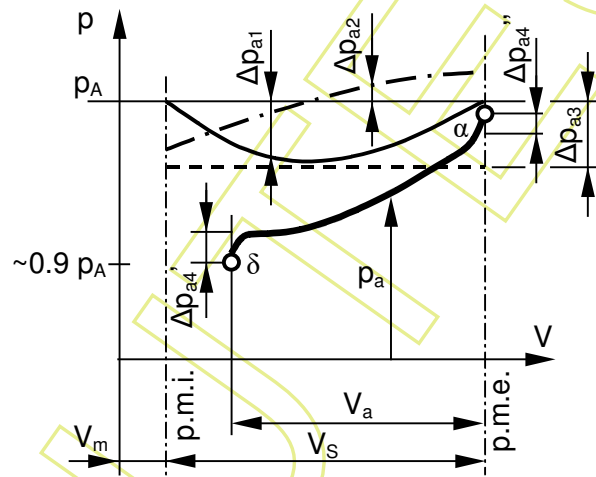


Fig. 2.18. Presiunea variabilă de aspirație p_a și cele patru componente ale acesteia

Cele patru componente au următoarele sensuri fizice:

- Δp_{a1} , necesară pentru ca gazul din galeria de aspirație și din cilindru să capete energia cinetică necesară deplasării cu viteza pistonului (care este variabilă); notînd cu x poziția curentă a pistonului și cu \dot{x} viteza acestuia, atunci

$$\Delta p_{a1} \sim \dot{x}^2; \quad (2.103)$$

- Δp_{a2} , necesară pentru învingerea inerției coloanei de gaz aspirat, care curge cu viteză variabilă; notînd cu \ddot{x} accelerația pistonului, atunci

$$\Delta p_{a2} \sim \ddot{x}; \quad (2.104)$$

- Δp_{a3} , necesară pentru a echilibra forța de împingere a arcului supapei, și pentru a ține supapa pe limitatorul de cursă; are o valoare constantă indiferent de poziția pistonului;
 - Δp_{a4} , necesară pentru învingerea forțelor de inerție și de frecare între piese ce apar la deschiderea și la închiderea supapei.
- În consecință, vom avea

$$\Delta p_a = p_A - p_a = \sum_{j=1}^4 \Delta p_{aj} \quad (2.105)$$

În fig. 2.18 sînt reprezentate convențional cele patru componente și de asemenea suma lor. Dacă se ține seama de existența volumului mort, și deci de existența procesului de destindere, procesul de aspirație cu presiune variabilă este cel notat cu $\delta-\alpha$, unde punctul δ corespunde deschiderii supapei. Nimic nu ne oprește în a aplica modelul și pentru porțiunea din cursă în care se petrece destinderea, numai că în acest caz nu există și un sens fizic – aspirația poate începe doar după deschiderea supapei de aspirație.

Se observă că Δp_{a4} are două componente, una care acționează la deschidere și alta care acționează la închiderea supapei de aspirație.

2.1.5.3.4. Modelarea proceselor de refulare desfășurate la presiune variabilă

Se procedează în același fel ca în cazul procesului de aspirație, fiind luate în considerare aceleași patru componente, notate acum Δp_{r1} , Δp_{r2} , Δp_{r3} și Δp_{r4} . Procesul de refulare la presiune variabilă modelat în acest mod este reprezentat de curba $\beta-\gamma$ din fig. 2.19.

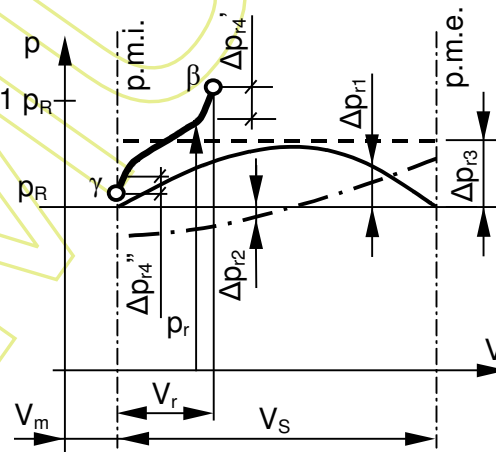


Fig. 2.19. Presiunea variabilă de refulare p_r și cele patru componente ale acesteia

Presiunea variabilă de refulare este

$$p_r = p_R + \Delta p_r = p_R + \sum_{j=1}^4 \Delta p_{rj}. \quad (2.106)$$

Observație. În fig. 2.18 și în fig. 2.19 Δp_{a1} , Δp_{a2} , Δp_{r1} și Δp_{r2} au fost reprezentate pentru un mecanism de antrenare a pistonului avînd $\lambda = r / l < 1 / 4$, adică pentru o bielă "lungă". Aici r este raza brațului arborelui cotit iar l este lungimea bielei.

2.1.5.3.5. Funcționarea treptei de compresor cu piston cu procese de aspirație și de refulare desfășurate la presiune variabilă

Pentru o treaptă de compresor cu piston avînd $V_m > 0$, $p_A = \text{var.}$ și $p_R = \text{var.}$ ciclul termodinamic este notat $\alpha\text{-}\beta\text{-}\gamma\text{-}\delta\text{-}\alpha$ și este reprezentat în fig. 2.20. În figură s-au introdus presiunile medii de aspirație și de refulare $p_{a, \text{med}}$ și $p_{r, \text{med}}$.

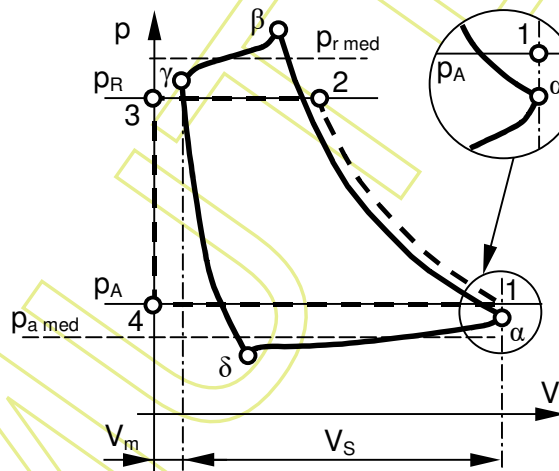


Fig. 2.20. Ciclul termodinamic desfășurat cu presiuni variabile de aspirație și de refulare

Se definesc acum pierderile relative de presiune la aspirație și la refulare

$$\delta p_a = \frac{\Delta p_a}{p_A}; \quad (2.107)$$

$$\delta p_r = \frac{\Delta p_r}{p_R}. \quad (2.108)$$

2.1.5.3.6. Reprezentarea proceselor simple și a proceselor politropice în diagramele T-s și p-V

În vederea analizării schimbului real de căldură în procesele de comprimare și de destindere este necesar să ne reamintim modul în care procesele termodinamice sînt reprezentate în diagramele T-s și p-V. Interesează în mod deosebit procesele politropice cu exponent n apropiat de k .

După cum se cunoaște de la Termodinamică, ecuațiile tuturor transformărilor simple pot fi aduse la forma $p V^n = ct.$, unde n ia diferite valori particulare, în funcție de transformare.

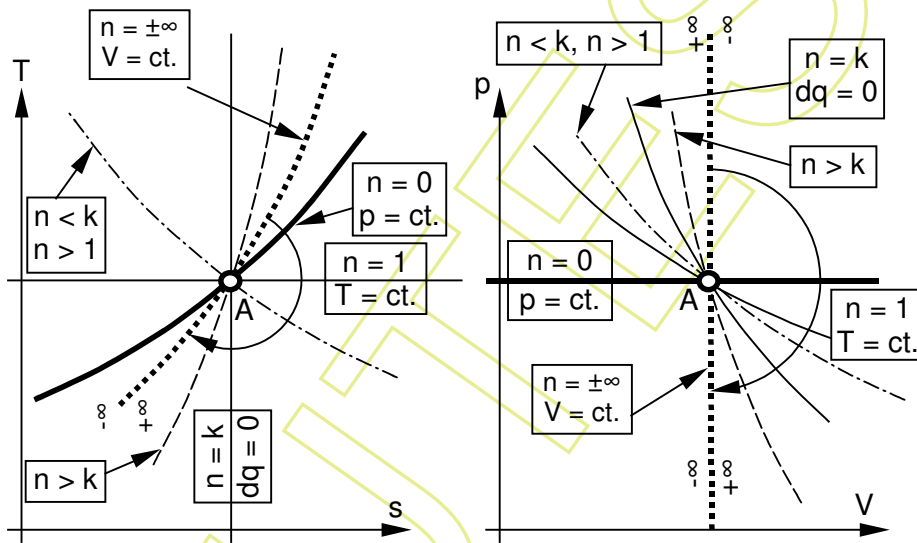


Fig. 2.21. Procese termodinamice simple și procese politropice în diagramele T-s și p-V

În fig. 2.21 sînt reprezentate următoarele transformări, în diagramele T-s și p-V:

- izobarică, $p = ct.$, pentru care $n = 0$;
- izotermică, $T = ct.$ sau $p V = ct.$, pentru care $n = 1$;
- adiabatică, pentru care $n = k$;
- izocorică, $V = ct.$, pentru care $n \rightarrow \pm\infty$;
- politropică, pentru $n \in (1, k)$;
- politropică, pentru $n > k$.

În diagrama T-s aria de sub o transformare oarecare reprezintă căldură masică schimbată de agentul de lucru, care poate fi primită, dacă $ds > 0$, sau cedată, dacă $ds < 0$. În diagrama p-V aria de sub o transformare oarecare reprezintă lucrul mecanic schimbat, care este cedat în exterior (produs), dacă $dV > 0$, sau primit (consumat), atunci

cînd $dV < 0$. Din acest punct de vedere, pornind din punctul A de pe diagramă într-un sens sau în celălalt, o transformare politropică se poate desfășura în următoarele condiții:

- pentru $n > k$:
 - cu cedare de căldură și cu producere de lucru mecanic;
 - cu primire de căldură și cu primire de lucru mecanic;
- pentru $1 < n < k$:
 - cu cedare de căldură și cu primire de lucru mecanic;
 - cu primire de căldură și cu producere de lucru mecanic.

2.1.5.3.7. Modelarea schimbului real de căldură în procesele de aspirație și de comprimare

Pentru modelarea schimbului de căldură din treapta reală de compresor cu piston se renunță la ipoteza de la compresorul teoretic potrivit căreia schimbul de căldură are loc doar în timpul procesului de comprimare. Ca urmare, agentul de lucru schimbă căldură și în timpul aspirației și refulării. Dacă se ia considerație și volumul mort $V_m > 0$, există schimb de căldură și la destindere. Deoarece căldura trece în mod natural de la un corp cu temperatură mai mare la un corp cu temperatură mai mică, agentul care evoluează în spațiul de lucru al compresorului analizat va primi căldură de la pereții care mărginesc spațiul de lucru dacă are temperatură mai mică decît aceștia, respectiv va ceda căldură spre pereți, dacă are temperatură mai mare decît aceștia. Cum în compresorul cu comprimare politropică se cedează căldură spre exterior, într-o mașină reală părțile metalice se vor încălzi în timpul funcționării. Avînd în vedere faptul că, în regim staționar, temperatura agentului de lucru variază ciclic, condițiile locale de schimb de căldură variază continuu. Ca urmare, și temperatura metalului care înconjoară spațiul de lucru este variabilă ciclic. Pentru simplitate se face ipoteza că, la orice moment al ciclului, agentul de lucru are o temperatură uniformă (aceeași în orice punct al spațiului de lucru). La fel, temperatura metalului care delimitează spațiul de lucru este uniformă pentru orice moment al ciclului. Cu aceste ipoteze schimbul de căldură se face la o diferență de temperatură care depinde doar de momentul din ciclu.

Modelul fizic utilizat în continuare consideră că:

- la aspirație gazul primește căldură de la pereți, care au temperatură mai ridicată; presupunem că procesul de încălzire are loc la presiune constantă;
- la comprimare gazul schimbă căldură cu pereții spațiului de lucru, după cum urmează:
 - etapa 1, $T_{\text{gaz}} < T_{\text{perete}}$, energia internă a gazului crește pe seama aportului de căldură de la perete, precum și datorită

energii introduse ca lucru mecanic în procesul de comprimare; temperatura gazului crește; $n_c > k$;

- punctul C, unde $T_{\text{gaz}} = T_{\text{perete}}$, de echilibru termic (zis și punct de aparent adiabatism), cu $n_c = k$; în acest moment al funcționării nu se schimbă căldură între gaz și perete;

- etapa 2, $T_{\text{gaz}} > T_{\text{perete}}$, energia internă a gazului crește pe seama energiei introduse ca lucru mecanic în procesul de comprimare; temperatura gazului crește, în ciuda căldurii cedate de gaz peretelui; acum $n_c < k$.

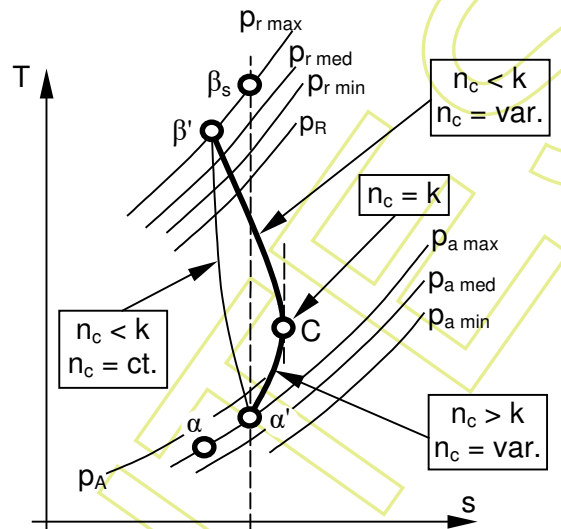


Fig. 2.22. Schimburile de căldură masică la aspirație și la comprimare reprezentate în diagrama T-s

În fig. 2.22 sînt reprezentate următoarele procese:

$\alpha - \alpha'$ = încălzire izobară la aspirație;

$\alpha' - C$ = încălzire la comprimare, faza 1;

$C - \beta'$ = răcire la comprimare, faza 2;

$\alpha' - \beta_s$ = procesul izentropic asociat;

$\alpha' - \beta'$ = procesul politropic echivalent din punct de vedere al stărilor inițială și finală, avînd $n_c = \text{ct.}$, care înlocuiește procesul $\alpha' - C - \beta'$ (pentru care n_c variază continuu).

În punctul de aparent adiabatism C curba reprezentînd procesul real de comprimare este tangentă la o transformare izentropică și este caracterizată de $n = k$.

Pentru a deosebi stările finale ale proceselor desfășurate cu schimb de căldură real punctele au fost marcate cu indicele suplimentar prim. Procesul real de comprimare, $\alpha' - C - \beta'$, are exponentul politropic variabil, deoarece condițiile locale de schimb de căldură se modifică în

permanentă. Curba trasată în fig. 2.22 respectă comportarea reală determinată experimental, pentru care exponentul n este maxim și mai mare decât k la începutul comprimării și apoi scade continuu pînă ajunge la o valoare minimă și mai mică decât k , la sfîrșitul procesului de comprimare. Diagrama din figură are caracter didactic, în realitate punctul C fiind mult mai apropiat de punctul α' de început de comprimare. Pentru evidențierea clară a fenomenului fizic, în această regiune scara de reprezentare a desenului este mult mărită (de unde și caracterul didactic).

Deoarece este dificil să se opereze cu o transformare reală, cu $n = \text{var.}$, curba $\alpha' - C - \beta'$ se înlocuiește cu un proces politropic care trece prin punctele de început și de sfîrșit, α' și β' . Cum în planul termodinamic prin două puncte poate trece doar o singură politropă, exponentul procesului politropic desfășurat între α' și β' este determinat doar de poziția celor două puncte. Acest exponent poate fi privit ca fiind "mediu" pentru procesul de comprimare, caz în care este notat (uneori) cu \bar{n}_c . Analiza figurii 2.22 arată că procesul real $\alpha' - C - \beta'$ schimbă o căldură masică diferită de procesul politropic $\alpha' - \beta'$. Din acest punct de vedere, cele două procese nu sînt echivalente. Ca urmare, cele două procese (real respectiv politropic) sînt echivalente numai din punct de vedere al stărilor inițială și finală.

2.1.5.3.8. Modelarea schimbului real de căldură în procesele de refulare și de destindere

Se procedează în mod asemănător cu cazul schimbului de căldură la aspirație și la destindere.

Model fizic utilizat este următorul:

- la refulare gazul cedează căldură pereților, deoarece are temperatură mai ridicată decât aceștia; presupunem că procesul de răcire are loc la presiune constantă;

- la destindere gazul schimbă căldură cu pereții spațiului de lucru, după cum urmează:

- etapa 1, $T_{\text{gaz}} > T_{\text{perete}}$, energia internă a gazului scade pe seama cedării de căldură către perete, precum și datorită energiei extrase din gaz ca lucru mecanic în procesul de destindere; temperatura gazului scade; în acest caz exponentul politropic este $n_d > k$;

- punctul D , unde $T_{\text{gaz}} = T_{\text{perete}}$, de echilibru termic (zis și punct de aparent adiabatism), cu $n_d = k$, nu se schimbă căldură între gaz și perete;

- etapa 2, $T_{\text{gaz}} < T_{\text{perete}}$, energia internă a gazului scade pe seama energiei extrase din gaz ca lucru mecanic în procesul de

destindere; temperatura gazului scade, în ciuda căldurii primite de gaz de la perete; acum $n_d < k$.

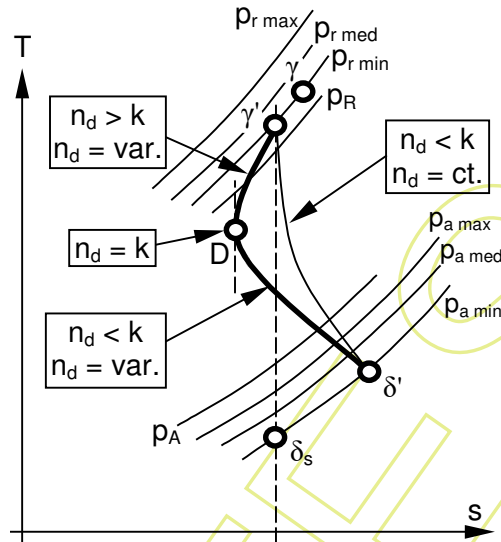


Fig. 2.23. Schimburile de căldură masică la refulare și la destindere reprezentate în diagrama T-s

În fig. 2.22 sînt reprezentate următoarele procese:

$\gamma - \gamma'$ = răcire izobară la refulare;

$\gamma' - D$ = răcire la destindere, faza 1;

$D - \delta'$ = încălzire la destindere, faza 2;

$\gamma' - \delta_s$ = procesul izentropic asociat;

$\gamma' - \delta'$ = procesul politropic echivalent din punct de vedere al stărilor inițială și finală, avînd $n_d = ct.$, care înlocuiește procesul $\gamma' - D - \delta'$ (pentru care n_c variază continuu).

2.1.5.3.9. Reprezentarea proceselor de comprimare și de destindere cu schimb de căldură real în diagrama termodinamică p-V

Pentru o mai bună înțelegere a fenomenelor de schimb de căldură la comprimare și refulare procesele prezentate în fig. 2.22 și fig. 2.23 au fost reprezentate de asemenea în diagrama p-V, fig. 2.24.

Reprezentarea în diagrama p-V are tot un pronunțat caracter didactic, deosebiriile dintre curbe fiind mult exagerate pentru evidențierea clară a fenomenului.

În punctele de aparent adiabatism C și D avem $n = k$, iar curbele reale sînt tangente la curbele transformărilor izentropice care trec prin aceste puncte.

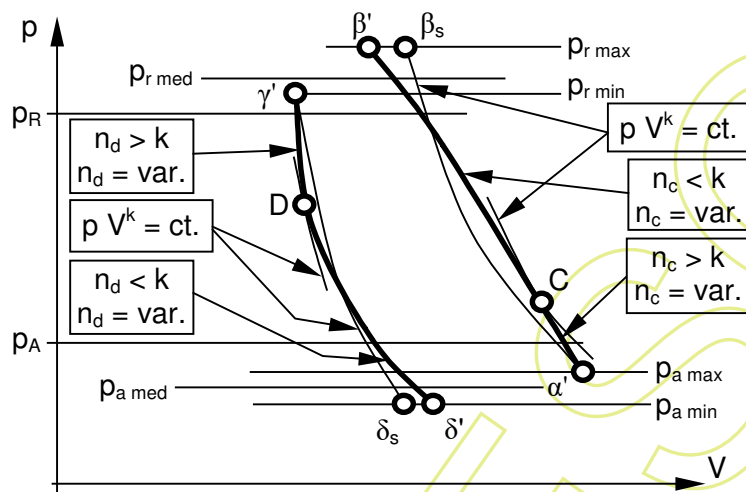


Fig. 2.24. Procesele de comprimare și de destindere reprezentate în diagrama p-V

Pentru a nu încărca figura, transformările politropice echivalente de comprimare și de destindere nu au mai fost reprezentate.

2.1.5.3.10. Pierderile de agent de lucru cauzate de neetanșeități

Agentul de lucru curge în mod natural din zonele cu presiune ridicată spre zonele cu presiune scăzută, dacă există o comunicație între acestea. Existența etanșărilor imperfecte permite existența unor pierderi prin neetanșeități. Acestea micșorează debitul refulat de compresor.

Pierderile prin neetanșeități se pot clasifica în:

- externe:
 - pe la garnitura chiulasei;
 - pe lângă segmentii pistonului cu o singură față activă, dinspre spațiul de lucru spre carter;
- interne:
 - pe la supape;
 - pe lângă segmentii pistonului cu dublu efect.

Observație 1. Pistonul de compresor poate avea ambele fețe active, adică de fiecare parte a pistonului se poate găsi câte un spațiu de lucru. Această soluție constructivă presupune existența unui mecanism mai complicat, de exemplu un mecanism cu cap de cruce.

Observație 2. Etanșarea pistonului cu segmentii nu reduce la zero debitul de scăpări, ci doar îl micșorează foarte mult.

2.1.5.3.11. Compresibilitatea gazelor reale

Comportarea gazelor reale se deosebește destul de mult de comportarea gazelor perfecte, în special pentru temperaturi scăzute și pentru presiuni mari. La Termodinamică [20] gazul perfect respectă legea $p v = R T$. Pentru a exprima legătura dintre parametrii termodinamici și în cazul gazului real se introduce în ecuația de stare un factor (sau coeficient) de compresibilitate. Factorul de compresibilitate nu este o constantă, ci o mărime adimensională a cărei valoare numerică depinde de parametrii termodinamici cât și de natura gazului, și se determină experimental.

Ecuația de stare a gazului cu luarea în considerare a compresibilității devine

$$p v = \xi R T , \quad (2.109)$$

unde ξ este factorul de compresibilitate al gazului. Uneori factorul de compresibilitate este notat cu Z .

Pentru aer, $\xi > 1$ pentru $p > 8$ MPa (pentru $p < 8$ MPa, $\xi \approx 1$).

Efectul compresibilității este foarte important la vaporii aflați în apropiere de saturație, de exemplu la comprimarea agenților frigorifici la instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vaporii. Compresibilitatea este iarăși de interes în cazul gazelor care curg cu viteze ridicate (aproprate sau mai mari decât viteza locală a sunetului în gazul respectiv).

Observație. Denumirea de compresibilitate provine de la faptul că acest factor a fost determinat ca raport dintre volumul ocupat de gazul real și volumul pe care ar fi trebuit să-l ocupe dacă gazul s-ar fi comportat ca un gaz perfect (cel dat de ecuația de stare pentru aceeași masă de gaz aflată la aceeași presiune și la aceeași temperatură).

2.1.5.3.12. Umiditatea gazelor reale

Unele gaze pot conține vaporii de apă. Cel mai comun exemplu este aerul atmosferic. La un compresor de aer umiditatea gazului aspirat limitează răcirea, prin temperatura punctului de rouă¹⁾. Se cunoaște legătura dintre presiunea de saturație și temperatura de saturație pentru vaporii de apă: la presiune mai ridicată temperatura de rouă este mai ridicată.

¹⁾ Temperatura punctului de rouă este temperatura de saturație a vaporilor de apă dintr-un gaz umed aflat la o anumită presiune. Răcirea unui gaz umed sub temperatura de rouă conduce la condensarea unei părți din vaporii de apă conținuți în gaz.

Dacă este privit ca un amestec de gaz uscat și vapori de apă, amestec care se comportă ca un gaz perfect, atunci agentul de lucru respectă ecuația de stare:

$$p_{um} V_{um} = m_{um} R_{um} T, \quad (2.110)$$

unde indicele "um" marchează faptul că gazul este umed (conține și vapori de apă).

Constanta de gaz perfect a gazului umed se determină cu ajutorul relației pentru amestecuri de gaze:

$$R_u = \frac{R_{gaz} + x R_{vapori}}{1 + x} \left[\frac{J}{kg K} \right], \quad (2.111)$$

unde x este o mărime numită "conținut de vapori de apă", definită ca raport dintre masa de vapori de apă din amestec și masa de gaz uscat:

$$x = \frac{m_{vapori}}{m_{gaz\ uscat}} \left[\frac{kg\ vapori}{kg\ gaz\ uscat} \right]. \quad (2.112)$$

În cazul particular al aerului umed, acesta este de regulă considerat un amestec de aer uscat și de vapori de apă. Aerul uscat este la rândul lui un amestec de gaze, ale cărui proprietăți se determină cunoscând compoziția chimică a acestuia, cu ajutorul relațiilor termodinamice pentru amestecuri de gaze.

2.1.5.3.13. Influența mărimii volumului mort asupra funcționării compresorului "tehnic"

Pentru a studia influența mărimii spațiului mort asupra funcționării compresorului cu piston, și în particular asupra mărimii volumului aspirat, se analizează un compresor pentru care V_m este o mărime variabilă, prin modificarea poziției chiulasei, în condițiile în care punctele moarte își păstrează poziția. Un astfel de compresor are aceeași cilindree indiferent de valoarea atribuită lui $V_m = V_3$. Comparația se face pentru aceleași valori ale presiunilor de aspirație și de refulare.

În fig. 2.25 au fost reprezentate două cicluri termodinamice de compresor tehnic, pentru două valori diferite ale volumului mort, $V'_m > V_m$, în două diagrame avînd origini diferite, dar suprapuse astfel încît punctele moarte să coincidă. Se observă că procesul de comprimare, în cazul unui volum mort mai mare, necesită o fracțiune mai mare din cursă, pentru a ajunge la aceeași presiune p_R .

Exponentii politropici au fost considerați identici pentru toate comprimările și destinderile.

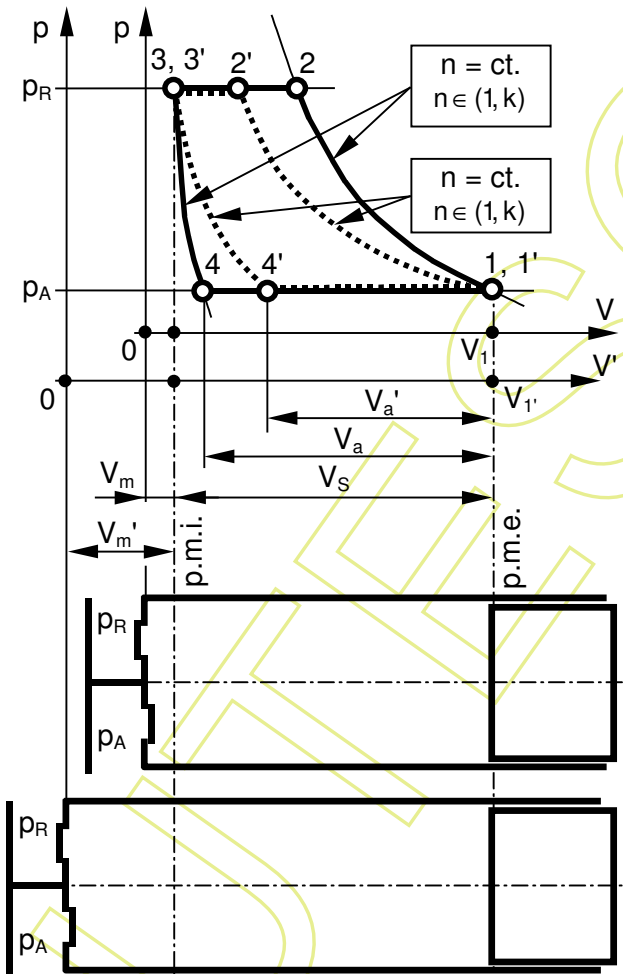


Fig. 2.25. Influența volumului mort asupra volumului aspirat de compresorul tehnic

Observație. Aparent, din punctul 1 ar pleca două politrope avînd același n . Este doar o iluzie dată de modul de suprapunere a diagramelor în fig. 2.25. Punctele 1 și 1' au volume diferite (la fel și punctele 3 și 3') dar se suprapun pe desen, fiindcă punctele moarte au fost la rîndul lor suprapuse.

Din figură se observă că

$$V'_a < V_a \text{ și deci } \dot{V}'_a < \dot{V}_a, \quad (2.112)$$

adică mărirea volumului mort V_m conduce la micșorarea volumului aspirat de compresor V_a . Se observă și că mărirea lui V_m duce la micșorarea lucrului mecanic consumat ciclic (aria ciclului scade).

2.1.5.3.14. Influența mărimii pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra funcționării compresorului "tehnic"

Pentru a analiza modul în care creșterea pierderilor de presiune la aspirație și la refulare influențează funcționarea compresorului cu piston se compară ciclul 12341 al unui compresor care funcționează fără astfel de pierderi cu ciclul 1'2'3'4'1' al unui compresor cu pierderi de presiune, fig. 2.26.

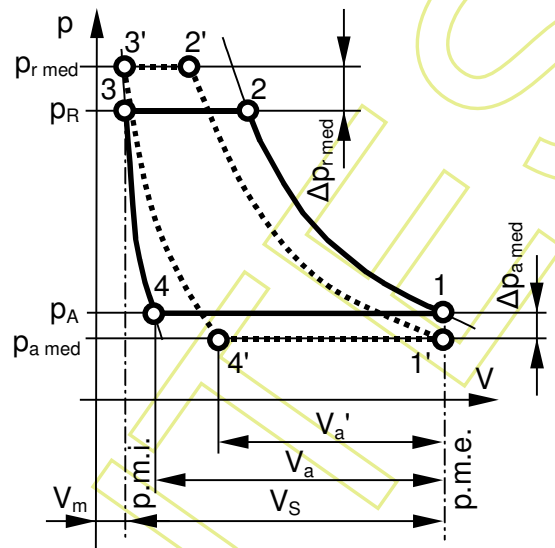


Fig. 2.26. Influența pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra volumului aspirat de compresorul tehnic

Se observă că volumul aspirat V_a scade atunci când pierderile de presiune se măresc. De asemenea, scade și volumul refulat.

Privit din exterior, compresorul aspiră agentul dintr-un spațiu în care presiunea este p_A și refulază într-un spațiu în care presiunea este p_R . În acest caz raportul de comprimare al treptei de compresor cu piston are expresia cunoscută:

$$\pi_{tr} = \frac{p_R}{p_A} \quad (2.113)$$

În prezența pierderilor presiunea de aspirație este variabilă și mai mică decât p_A , iar presiunea de refulare este de asemenea variabilă, și este mai mare decât p_R . După cum se observă în fig. 2.20, în interiorul spațiului de lucru comprimarea agentului se desfășoară nu între p_A și p_R ci între p_α și p_β . Ca urmare, definește un raport de comprimare numit

"intern", prin relația

$$\pi_i = \frac{p_\beta}{p_\alpha}. \quad (2.114)$$

Dacă se consideră presiunile medii de aspirație și de refulare, se constată că în interiorul spațiului de lucru comprimarea agentului se desfășoară între $p_{a\ med}$ și $p_{r\ med}$. Acum se poate defini raportul intern de comprimare al compresorului și ca raport între presiunile medii:

$$\pi_i = \frac{p_{r\ med}}{p_{a\ med}}. \quad (2.115)$$

De principiu, valorile raportului intern de comprimare date de relațiile (2.114) și (2.115) sînt diferite.

Se observă că în prezența pierderilor de presiune

$$\pi_i > \pi_{tr}, \quad (2.116)$$

și că $\pi_i = \pi_{tr}$ numai atunci cînd nu există pierderi de presiune la aspirație și la refulare.

Pierderile de presiune la aspirație respectiv la refulare sînt, în conformitate cu fig. 2.26, date de relațiile

$$\Delta p_{a\ med} = p_A - p_{a\ med}; \quad (2.117)$$

$$\Delta p_{r\ med} = p_{r\ med} - p_R. \quad (2.118)$$

Pierderile relative (sau raportate) de presiune la aspirație respectiv la refulare se definesc sub forma următoarelor rapoarte:

$$\delta p_{a\ med} = \frac{\Delta p_{a\ med}}{p_A}; \quad (2.119)$$

$$\delta p_{r\ med} = \frac{\Delta p_{r\ med}}{p_R}. \quad (2.120)$$

Se definesc mărimile relative ale pierderilor de presiune la aspirație și la refulare sub forma rapoartelor:

$$\sigma_a = \frac{p_{a\ med}}{p_A} = 1 - \delta p_{a\ med} < 1; \quad (2.121)$$

$$\sigma_r = \frac{p_{r\ med}}{p_R} = 1 + \delta p_{r\ med} > 1. \quad (2.122)$$

Se definește mărimea relativă a pierderilor de presiune la curgerea prin supape, ca raport între mărimea relativă a pierderii de

presiune la refulare și mărimea relativă a pierderii de presiune la aspirație:

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_a} = \frac{p_R + \Delta p_{r,med}}{p_R} \frac{p_A}{p_A - \Delta p_{a,med}} = \frac{1 + \delta p_{r,med}}{1 - \delta p_{a,med}} > 1. \quad (2.123)$$

Pentru compresoarele obișnuite mărimea relativă a pierderilor de presiune la curgerea prin supape ia valori în intervalul (1.05, 1.20).

Acum raportul intern de comprimare poate fi scris sub forma

$$\pi_i = \frac{p_{r,med}}{p_{a,med}} = \sigma \frac{p_R}{p_A} = \sigma \pi_{tr}. \quad (2.124)$$

2.1.5.3.15. Debitul volumic aspirat de compresorul cu piston

Debitul volumic aspirat de compresor se exprimă ca o fracțiune λ din debitul volumic aspirat teoretic de prima treaptă de comprimare (care poate fi și singura treaptă):

$$\dot{V} = \lambda \dot{V}_{t1}. \quad (2.125)$$

Reducerea debitului volumic aspirat real față de debitul teoretic este modelată în mod tradițional ca un fenomen avînd mai multe cauze independente. Fiecare cauză este luată în considerare prin intermediul unui factor (parțial) de reducere a debitului, iar coeficientul general de debit se obține prin înmulțirea coeficienților parțiali:

$$\lambda = \prod_{j=1}^5 \lambda_j = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4 \lambda_5. \quad (2.126)$$

Coeficientul λ_1 de reducere a debitului din cauza volumului mort $V_m > 0$ se definește prin raportul dintre volumul aspirat ciclic și volumul aspirat ciclic teoretic (egal cu cilindrul, dacă treapta are un singur cilindru). Cum volumul aspirat de compresorul tehnic (dedus în subcapitolul 2.1.5.3.1) este

$$V_a = V_s \left[1 - \varepsilon_m (\pi_{tr}^{1/n_d} - 1) \right], \quad (2.100)$$

coeficientul de reducere a debitului din cauza volumului mort este

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_s} = 1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) < 1. \quad (2.127)$$

Observație. În relația anterioară am folosit raportul intern de comprimare în locul raportului de comprimare al treptei pentru a lua în

considerare și efectul pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra reducerii debitului aspirat.

De regulă $\lambda_1 \in (0.7...0.92)$. Valorile sînt cu atît mai mari cu cît compresorul este mai mare și mai bine construit.

Coeficientul λ_2 de reducere a debitului ca urmare a laminării gazului la aspirație este egal cu raportul dintre presiunea medie de aspirație și presiunea teoretică de aspirație:

$$\lambda_2 = \frac{p_{a\text{ med}}}{p_A} < 1. \quad (2.128)$$

Acest coeficient consideră efectul pierderii de presiune la aspirație. Volumul aspirat este, teoretic, plin cu gaz la presiunea p_A . În realitate gazul din V_a se găsește la o presiune mai mică, deci și masa de gaz aspirată va fi mai mică.

Coeficientul λ_3 de reducere a debitului ca urmare a încălzirii gazului la aspirație este raportul dintre temperatura teoretică de aspirație și temperatura medie de aspirație. Întrucît în timpul funcționării compresorul se încălzește, gazul aspirat preia căldură de la pereți și își mărește temperatura. Ca urmare, volumul aspirat va fi umplut cu gaz mai cald, și masa de gaz aspirată va fi mai mică. Coeficientul este deci

$$\lambda_3 = \frac{T_A}{T_{a\text{ med}}} < 1. \quad (2.129)$$

Coeficientul λ_3 este influențat de modul de răcire a compresorului.

Coeficientul λ_4 de reducere a debitului ca urmare a scăpărilor de agent, numit și coeficient de eficacitate a aspirației, ia în considerare pierderile de gaz prin neetanșeități, prin raportul dintre debitul masic refulat și cel aspirat:

$$\lambda_4 = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} < 1. \quad (2.130)$$

În cazul gazelor care conțin vapori de apă se introduce un coeficient de pierderi cauzat de umiditatea gazului aspirat, λ_5 . Acesta ține cont de faptul că vaporii de apă ajunși în rezervorul tampon se condensează parțial, și că din această cauză energia folosită pentru comprimarea vaporilor care s-au condensat este de fapt irosită (vaporii nu ajung la utilizator). Se definește cu ajutorul conținutului de vapori de apă x dat de relația (2.112):

$$\lambda_5 = \frac{1}{1+x} < 1. \quad (2.131)$$

Observație. Relația (2.131) supraestimează pierderea cauzată

de umiditate, întrucît din relația de definiție se vede că presupune condensarea integrală a vaporilor de apă din gaz.

Acum coeficientul general de debit λ devine

$$\lambda = \left[1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) \right] \frac{p_{a,med}}{p_A} \frac{T_A}{T_{a,med}} \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \frac{1}{1+x} \quad (2.132)$$

Debitul volumic aspirat de compresorul cu piston capătă forma finală:

$$\dot{V} = \left[1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) \right] \frac{p_{a,med}}{p_A} \frac{T_A}{T_{a,med}} \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \frac{1}{1+x} \dot{V}_{t1} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (2.133)$$

În practica inginerescă de multe ori se preferă să se exprime debitul aspirat în m^3/min în loc de m^3/s . Acest debit se notează în mod tradițional cu litera q :

$$q = \lambda_1 \frac{p_{a,med}}{p_A} \frac{T_A}{T_{a,med}} \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \frac{1}{1+x} V_{t1} n_0 \left[\frac{m^3}{min} \right], \quad (2.134)$$

unde n_0 este turația nominală a compresorului, exprimată în rotații pe minut, rot/min (sau rpm, revolutions per minute, în limba engleză).

2.1.5.3.16. Lucrul mecanic ciclic consumat de compresorul cu piston cu proces real determinat pe baza diagramei indicate

Diagrama indicată reprezintă variația reală a presiunii din spațiul de lucru în funcție de volum. Se obține experimental, cu un indicator de diagramă.

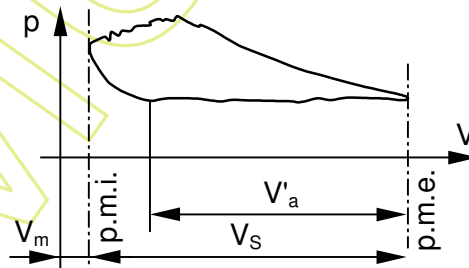


Fig. 2.27. Exemplu de diagramă indicată, ridicată în Laboratorul de Mașini Termice de la Facultatea de Mecanică din Iași pentru un compresor cu piston cu o treaptă

Diagrama indicată se înlocuiește cu o diagramă echivalentă (fig. 2.28) care are aceeași arie, dar utilizează procese de comprimare și

de destindere cu exponenți politropici n constanți, precum și procese de aspirație și de comprimare izobare.

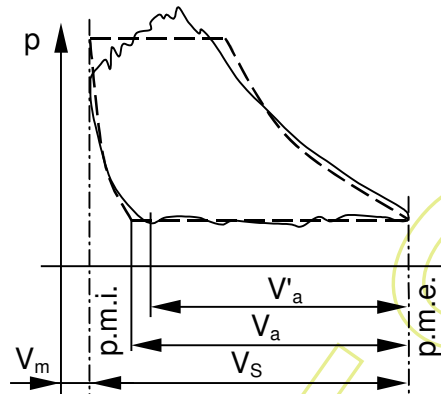


Fig. 2.28. Obținerea diagramei echivalente din diagrama indicată

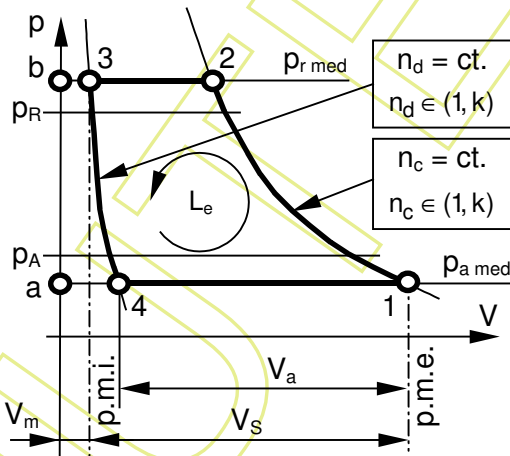


Fig. 2.29. Diagrama echivalentă a unui compresor cu piston

Se observă din fig. 2.29 că diagrama echivalentă este asemănătoare cu ciclul termodinamic al compresorului tehnic. Dacă se are în vedere aspectul ciclului termodinamic al compresorului cu piston teoretic (vezi fig. 2.9), atunci se pot identifica în fig. 2.29 două cicluri de compresor teoretic: 123ba41, respectiv 43ba4. Întrucât ariile în diagrama p - V reprezintă lucru mecanic, se poate scrie egalitatea de arii

$$A_{12341} = A_{123ba41} - A_{43ba4}, \quad (2.135)$$

care reprezintă egalitatea de lucruri mecanice

$$L_e = L_{12341} = L_{123ba41} - L_{43ba4}. \quad (2.136)$$

Lucrul mecanic total consumat ciclic de compresorul teoretic cu o treaptă este dat de relația cunoscută:

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[(\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.22)$$

Particularizînd relația (2.22) pentru ciclurile teoretice 123ba41 și 43ba4, se obțin expresiile

$$\begin{aligned} L_{123ba41} &= -\frac{n_c}{n_c-1} p_{a,med} (V_S + V_m) \left[(\pi_i)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] = \\ &= -\frac{n_c}{n_c-1} (\lambda_2 p_A) V_S (1 + \varepsilon_m) \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]; \end{aligned} \quad (2.137)$$

$$\begin{aligned} L_{43ba4} &= -\frac{n_d}{n_d-1} p_{a,med} V_4 \left[(\pi_i)^{\frac{n_d-1}{n_d}} - 1 \right] = \\ &= -\frac{n_d}{n_d-1} (\lambda_2 p_A) V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_d} \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_d-1}{n_d}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (2.138)$$

Pentru scrierea relațiilor anterioare s-a ținut cont că:

- presiunea de aspirație este $p_{a,med}$ în loc de p_A ;
- presiunea de aspirație se poate exprima în funcție de coeficientul λ_2 de reducere a debitului ca urmare a laminării gazului la aspirație dat de relația (2.128);
- raportul de comprimare este cel intern, $p_{r,med} / p_{a,med}$, care se exprimă în funcție de raportul de comprimare teoretic al treptei, p_R / p_A , din relația (2.124);
- "cilindreele" celor două cicluri teoretice sînt $V_1 = V_S + V_m$ respectiv V_4 ;
- volumul V_4 se determină din relația transformării politropice cu exponent n_d desfășurată de la 4 la 3:

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{1/n_d} = V_m (\pi_i)^{1/n_d} = V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_d}. \quad (2.139)$$

Din relațiile (2.137) și (2.138) se obține

$$\begin{aligned} L_e &= -\frac{n_c}{n_c-1} (\lambda_2 p_A) V_S (1 + \varepsilon_m) \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] + \\ &+ \frac{n_d}{n_d-1} (\lambda_2 p_A) V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_d} \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_d-1}{n_d}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (2.140)$$

Pentru a obține o formă mai simplă a relației (2.140) se fac

următorii pași:

- mărim exponentul politropic n_d pînă la valoarea lui n_c (în realitate, $n_c > n_d$); pentru a compensa efectul acestei modificări, introducem la final un factor de corecție supraunitar notat λ_0 , care ia valori între 1.01 și 1.02;

- luăm în considerare pierderea de gaz prin neetanșeități prin introducerea la final a factorului λ_4 ; presupunem că pierderile au loc după ce gazul a fost comprimat, la presiunea maximă din spațiul de lucru.

Lucrul mecanic al diagramei echivalente ia forma intermediară

$$\begin{aligned} L_e = L_{a12ba} - L_{a43ba} &= -\frac{n_c}{n_c - 1} (\lambda_2 p_A) V_S (1 + \varepsilon_m) \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] + \\ &+ \frac{n_c}{n_c - 1} (\lambda_2 p_A) V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] = \\ &= -\frac{n_c}{n_c - 1} \lambda_2 p_A V_S \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \{1 + \varepsilon_m - \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c}\}. \end{aligned} \quad (2.141)$$

Acum identificăm termenul din acoladă ca fiind coeficientul de reducere a debitului din cauza volumului mort:

$$1 + \varepsilon_m - \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} = 1 - \varepsilon_m \left[(\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} - 1 \right] \cong \lambda_1. \quad (2.142)$$

Lucrul mecanic al diagramei echivalente L_e ia forma finală

$$L_e = -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_4} \frac{n_c}{n_c - 1} p_A V_S \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]. \quad (2.143)$$

Relația (2.143) reprezintă o bună aproximare pentru lucrul mecanic indicat, și poate fi folosită în faza de proiectare a unui nou compresor cu piston, pentru aprecierea lucrului mecanic L_i pe care îl va consuma compresorul. Pentru aceasta este nevoie să se cunoască informații despre valorile pe care mărimile λ_0 , λ_1 , λ_2 , λ_4 , n_c și σ le pot lua într-un compresor cu piston real. De regulă, pe baza informațiilor experimentale disponibile, au fost determinate intervalele în care se găsesc valorile posibile pentru aceste mărimi, și există și indicații privind estimarea realistă a acestora.

2.1.5.3.17. Randamente ale compresoarelor

Mărimea fizică numită randament este caracteristică motoarelor, fiind cunoscută în special de la motoarele cu ardere internă. Reprezintă raportul dintre lucrul mecanic produs de motor și căldura consumată pentru a produce acest lucru mecanic, și poate lua valori între 0 și 1 (de

fapt, între 0 și randamentul ciclului Carnot care ar funcționa între aceleași temperaturi extreme ca motorul aflat în discuție). La limită, dacă motorul ar putea transforma în lucru mecanic toată căldura primită, randamentul ar fi egal cu unitatea.

Este mai mult decât evident că în cazul compresoarelor această definiție nu poate fi aplicată. Cu toate acestea, a fost introdusă o mărime numită tot randament, și care se aplică la compresoare. Randamentul compresoarelor a fost gândit ca o mărime asemănătoare cu randamentul motoarelor. Compresorul fiind însă o mașină generatoare, ciclul real va consuma mai mult decât ciclul teoretic. Ca urmare, pentru a obține o valoare între 0 și 1, randamentul compresorului trebuie definit ca raport dintre lucrul mecanic consumat teoretic (sau puterea consumată teoretic) și lucrul mecanic consumat în realitate (sau puterea).

Pentru compresoarele cu piston ciclul teoretic de referință, care consumă minimul posibil (din punct de vedere tehnic) de lucru mecanic este cel cu comprimare izotermică.

Randamentul izotermic se definește ca fiind raportul dintre puterea consumată de compresorul teoretic cu comprimare izotermică P_{izot} și puterea indicată P_i (care este dată de diagrama indicată):

$$\eta_{izot} = \frac{P_{izot}}{P_i} = \frac{P_{izot}}{P_{izot} + \Delta P_i} \quad (2.144)$$

În relația anterioară ΔP_i sînt pierderile interne, cauzate de imperfecțiunile procesului termodinamic.

Randamentul adiabatic se definește ca fiind raportul dintre puterea consumată de compresorul teoretic cu comprimare adiabatică și puterea indicată (care este dată de diagrama indicată). Această mărime se utilizează atunci cînd procesul considerat de referință (cu lucrul mecanic consumat minim) este adiabatic sau, în cazul teoretic, izentropic. Este cazul comprimării vaporilor de agent frigorific, pentru care comprimarea izotermică ar putea duce la apariția fenomenului de condensare, în urma măririi temperaturii de condensare odată cu creșterea presiunii. Randamentul adiabatic este

$$\eta_{ad} = \frac{P_{ad}}{P_i} = \frac{P_{ad}}{P_{ad} + \Delta P_i} \quad (2.145)$$

Randamentul mecanic ține cont de faptul că mecanismul real de antrenare a compresorului introduce niște pierderi mecanice ΔP_m :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} = \frac{P_i}{P_i + \Delta P_m} \quad (2.146)$$

Aici P_a este puterea la arborele compresorului. Ca urmare compresorul trebuie să consume mai mult decât puterea internă P_i , care

este consumată pentru efectuarea ciclului termodinamic.

Dacă se ia în considerare atât procesul din compresor cât și mecanismul de antrenare se pot defini randamentul izotermic la arbore și randamentul adiabatic la arbore:

$$\eta_{\text{izot-a}} = \frac{P_{\text{izot}}}{P_a} = \eta_{\text{izot}} \eta_m ; \quad (2.147)$$

$$\eta_{\text{ad-a}} = \frac{P_{\text{ad}}}{P_a} = \eta_{\text{ad}} \eta_m . \quad (2.148)$$

Pot fi definite și alte mărimi numite randament.

2.1.5.3.18. Particularități ale comprimării reale într-un compresor cu mai multe trepte

În fig. 2.30 este prezentată diagrama p-V pentru un compresor cu piston cu trei trepte. Diagrama are caracter didactic, fiind urmărită reprezentarea de principiu a proceselor și a particularităților acestora. Ca urmare a caracterului didactic, compresorul nu respectă regula lucrului mecanic total minim, și deci rapoartele de comprimare ale treptelor nu sînt egale între ele. De asemenea, deosebirea dintre volumele moarte este foarte mică și în figură nu a fost considerată. Notația cu indicele superior prim arată că s-a ținut cont de comprimările și destinderile reale, care se desfășoară cu exponenți politropici variabili.

Din analiza fig. 2.30 se observă următoarele:

- presiunile de aspirație și de comprimare sînt variabile pentru toate treptele compresorului;
- presiunile nominale p_{R11} și p_{R12} din răcitoarele intermediare se găsesc între presiunea de aspirație a treptei următoare și presiunea de refulare a treptei anterioare, adică fiecare treaptă refulează la presiune mai mare decît aceea a răcitorului intermediar următor, iar treapta următoare aspiră la o presiune mai mică decît aceea a răcitorului anterior;
- răcirea este mai eficientă la treptele superioare (constatare experimentală);
- cilindrarea scade odată cu creșterea presiunii de aspirație, întrucît volumul masic al agentului de lucru scade atunci cînd presiunea crește (de la o treaptă la alta);
- volumul mort scade la treptele superioare.

Procesele de comprimare și de destindere reale se înlocuiesc cu transformări politropice. Exponentul fiecărei astfel de politrope se consideră a fi o medie a exponenților variabili ai transformării reale. Cu aceste politrope și cu presiuni de aspirație și de refulare medii se

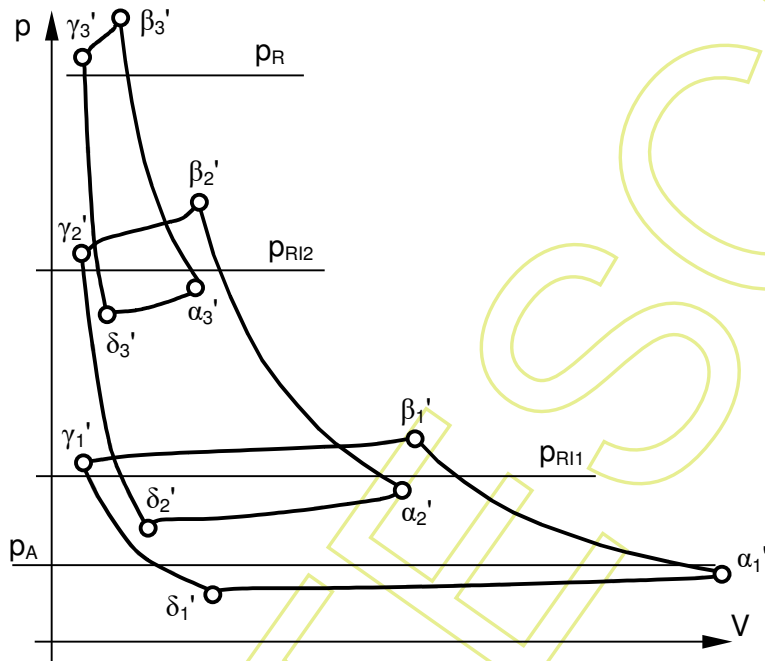


Fig. 2.30. Diagrama p-V a unui compresor cu piston cu trei trepte

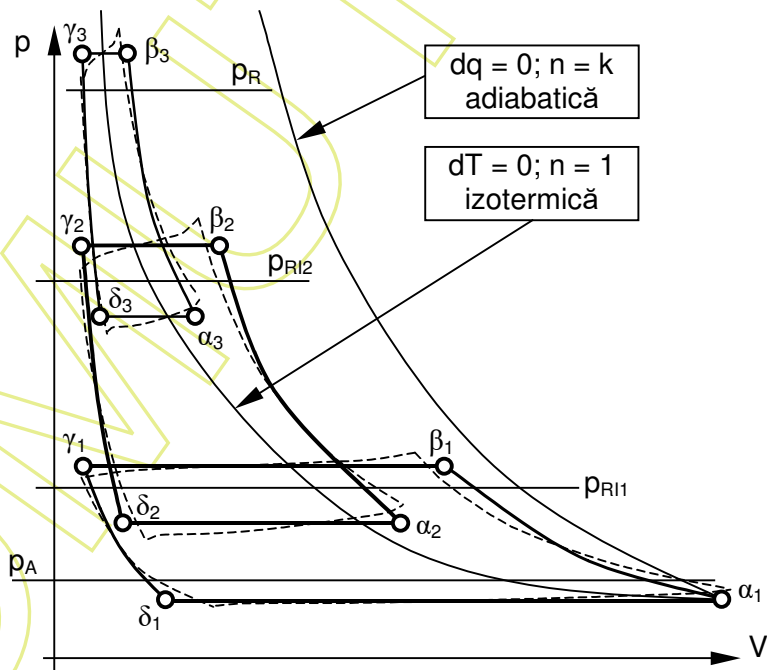


Fig. 2.31. Compresor cu piston cu trei trepte. Ciclurile reale ale treptelor și ciclurile echivalente în diagrama p-V

construiesc (așa cum s-a procedat în subcapitolul 2.1.5.3.16) diagramele echivalente din fig. 2.31.

Diagramele din fig. 2.31 arată că:

- exponenții politropici medii (notați cu o bară deasupra) sînt toți mai mici decît exponentul adiabatic k , curbele fiind înclinate tot mai mult față de izentropă pe măsură ce n scade:

$$k > \bar{n}_{c1} > \bar{n}_{c2} > \bar{n}_{c3}; \quad (2.149)$$

$$k > \bar{n}_{d1} > \bar{n}_{d2} > \bar{n}_{d3}; \quad (2.150)$$

- exponenții medii la destindere sînt întotdeauna mai mici decît exponenții medii de la comprimare:

$$\bar{n}_c > \bar{n}_d. \quad (2.151)$$

O reprezentare simplificată a procesului real în diagrama T-s pentru compresorul cu piston cu trei trepte este prezentată în fig. 2.32.

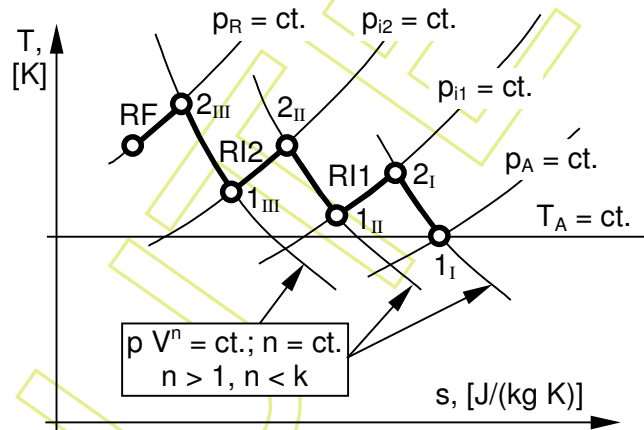


Fig. 2.32. Compresor cu piston cu trei trepte.
Diagramă T-s simplificată

Reprezentarea este simplificată, deoarece fig. 2.32 evidențiază doar procesele de comprimare cu n_c tot mai mic pe măsură ce se trece la treptele superioare. De asemenea, destinderile nu sînt reprezentate, iar pierderile de presiune la aspirație și la refulare sînt neglijate.

Cum răcitoarele intermediare reale au arii ale suprafețelor de schimb de căldură finite, acestea nu pot răci agentul de lucru pînă la temperatura T_A din spațiul din care aspiră compresorul. În consecință, temperatura de la începutul procesului de comprimare crește de la treaptă la treaptă, ceea ce se observă în fig. 2.32:

$$T_{RF} > T_{1_{III}} > T_{1_{II}} > T_{1_I}. \quad (2.152)$$

2.1.5.3.19. Ciclul real al treptei de compresor cu piston reprezentat în diagrama T-s

Ciclul real este reprezentat în fig. 2.33. Toate fenomenele descrise au fost discutate pe larg la studiul schimbului de căldură la comprimare și la destindere, subcapitolele 2.1.5.3.7. și 2.1.5.3.8.

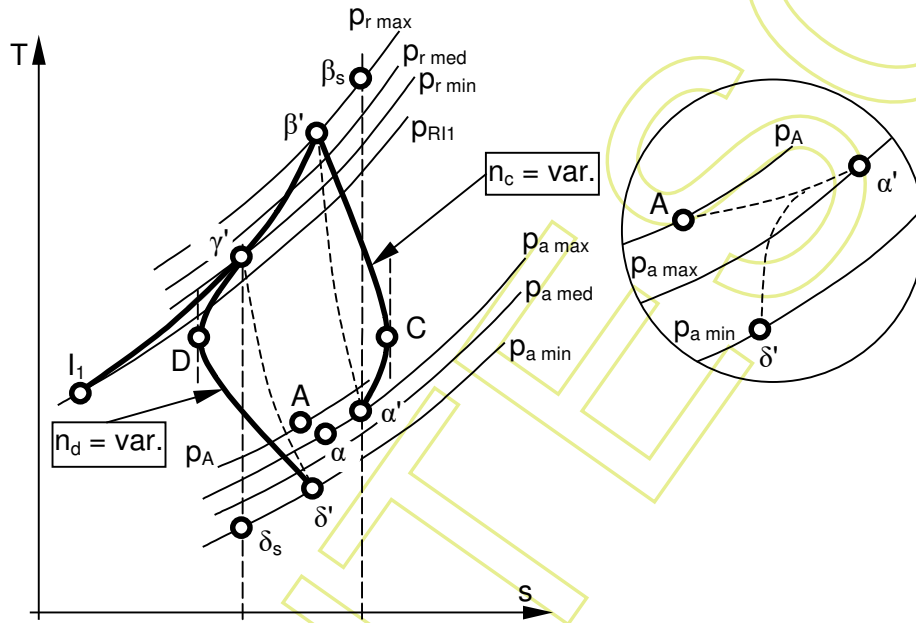


Fig. 2.33. Ciclul real al treptei de compresor cu piston. Reprezentare în diagrama T-s

În fig. 2.33 pot fi identificate următoarele transformări:

- $\alpha' - C$ = încălzire la comprimare, faza 1;
- $C - \beta'$ = răcire la comprimare, faza 2;
- $\alpha' - \beta_s$ = procesul izentropic asociat comprimării reale;
- $\alpha' - \beta'$ = proces echivalent de comprimare, politropic;
- $\gamma' - D$ = răcire la destindere, faza 1;
- $D - \delta'$ = încălzire la destindere, faza 2;
- $\gamma' - \delta_s$ = procesul izentropic asociat destinderii;
- $\gamma' - \delta'$ = proces echivalent, destindere politropică;
- $\beta' - \gamma'$ = răcirea gazului la refulare, cu pierdere de presiune;
- $\gamma' - I_1$ = răcirea gazului refulat în răcitorul intermediar, cu pierdere de presiune.

În detaliul din figură este prezentat procesul de aspirație; gazul cu starea A aspirat se încălzește și se destinde, iar gazul care a participat la destindere se încălzește; cele două mase de gaz se amestecă (proces reprezentat cu linie punctată, absolut convențional).

2.1.5.3.20. Raportul optim de comprimare al treptelor intermediare

În cazul unui compresor cu piston cu mai multe trepte cu procese reale rapoartele de comprimare ale treptelor nu au valori identice. Să ne reamintim că, pentru compresorul cu piston teoretic cu mai multe trepte, s-a dovedit anterior că lucrul mecanic consumat este minim dacă rapoartele de comprimare ale treptelor sînt egale.

Pentru cazul funcționării reale rapoartele de comprimare ale primei și ultimei trepte se stabilesc ceva mai mici decît rapoartele de comprimare ale treptelor intermediare (care se aleg egale între ele), din considerentele ce vor fi expuse în continuare. Ca urmare se poate scrie

$$\pi_C = \prod_{j=1}^z \pi_{tr j} = \pi_{tr 1} \pi_{tr z} \prod_{j=2}^{z-1} \pi_{tr j} . \quad (2.153)$$

Din relația anterioară se obține raportul optim de comprimare al treptelor intermediare:

$$\pi_{tr \text{ optim}} = \left(\frac{\pi_C}{\pi_{tr 1} \pi_{tr z}} \right)^{\frac{1}{z-2}} . \quad (2.154)$$

Pentru a mări debitul volumic aspirat de compresor coeficientul general de debit trebuie să fie cît mai mare; λ poate fi mărit prin mărirea coeficientului λ_1 de reducere a debitului din cauza volumului mort $V_m > 0$.

Din analiza expresiei matematice a coeficientului de reducere a debitului din cauza volumului mort

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_s} = 1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) < 1 \quad (2.127)$$

se observă că λ_1 crește dacă raportul de comprimare π_i scade. Dacă raportul de comprimare al primei trepte se adoptă un pic mai mic decît $\pi_{tr \text{ optim}}$ se obține efectul dorit de creștere a volumului aspirat. De regulă se adoptă

$$\pi_{tr 1} \approx 0.90 \pi_{tr \text{ optim}} . \quad (2.155)$$

În cazul unei variații a valorii presiunii de refulare cerute de utilizator, teoretic este afectată doar funcționarea ultimei trepte, iar în mod real este afectată slab și funcționarea penultimelor trepte. Ca urmare, raportul de comprimare al ultimei trepte se alege în intervalul

$$\pi_{tr z} \approx (0.75 \dots 0.90) \pi_{tr \text{ optim}} . \quad (2.156)$$

Cum p_R poate varia atît în sus cît și în jos, alegerea unei valori

$\pi_{tr z} < \pi_{tr optim}$ evită eventuala atingere a presiunii maxime de refulare a compresorului, precum și eventuala depășire a temperaturilor maxim admisibile (pentru uleiul de ungere, de exemplu). Depășirea valorilor maxime este posibilă deoarece compresoarele cu piston cu multe trepte se folosesc pentru obținerea unor presiuni foarte ridicate, astfel că o variație mică a raportului de comprimare la ultima treaptă poate conduce la o variație relativ mare a presiunii de refulare (și a temperaturii). De exemplu, un compresor de aer cu trei trepte poate comprima pînă la 350 bar și chiar mai mult.

Raționamentele expuse mai sus se aplică și unui compresor cu trei trepte, cu mențiunea că există o singură treaptă intermediară.

2.1.5.3.21. Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare

Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare este dat de o formă a relației (2.144):

$$\eta_{izot} = \frac{L_{tizot}}{L_i} = \frac{P_{tizot}}{P_i}. \quad (2.157)$$

Dar aprecierea puterii interne din relația anterioară trebuie făcută cu ajutorul diagramei indicate, ceea ce este foarte dificil. După cum se știe, se poate înlocui diagrama indicată printr-o diagramă echivalentă; ca urmare se pot cunoaște L_e și P_e , care sînt aproximări ale L_i și P_i . Acum randamentul izotermic devine

$$\eta_{izot} = \frac{P_{tizot}}{P_e}. \quad (2.158)$$

Cum lucrul mecanic al diagramei echivalente este

$$L_e = -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_4} \frac{n_c}{n_c - 1} p_A V_S \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right], \quad (2.143)$$

puterea corespunzătoare se obține prin derivarea lui L_e în raport cu timpul, desigur, pentru un regim de lucru staționar:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{dL_e}{d\tau} = -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_4} \frac{n_c}{n_c - 1} p_A \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \frac{dV_S}{d\tau} = \\ &= -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_4} \frac{n_c}{n_c - 1} p_A \dot{V}_S \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (2.159)$$

În continuare randamentul izotermic va fi explicat cu ajutorul fig. 2.34 în care lucrurile mecanice implicate sînt reprezentate sub formă

de arii în diagrame p-V.

În fig. 2.34 s-au notat și denumit următoarele volume:

- V_a , volumul aspirat la presiunea p_A , în cazul în care se ține seama doar de influența spațiului mort; $V_a = V_1 - V_4$;

- V_a' , volumul aspirat la presiunea $p_{a\ med}$, în cazul în care se ține seama de influența spațiului mort și de influența pierderilor de presiune la aspirație și la refulare; $V_a' = V_1' - V_4'$.

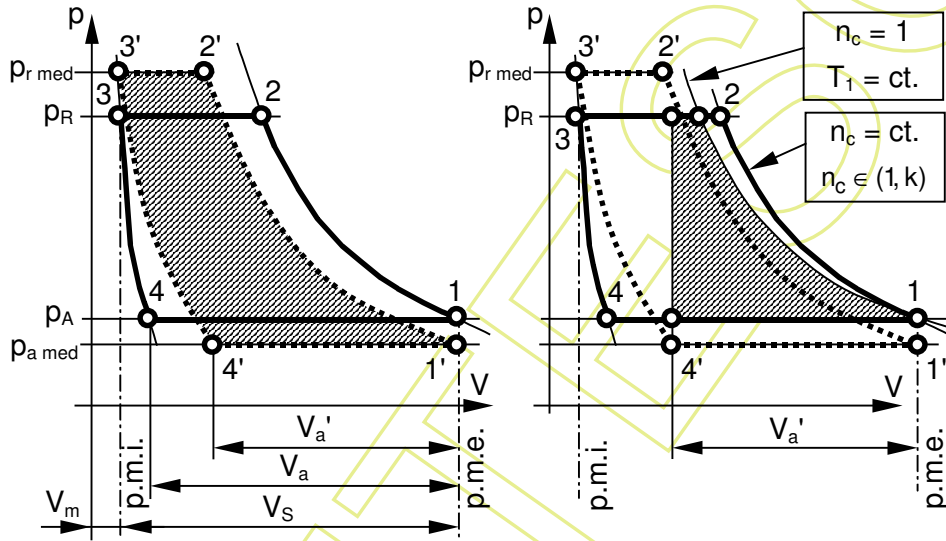


Fig. 2.34. Lucrurile mecanice din relația de definiție a randamentului izotermic reprezentate ca arii în diagrame p-V

Observație. La definirea lui V_a' s-a folosit punctul 4', care reprezintă starea gazului care se obține în urma destinderii de la $p_{r\ med}$ la $p_{a\ med}$, cu raportul intern de comprimare.

Să ne reamintim că

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_s} \quad (2.127)$$

și

$$\lambda_2 = \frac{p_{a\ med}}{p_A} < 1. \quad (2.128)$$

Se face ipoteza că, pentru pierderi de presiune la aspirație $\Delta p_{a\ med}$ mici, volumul aspirat la presiunea $p_{a\ med}$ este direct proporțional cu presiunea medie de aspirație:

$$\frac{p_{a\ med}}{p_A} = \frac{V_a'}{V_a}. \quad (2.160)$$

De aici rezultă că

$$\frac{V'_a}{V_a} = \lambda_2 = \frac{V'_a}{\lambda_1 V_S}, \quad (2.161)$$

sau

$$V'_a = \lambda_1 \lambda_2 V_S. \quad (2.162)$$

Acum lucrul mecanic al diagramei echivalente dat de relația (2.143) devine

$$L_e = -\frac{n_c}{n_c - 1} p_A V'_a \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right], \quad (2.163)$$

unde pentru simplificare s-a considerat produsul $\lambda_0 \lambda_4 \approx 1$.

Lucrul mecanic minim va fi consumat pentru comprimarea izotermică de la p_A la p_R , conform cu teoria. Trebuie să se observe că în cazul teoretic compresorul va aspira ciclic volumul V_S . Dar compresorul real aspiră ciclic mai puțin, și anume V'_a . Aceasta înseamnă că, la aceeași turație, compresorul teoretic aspiră un debit volumic mai mare! O astfel de comparație, între compresoare ce aspiră debite diferite, nu este foarte relevantă. Este mai de interes să comparăm compresorul real cu un compresor teoretic care aspiră același debit volumic (sau aspiră ciclic același volum de gaz).

Ca urmare, definiția randamentului izotermic al treptei reale trebuie ajustată astfel:

$$\eta_{izot} = \frac{L'_{tizot}}{L_e}, \quad (2.164)$$

unde

$$L'_{tizot} = -p_A V'_a \ln(\pi_t) \quad (2.165)$$

în loc de

$$L_{tizot} = -p_A V_S \ln(\pi_t). \quad (2.166)$$

Introducînd relațiile (2.165) și (2.163) în (2.164) obținem:

$$\eta_{izot} = \frac{-p_A V'_a \ln(\pi_t)}{-\frac{n_c}{n_c - 1} p_A V'_a \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]} = \frac{\ln(\pi_t)}{\frac{n_c}{n_c - 1} \left[(\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]}. \quad (2.167)$$

În continuare se face un artificiu matematic: se înmulțește și se împarte expresia randamentului izotermic cu respectiv la paranteza dreaptă din relația (2.22) a lucrului mecanic consumat de treapta de

compresor teoretic cu comprimare politropică:

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{\ln(\pi_t) \left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[\left(\sigma \pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}, \quad (2.168)$$

cea ce ne permite să identificăm în relație expresia (2.55) a randamentului izotermic al treptei de compresor teoretic:

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{\ln(\pi_t) \left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] \left[\left(\sigma \pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} = \eta_{\text{izot t}} \frac{\left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[\left(\sigma \pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}. \quad (2.169)$$

În relația anterioară s-a introdus un indice inferior suplimentar "t" pentru a distinge randamentul izotermic teoretic $\eta_{\text{izot t}}$ de randamentul izotermic real η_{izot} .

Se notează termenul cu η_{σ} termenul

$$\eta_{\sigma} = \frac{\left[\left(\pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[\left(\sigma \pi_{\text{tr}} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}. \quad (2.170)$$

Acum randamentul izotermic al treptei cu proces real devine

$$\eta_{\text{izot}} = \eta_{\text{izot t}} \eta_{\sigma}. \quad (2.171)$$

În fig. 2.35 au fost reprezentate variațiile mărimilor randamentelor $\eta_{\text{izot t}}$, η_{izot} și η_{σ} în funcție de raportul de comprimare teoretic al treptei π_{tr} . Celelalte mărimi care apar în relația (2.169) au fost considerate ca parametri. Reprezentarea grafică a fost făcută pentru cazul particular $n_c = 1.38$ și pentru $\sigma = 1.20$. Reamintim că σ este mărimea relativă a pierderilor de presiune la curgerea prin supape.

Se observă că randamentul izotermic al treptei cu procese reale crește la început foarte repede cu raportul de comprimare teoretic, apoi creșterea se aplatizează și se micșorează pînă la anulare. Ca urmare, se constată că randamentul izotermic prezintă o valoare maximă. Pentru valori π_{tr} mai mari randamentul izentropic se micșorează lent.

Dacă raportul de comprimare teoretic al treptei $\pi_{\text{tr}} \rightarrow \infty$ se constată imediat că $\eta_{\text{izot}} \rightarrow 0$.

Observație. Concluziile anterioare au fost obținute pe baza unui singur exemplu particular. Generalizarea lor pentru toate regimurile de

funcționare poate fi făcută, dar este nevoie de precauție.

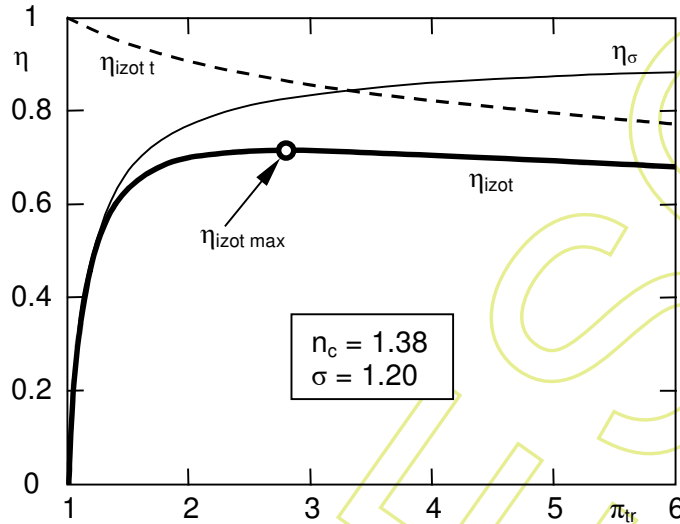


Fig. 2.35. Lucrurile mecanice din relația de definiție a randamentului izotermic reprezentate ca arii în diagrame p-V

2.1.5.3.22. Curbe caracteristice ale compresorului cu piston cu o treaptă

În general prin curbe caracteristice se înțeleg niște curbe reprezentate sub formă grafică și care prezintă legătura dintre două mărimi variabile. În cazul compresoarelor cu piston acest nume este folosit pentru dependențele unor mărimi (debit volumic aspirat teoretic, debit volumic aspirat, randament izotermic la arbore, coeficient general de debit, putere la arbore etc.) de raportul de comprimare sau de turație (sau de viteza unghiulară). Aceste curbe pot fi estimate încă din faza de proiectare, pe baza unor modele fizico-matematice sau, așa cum se întâmplă cel mai adesea, determinate experimental.

Se disting mai multe curbe numite „de presiune”, pentru care variabila independentă este raportul de comprimare (sau presiunea de refulare, dacă presiunea de aspirație este constantă). Acestea se trasează pentru o anumită turație constantă a mașinii, fig. 2.36.

Analizînd fig. 2.36 se observă că randamentul izotermic al treptei (al compresorului real cu o singură treaptă) prezintă un maxim. La fel se întâmplă și în cazul randamentului adiabatic, acesta prezintă un maxim, care apare la un regim de funcționare diferit de regimul la care este maxim randamentul izotermic.

Puterea consumată la arborele compresorului are și ea un maxim, la altă valoare a raportului de comprimare decît aceea pentru

care se atinge maximul randamentului.

Coeficientul de debit scade cu raportul de comprimare, iar scăderea se accentuează la presiuni de refulare mai mari.

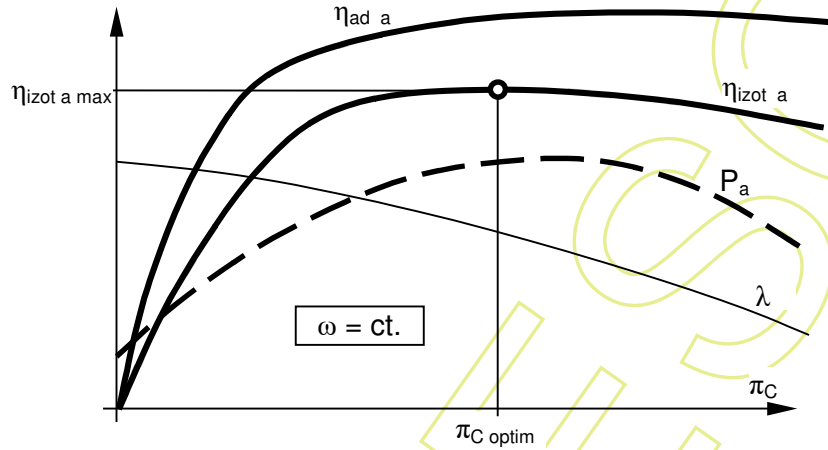


Fig. 2.36. Curbe caracteristice de presiune pentru un compresor cu piston cu o treaptă

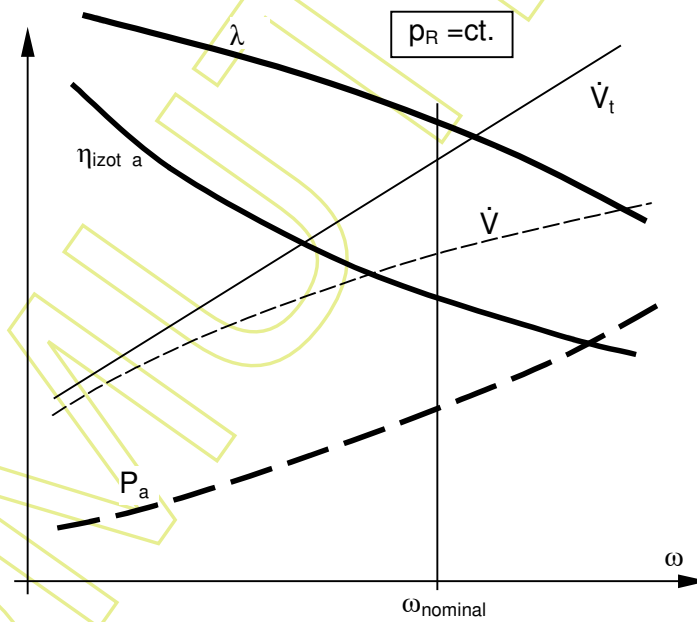


Fig. 2.37. Curbe caracteristice de viteză pentru un compresor cu piston cu o treaptă

Alte curbe, numite „de viteză”, pentru care variabila independentă este viteza unghiulară sau turația arborelui compresorului, se trasează

pentru o presiune de refulare constantă - fig. 2.37.

Analizând fig. 2.37 se constată că debitul aspirat teoretic crește liniar cu turația (viteza unghiulară), în timp ce debitul aspirat real scade cu turația, deoarece coeficientul de debit scade.

Coeficientul de debit scade cu turația deoarece pierderile gazodinamice cresc cu mărirea vitezelor de curgere, care se manifestă la creșterea turației.

Randamentul izotermic la arbore scade cu turația, pentru că la creșterea turației cresc pierderile gazodinamice, mecanice și termodinamice.

Puterea la arbore crește cu turația deoarece crește debitul aspirat și în același timp scade randamentul.

Curbele caracteristice urmăresc să ofere o imagine de ansamblu asupra posibilităților de utilizare a compresorului la diverse regimuri de funcționare.

2.2. Compresoare volumice rotative

Compresoarele volumice rotative și compresoarele volumice cu piston cu mișcare de translație funcționează după același principiu: micșorarea volumului masic (de frînare) al agentului de lucru.

Compresoarele volumice rotative prelucrează tranșe de gaz, și pot funcționa cu comprimare interioară, cu comprimare exterioară, sau și cu comprimare interioară și cu comprimare exterioară (exclusiv în această ordine).

Compresoarele volumice rotative realizează variația cerută a volumului spațiului de lucru prin intermediul unuia sau a două rotoare (ce pot fi profilate, paletate, cu lamele culisante etc.) aflate în mișcare de rotație continuă. La obținerea variației de volum participă și statorul (motiv pentru care acesta mai este numit și "cilindru").

La compresoarele volumice cu piston cu mișcare de translație pistonul este organul de mașină prin care gazul primește lucru mecanic de la motorul de antrenare. În cazul compresoarelor volumice rotative acest rol de transmitere a lucrului mecanic este îndeplinit de rotor. Ca urmare, uneori rotorul (sau rotoarele), împreună cu eventualele piese aflate în mișcare, mai este numit și "piston rotativ".

Trebuie observată diferența fundamentală care separă clasa compresoarelor volumice rotative de clasa compresoarelor dinamice. La compresoarele volumice rotative se prelucrează tranșe de gaz, iar la compresoarele dinamice curgerea este continuă. Faptul că există un rotor cu palete între care sînt prinse tranșe de gaz ce suferă comprimări interioare nu transformă compresorul într-unul dinamic, chiar dacă din punct de vedere constructiv există o asemănare (rotor, palete pe rotor).

Teoretic, pentru organizarea spațiilor de lucru într-un compresor volumic rotativ poate fi folosit orice fel de mecanism capabil să impună creșterea și descreșterea ciclică a volumului ocupat de gaz (pentru realizarea procesului de comprimare interioară), sau modificarea poziției spațiului de lucru (pentru realizarea procesului de comprimare exterioară).

Datorită construcției specifice a compresoarelor volumice rotative, cu rotor și stator, spațiile de lucru se află și ele în mișcare de rotație. Schimbul de gaze cu exteriorul se face prin ferestre de aspirație și de refulare, prin fața cărora trec ciclic spațiile de lucru, la momente potrivite ale ciclului. Ca urmare, prezența supapelor nu este strict necesară.

Există diverse tipuri de compresoare volumice rotative. Cele mai cunoscute și folosite tipuri de astfel de mașini sînt:

- compresorul cu lamele culisante în rotor;
- compresorul cu lamelă culisantă în stator;
- compresorul cu inel de lichid;
- compresorul cu rotoare profilate;
- compresorul elicoidal (sau cu șurub);
- compresorul spiral;
- compresorul trohoidal.

Construcția și funcționarea principalelor tipuri de astfel de compresoare va fi prezentată în subcapitolele următoare.

2.2.1. Compresorul cu lamele culisante în rotor

Acest compresor (fig. 2.38) are un rotor cilindric 2 plasat excentric față de un stator 1, de asemenea cilindric. Între axele de simetrie ale rotorului și statorului se găsește distanța ε numită și dezaxare. Lamelele 3 culisează în canalele paralelipipedice din rotor (de regulă sînt între 4 și 32 de lamele și canale). În timpul funcționării forța de inerție tinde să scoată lamelele din canale, și menține lamelele în permanență în contact cu peretele interior al statorului.

Rotorul, statorul, lamelele și capacele laterale ale compresorului (nefigurate pe desen) delimitează mai multe spații de lucru (numite și celule funcționale sau compartimente). Volumul unui spațiu de lucru dintre oricare două palete alăturate variază în timpul rotirii arborelui compresorului.

Schimbul de gaze se realizează prin intermediul unor ferestre de aspirație și de refulare. Fereastra de aspirație trebuie plasată în zona în care volumul spațiului de lucru crește, iar fereastra de refulare – în zona în care volumul spațiului de lucru scade. Aceasta înseamnă că, odată plasate ferestrele, sensul de rotație este și el stabilit. Rotirea în sens invers ar duce la o funcționare necorespunzătoare. Între fereastra de

aspirație și fereastra de refulare trebuie să existe o anumită distanță unghiulară, astfel încât să existe o zonă în care spațiul de lucru se micșorează fără a fi în contact cu nici una din ferestre. În această zonă va avea loc procesul de comprimare.

Volumul minim al spațiului de lucru se atinge atunci când lamelele care îl mărginesc sînt plasate simetric față de axa care trece prin centrele rotorului și statorului, în zona în care rotorul și statorul sînt la cea mai mică distanță unul de altul. Acesta este de fapt volumul mort al compresorului teoretic cu lamele culisante în rotor. În mod asemănător se găsește volumul maxim al spațiului de lucru.

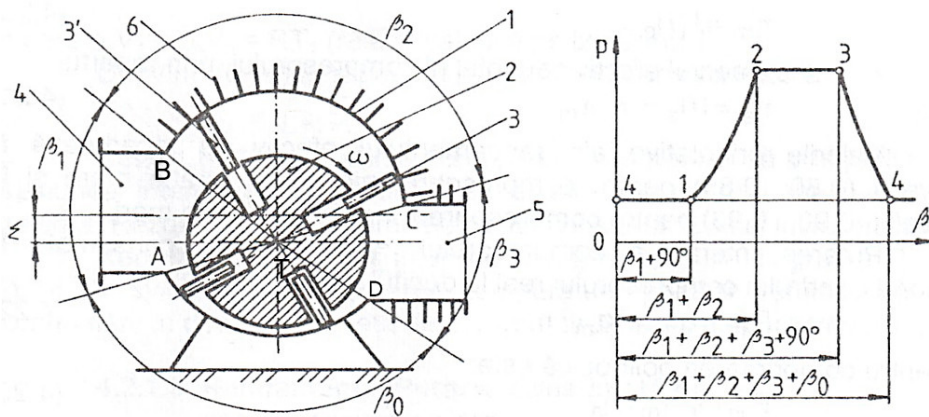


Fig. 2.38. Schema constructivă de principiu a unui compresor cu lamele culisante în rotor și ciclul teoretic de funcționare al unui compresor cu patru lamele, reprezentat într-o diagramă presiune - unghi de rotație [după 17]: 1 - stator cilindric; 2 - rotor cilindric; 3, 3' - lamele culisante; 4 - galerie de aspirație; 5 - fereastră de refulare; 6 - arpioare de răcire

Ciclul teoretic al compresorului cu număr finit de lamele culisante în rotor

Un compresor teoretic trebuie să aspire ciclic volumul maxim posibil și să refuleze ciclic de asemenea volumul maxim posibil. Aceasta înseamnă că pozițiile muchiilor B și D se stabilesc în funcție de numărul de lamele. La depășirea muchiei B de către lamela posterioară volumul spațiului de lucru trebuie să fie maxim (lamelele sînt plasate simetric față de linia centrelor). Când spațiul de lucru are volumul minim lamela posterioară trebuie să se găsească în dreptul muchiei D (lamelele sînt din nou simetrice). Muchia C este plasată astfel încât la sfîrșitul comprimării să se obțină presiunea cerută. Muchia A este plasată astfel

încît agentul rămas în spațiul mort să se destindă pînă la presiunea de aspirație p_A . În acest fel compresorul recuperează tot lucrul mecanic produs în procesul de destindere.

Fazele funcționale ale compresorului teoretic cu număr finit de lamele culisante în rotor sînt următoarele:

- **aspirație:** V_{sl} crește, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de aspirație începînd de cînd lamela anterioară 3 depășește muchia A a ferestrei și pînă cînd lamela posterioară 3' depășește muchia B a ferestrei de aspirație; cum fereastra de aspirație oferă o secțiune de curgere cu arie foarte mare, aspirația este considerată izobară;

- **comprimare:** V_{sl} scade, spațiul de lucru nu este în contact cu nici una din ferestre; procesul începe cînd lamela posterioară 3' depășește muchia B a ferestrei de aspirație și se termină cînd lamela anterioară 3 depășește muchia C a ferestrei de refulare; ca la compresorul cu piston cu mișcare de translație, comprimarea este considerată un proces politropic (la limită, comprimarea poate fi izotermică sau izentropică);

- **refulare:** V_{sl} scade, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de refulare începînd de cînd lamela anterioară 3 depășește muchia C și pînă cînd lamela posterioară 3' depășește muchia D a ferestrei de refulare; din același motiv ca la aspirație, procesul are loc la presiune constantă;

- **destindere:** cum în punctul T de pseudo-tangență între rotor și stator există o anumită distanță, gazul rămas în volumul minim la presiunea de refulare se va destinde pînă la presiunea de aspirație, care se obține atunci cînd spațiul de lucru intră în contact cu fereastra de aspirație; procesul de destindere este considerat politropic.

Observație. În realitate distanța dintre punctele D și T este mai mare, pentru a separa fizic ferestrele. În acest caz înainte de destindere apare o fază nouă, și anume de continuare a comprimării, eventual însoțită de scăparea gazului prin neetanșeități.

Cele patru faze prezentate - aspirație, comprimare, refulare și destindere - sînt aceleași ca la compresorul cu piston cu mișcare de translație tehnic. Ca urmare, ciclul termodinamic arată la fel în ambele cazuri.

În fig. 2.38 este prezentat ciclul teoretic de funcționare al unui compresor cu patru lamele, într-o diagramă desfășurată presiune - unghi de rotație, $p-\beta$. S-au notat cu β_1 , β_2 , β_3 și β_0 unghiurile parcurse de o lamelă între muchiile ferestrelor.

2.2.2. Compresorul cu lamelă culisantă în stator

Compresorul cu lamelă culisantă în stator are un rotor cilindric 1 de rază r care evoluează în interiorul unui stator cilindric 3 de rază $R > r$.

Rotorul este plasat excentric pe un arbore 2. Arborele este coaxial cu statorul. Între centrele O_r și O_s ale rotorului și statorului există excentricitatea (sau dezaxare) "e". Teoretic, rotorul este tangent în permanență la cilindrul 3, în punctul T (fix pe rotor, baleind circumferința statorului). La un compresor real există un joc de 0.1...0.2 mm între rotor și stator.

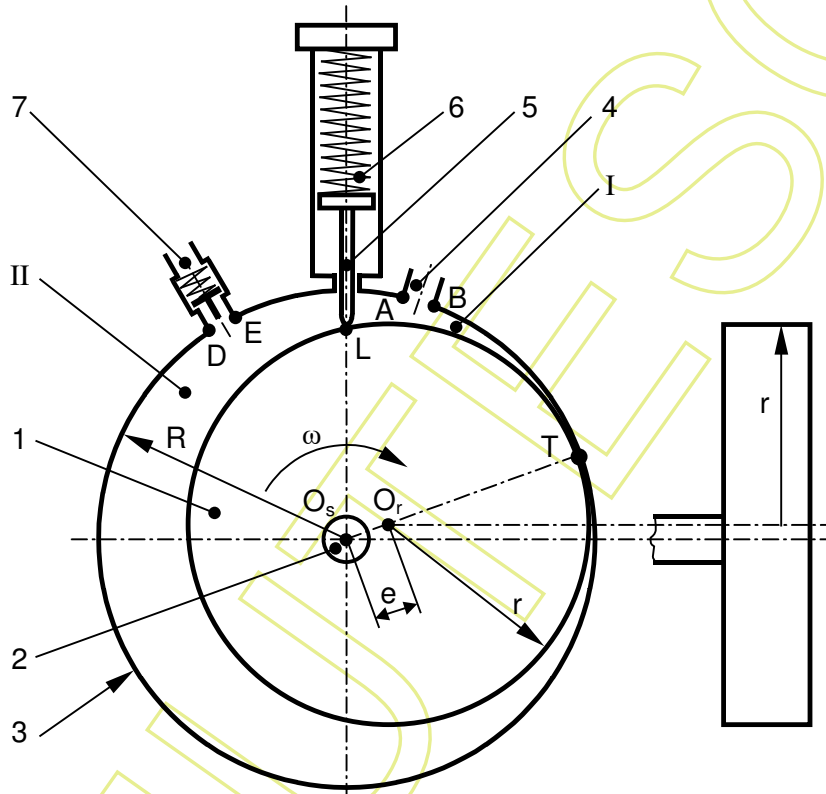


Fig. 2.39. Compresor cu lamelă culisantă în stator: 1 - rotor; 2 - arbore; 3 - stator (cilindru); 4 - fereastră și galerie de aspirație; 5 - lamelă culisantă; 6 - arc; 7 - fereastră, galerie și supapă de refulare; I - compartiment de aspirație; II - compartiment de comprimare - refulare

Între stator și rotor se formează un spațiu cu secțiunea transversală în formă de semilună, împărțit de lamela culisantă 5 în două compartimente: de aspirație I și de comprimare II. Lamela culisează în stator, fiind menținută în permanență în contact cu rotorul (în punctul L) de arcul 6. Rotorul împreună cu lamela joacă rol de "piston" pentru cele două spații de lucru care evoluează simultan, deoarece în urma rotirii determină variația volumelor compartimentelor.

Pe stator sînt amplasate ferestre de aspirație și de refulare. În

galeria de refulare este plasată o supapă de refulare.

În continuare va fi descris un ciclu complet de funcționare, începînd din momentul în care apare un nou compartiment de tip I - de aspirație. În fig. 2.40 a-f rotorul a fost desenat eliptic pentru o mai bună vizualizare a pozițiilor punctului T în preajma punctelor A, B, C, D, E (care marchează muchiile ferestrelor de aspirație și de refulare și respectiv punctul aflat pe stator față de care s-a început descrierea proceselor) și în special atunci cînd T se găsește în dreptul ferestrelor. Desigur, această modificare nu afectează în nici un fel teoria funcționării compresorului.

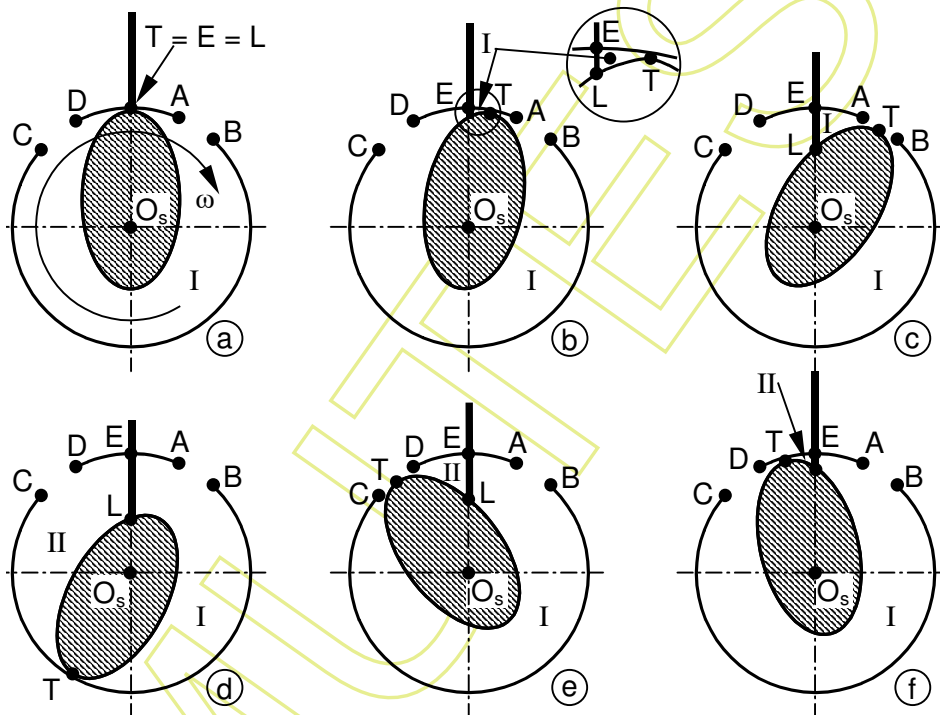


Fig. 2.40. Funcționarea compresorului cu lamelă culisantă în stator

Realizarea unui ciclu termodinamic presupune șapte faze funcționale, descrise în continuare.

Intrare de gaz prin neetanșeități. $T \in [E, A]$. Cînd punctul T depășește punctul E apare un nou compartiment de aspirație, al cărui volum crește și în care presiunea va fi mai mică decît aceea din compartimentul vecin, care este tot unul de aspirație. Întrucît noul compartiment nu este în legătură cu fereastra de aspirație, într-însul va pătrunde gaz prin neetanșeități. În fig. 2.40-a este reprezentată situația în care $T \equiv E$, și din care începe procesul de intrare de gaz prin neetanșeități. În fig. 2.40-b este reprezentată o situație din timpul acestui

proces. Intrarea gazului prin neetanșeități se termină atunci când compartimentul intră în contact cu fereastra de aspirație.

Aspirația. $T \in [A, E]$. Aspirația propriu-zisă începe când compartimentul de aspirație intră în contact cu fereastra de aspirație, atunci când punctul T trece de muchia A. Aspirația continuă atît timp cît volumul compartimentului crește, adică pînă când punctul T ajunge în punctul E, unde simultan se găsește și punctul L de pe lamela culisantă. În această poziție volumul compartimentului de aspirație este maxim, fig. 2.40-a. Mai trebuie observat că, atunci când T se află între C și D, compartimentul de aspirație va fi în contact cu compartimentul de comprimare, timp în care are loc faza de destindere.

Expulzare de gaz din compartimentul de aspirație. $T \in [E, B]$. După ce T trece de E apare un nou compartiment de aspirație, în cilindru existînd simultan două compartimente de aspirație. Cum volumul noului compartiment crește, volumul compartimentului vechi trebuie să scadă. Compartimentul vechi este în contact cu fereastra de aspirație, și o parte din gazul aflat în compartimentul vechi va fi expulzată înapoi în galeria de aspirație. Faza de expulzare se termină atunci când punctul T trece de B, moment în care compartimentul vechi de aspirație se transformă în compartiment de comprimare, în urma închiderii comunicației cu fereastra de aspirație.

Comprimarea. $T \in [B, T(p_R)]$, fig. 2.40-d. Procesul de comprimare începe când T trece de B. Volumul compartimentului scade iar presiunea crește. Comprimarea se termină atunci când în compartiment se atinge presiunea de refulare necesară pentru deschiderea supapei de refulare, punctul T fiind în acest moment plasat undeva între B și C (în funcție de presiunea de refulare; mai aproape de C cu cît presiunea p_R este mai mare).

Refularea. $T \in [T(p_R), C]$. Refularea începe cu deschiderea supapei de refulare, și se termină atunci când T trece de C, fiindcă atunci cele două compartimente din cilindru se află în contact direct. În timpul refulării presiunea din compartimentul de tip II se menține teoretic constantă, în timp ce volumul scade.

Destinderea. $T \in [C, D]$, fig. 2.40-e. În timpul destinderii cele două compartimente comunică prin spațiul locașului supapei de refulare. Gazul aflat inițial la p_R se destinde pînă la presiunea de aspirație p_A , curgînd spre compartimentul de aspirație vecin. La începutul destinderii supapa de refulare se închide. Volumul compartimentului atunci când T a trecut de C reprezintă spațiul mort al compresorului.

Scăparea de gaz prin neetanșeități. $T \in [D, E]$. După ce punctul T trece de D compartimentul de tip II nu este în contact cu nici una din ferestre. Comprimarea se reia iar volumul compartimentului se micșorează pînă la anulare (cînd T ajunge în E). Micșorarea volumului duce la creșterea presiunii. Ca urmare, gazul părăsește compartimentul

sub formă de scăpări prin neetanșeități, spre compartimentul de aspirație vecin - fig. 2.40-f.

Observație. Efectuarea unui ciclu complet necesită două rotații întregi ale arborelui. În timpul unui ciclu compartimentul va fi de tip I mai mult de o rotație completă, și, de tip II, mai puțin de o rotație completă.

2.2.3. Compresorul cu inel de lichid

Compresorul cu inel de lichid este format dintr-un rotor cilindric 2 prevăzut cu paletе, rotor care evoluează în interiorul unui stator cilindric 1. Rotorul este plasat excentric față de stator, între centrele O_r și O_s ale rotorului și statorului existînd excentricitatea "e", fig. 2.41.

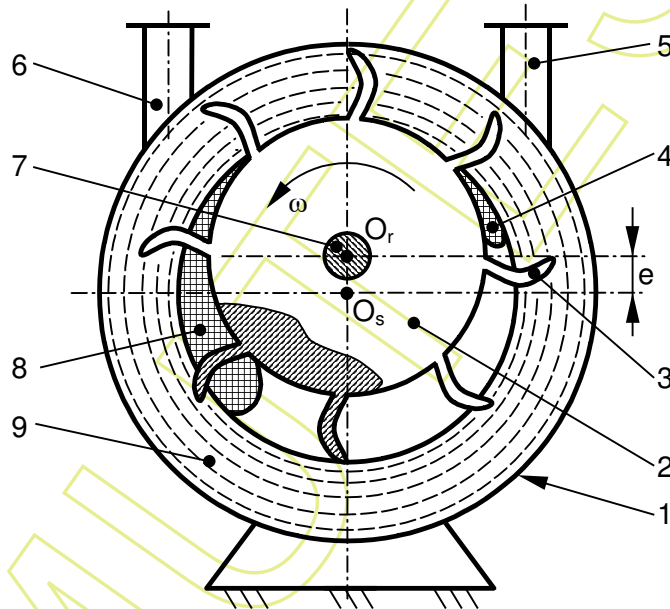


Fig. 2.41. Compresorul cu inel de lichid: 1 - stator cilindric (cilindru);
2 - rotor cilindric plasat excentric, butuc¹⁾; 3 - paletă pe rotor;
4 - fereastră de refulare; 5 - galerie de refulare; 6 - galerie de aspirație;
7 - arbore; 8 - fereastră de aspirație; 9 - inel de lichid

În stator se introduce un lichid care în timpul funcționării este antrenat de paletе și formează un inel mulat pe stator. Forța de inerție menține inelul de lichid în mod permanent doar dacă turația arborelui depășește o anumită valoare limită. În zona unde paletеle se apropie la

¹⁾ Butucul este partea îngroșată a unui corp de revoluție pe care se montează piese care trebuie să se rotească în jurul axei (paletе, spițe etc.) [Karniol].

maxim de sator inelul de lichid este în contact cu butucul rotorului. În partea diametral opusă paletetele aproape că ies din inelul de lichid.

Între inelul de lichid, butucul rotorului și capacele laterale (nefigurate) se formează un spațiu avînd secțiunea transversală în formă de semilună. Acest spațiu este împărțit de paletete în celule, sau spații de lucru. În timpul rotirii arborelui spațiile de lucru își măresc volumul de la zero la o valoare maximă, și apoi și-l micșorează înapoi la zero. Schimbul de gaze se realizează prin intermediul unor ferestre de aspirație respectiv de refulare, practicate în capacele laterale. De regulă aspirația se face la un capăt al compresorului și refularea la celălalt capăt.

În timpul funcționării lichidul din inel se încălzește din cauza comprimării gazului dar și datorită frecărilor, astfel că este necesar să fie înlocuit în mod continuu cu lichid rece, eventual prin recircularea lichidului printr-un schimbător de căldură răcor.

Se observă că raportul intern de comprimare este constant, acesta depinzînd doar de pozițiile muchiilor ferestrelor de aspirație și de comprimare. Dacă se dorește o oarecare flexibilitate în funcționare se pot folosi supape de aspirație și de refulare, sau doar o supapă de refulare.

Dacă lichidul folosit este apa, picăturile de apă antrenate împreună cu gazul comprimat sînt eliminate într-un separator special destinat, de exemplu într-un separator turbionar.

Funcționarea compresorului este aceea caracteristică tuturor compresoarelor volumice: aspirație, atunci cînd spațiul de lucru este în comunicație cu fereastra de aspirație, comprimare, atunci cînd spațiul de lucru este izolat de ambele ferestre, refulare, cînd spațiul de lucru este în comunicație cu fereastra de refulare. La destindere participă eventualele mase de gaz care sînt antrenate peste spațiul despărțitor dintre fereastra de refulare și fereastra de aspirație. Teoretic, acest compresor nu are spațiu mort.

Avantaje. Construcția este una simplă. Datorită prezenței inelului de lichid, care răcește gazul comprimat, comprimarea este aproape izotermică, lucrul mecanic intern de comprimare fiind mic. Construcția permite montarea lagărelor în afara spațiului de lucru, și în consecință gazul comprimat nu este impurificat cu ulei din sistemul de ungere. În plus, zgomotul produs este destul de redus.

Dezavantaje. Este de așteptat ca menținerea inelului de lichid să implice prezența unor turbioane însoțite inerent de pierderi de energie. Ca urmare, randamentul izotermic la arbore va fi mic. De asemenea, compresorul va avea consumuri de energie legate de înlocuirea lichidului cald din inel, precum și un consum de lichid.

Observație. Presiunea minimă de aspirație depinde de presiunea de saturație a vaporilor lichidului. De exemplu, în cazul apei

aflăte la 20 °C, aceasta va fierbe la o presiune de 17.54 mmHg, adică la 2338 Pa.

În mod obișnuit acest compresor este folosit pentru crearea vidului, ca "pomă de vid". Ca urmare, este folosit ca treaptă în sistemul de menținere a vidului la condensatoarele unor instalații cu turbină cu abur lucrând în condensatie [19].

2.2.4. Compresorul cu rotoare profilate

Compresorul volumic rotativ cu rotoare profilate are două rotoare 1 și 2 (fig. 2.42) plasate în interiorul statorului 3. Profilul secțiunii transversale a fiecărui rotor arată ca profilul unei roți dințate (pentru cazurile din figură, cu doi sau trei dinți). Statorul este făcut din două jumătăți de cilindru cu axele paralele și plasate la o anumită distanță. Rotoarele sînt în pseudo-angrenare, ele nu trebuie să se atingă între ele niciodată. Pentru aceasta este necesar ca mișcarea rotoarelor să fie sincronizată, ceea ce se realizează prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate plasate pe arborii rotoarelor dar în exteriorul spațiului de lucru. Arborele plasat mai jos este antrenat de un motor, celălalt arbore este condus, prin intermediul angrenajului de sincronizare. De obicei între rotoare respectiv între rotoare și stator jocul este mai mic de 0.2 mm.

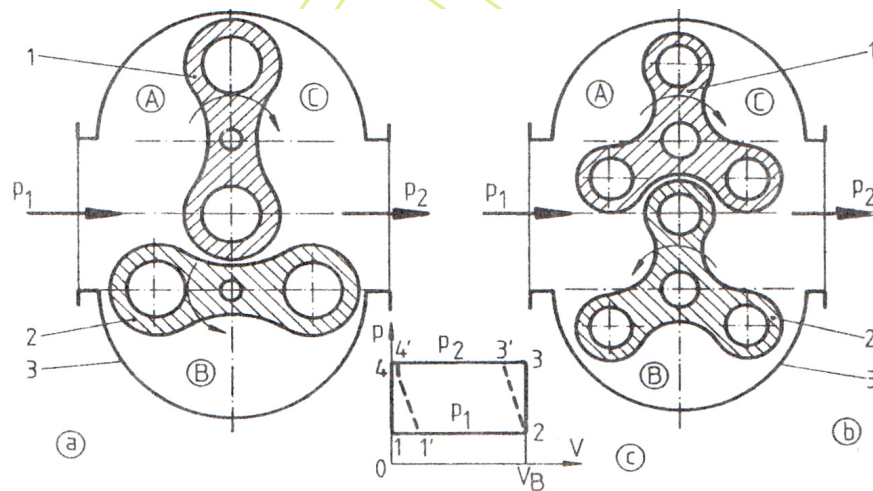


Fig. 2.42. Compressoare rotative cu rotoare profilate cu 2 lobi (a) și cu 3 lobi (b) [17]: 1 și 2 - rotoare profilate; 3 - stator

Rotoarele formează, împreună cu cei doi semicilindri și cu capacele laterale (nefigurăte pe desen) camerele A, B și C. Rotoarele sînt contrarotative, învîrtindu-se de exemplu în sensurile indicate în

fig. 2.42. În funcție de sensurile de rotație alese se plasează ferestrele de aspirație și de refulare.

Cînd rotoarele ies din pseudo-angrenare camera de tip A este în comunicație cu galeria de aspirație iar volumul spațiului de lucru existent în camera de tip A crește. Ca urmare are loc procesul de aspirație, care se desfășoară teoretic la presiune constantă p_1 (procesul teoretic 1-2). Deoarece aria secțiunii de curgere prin fereastra de aspirație este mare, pierderile de presiune la aspirație sînt foarte mici, astfel că în cazul unui proces de aspirație real presiunea se menține practic constantă.

După ce lobul posterior al rotorului trece de muchia ferestrei de aspirație camera A se transformă într-o cameră de tip B. Acum volumul spațiului de lucru închis între lobi rotorului, semicilindru și capacele laterale ale statorului nu se mai modifică cu rotația arborelui. În acest fel o masă constantă de gaz închisă într-un volum constant este transportată la presiune constantă dinspre fereastra de aspirație spre fereastra de refulare.

După ce lobul anterior al rotorului trece de muchia ferestrei de refulare camera B devine una de tip C. Spațiul de lucru intră în legătură cu fereastra și galeria de refulare. Întrucît agentul de lucru din camera B este la presiunea de aspirație p_A iar agentul din galeria de refulare este la presiunea mai ridicată p_R , apare o curgere inversă, a gazului din galeria de refulare a compresorului spre spațiul de lucru de tip C. Ca urmare a creșterii masei din volumul spațiului de lucru se produce o comprimare a masei de gaz transportată. Această comprimare este numită „exterioară”, deoarece gazul venit din galeria de refulare acționează ca un piston exterior, care comprimă gazul transportat. Teoretic, comprimarea exterioară este instantanee, adică la volum constant, procesul 2-3 din diagrama p-V din fig. 2.42.

După realizarea comunicației dintre spațiul de lucru și galeria de refulare rotoarele intră în pseudo-angrenare, volumul spațiului de lucru se micșorează și lobul posterior al rotorului împinge gazul aflat în compartimentul de tip C prin fereastra de refulare. Refularea este un proces izobar, pentru care $p_2 = p_R$.

Transformările 2-3' și 4'-1' din fig. 2.42 reprezintă posibile procese reale, care țin cont că procesul real de comprimare nu este instantaneu, respectiv că între lobi există un mic spațiu mort.

Se observă că în compresorul cu rotoare profilate evoluează simultan mai multe spații de lucru. În cazul compresorului cu rotoare cu doi lobi există în permanență două spații de lucru în legătură cu fereastra de aspirație și două spații de lucru în legătură cu fereastra de refulare. Ca urmare acest tip de compresor refulează discontinuu și neuniform, din cauza proceselor de comprimare externă și a legii de variație a volumului spațiului de lucru atunci cînd rotoarele intră în pseudo-angrenare.

Se construiesc compresoare de acest tip cu rotoare avînd 2 sau 3 lobi. La trecerea de la 2 la 3 lobi se ameliorează neuniformitatea livrării debitului. La un număr mai mare de lobi volumul util scade considerabil.

Ciclul teoretic și fazele funcționării compresorului cu rotoare profilate

Aspirație. Compartimentul este de tip A, iar V_{sl} crește prin ieșirea rotoarelor din pseudo-angrenare; procesul se termină cînd lobul posterior al rotorului trece de muchia ferestrei de aspirație; începutul procesului este mai greu de sesizat: prin ieșirea rotoarelor din pseudo-angrenare ia naștere un nou compartiment de tip A.

Transport. Compartimentul este de tip B, V_{sl} se păstrează constant, gazul prins între lobi, semicilindru și capacele laterale este transportat de la fereastra de aspirație la fereastra de refulare; spațiul de lucru nu este în contact cu nici una din ferestre; procesul începe cînd lobul posterior al rotorului depășește muchia ferestrei de aspirație și se termină cînd lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare.

Comprimare exterioară. După ce lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare apare o curgere inversă, niște gaz aflat în galeria de refulare intră în spațiul de lucru și, acționînd ca un piston, comprimă gazul care a fost transportat; presiunea crește brusc, teoretic instantaneu, la volumul constant al compartimentului de transport.

Refulare. Compartimentul este de tip C, V_{sl} scade prin intrarea rotoarelor în pseudo-angrenare, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de refulare; procesul începe cînd lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare și se termină prin anularea volumului spațiului de lucru în urma rotirii rotoarelor aflate în pseudo-angrenare; lobul posterior împinge gazul în galeria de refulare.

Destindere. Teoretic, dacă distanța dintre rotoare tinde la zero, nu există spațiu mort și destinderea apare ca o transformare convențională, de trecere a feței rotorului de la p_R la p_A ; în realitate există o mică distanță între rotoare, prin care o masă de gaz va trece de la refulare la aspirație, micșorîndu-și corespunzător presiunea.

Observație. Comprimarea izocorică se desfășoară cu un consum mai mare de energie decît comprimarea izentropică. În consecință, aceste compresoare se folosesc adesea pe post de suflante de aer, pentru presiuni de pînă la 0.1 MPa.

Există compresoare cu rotoare profilate capabile să aspire pînă la 60000 m³/h la un raport de comprimare de aproximativ 1.4.

HONMUTTESCU

3. COMPRESOARE DINAMICE

Compressoarele numite "dinamice" se bazează pe principiul măririi vitezei de curgere a agentului. Acestea folosesc un rotor cu palete pentru a furniza energie agentului de lucru, care își mărește presiunea statică. Simultan crește și presiunea dinamică, în urma accelerării gazului. După ieșirea din canalele dintre paletele rotorice agentul intră în niște canale avînd formă de difuzor, în care presiunea statică a agentului de lucru crește iar viteza de curgere scade.

Prin compresoarele dinamice curgerea este continuă. În categoria compresoarelor dinamice intră compresoarele centrifuge, compresoarele axiale, compresoarele diagonale și ejectoarele.

3.1. Noțiuni fundamentale necesare pentru modelarea funcționării compresoarelor dinamice

a) Principiul I al Termodinamicii este o formă a principiului conservării energiei de la Fizică. Pentru un regim de curgere monodimensional staționar (independent de timp) relația matematică a Principiului I se poate scrie sub forma [14], [20]:

$$\delta q = \delta q_e + \delta q_i = du + d(pv) + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + d(gh) + \delta l_t + \delta l_{fr}. \quad (3.1)$$

Termenii din relația (3.1) sînt energii masice elementare:

$\delta q^{1)}$ = variația elementară a căldurii masice schimbată în total de un sistem termodinamic;

δq_e = variația elementară a căldurii masice schimbate de agent cu mediul exterior sistemului;

δq_i = variația elementară a căldurii masice schimbate cu

¹⁾ La disciplina „Termotehnică și Mașini termice” notația „d(...)” se utilizează pentru a nota diferențialele mărimilor de stare, care sînt diferențiale totale. Pentru a marca diferențialele mărimilor de proces (lucru mecanic și căldură) se folosește notația „ $\delta(\dots)$ ”, litera delta mic din alfabetul grecesc. Se reamintește că mărimile de proces nu sînt diferențiale totale. Este de asemenea recomandabil să nu se confunde litera delta cu semnul pentru derivata parțială de la Matematică.

interiorul sistemului;

du = variația elementară a energiei interne masice;

$d(pv)$ = variația elementară a lucrului mecanic masic de curgere (care caracterizează schimbul de masă cu exteriorul la presiune constantă [20]);

p = presiunea statică absolută, [Pa];

$v = V / m$ = volumul masic al agentului din sistem, [m^3/kg];

$d(c^2 / 2)$ = variația elementară a energiei cinetice masice;

c = viteza de curgere a agentului, [m/s];

$d(gh)$ = variația elementară a energiei potențiale gravitaționale masice;

g = accelerația gravitațională, [m/s^2];

h = poziția pe verticală față de un nivel de referință ales, [m];

δl_t = variația elementară a lucrului mecanic tehnic masic schimbat de sistem;

δl_{fr} = variația elementară a lucrului mecanic masic de frecare.

b) Entalpia de frînare este entalpia pe care ar avea-o un gaz aflat inițial în curgere dacă s-ar frîna izentropic pînă la oprire. Entalpia masică de frînare se definește prin relația

$$i^* = i + \frac{c^2}{2}. \quad (3.2)$$

Temperatura de frînare este temperatura la care ar ajunge un gaz aflat inițial în curgere dacă s-ar frîna izentropic pînă la oprire. Pentru un agent gaz perfect temperatura de frînare are expresia

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}. \quad (3.3)$$

Toți parametrii gazului frînat izentropic sînt notați cu un asterisc (*) ca indice superior.

c) Particularizarea Principiului I pentru curgerea prin canalele dintre paletelor rotorice ale compresoarelor dinamice presupune adoptarea unor ipoteze simplificatoare. Această curgere este considerată a fi adiabatică, $\delta q_e \approx 0$ (din punct de vedere tehnic, introducerea unui sistem de răcire a agentului atunci cînd acesta curge printre paletelor mobile este foarte dificilă). Cum dimensiunile compresoarelor dinamice nu sînt foarte mari, curgerea poate fi privită ca orizontală, $h \approx ct$. În plus, se consideră că lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură, care la rîndul ei rămîne integral în agentul de lucru. Ca urmare Principiul I scris în energii masice pentru gazul care

curge în rotor are expresia diferențială

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + \delta l_t = di^* + \delta l_t = 0. \quad (3.4)$$

d) Particularizarea Principiului I pentru curgerea prin canalele fixe ale compresoarelor dinamice (aparatură director de intrare, difuzoare) presupune adoptarea aceluiași ipoteze simplificatoare. Cum aceste canale sînt fixe, $\delta l_t = 0$ și ca urmare

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = di^* = 0. \quad (3.5)$$

e) Lucrul mecanic tehnic este lucrul mecanic schimbat cu exteriorul de un sistem deschis prin intermediul unui rotor cu palete (de mașină dinamică) în urma variației tuturor parametrilor de stare. Sub formă diferențială lucrul mecanic tehnic are expresia [14]

$$\delta l_t = -v dp - d\left(\frac{c^2}{2}\right) - \delta l_r - d(gh). \quad (3.6)$$

3.2. Compresoare dinamice centrifuge

În compresoarele centrifuge direcția aparentă de curgere este radială, fiind orientată dinspre axa de rotație spre exterior. Sînt considerate centrifuge mașinile compresor pentru care componenta axială a vitezei absolute este zero sau este neglijabilă. Alături de compresoarele și ventilatoarele centrifuge există o clasă de mașini "surori": pompele centrifuge, care funcționează în mod asemănător, doar că agentul lor de lucru este practic incompresibil.

3.2.1. Schema constructivă de principiu a unui compresor centrifug cu o treaptă

În construcția unui compresor centrifug cu o singură treaptă din fig. 3.1 se găsește un rotor format din arborele 1 pe care se află un disc profilat 2 numit disc de bază. Pe discul de bază este plasată o coroană de paletă 3. Aceste paletă se mai numesc și paletă mobile, deoarece fac parte din rotor. Compresorul mai are și un stator care oferă agentului de lucru aflat în curgere o secțiune care, după rotor, este continuu

crescătoare.

În secțiunea de ieșire din rotor paletetele pot fi orientate pe direcție radială sau pot fi înclinate (curbate, îndoite) înspre sensul de rotație (curbate înainte) al arborelui sau invers (curbate înapoi).

Satorul are în compunere un aparat director de intrare 10, difuzorul paletat 4, camera spirală 6, difuzorul final 11. Spațiu liber aflat între secțiunea de ieșire din rotor și secțiunea de intrare în difuzorul paletat se numește difuzor neted (fiindcă nu are palete fixe).

Aparatul director de intrare 10 are rolul de a dirija curgerea gazului spre secțiunea de intrare în rotor, eventual de a accelera agentul pînă la viteza necesară la intrare în rotor (caz în care aparatul are formă convergentă, de ajutor) și de a-i asigura un anumit unghi de intrare în rotor (caz în care aparatul are și o coroană de palete fixe).

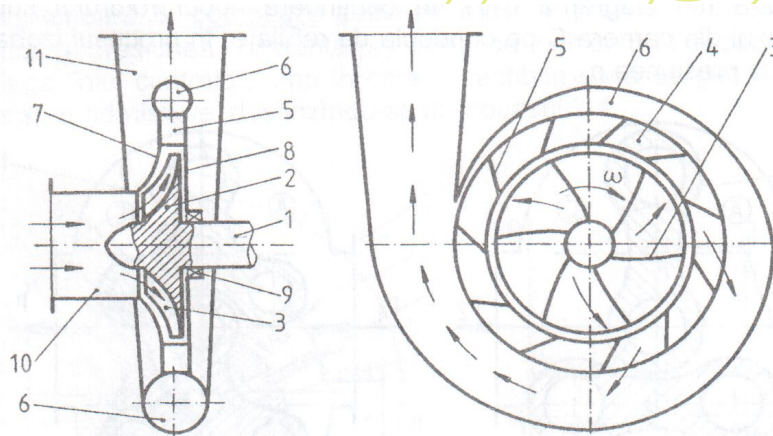


Fig. 3.1. Compresor centrifug cu o treaptă [17]:

- 1 - arbore; 2 - disc de bază; 3 - palete pe rotor; 4 - difuzor paletat;
- 5 - paletele difuzorului; 6 - camera spirală; 7 - perete anterior profilat;
- 8 - perete posterior; 9 - etanșare; 10 - aparat director de intrare;
- 11 - difuzor final

Difuzoarele realizează scăderea vitezei de curgere a agentului, proces însoțit întotdeauna de creșterea presiunii statice. În cazul curgerilor subsonice spațiul prin care are loc curgerea este divergent. Difuzorul nepaletat și difuzorul paletat sînt niște spații inelare plasate în exteriorul rotorului. La compresoarele de dimensiuni mici (și ieftine) difuzorul paletat lipsește, fiind prezent doar difuzorul nepaletat.

Din construcția satorului compresorului mai fac parte peretele anterior 7, care este profilat, și peretele posterior 8. Acești pereți închid rotorul, forțînd agentul de lucru să circule prin canalele dintre paletele de pe rotor, și apoi prin difuzoare.

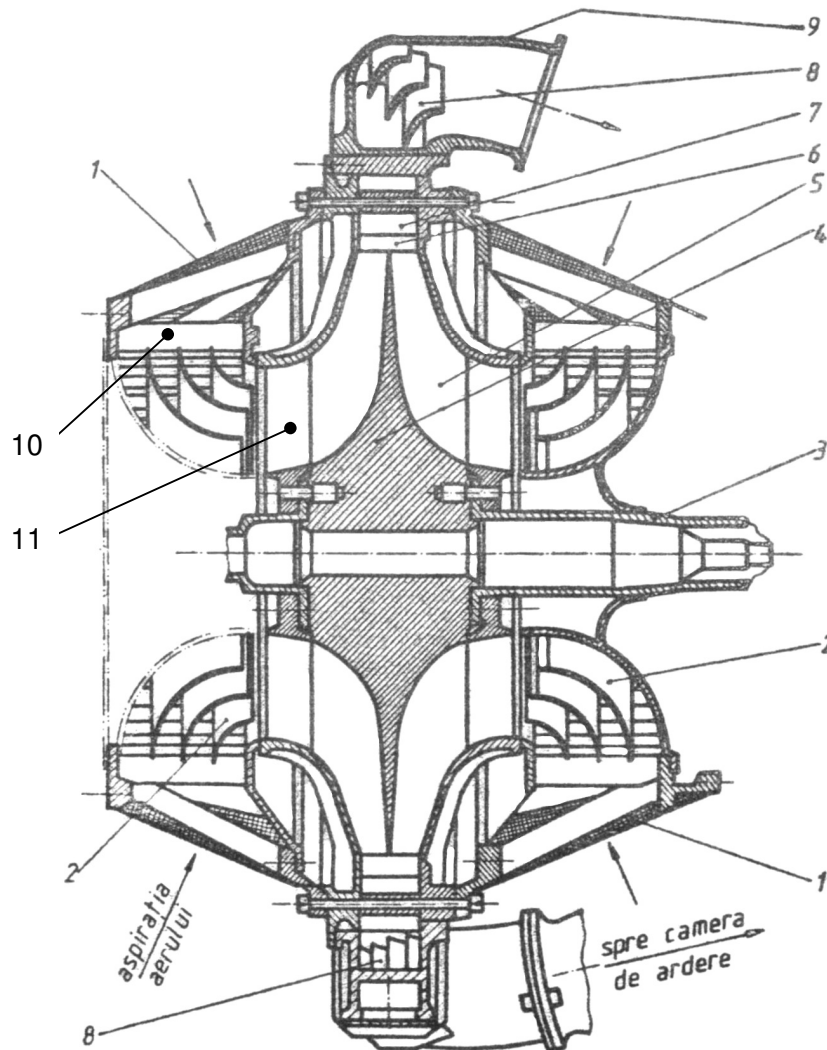


Fig. 3.2. Compresorul centrifug al motorului turboreactor de aviație RD-45 [16]: 1 - grătar de protecție la aspirație; 2 - palete directoare fixe, pentru direcționarea aerului aspirat; 3 - arborele motorului; 4 - disc de bază; 5 - palete rotorice; 6 - difuzor nepaletat; 7 - difuzor paletat; 8 - palete directoare în canalul de legătură dintre compresor și camera de ardere; 9 - galeria de refulare spre camera de ardere; 10 - aparat director fără palete (neted); 11 - aparat director mobil

Camera spirală 6 înconjoară difuzorul, și are rolul de a colecta gazul comprimat de pe întreaga circumferință. Difuzorul final 11 reduce viteza de curgere pînă la valoarea acceptată pentru transportul gazului comprimat pînă la utilizare (se ține cont că pierderile liniare de presiune

pe conducte sînt cel mai adesea proporționale cu pătratul vitezei). Creșterea de presiune realizată în difuzorul final este de obicei mică, de ordinul a 1-2% din creșterea de presiune a treptei.

În zona prin care arborele trece prin pereții statorului se găsesc etanșările 9, care de regulă sînt cu labirinți. Ca la orice mașină, rotorul este susținut și se rotește în niște lagăre, care nu au mai fost reprezentate în fig. 3.1.

Se întîlnesc construcții de compresoare centrifuge la care treapta este materializată de două rotoare cuplate în paralel, care au discul, difuzorul și camera spirală comune, ca în fig. 3.2.

Există compresoare centrifuge avînd mai multe trepte, înseriate în lungul arborelui. Comunicația de la o treaptă la următoarea se face prin intermediul unor canale care dirijează agentul de lucru de la ieșirea - pe direcție radială - spre intrarea - axială - în treapta următoare.

3.2.2. Reprezentarea procesului termodinamic din canalele dintre paletele rotorice ale compresorului centrifug în diagrama T-s

Rotorul este partea constructivă a compresorului în care agentului de lucru i se transferă energie mecanică. Ca urmare, curgerii gazului printre paletele rotorului trebuie să i se acorde o atenție deosebită.

Fiecare volum elementar dV de gaz parcurge o traiectorie între intrarea și ieșirea din compresor, și în acest timp suferă transformări termodinamice. Diferitele volume elementare de gaz, aflate la intrarea în compresor la raze diferite, vor parcurge traiectorii diferite și vor trece prin stări termodinamice diferite. Aceasta înseamnă că diagrama $i-s$ ar trebui să prezinte toate stările termodinamice prin care a trecut gazul din toate tuburile elementare de curent, adică trebuie să surprindă o familie de transformări, materializată printr-o arie pe diagramă.

Pentru a putea reprezenta procesul din rotor sub forma unei transformări unice, trebuie să se urmărească evoluția parametrilor medii din fiecare secțiune transversală a curgerii. Cel mai simplu este să se accepte o curgere monodimensională, prin intermediul ipotezei că între două palete vecine se găsește un singur tub elementar de curent. Riguros, aceasta ar însemna ca distanța dintre două palete vecine să fie infinit de mică, iar paleta să fie infinit de subțire. Mai mult, înălțimea paletei trebuie să fie și ea infinit de mică. De această ipoteză se apropie cel mai mult compresorul centrifug care are un număr mare de palete și ale cărui palete au o înălțime mică față de raza la care este plasată paleta (paletele sînt scurte).

Procesul de comprimare a gazului în zona rotorului compresorului centrifug este considerat a fi unul fără schimb de căldură

cu exteriorul, din cauza dificultății evidente de a răci gazul în timp ce curge prin spațiul dintre paletele de pe rotor. Procesul teoretic de comprimare este deci unul adiabatic iar agentul este considerat gaz perfect. Ca urmare, procesul teoretic suferit de agentul de lucru la trecerea printre paletele rotorice este unul izentropic (adiabatic și fără frecare, adică adiabatic reversibil). Pentru a ține cont și de energiile cinetice ce caracterizează procesul din rotor reprezentarea s-a făcut în parametri de frînare.

Procesul real de comprimare consideră agentul de lucru ca gaz real, și ca urmare este doar adiabatic, nu și izentropic. În procesul real au loc pierderi prin frecare, energia corespunzătoare acestora rămânând în gaz sub formă de energie internă (se face ipoteza că lucrul mecanic de frecare s-a transformat integral în căldură internă, care nu părăsește fluidul). În fig. 3.3 s-au notat cu $1^*-2_s^*$ respectiv cu 1^*-2^* procesul teoretic respectiv procesul real. Procesul real poate fi împărțit într-un număr oarecare de procese politropice succesive, fiecare cu altă valoare a exponentului său. După cum s-a arătat anterior, schimbul de căldură face ca procesul 1^*-2^* să poată fi înlocuit în figură cu o transformare politropică avînd exponentul politropic $n > k$.

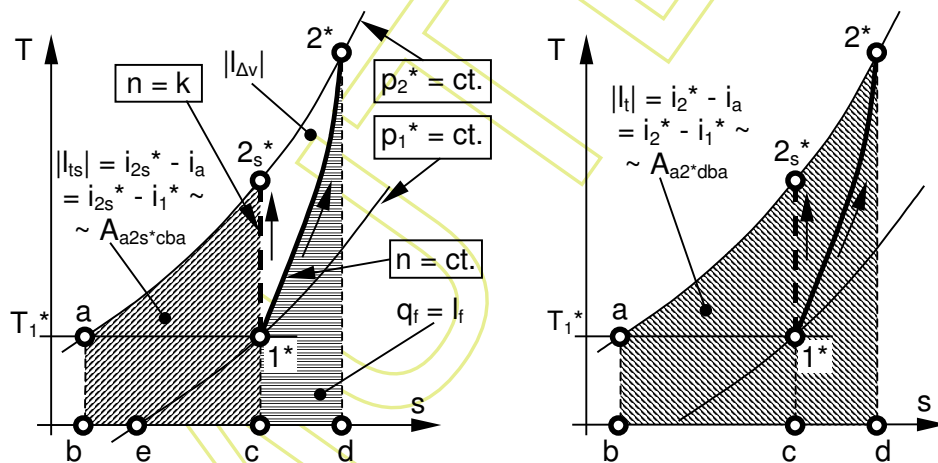


Fig. 3.3. Reprezentarea procesului de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama T-s în parametri de frînare

Principiul I al Termodinamicii aplicat procesului teoretic $1^*-2_s^*$ are expresia:

$$-l_{ts} = i_{2s}^* - i_1^* \quad (3.7)$$

Pentru procesul real principiul I ia forma

$$-l_1 = i_2^* - i_1^* \quad (3.8)$$

Trebuie observat că diferențele dintre entalpii din cele două relații anterioare pot fi reprezentate grafic în diagrama T-s sub formă de arii, întrucât diferența de entalpie poate reprezenta căldură schimbată la presiune constantă. Admițând că agentul de lucru are $c_p = \text{ct.}$, diferența de entalpie masică este proporțională cu diferența de temperatură, pentru că $i = c_p T$. Pentru a calcula diferența de entalpii masice este suficient să introducem un punct suplimentar "a" aflat pe izobara $p_2^* = \text{ct.}$ și în același timp pe izoterma $T_1^* = \text{ct.}$ Punctul "a" are aceeași entalpie masică și aceeași temperatură ca punctul 1*. Ca urmare, diferența $i_2^* - i_a$ reprezintă căldura schimbată în procesul izobar a-2*. Dar $i_2^* - i_a = i_2^* - i_1^*$. Se poate scrie

$$i_2^* - i_1^* = i_2^* - i_a = c_p (T_2^* - T_1^*) = c_p (T_2^* - T_a) = \int_a^{2^*} d(i^*) \Big|_{p_2^* = \text{ct}} = c_p \int_{T_a}^{T_2^*} d(T^*) \Big|_{p_2^* = \text{ct}} . \quad (3.9)$$

În consecință lucrul mecanic consumat pentru desfășurarea procesului real de comprimare din rotorul compresorului centrifug este direct proporțional cu aria suprafeței de sub curba a-2*:

$$-l_t = i_2^* - i_1^* = fp^* A_{a2^*dba} \quad (3.10)$$

Observație. Factorul de proporționalitate "fp" din relația anterioară are dimensiuni fizice, iar valoarea lui depinde de scara reală de reprezentare a diagramei. Argumentația anterioară a dorit să arate că aria de pe diagrama T-s este doar o reprezentare a lucrului mecanic sau a diferenței de entalpii, fără a fi însuși lucrul mecanic.

Similar se obține

$$-l_{ts} = i_{2s}^* - i_1^* = fp^* A_{a2s^*cba} . \quad (3.11)$$

Căldura masică primită de agentul de lucru în timpul comprimării reale 1*-2* este reprezentată de aria de sub curbă, conform cu proprietățile diagramei T-s:

$$q_f = l_f = \int_{1^*}^{2^*} T d(s) = fp^* A_{1^*2^*dc1^*} . \quad (3.12)$$

Aplicînd relația (3.4) a lucrului mecanic tehnic pentru procesele real respectiv teoretic din rotorul compresorului centrifug, în parametri de frînare (pentru care viteza este nulă, $c = 0$) și pentru o curgere orizontală monodimensională, se obțin relațiile

$$dl_t = -v dp - dl_f ; \quad (3.13)$$

$$dl_{ts} = -v_s dp . \quad (3.14)$$

Integrînd relațiile anterioare, se obțin formele

$$l_t = - \int_{p_1}^{p_2} v dp - l_f \quad (3.15)$$

$$\text{și} \quad l_{ts} = - \int_{p_1}^{p_2} v_s dp. \quad (3.16)$$

Limitele de integrare sînt aceleași, deoarece procesul teoretic asociat procesului real se desfășoară pînă la aceeași presiune finală cu procesul real.

Scăzînd relațiile precedente se obțin egalitățile

$$l_t - l_{ts} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp - l_f + \int_{p_1}^{p_2} v_s dp \quad (3.17)$$

$$\text{și} \quad l_{ts} - l_t = \int_{p_1}^{p_2} (v - v_s) dp + l_f. \quad (3.18)$$

Se reamintește că, în baza convenției despre semnele algebrice pentru căldură și lucru mecanic, valoarea numerică a lucrului mecanic consumat trebuie să fie un număr negativ. În consecință, termenul din stînga al relației anterioare este pozitiv. Termenii din dreapta sînt de asemenea pozitivi. Primul, deoarece în transformarea reală, cu frecare, gazul primește căldură și ca urmare $v > v_s$, întrucît în urma aportului de căldură gazul se dilată. Al doilea, deoarece lucrul mecanic de frecare este întotdeauna o mărime pozitivă (este dat de agentul de lucru pentru învingerea forțelor de frecare). Situația este desigur în conformitate cu ipoteza conform căreia lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură internă, care rămîne în gaz. Se poate deci scrie:

$$dq_i = dl_f = dq_f. \quad (3.19)$$

Examinînd fig. 3.3 se observă că toți termenii din relația precedentă sînt reprezentați de niște arii. Ca urmare, diferența dintre lucrurile mecanice este egală cu suma dintre lucrul mecanic de frecare și termenul

$$-l_{\Delta v} = \int_{p_1}^{p_2} (v - v_s) dp. \quad (3.20)$$

Termenul $l_{\Delta v}$, care este negativ, este identificat ca fiind lucrul mecanic consumat suplimentar în rotorul compresorului centrifug pentru realizarea procesului real de comprimare, din cauza încălzirii agentului

de lucru în urma primirii sub formă de căldură a lucrului mecanic de frecare.

Figura 3.3 evidențiază grafic toate mărimile despre care s-a discutat mai sus, avînd ca scop ușurarea înțelegerii procesului analizat. Figura arată egalitatea de arii

$$A_{a2^*dba} = A_{a2s^*cba} + A_{1^*2^*dc1^*} + A_{1^*2s^*2^*1^*} , \quad (3.21)$$

ceea ce se traduce în egalitatea de energii masice

$$|l_t| = |l_{ts}| + l_f + |l_{\Delta v}| . \quad (3.22)$$

Dacă se ține cont de semnele negative ale lucrurilor mecanice (sînt consumate, fiind primite din exterior) se poate renunța la module:

$$-l_t = -l_{ts} + l_f - l_{\Delta v} . \quad (3.23)$$

Principala concluzie obținută în urma acestei analize este că procesul real consumă mai mult față de procesul teoretic izentropic nu doar lucrul mecanic de frecare, ci și o fracțiune $l_{\Delta v}$.

3.2.3. Reprezentarea procesului termodinamic din canalele dintre paletile rotorice ale compresorului centrifug în diagrama p-v

Se pornește de la expresiile (3.15) și (3.16) ale lucrului mecanic tehnic pentru procesele real respectiv teoretic din rotorul compresorului centrifug, în parametri de frînare, obținute în subcapitolul precedent. Termenii conținînd integrale pot fi explicitați sub formele

$$-\int_{p_1^*}^{p_2^*} v dp = l_t + l_f \quad (3.24)$$

$$\text{și} \quad -\int_{p_1^*}^{p_2^*} v_s dp = l_{ts} . \quad (3.25)$$

Termenii

$$\int_{p_1^*}^{p_2^*} v dp \quad \text{și} \quad \int_{p_1^*}^{p_2^*} v_s dp$$

sînt pozitivi, deoarece volumul masic "v" este întotdeauna pozitiv iar dp este întotdeauna mai mare decît zero întrucît în timpul comprimării presiunea crește. În diagrama p-v din fig. 3.4 acești termeni sînt reprezentați de arii, și anume $A_{1^*2^*ae1^*}$ respectiv $A_{1^*2s^*ae1^*}$. Cum lucrul

mecanic masic de comprimare este negativ, ariile vor fi proporționale cu modulele mărimii lucru mecanic masic.

Din relația (3.24) găsim că

$$\int_{p_1^*}^{p_2^*} v dp = -l_t - l_f, \quad (3.26)$$

ceea ce înseamnă că în diagrama p-v termenii l_t și l_f nu sînt reprezentați sub formă de arii. Apare doar suma lor, sub forma integralei din vdp.

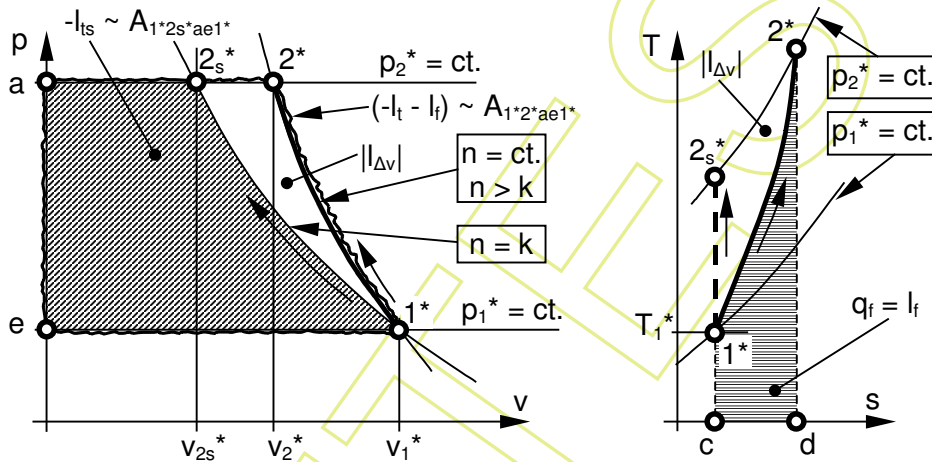


Fig. 3.4. Reprezentarea procesului de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama p-v în parametri de frînare

Lucrul mecanic masic consumat suplimentar $l_{\Delta v}$ apare însă în diagramă sub forma ariei $A_{1^*2s^*2^*1^*}$. Acest lucru este evident dacă se compară diagrama p-v cu diagrama T-s. Este obligatoriu ca aria delimitată de punctele 1*, 2s* și 2* să reprezinte aceeași cantitate fizică. Semnificația ariei $A_{1^*2s^*2^*1^*}$ ca reprezentare a lui $l_{\Delta v}$ reiese de asemenea cu claritate din relația (3.20).

Este necesar să se găsească o explicație pentru faptul că lucrul mecanic de frecare nu apare ca arie în diagrama p-v, care este numită și "diagramă mecanică", tocmai pentru proprietatea de a echivala lucrul mecanic prin arii. Pentru început trebuie reamintit și subliniat că ambele diagrame discutate, T-s și p-v, se referă la energiile masice schimbate **cu exteriorul** de agentul de lucru, sub formă de lucru mecanic masic și căldură masică. Diagrama p-v arată ce energie masică a primit gazul sub formă de lucru mecanic masic din exterior. Dar inițial s-a făcut ipoteza că lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură, care la rîndul ei rămîne integral în gaz. Altfel spus, compresorul primește lucrul mecanic masic l_t de la motorul de antrenare. Agentul de lucru

primește de la rotor întreaga energie masică l_t , parțial sub formă de lucru mecanic masic și parțial sub formă de căldură masică. Lucrul mecanic masic de frecare l_f este folosit pentru învingerea forțelor de frecare dintre gaz și rotor și se transformă în căldură masică de frecare, preluată de gaz sub formă de căldură masică internă $q_f = q_i$. Restul de energie masică, adică $l_t + l_f = l_{ts} + l_{\Delta v}$, este primit de agent sub formă de lucru mecanic.

În consecință, lucrul mecanic de frecare este primit de gaz sub formă de căldură, și apare în diagrama T-s sub formă de căldură internă de frecare (care este numeric egală cu lucrul mecanic de frecare). În diagrama p-v căldura nu poate fi reprezentată ca arie, deci nici lucrul mecanic de frecare nu poate fi reprezentat prin energia termică echivalentă.

Lucrul mecanic masic primit de gaz în timpul comprimării teoretice izentropice este

$$l_{ts} = - \int_{p_1}^{p_2} v_s dp = - \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[\left(\pi_C^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3.27)$$

Lucrul mecanic masic primit de gaz în timpul comprimării reale politropice (și vizibil sub formă de arie în diagrama p-v) este

$$l_{t_{pol}} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - \frac{n}{n-1} R T_1^* \left[\left(\pi_C^* \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = l_{ts} + l_{\Delta v}. \quad (3.28)$$

Observație. Integralele din vdp de mai sus au fost efectuate în același mod ca în cazul compresorului cu piston (fiind, în fond, aria unor diagrame similare).

Lucrul mecanic masic primit de rotorul compresorului centrifug de la motorul de antrenare este, conform Principiului I al Termodinamicii,

$$-dl_t = di^* \quad \text{sau} \quad -l_t = i_2^* - i_1^*. \quad (3.29)$$

De aici obținem

$$dl_t = -di^* = -c_p dT^*. \quad (3.30)$$

Dar

$$c_p = \frac{kR}{k-1}, \quad (3.31)$$

iar pentru transformarea politropică

$$pv^n = ct. \quad (3.32)$$

Cunoscînd din ecuația de stare a gazului perfect că $(p v) / T = ct$.

și deci $v \sim (T / p)$, se obține imediat proporționalitatea directă

$$T \sim p^{\frac{n-1}{n}}. \quad (3.33)$$

Acum l_t devine

$$l_t = -c_p \int_{T_1^*}^{T_2^*} dT^* = -c_p (T_2^* - T_1^*) = -\frac{kR}{k-1} T_1^* \left(\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1 \right) = -\frac{kRT_1^*}{k-1} \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (3.34)$$

Se observă că raportul de presiuni de mai sus este chiar raportul de comprimare exprimat în parametri de frînare, și ca urmare se obține expresia

$$l_t = -\frac{k}{k-1} RT_1^* \left[\left(\pi_C^* \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = l_{ts} + l_{\Delta v} - l_f = l_{t, pol} - l_f. \quad (3.35)$$

3.2.4. Reprezentarea proceselor termodinamice din compresorul centrifug în diagrama $i-s$

Se va analiza un compresor centrifug cu o treaptă, avînd în componență un aparat director de intrare, canalele dintre paletetele rotorice, un difuzor neted după rotor, un difuzor paletat și un colector spiral prevăzut cu un difuzor final, așa cum este compresorul din fig. 3.1.

Modelul fizic al funcționării compresorului centrifug cu o treaptă consideră ipoteza curgerii monodimensionale, care a fost discutată anterior.

a) Modelul fizico-matematic al proceselor din anterotor

Un compresor centrifug are înaintea de rotor un aparat director fix fără palete, un aparat director fix cu palete și un aparat director mobil cu palete (vezi în ordinea amintită reperatele 10, 2 și 11 din fig. 3.2). La compresoarele centrifuge de dimensiuni mici (și ieftine) de regulă unul sau amîndouă aparatele directoare paletate pot lipsi. Denumirea de aparat director se referă la rolul funcțional, și anume la schimbarea convenabilă a direcției de curgere a agentului de lucru. Un aparat director paletat este capabil să imprime jetului de agent care intră în compresor o mișcare de rotație în jurul axei longitudinale a mașinii. O asemenea mișcare, numită mișcare turbionară sau simplu "turbion", poate îmbunătăți semnificativ funcționarea compresorului (aceasta se va demonstra ceva mai departe).

Aparatele directoare mai au și rolul de a colecta agent de lucru de pe o arie de intrare mai mare, mărind astfel debitul aspirat de

compresor. Ca urmare, aparatul director are și funcție de ajutor, accelerând gazul de la viteza de intrare în compresor pînă la viteza de intrare în rotor. Trebuie menționat că viteza de intrare în compresorul centrifug este limitată la cel mult cîteva zeci de metri pe secundă, pentru a limita zgomotul produs la aspirație și pierderile gazodinamice de intrare.

Procesul teoretic din anterotor este unul izentropic, agentul fiind considerat gaz perfect. Se desfășoară fără schimb de energie cu exteriorul iar curgerea este considerată orizontală. Principiul I al termodinamicii aplicat curgerii teoretice în anterotor are expresia

$$di_s + d\left(\frac{c_s^2}{2}\right) = di_s^* = 0. \quad (3.36)$$

Procesul real din anterotor se desfășoară fără schimb de energie cu exteriorul. Curgerea prin anterotor este considerată de asemenea orizontală. Agentul de lucru nu mai poate fi gazul perfect. Acum curgerea agentului este însoțită de frecări cu pereții. Modelul presupune folosirea unui gaz care permite existența frecărilor, păstrînd în același timp - pentru simplitate - unele proprietăți ale gazului perfect. De exemplu, gazul va avea căldura specifică la presiune constantă $c_p = ct.$ și va respecta ecuația de stare a gazelor perfecte și ideale, precum și legile transformărilor simple ale gazelor perfecte.

Se admite ipoteza conform căreia lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură, iar căldura de frecare rămîne în totalitate în agentul de lucru. În final Principiul I al Termodinamicii aplicat curgerii prin anterotor capătă expresia cunoscută

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = di^* = 0. \quad (3.37)$$

Observație. Toate celelalte componente constructive fixe ale compresorului centrifug - difuzorul neted, difuzorul paletat și canalul colector spiral cu difuzorul final - vor respecta aceleași ipoteze, și ca urmare curgerea agentului de lucru prin acestea va fi descrisă prin ecuații similare cu cele anterioare.

b) Modelul fizico-matematic al proceselor din canalele dintre paletele rotorice

În canalele dintre paletele de pe rotor agentul de lucru primește energie mecanică de la motorul de antrenare, prin intermediul paletelor mobile. Procesul se desfășoară fără schimb de căldură cu exteriorul, iar curgerea este considerată orizontală (diferențele de cotă sînt neglijate).

Procesul teoretic din rotor este unul izentropic, agentul fiind considerat gaz perfect. Principiul I al termodinamicii aplicat curgerii

teoretice în rotor are expresia

$$di_s + d\left(\frac{c_s^2}{2}\right) + dl_{ts} = di_s^* + dl_{ts} = 0. \quad (3.38)$$

Din punctg de vedere energetic procesul real din rotor este descris de relația

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dl_t = di^* + dl_t = 0. \quad (3.39)$$

Din relațiile anterioare se observă că aportul de lucru mecanic tehnic din rotor poate servi pentru mărirea entalpiei și pentru mărirea energiei cinetice a agentului (a vitezei de curgere). În procesul de comprimare adiabatic cu frecare vor crește presiunea, temperatura, entalpia și viteza de curgere a gazului.

Într-un compresor centrifug bine proiectat canalele dintre paletele de pe rotor trebuie să aibă secțiune transversală variabilă în lungul curgerii, în așa fel încît canalul să fie divergent. În acest fel canalele sînt de fapt niște difuzoare aflate în mișcare de rotație.

c) Modelul fizic al proceselor din difuzorul neted

În difuzorul neted viteza de curgere a agentului scade, energia cinetică se transformă în entalpie, iar presiunea statică se mărește.

d) Modelul fizic al proceselor din canalele dintre paletele statorice (difuzorul paletat)

În difuzorul paletat se petrec aceleași fenomene ca în difuzorul neted: viteza de curgere a agentului scade, energia cinetică se transformă în entalpie, iar ca rezultat presiunea statică se mărește.

Întrucît paletele fixe organizează curgerea mult mai bine decît un spațiu fără palete, eficiența utilizării energiei cinetice este mai bună. Ca urmare, un compresor centrifug bine proiectat va avea o creștere de presiune statică mai mare în difuzorul paletat decît în difuzoarele fără palete.

e) Modelul fizic al proceselor din canalul colector spiral și din difuzorul final

Colectorul spiral are ca principală funcție colectarea într-un singur flux de agent a fluxurilor ce ies din canalele dintre paletele fixe. Aceste două elemente constructive sînt tratate întotdeauna împreună. Au un rol de difuzor destul de redus, realizînd doar cîteva procente din creșterea totală de presiune statică. În concluzie, și aici se petrec aceleași fenomene ca în difuzorul neted.

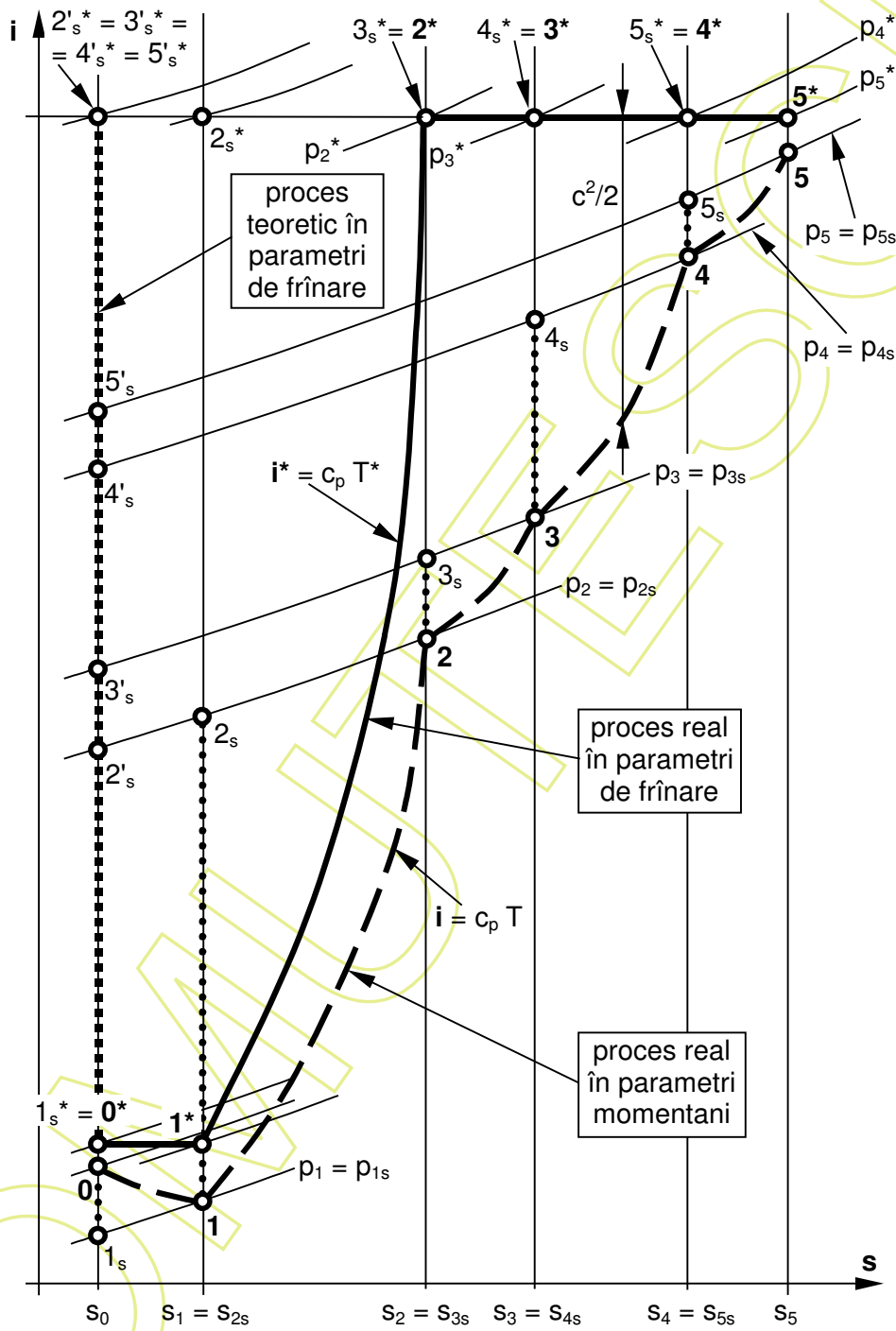


Fig. 3.5. Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug cu o treaptă în diagrama $i-s$

Diagrama din fig. 3.5 a fost construită pe baza modelelor fizice descrise anterior, și conține atât procesele reale cât și cele teoretice, aici fiind incluse și procesele teoretice atașate proceselor reale. Diagrama are un caracter didactic, urmărind evidențierea clară a proceselor. Pentru un exemplu numeric concret dimensiunile variațiilor de entalpie masică și de entropie masică din părțile constructive ale mașinii vor fi cu siguranță altele decât cele din figura menționată (dar fără a afecta în vreun fel valabilitatea modelului fizic prezentat). Au fost notate următoarele stări termodinamice:

- 0 - intrarea în aparatul director al compresorului;
- 1 - ieșirea din aparatul director și intrarea în canalele dintre paletele rotorice;
- 2 - ieșirea din canalele dintre paletele rotorice și intrarea în difuzorul neted;
- 3 - ieșirea din difuzorul neted și intrarea între paletele fixe ale difuzorului paletat;
- 4 - ieșirea din canalele dintre paletele fixe și intrarea în canalul colector spiral;
- 5 - ieșirea din compresor (din difuzorul final).

Cu indicele superior * (asterisc, însemnând steluță) s-au notat parametri de frînare.

Cu indicele inferior "s" s-au notat parametri de sfârșit de procese teoretice izentropice.

Cu indicele superior ' (prim) s-au notat punctele caracteristice succesiunii de procese teoretice din compresorul centrifug teoretic. Încă o ipoteză simplificatoare a fost necesară: s-a acceptat că, în zona de diagramă în care sînt reprezentate procesele de funcționare, curbele izobare sînt practic paralele. Aceasta a permis existența următoarelor egalități:

$$i_{2s} - i_1 = i'_{2s} - i_{1s}, \quad (3.40)$$

$$i_{3s} - i_2 = i'_{3s} - i'_{2s}, \quad (3.41)$$

$$i_{4s} - i_3 = i'_{4s} - i'_{3s}, \quad (3.42)$$

și
$$i_{5s} - i_4 = i'_{5s} - i'_{4s}. \quad (3.43)$$

În fig. 3.5 este reprezentat cu curbă grosă continuă procesul real $0^*1^*2^*3^*4^*5^*$ exprimat în parametri de frînare, și printr-o curbă grosă întreruptă procesul real 012345 exprimat în parametri momentani. Procesul teoretic ($s = ct.$) în parametri de frînare, $0^*1_s^*2_s^*3_s^*4_s^*5_s^*$, a fost reprezentat printr-un segment de dreaptă vertical făcut din puncte pătrate. Procesul teoretic ($s = ct.$) în parametri momentani, $01_s2_s3_s4_s5_s$, care se suprapune parțial peste verticala

procesului teoretic în parametri de frînare, nu a fost marcat în mod special. Cu segmente de dreaptă făcute din puncte rotunde au fost reprezentate procesele teoretice asociate proceselor reale din componentele compresorului: 01_s , 12_s , 23_s , 34_s și 45_s .

În părțile fixe ale compresorului diferența dintre entalpia masică de frînare și entalpia masică momentană reprezintă energia cinetică masică. Nu au fost marcate energiile cinetice masice în punctele caracteristice: este prezentat doar cazul general (sub forma termenului $c^2/2$, aplasat într-o poziție oarecare din difuzorul paletat).

3.2.5. Reprezentarea proceselor termodinamice din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum

Așa cum s-a arătat anterior, în timpul funcționării compresorului centrifug gazul trece pe rînd prin aparatul director de intrare, canalele dintre paletele rotorice, difuzorul neted, canalele difuzorului paletat, colectorul spiral și difuzorul final. Curgerea este presupusă monodimensională. Crearea unor diagrame care reprezintă variația unor parametri în funcție de drum ajută la o mai bună înțelegere a proceselor din compresor și la localizarea acestora în mașină. Reprezentarea este una convențională, întrucît în absența unor dimensiuni constructive precise este imposibil să se cunoască în fiecare moment poziția elementului de gaz în lungul traiectoriei. Ca urmare, lungimile traiectoriilor parcurse în componentele compresorului sînt convenționale. Din acest motiv în diagramele în funcție de drum procesele au fost desenate simplu, ca segmente de dreaptă.

Observație. În diagrama entalpie în funcție de drum reprezentarea grafică a procesului teoretic izentropic din compresor în parametri de frînare se suprapune peste reprezentarea grafică a procesului real, deoarece $i_1^* = i_{1s}^*$, $i_2^* = i_{2s}^*$, $i_3^* = i_{3s}^*$, $i_4^* = i_{4s}^*$ și $i_5^* = i_{5s}^*$. Altfel spus, pentru fiecare componentă a compresorului centrifug în parte, procesul real și procesul teoretic atașat acestuia se desfășoară între aceleași entalpii de frînare.

În fig. 3.6 sînt reprezentate următoarele procese: cu linie continuă groasă - procesele real și teoretic în parametri de frînare, cu linie întreruptă groasă - procesul real în parametri momentani, și cu linie mai subțire cu segmente scurte - procesul teoretic în parametri momentani.

Se observă că entalpia de frînare crește numai la trecerea gazului prin canalele dintre paletele mobile. Aceasta era de așteptat, întrucît, în cadrul modelului de funcționare adoptat, agentul poate să schimbe energie cu exteriorul numai prin interacțiune cu rotorul, și numai prin schimb de lucru mecanic tehnic. Între entalpia de frînare și entalpiile momentane sînt evidențiate diferențele instantanee de energie cinetică,

$c^2/2$ și $c_s^2/2$. Entalpia momentană a procesului teoretic este, în fiecare secțiune a curgerii, mai mică decât entalpia momentană a procesului real, fiindcă procesele teoretice asociate celor reale presupun exact aceasta. Procesele reale presupun existența unor pierderi, care - în ipotezele acceptate - măresc entalpia agentului. În cazul difuzoarelor de după rotor, resursa folosită pentru mărirea presiunii statice este energia cinetică. Figura 3.6 arată că procesul real consumă mai mult decât procesul teoretic.

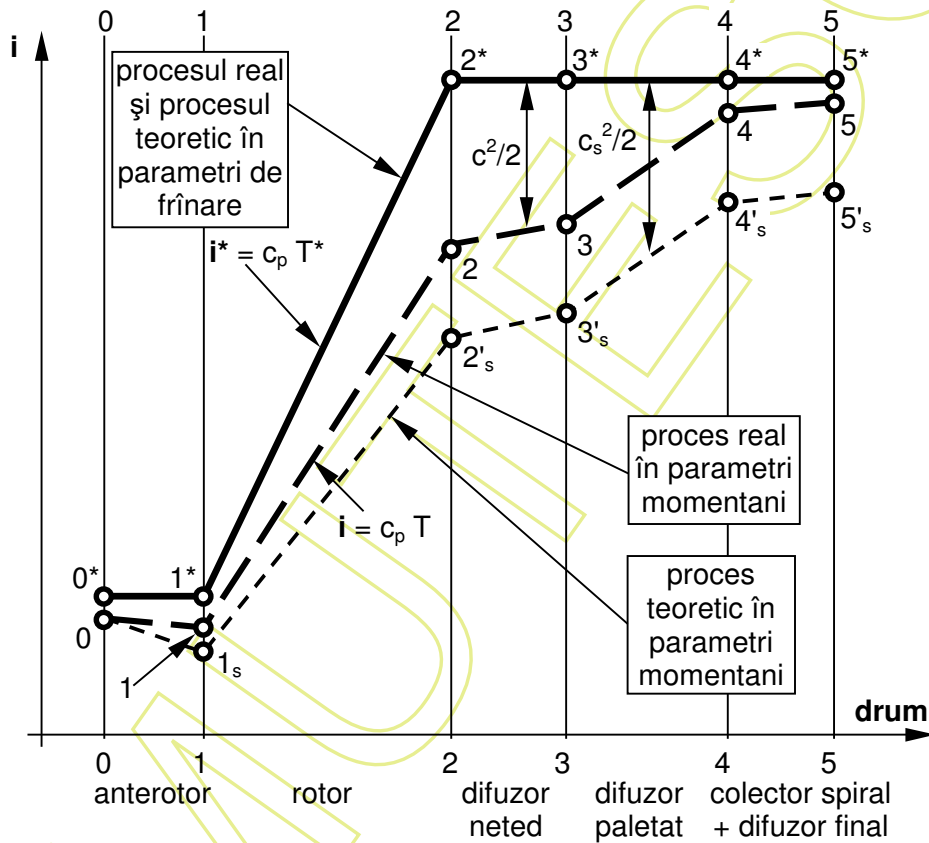


Fig. 3.6. Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug cu o treaptă în diagrama i -drum

În fig. 3.7. sînt reprezentate următoarele procese: cu linie continuă groasă - procesul teoretic în parametri de frînare, cu linie întreruptă grosă - procesele teoretic și real în parametri momentani, și cu linie mai subțire cu segmente scurte - procesul real în parametri de frînare.

Analizînd curbele, se observă că presiunea totală (de frînare) a agentului crește numai în rotor, datorită lucrului mecanic schimbat

cu exteriorul. În cazul procesului teoretic, presiunea de frînare rămîne constantă în toate părțile fixe ale mașinii. Presiunea de frînare din procesul real scade față de procesul teoretic, din cauza considerării pierderilor prin frecare. Entalpia totală se menține constantă acolo unde nu există schimburi de energie cu exteriorul, dar presiunea totală se menține constantă doar acolo unde procesele sînt teoretice (izentropice), izolarea energetică singură nefiind suficientă. După cum știe de la Termodinamica Fluidelor Compresibile, în procesele reale există o micșorare continuă a presiunii de frînare, care este o mărime ce nu se conservă [14].

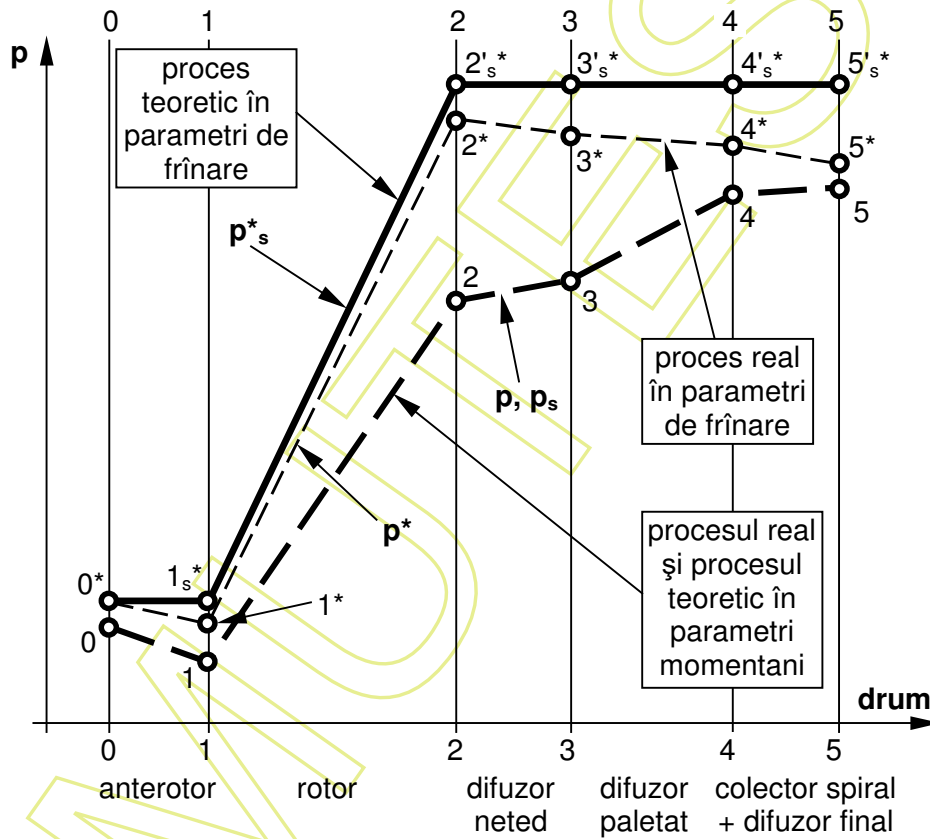


Fig. 3.7. Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug cu o treaptă în diagrama p-drum

În parametri momentani curba teoretică se suprapune peste cea reală deoarece procesele teoretice atașate proceselor reale se desfășoară pînă la aceleași nivele ale presiunii. Desigur, presiunea statică scade în anterotor și crește în celelalte componente ale compresorului centrifug, în concordanță cu modelul fizic acceptat.

În fig. 3.8. sînt reprezentate doar două procese: cu linie continuă groasă - procesul teoretic, cu linie întreruptă groasă - procesul real. Procesele în parametri de frînare pot fi reprezentate doar prin segmente orizontale plasate la valoarea zero a vitezei. În procesul real viteza este, din cauza frecărilor, în permanență mai mică decît viteza teoretică.

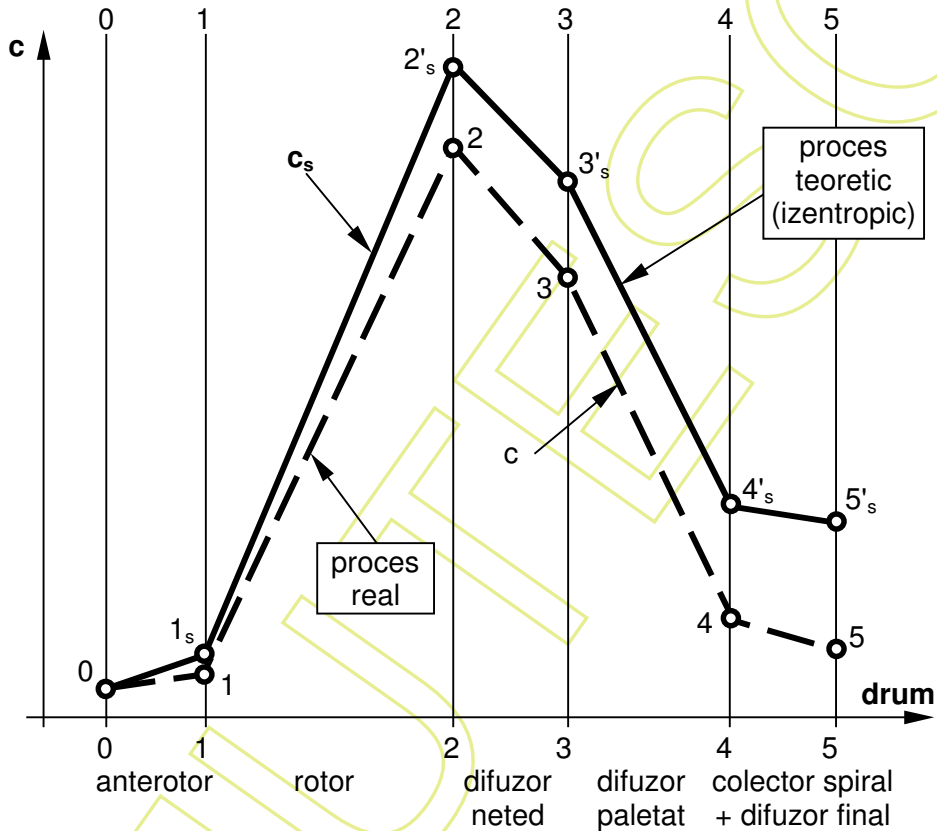


Fig. 3.8. Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug cu o treaptă în diagrama c-drum

Diagrama pune în evidență atât procesele de creștere a vitezei în aparatul director de intrare și la trecerea prin rotor, cît și procesele de micșorare a vitezei în difuzoare.

3.2.6. Lucrul mecanic total masic schimbat în compresorul centrifug teoretic cu o singură treaptă

După cum s-a arătat anterior, compresorul centrifug teoretic este o mașină în care evoluează un agent de lucru gaz perfect. În toate părțile compresorului au loc doar procese izentropice, pentru că s-a

admis că nu există schimb de căldură cu exteriorul. Agentul care evoluează în compresor schimbă energie cu exteriorul doar prin intermediul rotorului, sub formă de lucru mecanic. Curgerea prin compresor este considerată orizontală, ca urmare a variației foarte mici a cotelor de poziție verticale.

Necesitatea de a obține relații matematice simple impune încă niște ipoteze: viteza unghiulară a rotorului este constantă, iar curgerea este staționară și monodimensională. Curgerea monodimensională impune ca liniile de curent să fie identice și perfect ghidate de palete. Ca urmare, numărul de palete trebuie să tindă la infinit, iar grosimea paletelor trebuie să fie zero.

Problema poate fi rezolvată dacă se aplică teorema momentului cinetic pentru agentul de lucru aflat în canalul dintre două palete vecine.

Momentul cinetic (sau momentul impulsului) al unui corp solid de masă m aflat la distanța \vec{r} față de un pol sau de o axă și având viteza absolută \vec{c} se exprimă prin produsul vectorial

$$\vec{M}_{\text{cin}} = \vec{r} \times (m \vec{c}), \quad (3.44)$$

unde

$$\vec{p} = m \vec{c} \quad (3.45)$$

este impulsul corpului (numit, în cărțile mai vechi, "cantitate de mișcare").

Teorema momentului cinetic, cunoscută de la Mecanică Teoretică, afirmă că derivata momentului cinetic al unui corp în raport cu timpul este egală cu suma momentelor create de forțele exterioare ce acționează asupra corpului. Momentul cinetic este exprimat față de un pol sau o axă, iar momentele exterioare - față de același pol sau axă.

Din punct de vedere matematic, teorema impulsului se exprimă prin relația

$$\frac{d\vec{M}_{\text{cin}}}{d\tau} = \sum \vec{M}_{\text{ext}j}, \quad (3.46)$$

unde \vec{M}_{cin} este momentul cinetic al corpului iar $\vec{M}_{\text{ext}j}$ reprezintă momentele forțelor exterioare $\vec{F}_{\text{ext}j}$, indicele "j" fiind numărul de ordine al acestora.

Aplicarea teoremei impulsului pentru compresorul centrifug funcționând în regim staționar (debitul masic $\dot{m} = \text{ct.}$) se face în legătură cu fig. 3.9. La intrare în rotor viteza absolută a agentului este \vec{c}_1 iar în secțiunea de ieșire este \vec{c}_2 . Vectorii de poziție caracteristici punctelor 1 și 2 sînt \vec{r}_1 și \vec{r}_2 . Axa de referință este, în mod natural, axa de rotație a

arborelui compresorului. Între două palete vecine se găsește masa m de agent.

Într-un interval de timp $\Delta\tau$ prin secțiunea de intrare în canalul dintre palete pătrunde o masă de agent

$$\Delta m = \dot{m} \Delta\tau, \quad (3.47)$$

purțând momentul cinetic

$$\Delta \vec{M}_{cin1} = \vec{r}_1 \times (\Delta m \vec{c}_1) = \vec{r}_1 \times \vec{c}_1 \Delta m. \quad (3.48)$$

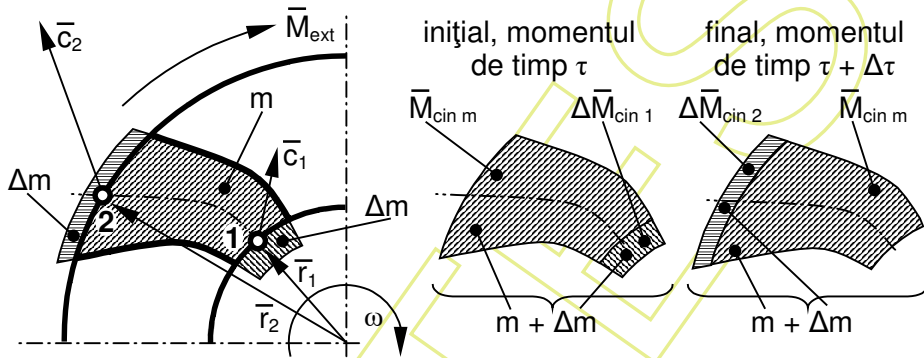


Fig. 3.9. Schemă pentru aplicarea teoremei momentului cinetic

Regimul fiind staționar, prin secțiunea de ieșire din canalul dintre palete o masă identică de agent părăsește canalul, purțând cu ea momentul cinetic

$$\Delta \vec{M}_{cin2} = \vec{r}_2 \times (\Delta m \vec{c}_2) = \vec{r}_2 \times \vec{c}_2 \Delta m. \quad (3.49)$$

Se va analiza în continuare ce se întimplă cu masa $m + \Delta m$ de agent, care evoluează într-un interval de timp $\Delta\tau$ de la starea inițială 1 la starea finală 2, ambele stări fiind reprezentate în fig. 3.9. Masa de gaz aflată între palete are un moment cinetic notat $\vec{M}_{cin m}$, indicele inferior suplimentar "m" identificînd masa "m".

Variația momentului cinetic al masei $m + \Delta m$ la trecerea dintre starea inițială și starea finală este

$$\Delta \vec{M}_{cin} = (\vec{M}_{cin m} + \Delta \vec{M}_{cin2}) - (\vec{M}_{cin m} + \Delta \vec{M}_{cin1}) = \Delta \vec{M}_{cin2} - \Delta \vec{M}_{cin1}. \quad (3.50)$$

Întrucît interesează variația momentului cinetic în timp, se împarte relația precedentă la intervalul de timp $\Delta\tau$:

$$\frac{\Delta \vec{M}_{cin}}{\Delta\tau} = \frac{\Delta \vec{M}_{cin2}}{\Delta\tau} - \frac{\Delta \vec{M}_{cin1}}{\Delta\tau}. \quad (3.51)$$

Derivata momentului cinetic în raport cu timpul se obține prin trecerea la limită a relației anterioare:

$$\frac{d\vec{M}_{\text{cin}}}{d\tau} = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta\vec{M}_{\text{cin}}}{\Delta\tau} \right) = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta\vec{M}_{\text{cin}2}}{\Delta\tau} - \frac{\Delta\vec{M}_{\text{cin}1}}{\Delta\tau} \right) = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \left(\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 \frac{\Delta m}{\Delta\tau} - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1 \frac{\Delta m}{\Delta\tau} \right). \quad (3.52)$$

Întrucît

$$\lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta\tau} \right) = \frac{dm}{d\tau} = \dot{m}, \quad (3.53)$$

derivata momentului cinetic capătă expresia

$$\frac{d\vec{M}_{\text{cin}}}{d\tau} = \dot{m} (\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1). \quad (3.54)$$

În continuare se reamintesc niște noțiuni de la Mecanică, strict necesare demonstrației.

Mișcarea absolută este mișcarea unui punct material față de un sistem de referință fix. **Viteza absolută** \vec{c} este viteza punctului material față de sistemul de referință fix. Modulul acestei viteze este c . În cazul compresoarelor dinamice sistemul de referință fix are originea într-un punct O aflat pe axa de rotație, iar punctul material este reprezentat de un element de gaz. În fig. 3.10 sistemul de referință fix $Oxzy$ este reprezentat prin versorii axelor, \vec{x}_v , \vec{y}_v , \vec{z}_v .

Mișcarea relativă este mișcarea unui punct material (element de gaz) față de un sistem de referință aflat la rîndul său în mișcare față de sistemul de referință fix. **Viteza relativă** \vec{w} , cu modulul w , este viteza punctului material față de sistemul de referință aflat în mișcare. Sistemul de referință mobil este legat de rotor, și are o axă pe direcție radială, una pe direcție tangențială (perpendiculară pe rază) și alta pe direcție axială. În fig. 3.10. au fost reprezentate axele r și a , precum și versorii \vec{r}_v și \vec{u}_v . Întrucît toate sistemele de referință legate de rotor sînt echivalente, din punct de vedere practic este mai comod să atașăm fiecărui punct din zona curgerii cîte un sistem de referință mobil, orientat după raza locului.

Mișcarea sistemului de referință mobil față de sistemul de referință fix se numește **mișcare de transport**. În cazul compresoarelor dinamice, mișcarea de transport este mișcarea de paletelor de pe rotor (desigur, împreună cu rotorul și cu arborele compresorului) față de sistemul de referință fix. Este vorba despre o mișcare de rotație uniformă, cu viteză unghiulară constantă, $\omega = ct$. Un punct de pe rotor, aflat la raza \vec{r} se mișcă față de sistemul de referință fix cu viteza \vec{u} numită **viteză tangențială** sau viteză periferică. Viteza tangențială are expresia vectorială

$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r}, \quad (3.55)$$

și modulul

$$u = \omega r. \quad (3.56)$$

Legea de compunere a vitezelor stabilește următoarea relație:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (3.57)$$

Reprezentarea grafică a relației de mai sus crează așa-numitul "triunghi de viteze".

Întrucât fiecărui punct aflat în zona de curgere a gazului i s-a atașat un sistem de axe, în fig. 3.10 s-a exemplificat prin sistemul de coordonate u_2r , cu originea în punctul 2.

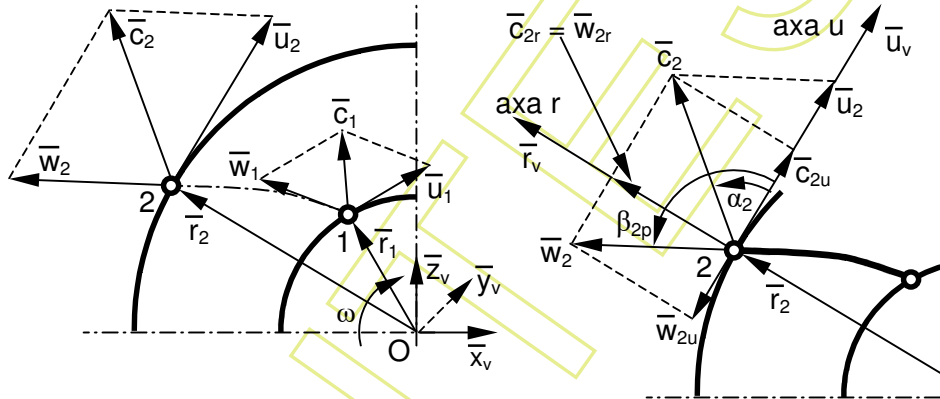


Fig. 3.10. Triunghiuri de viteze, sisteme de axe de coordonate și unghiuri între viteze

Se definesc unghiurile dintre viteza tangențială \vec{u} și vitezele \vec{c} respectiv \vec{w} :

$$\alpha = \sphericalangle(\vec{u}, \vec{c}) \quad (3.58)$$

$$\beta = \sphericalangle(\vec{u}, \vec{w}). \quad (3.59)$$

Unghiurile au fost măsurate în sens trigonometric, începînd de la axa \vec{u} . În cazul compresorului centrifug unghiurile pot lua valori între 0° și 180° (echivalent, între 0 și π).

Observație. În cărțile vechi, de dinainte de apariția calculatoarelor numerice, era obiceiul ca unghiurile dintre viteze să fie măsurate pornind sau de la semiaxa \vec{u} sau de la semiaxa $-\vec{u}$, alegerea fiind făcută în așa fel încît valorile numerice ale unghiurilor să se afle între 0° și 90° (sau, echivalent, între 0 și $\pi/2$). În sistemul vechi relațiile (ce vor fi obținute în continuare) au expresii diferite prin semnul + sau - al unor termeni. Autorul a considerat că se impune renunțarea la

exprimarea unghiurilor față de două sensuri ale axei u simultan, întrucât avantajele care se obțineau în trecut prin aplicarea acestui procedeu (simplificarea calculului numeric, care se efectuau doar manual) nu mai există în prezent.

Se introduc proiecțiile scalare și proiecțiile vectoriale ale vitezelor \vec{c} și \vec{w} pe axa u :

$$c_u = \vec{c} \cdot \vec{u}_v = |\vec{c}| |\vec{u}_v| \cos(\vec{u}, \vec{c}) = |\vec{c}| \cos(\vec{u}, \vec{c}) = |\vec{c}| \cos(\alpha) = c \cos(\alpha); \quad (3.60)$$

$$\vec{c}_u = c_u \vec{u}_v = (\vec{c} \cdot \vec{u}_v) \vec{u}_v = [|\vec{c}| \cos(\alpha)] \vec{u}_v; \quad (3.61)$$

$$w_u = \vec{w} \cdot \vec{u}_v = |\vec{w}| |\vec{u}_v| \cos(\vec{u}, \vec{w}) = |\vec{w}| \cos(\vec{u}, \vec{w}) = |\vec{w}| \cos(\beta) = w \cos(\beta); \quad (3.62)$$

$$\vec{w}_u = w_u \vec{u}_v = (\vec{w} \cdot \vec{u}_v) \vec{u}_v = [|\vec{w}| \cos(\alpha)] \vec{u}_v. \quad (3.63)$$

Observație. $\cos(\vec{u}, \vec{c}) = \cos(\vec{c}, \vec{u})$.

Se introduc și proiecțiile scalare și proiecțiile vectoriale ale vitezelor \vec{c} și \vec{w} pe axa r :

$$c_r = \vec{c} \cdot \vec{r}_v = |\vec{c}| |\vec{r}_v| \cos(\vec{c}, \vec{r}_v) = |\vec{c}| \cos(\vec{r}_v, \vec{c}) = |\vec{c}| \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = c \sin(\alpha); \quad (3.64)$$

$$\vec{c}_r = c_r \vec{r}_v; \quad (3.65)$$

$$w_r = \vec{w} \cdot \vec{r}_v = w \sin(\beta); \quad (3.66)$$

$$\vec{w}_r = w_r \vec{r}_v. \quad (3.67)$$

Observație. Trecerea de la cosinus la sinus s-a făcut conform tradiției încetățenite la studiul turbomașinilor.

În fig. 3.10 sînt reprezentate triunghiurile de viteze, unghiurile dintre vectorii viteză și componentele vectorilor viteză pe axele u și r .

Se revine la relația (3.54) a derivatei momentului cinetic și se prelucrează matematic produsele vectoriale. Vectorul viteză absolută se descompune pe axele u și r :

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_r, \quad (3.68)$$

așa cum s-a arătat anterior în fig. 3.10 și cum se arată separat în fig. 3.11, care conține doar elementele esențiale necesare.

Ca urmare, se poate scrie

$$\vec{r} \times \vec{c} = \vec{r} \times (\vec{c}_u + \vec{c}_r) = \vec{r} \times \vec{c}_u + \vec{r} \times \vec{c}_r = \vec{r} \times \vec{c}_u. \quad (3.69)$$

În relația anterioară s-a renunțat la termenul $\vec{r} \times \vec{c}_r$, întrucât

modului acestuia este zero, vectorii fiind coliniari și sinusul unghiului dintre ei fiind zero.

Se observă că vectorii \vec{r} și \vec{c}_u se găsesc în planul descris de versorii axelor u și r . De la Matematică se știe că produsul vectorial este un vector perpendicular pe planul care conține vectorii. În consecință, produsul vectorial $\vec{r} \times \vec{c}_u$ este un vector pe direcția axei a , caracterizată de versorul \vec{a}_v .

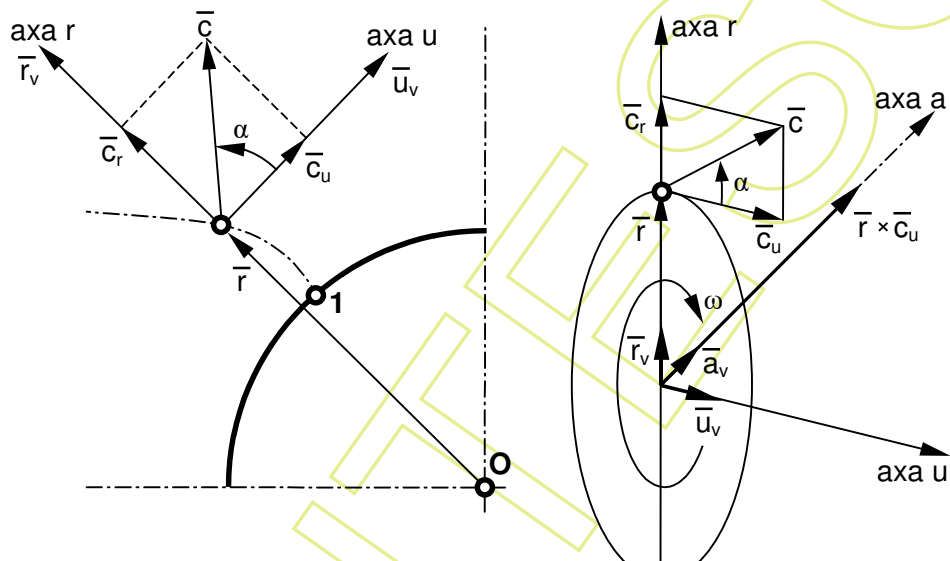


Fig. 3.11. Viteza absolută și componentele acesteia pe axele de coordonate

Modulul vectorului $\vec{r} \times \vec{c}_u$ este dat de relația

$$|\vec{r} \times \vec{c}_u| = |\vec{r}| |\vec{c}_u| \sin(\vec{r}, \vec{c}_u) = |\vec{r}| |\vec{c}_u| \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = r c_u, \quad (3.70)$$

vectorul în sine fiind

$$\vec{r} \times \vec{c}_u = r c_u \vec{a}_v. \quad (3.71)$$

Acum relația (3.54) devine

$$\frac{d\vec{M}_{cin}}{dt} = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \vec{a}_v. \quad (3.72)$$

Să analizăm acum termenul din dreapta al relației matematice a teoremei momentului cinetic (3.46). Pentru a găsi momentele forțelor exterioare este necesar să se identifice mai întâi aceste forțe exterioare. În turbomașini acționează următoarele forțe: forțele de presiune, forța

gravitațională, forțele de frecare, forța centripetă și forța tehnologică. Alte forțe, precum cele electrice sau magnetice, nu se întâlnesc în cazul compresorului centrifug.

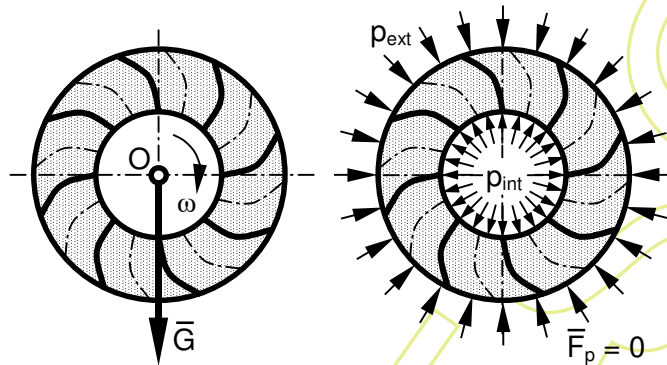


Fig. 3.12. Forțe care acționează asupra gazului dintre paletele compresorului centrifug

Momentul forței de greutate este nul, fiindcă centrul de masă al gazului aflat între paletele rotorului compresorului centrifug se află pe axa de rotație, iar vectorul de poziție al centrului de masă are modulul egal cu zero, fig. 3.12:

$$\vec{M}_G = \vec{r} \times \vec{G} = 0. \quad (3.73)$$

Oricum, forța de greutate nu poate crea un moment de rotație în jurul arborelui, fiindcă în caz contrar mașina s-ar roti singură, în absența oricăror alte forțe.

Forța de presiune rezultantă care acționează asupra gazului din rotor este nulă, după cum este reprezentat în fig. 3.12. Presiunea acționează normal la suprafețele de intrare și de ieșire din rotor, și ca urmare forța de presiune ce acționează asupra unui element de suprafață va fi perfect echilibrată de forța de presiune ce acționează asupra unui element de suprafață având aceeași arie dar plasat diametral opus. Ca urmare momentul creat de forțele de presiune este întotdeauna nul.

În cazul particular al compresorului centrifug teoretic agentul de lucru este gazul perfect, și ca urmare forțele de frecare sînt nule, momentul acestora fiind de asemenea nul.

Cum forțele centripete sînt orientate întotdeauna spre centrul instantaneu de rotație, iar curgerea prezintă simetrie de rotație (sau radială), rezultanta acestor forțe trebuie să fie nulă. Forțele centripete apar deoarece vectorul vitezei (absolută) se modifică în permanență.

La turbomașini, și deci și la compresorul centrifug, forța tehnologică este forța cu care paleta acționează asupra gazului (p-g).

Conform principiului acțiunii și reacțiunii, forțele se manifestă în perechi. Forța tehnologică va fi echilibrată de o forță egală în modul, avînd aceeași direcție dar sens contrar, exercitată de gaz asupra paletei (g-p):

$$\vec{F}_{\text{teh}} = \vec{F}_{\text{p-g}} = -\vec{F}_{\text{g-p}}. \quad (3.74)$$

Rezultă că există un singur moment exterior care este nenul, și anume momentul forței cu care paleta acționează asupra gazului.

Avînd în vedere faptul că derivata momentului cinetic este un vector orientat în lungul axei mașinii (relația 3.72), suma momentelor exterioare trebuie să fie obligatoriu tot un vector orientat în lungul axei.

Se descompune forța tehnologică după axele r și u :

$$\vec{F}_{\text{teh}} = \vec{F}_{\text{p-g}} = \vec{F}_{\text{p-gr}} + \vec{F}_{\text{p-gu}} = -\vec{F}_{\text{g-pr}} - \vec{F}_{\text{g-pu}}. \quad (3.75)$$

Momentul forței tehnologice față de axa longitudinală a mașinii se exprimă sub formele

$$\vec{M}_{\text{f teh}} = \vec{r} \times \vec{F}_{\text{p-g}} = -\vec{r} \times \vec{F}_{\text{g-p}} = -\vec{r} \times \vec{F}_{\text{g-pr}} - \vec{r} \times \vec{F}_{\text{g-pu}} = -\vec{r} \times \vec{F}_{\text{g-pu}}, \quad (3.76)$$

deoarece componenta radială $\vec{F}_{\text{g-pr}}$ a forței cu care gazul acționează asupra paletei este coliniară cu vectorul de poziție \vec{r} .

Acum relația matematică a teoremei momentului cinetic (3.46) se poate explicita sub forma

$$\frac{d\vec{M}_{\text{cin}}}{dt} = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \vec{a}_v = \vec{M}_{\text{f teh}} = M_{\text{f teh}} \vec{a}_v. \quad (3.77)$$

Proiectînd relația anterioară pe axa a se obține

$$\dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = M_{\text{f teh}}. \quad (3.78)$$

În continuare, pentru a marca mai clar faptul că relațiile aparțin modelului teoretic, pentru care numărul de palete tinde la infinit, tuturor mărimilor care depind de numărul de palete li se atribuie suplimentar indicele inferior " ∞ " (conform tradiției). Cu această nouă notație, relația (3.78) devine

$$M_{\text{f teh}\infty} = \dot{m}_{\infty}(r_2 c_{2u\infty} - r_1 c_{1u\infty}). \quad (3.79)$$

Puterea mecanică transmisă de către palete gazului ca urmare a acțiunii forței tehnologice este

$$P_{\text{f teh}\infty} = \vec{\omega} \cdot \vec{M}_{\text{f teh}\infty} = \omega M_{\text{f teh}\infty} \cos(\vec{\omega}, \vec{M}_{\text{f teh}\infty}) = \omega M_{\text{f teh}\infty} \cos(0) = \omega M_{\text{f teh}\infty}. \quad (3.80)$$

Înlocuind pe $M_{\text{f teh}\infty}$ din relația (3.79) și ținînd seama că $u = \omega r$,

puterea devine:

$$P_{f\text{teh}\infty} = \omega M_{f\text{teh}\infty} = \omega \dot{m}_{\infty} (r_2 c_{2u\infty} - r_1 c_{1u\infty}) = \dot{m}_{\infty} (u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}). \quad (3.81)$$

Observație. Conform convenției de semne din Termodinamică, lucrul mecanic primit de un sistem este negativ, iar lucrul mecanic cedat în exterior este pozitiv. La fel trebuie privită și mărimea fizică "putere mecanică".

Din condițiile de conservare a energiei suma dintre puterea dată de rotor gazului și puterea primită de gaz de la rotor trebuie să fie zero. La fel și suma dintre lucrul mecanic dat de rotor și lucrul mecanic primit de gaz. Și în cazul momentelor situația este identică: suma dintre momentul cu care rotorul acționează asupra gazului și momentul cu care gazul acționează asupra paletei trebuie să fie zero. Ca urmare, se scriu egalitățile:

$$P_{f\text{teh}\infty} = -P_{f\text{g-p}\infty}; \quad (3.82)$$

$$L_{\text{g-p}\infty} = -L_{\text{g-p}\infty}; \quad (3.83)$$

$$M_{f\text{teh}\infty} = -M_{f\text{g-p}\infty}. \quad (3.84)$$

În mod tradițional la compresoarele dinamice se utilizează indicii inferior "t" de la "total" pentru a marca unele mărimi care se referă la parametrii de frînare. De exemplu, presiunea de frînare sau totală se notează cu p_t , ca notație tradițională alternativă la p^* . Un alt caz este cel al lucrului mecanic masic, notat cu l_t sau cu l^* . În această idee, se scrie

$$P_{f\text{g-p}\infty} = P_{t\infty}; \quad (3.85)$$

$$L_{\text{g-p}\infty} = L_{t\infty}; \quad (3.86)$$

$$M_{f\text{g-p}\infty} = M_{t\infty}. \quad (3.87)$$

Aceste notații au fost introduse pentru păstrarea unei compatibilități parțiale dar totuși satisfăcătoare cu literatura de specialitate mai veche (și disponibilă în biblioteci).

Lucrul mecanic total primit de o masă de gaz de la rotorul cu număr infinit de palete poate fi exprimat ca produs dintre masă și lucrul mecanic total masic:

$$L_{\text{g-p}\infty} = L_{t\infty} = m_{\infty} l_{t\infty}. \quad (3.88)$$

Derivînd relația anterioară în raport cu timpul obținem

$$\frac{dL_{t\infty}}{d\tau} = P_{fg-p\infty} = P_{t\infty} = \frac{d(m_{\infty} l_{t\infty})}{d\tau} = \dot{m}_{\infty} l_{t\infty}. \quad (3.89)$$

Înlocuind $P_{f\text{teh}\infty} = -P_{fg-p\infty}$ se obține puterea transmisă gazului de palete:

$$P_{f\text{teh}\infty} = -\dot{m}_{\infty} l_{t\infty}. \quad (3.90)$$

În continuare egalăm cele două expresii obținute pentru puterea transmisă de rotor gazului, (3.81) și (3.90):

$$P_{f\text{teh}\infty} = -\dot{m}_{\infty} l_{t\infty} = \dot{m}_{\infty} (u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}). \quad (3.91)$$

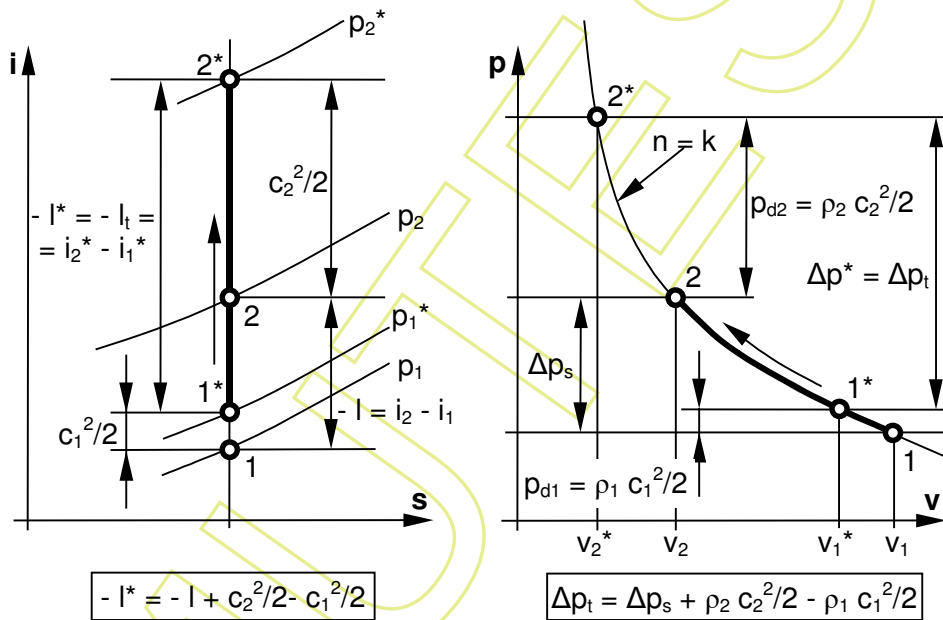


Fig. 3.13. Lucrul mecanic total masic

(Atenție! Din motive de tehnoredactare și din dorința de a nu supraîncărca desenul, indicele "∞" nu a mai fost marcat în desen.)

De aici rezultă că lucrul mecanic total masic schimbat de gaz capătă expresia

$$l_{t\infty} = -(u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}). \quad (3.92)$$

Lucrul mecanic $l_{t\infty}$ este reprezentat grafic sub forma unui segment de dreaptă în diagrama i-s din fig. 3.13. În figură este marcată și diferența $i_2 - i_1$, care reprezintă lucrul mecanic necesar pentru a asigura această diferență de entalpie și pentru a mări presiunea gazului

de la presiunea p_1 la presiunea p_2 .

Semnului lui $l_{t\infty}$ trebuie să fie negativ, lucrul mecanic total masic fiind primit de gaz, deci diferența din paranteză trebuie să aibă o valoare pozitivă. Cum $c_{2\infty} > c_{1\infty}$, $u_2 > u_1$ și cum ambele viteze tangențiale sînt pozitive, rezultă că termenul $c_{2u\infty}$ trebuie să fie pozitiv iar termenul $c_{1u\infty}$ trebuie să fie cît mai mic, sau, dacă se poate, chiar negativ (caz în care este nevoie de un aparat director de intrare profilat corespunzător).

Observație. În cărțile mai vechi [13, p. 143], [Ștefănescu, TGD Tehnică, p. 427] relația (3.92) se găsește sub o formă echivalentă cu

$$l_{t\infty} = u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}, \quad (3.93)$$

unde $l_{t\infty}$ este numit "lucrul mecanic specific" sau "lucrul mecanic specific al compresorului". Este vorba despre o mărime care reprezintă valoarea absolută a lucrului mecanic masic primit de gaz de la rotor. Nu putem interpreta în mod riguros acest "lucru mecanic specific" drept fiind lucrul mecanic masic dat de rotor gazului, pentru că, în această situație, s-ar raporta acțiunea unui sistem (rotorul cu palete) la masa din alt sistem (gazul aflat între palete). Se reamintește că parametrii masici se obțin raportînd o mărime a unui sistem (volum, lucru mecanic schimbat etc.) la masa respectivului sistem.

3.2.7. Creșterea presiunii totale în compresorul centrifug teoretic cu o singură treaptă

Pentru a obține o relație simplă pentru creșterea de presiune totală la trecerea gazului prin rotorul compresorului centrifug este necesară o nouă ipoteză simplificatoare, prin care să se facă legătura dintre creșterea de presiune și lucrul mecanic primit de gaz. În conformitate cu [13, vol. 2, p. 143], se admite că puterea primită de gaz este descrisă de relația

$$P_{f\text{teh}\infty} = \dot{V}_{\infty} \Delta p_{t\infty}, \quad (3.94)$$

în care \dot{V}_{∞} este debitul volumic teoretic iar $\Delta p_{t\infty}$ este creșterea de presiune totală în rotor.

Această relație este echivalentă cu

$$P_{t\infty} = -\dot{V}_{\infty} \Delta p_{t\infty}, \quad (3.95)$$

$$L_{t\infty} = -\dot{V}_{\infty} \Delta p_{t\infty} \quad (3.96)$$

sau cu

$$l_{t\infty} = -v_{\infty} \Delta p_{t\infty} . \quad (3.97)$$

Se observă că din punct de vedere matematic o relație de forma $L = -V \Delta p$ se obține prin integrarea relației

$$dL = -V dp \quad (3.98)$$

pentru $V = \text{ct.}$, adică

$$L = - \int_1^2 V dp \Big|_{V=\text{ct.}} = -V \Delta p . \quad (3.99)$$

Pentru cazul particular de mai sus se poate scrie

$$L_{t\infty} = - \int_1^2 V_{\infty} dp_{t\infty} \Big|_{V_{\infty}=\text{ct.}} = -V_{\infty} \Delta p_{t\infty} \quad (3.100)$$

$$\text{și} \quad l_{t\infty} = - \int_1^2 v_{\infty} dp_{t\infty} \Big|_{v_{\infty}=\text{ct.}} = -v_{\infty} \Delta p_{t\infty} . \quad (3.101)$$

De la studiul compresorului cu piston teoretic se reamintește că lucrul mecanic necesar pentru realizarea unui ciclu de comprimare este

$$L = \oint p dV = - \oint V dp = - \int_{p_1}^{p_2} V dp , \quad (3.102)$$

relație dedusă pentru procese de aspirație și de refulare desfășurate la presiuni constante într-un compresor al cărui volum mort este nul. Ciclul compresorului centrifug teoretic are aspirația izobară, refularea izobară, volumul mort nul, iar comprimarea este izentropică. În consecință relația dedusă pentru compresorul cu piston este validă și pentru compresorul centrifug. În fond, ambele compresoare (cu piston, respectiv centrifug) realizează același proces teoretic de comprimare și vehiculare a unui gaz. Scrisă în mărimi raportate la masă și în parametri de frînare, relația lucrului mecanic total masic al compresorului centrifug capătă expresia:

$$l_{t\infty} = - \int_{p_1}^{p_2} v_{\infty}^* dp_{t\infty} . \quad (3.103)$$

Știind că într-o diagramă p - v lucrul mecanic masic schimbat într-un ciclu de comprimare este reprezentat prin aria ciclului, se observă că lucrul mecanic total masic, relația (3.101), este reprezentat în fig. 3.14 printr-un dreptunghi avînd o latură $\Delta p_{t\infty} = p_2^* - p_1^*$ și o latură

egală cu $\Delta v_{1\infty}^* = v_{1\infty}^* - 0 = v_{1\infty}^*$. Aceasta înseamnă că procesul de comprimare din rotor ar trebui să se desfășoare la volum masic constant, și nu la entropie constantă, așa cum s-a admis în raționamentele anterioare - vezi, de exemplu, fig. 3.5.

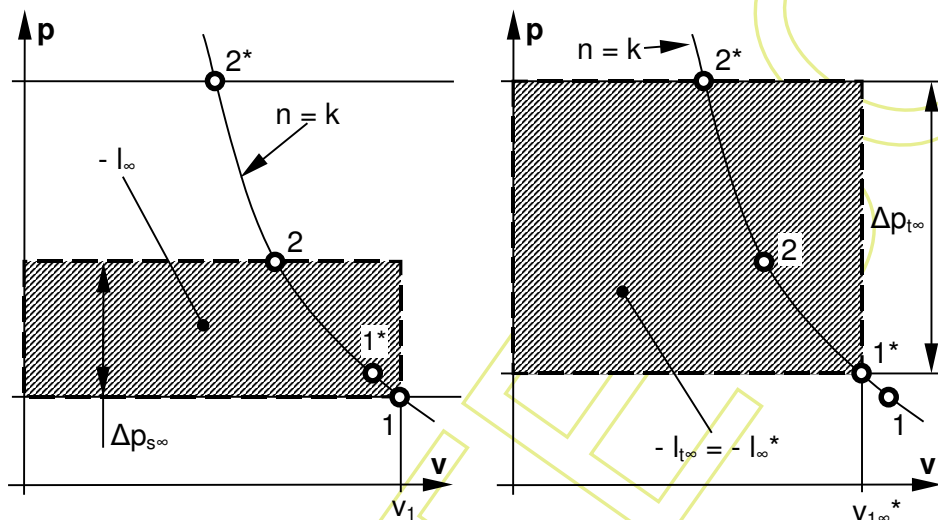


Fig. 3.14. Lucrul mecanic total masic

Se reamintește că reprezentările grafice, inclusiv cele din figurile anterioare, au caracter didactic; ele nu reprezintă la scară procese din compresoare reale.

Lucrul mecanic total masic $l_{t\infty}$ ar putea fi calculat ca un dreptunghi avînd ca latură orizontală volumul $v_{1\infty}^*$, volumul $v_{2\infty}^*$, sau o medie dintre aceste volume. Evident, cele trei situații posibile descrise dau arii diferite, și diferite și față de aria ce reprezintă lucrul mecanic total izentropic. Diferențele dintre arii (și deci dintre lucrurile mecanice totale masice) sînt cu atît mai mari cu cît diferența de presiune totală este mai mare. Aceasta înseamnă că, pentru creșteri de presiune $\Delta p_{t\infty}$ mici, diferențele de lucru mecanic vor fi și ele mici. În acest caz volumele masice vor fi suficient de apropiate între ele:

$$v_{1\infty}^* \approx v_{2\infty}^* \approx v_{m\infty}^* \approx v_{1\infty} \approx v_{2\infty} \approx v_{m\infty}, \quad (3.104)$$

unde indicele "m" simbolizează o valoare medie, de exemplu media geometrică, așa cum se folosește în [13, vol. 2, p. 143]:

$$v_{m\infty} = \sqrt{v_{1\infty} v_{2\infty}}, \text{ sau } \rho_{m\infty} = \sqrt{\rho_{1\infty} \rho_{2\infty}}. \quad (3.105)$$

Ca urmare, din punct de vedere matematic se poate folosi

oricare din volumele masice de mai sus. Cel mai avantajos este să se utilizeze volumul masic $v_{m\infty}$. Acum lucrul mecanic total masic devine:

$$l_{t\infty} = v_{m\infty} \Delta p_{t\infty}. \quad (3.106)$$

Egalînd relația anterioară cu relația (3.92), se obține expresia:

$$\Delta p_{t\infty} = \frac{1}{v_{m\infty}} (u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}) = \rho_{m\infty} (u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}). \quad (3.107)$$

Așadar, s-a obținut o relație aproximativă dar simplă din punct de vedere matematic care arată că, în rotorul compresorului centrifug teoretic cu număr de palete $z_p \rightarrow \infty$, creșterea de presiune totală este direct proporțională cu masa volumică medie și cu lucrul mecanic total masic primit de gaz.

3.2.8. Exprimarea creșterii presiunii totale în canalele dintre paletele rotorului compresorului centrifug teoretic cu o treaptă în funcție de vitezele c , u și w

Pentru a exprima $\Delta p_{t\infty}$ se explicitază termenii ($u c_u$) din relația (3.107). Se aplică teorema lui Pitagora generalizată în triunghiul format de vitezele \vec{c} , \vec{u} și \vec{w} , considerînd latura opusă unghiului α :

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 u c \cos(\alpha). \quad (3.108)$$

Se observă că $c \cos(\alpha) = c_u$. Acum $u c_u$ devine:

$$u c_u = \frac{c^2 + u^2 - w^2}{2}. \quad (3.109)$$

Înlocuind instanțierile lui ($u c_u$) pentru secțiunile de intrare și de ieșire din rotor în relația (3.107), se obține relația căutată,

$$\Delta p_{t\infty} = \rho_{m\infty} \left(\frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2} \right) + \rho_{m\infty} \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) + \rho_{m\infty} \left(\frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2} \right). \quad (3.110)$$

De la Mecanica Fluidelor se știe că presiunea totală este suma dintre presiunea statică și presiunea dinamică. În acest context, creșterea de presiune totală se poate exprima ca fiind

$$\Delta p_{t\infty} = \Delta p_{s\infty} + \Delta p_{d\infty}. \quad (3.111)$$

În cazul fluidelor incompresibile ($\rho = \text{ct.}$) variația presiunii dinamice este

$$\Delta p_d = \rho \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right). \quad (3.112)$$

În cazul fluidelor compresibile expresia anterioară trebuie corectată cu un coeficient de compresibilitate,

$$\Delta p_d = \zeta \rho \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right). \quad (3.113)$$

Coeficientul de compresibilitate ia valori care diferă mult de 1 în cazul vitezelor foarte mari de curgere și pentru vapori aflați în apropierea curbei de saturație. Dacă se neglijează influența compresibilității, atunci primul termen din membrul al doilea al relației (3.110) poate fi identificat cu creșterea de presiune dinamică în rotor:

$$\Delta p_{d\infty} = \rho_{m\infty} \left(\frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2} \right), \quad (3.114)$$

iar suma următorilor doi membri - cu creșterea de presiune statică în rotor:

$$\Delta p_{s\infty} = \rho_{m\infty} \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) + \rho_{m\infty} \left(\frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2} \right). \quad (3.115)$$

Observație. Dacă nu s-ar fi ales pentru relația aproximativă a creșterii de presiune totală valoarea volumului masic în locul valorii volumului masic de frînare, nu s-ar mai fi putut identifica expresia creșterii de presiune dinamică în forma de mai sus.

Relațiile anterioare (deși aproximative) arată că mărirea presiunii totale la curgerea prin rotorul compresorului centrifug teoretic se poate obține prin mărirea vitezei absolute, mărirea vitezei tangențiale și prin scăderea vitezei relative.

De aici rezultă câteva concluzii calitative. Curgerea trebuie să se desfășoare întotdeauna de la raze mai mici spre raze mai mari, aparent în sensul forței centrifuge, cu gazul îndepărtându-se de axa de rotație a mașinii, pentru ca termenul legat de vitezele tangențiale să fie pozitiv. De la sensul aparent de curgere vine și denumirea încetățenită a acestei mașini - cea de compresor centrifug. Compresorul centripet, deși posibil din punct de vedere teoretic, nu se utilizează, întrucât scăderea razei rotorului între intrare și ieșire duce la micșorarea creșterii de presiune, atât statice cât și totale, ceea ce nu este în scopul unei mașini compresor.

De asemenea, profilul canalului dintre paletetele de pe rotor trebuie să fie divergent, astfel încât viteza relativă să se micșoreze dinspre intrare spre ieșire. În acest fel cel de-al treilea termen din membrul drept

al relației (3.110) este pozitiv, contribuind la creșterea de presiune statică (și totală) din rotor. Din punctul de vedere al unui observator care privește procesul suferit de gaz între paletele rotorice din sistemul de coordonate legat de rotor, canalul dintre palete este un difuzor geometric fix prin care gazul curge cu viteza \bar{w} . Observatorul de pe rotor va constata cum, în urma micșorării vitezei de curgere față de palete, presiunea statică se mărește.

O altă concluzie este aceea că paletele rotorice trebuie să mărească energia cinetică masică $c^2/2$, astfel încât creșterea de presiune dinamică să fie pozitivă. Cum nu este posibil ca energia cinetică masică din secțiunea de ieșire din rotor să fie prelucrată tot în rotor, este nevoie de amplasarea unui difuzor (sau a mai multor difuzoare) după rotor, în care energia cinetică să se transforme în entalpie într-un proces însoțit de creșterea presiunii statice.

Se poate identifica și o cerință de proiectare: toți termenii care descriu creșterea presiunii totale la trecerea prin rotor trebuie să fie pozitivi.

3.2.9. Exprimarea lucrului mecanic masic total schimbat în canalele dintre paletele rotorului compresorului centrifug teoretic cu o treaptă în funcție de vitezele c , u și w

Înlocuind instanțierile lui (u și c_u) date de relația (3.109) pentru secțiunile de intrare și de ieșire din rotor în relația (3.92), se obține o altă expresie pentru lucrul mecanic total masic schimbat de gaz:

$$l_{t\infty} = -\frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2}. \quad (3.116)$$

3.2.10. Determinarea lucrului mecanic total masic în compresorul centrifug teoretic utilizând ca referință sistemul de axe atașat de rotor

Este posibilă și o altă abordare a problemei determinării lui $l_{t\infty}$, utilizată în unele cărți care tratează subiectul compresoarelor centrifuge [Ștefănescu], [Homutescu MIT]. Ideea fundamentală este să se schimbe perspectiva: curgerea nu mai este privită doar din punctul de vedere al unui observator exterior, ci se utilizează și punctul de vedere al unui observator care se învârtă împreună cu rotorul, cu aceeași viteză unghiulară. Această metodă permite calcularea lucrului mecanic necesar pentru realizarea creșterii de presiune statică la curgerea gazului printre paletele rotorice. Creșterea de presiune totală se obține prin adăugarea creșterii de presiune dinamică în rotor la creșterea de presiune statică.

Se consideră un prim observator care stă în originea sistemului de coordonate mobil. Din punctul de vedere al unui al doilea observator, care stă pe loc în sistemul fix de coordonate, primul observator se învîrte odată cu rotorul. Din punctul de vedere al primului observator, cel din sistemul mobil, el stă pe loc împreună cu rotorul, și vede cum gazul curge cu o viteză "absolută" w pe lângă paletele care sînt nemișcate (viteză pe care observatorul al doilea o percepe ca fiind viteză relativă, a gazului pe lângă paletele aflate în mișcare de rotație).

Principiul I al Termodinamicii poate fi scris față de sistemul de axe mobil, adică din punctul de vedere al observatorului din acest sistem de axe. Ipotezele folosite sînt cele deja cunoscute: curgerea este izentropică iar variația de energie potențială gravitațională este neglijabilă. Curgerea are loc cu viteza w (aceea percepută de observatorul de pe rotor).

Observatorul de pe rotor vede cum gazul își modifică în permanență viteza, atît ca modul cît și ca direcție, deplasîndu-se de la o presiune mai mică spre una mai mare. El se aștepta ca particulele de gaz să se miște în linie dreaptă, în conformitate cu principiul I al Mecanicii (principiul inerției). Conform principiului al II-lea al Mecanicii, într-un sistem de axe inerțial (fix, sau care se deplasează cu viteză constantă) modificarea stării de mișcare a unui corp presupune intervenția unei forțe, care este proporțională cu masa și cu accelerația corpului, $\vec{F} = m \vec{a}$. Modificarea vitezei w , așa cum este văzută de observatorul din sistemul de axe mobil, poate fi explicată de acest observator doar dacă el consideră că asupra gazului acționează o forță exterioară. Forța exterioară poate fi numai forța centrifugă, o forță fictivă¹⁾ care trebuie luată în considerare atunci cînd legile Mecanicii sînt aplicate într-un sistem de referință aflat în mișcare accelerată, cum este cazul sistemului de referință mobil, care se află în mișcare de rotație uniformă, în care modificarea permanentă a direcției vitezei tangențiale \vec{u} conduce la existența unei accelerații îndreptate spre centrul de rotație, numită accelerație centripetă.

Ca urmare, observatorul de pe rotor percepe acțiunea forței centrifuge. În opinia lui, această forță, necesară pentru explicarea curgerii, va deplasa particulele de gaz pe direcție radială. Deplasarea

¹⁾ Forțele din natură se împart în forțe "reale", care apar în urma interacțiunii dintre corpuri, și forțe "fictive", care se manifestă doar în sisteme de referință neinertiale. Cele mai cunoscute forțe fictive sînt forțele centrifuge și forțele Coriolis. Aceste forțe fictive nu apar ca rezultat al unei interacțiuni dintre corpuri. Ele sînt introduse la studiul sistemelor de referință aflate în mișcare accelerată, pentru a putea explica mișcarea, așa cum este aceasta observată din interiorul respectivului sistem, și pentru a putea folosi legile Mecanicii la fel ca în sistemele de referință inerțiale.

punctului de aplicație al unei forțe înseamnă producerea unui lucru mecanic, deci și forța centrifugă efectuează un lucru mecanic. Desigur, acest lucru mecanic făcut de forța centrifugă există doar în mintea observatorului mobil, aflat pe rotor. Observatorul aflat în repaus, din sistemul de axe fix, nu percepe existența forței fictive centrifuge și deci lucrul acestei forțe nu poate fi unul real.

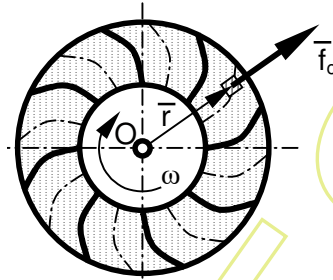


Fig. 3.15. Forța centrifugă masică ce acționează în sistemul de axe legat de rotor

Pentru a calcula lucrul mecanic masic aparent al forței centrifuge se folosește figura 3.15, în care s-a reprezentat un element de gaz supus acțiunii forței centrifuge masice și vectorul de poziție al acestui element.

Accelerația centrifugă este o mărime cunoscută de la Fizică:

$$a_{cf} = \frac{u^2}{r} = r \omega^2. \quad (3.117)$$

Forța centrifugă este masa înmulțită cu accelerația centrifugă, iar forța centrifugă masică este dată de relațiile

$$f_{cf} = \frac{F_{cf}}{m} = \frac{mr \omega^2}{m} = r \omega^2. \quad (3.118)$$

Lucrul mecanic masic al forței centrifuge se obține prin integrare între intrarea și ieșirea din rotor:

$$l_{cf} = \int_1^2 f_{cf} dr = \int_1^2 r \omega^2 dr = \omega^2 \int_1^2 r dr = \omega^2 \left. \frac{r^2}{2} \right|_1^2 = \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.119)$$

Acum poate fi aplicat Principiul I al Termodinamicii față de sistemul de axe mobil:

$$di + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dl_{g-e} = 0, \quad (3.120)$$

unde dl_{g-e} este lucrul mecanic masic elementar schimbat de gaz cu exteriorul, care este egal cu lucrul mecanic masic elementar schimbat de exterior cu gazul, luat cu semn schimbat. Dar singura forță exterioară care poate fi invocată ca acționând în sistemul de axe mobil este forța centrifugă. Ca urmare, se poate scrie

$$dl_{g-e} = -dl_{e-g} = -dl_{cf}. \quad (3.121)$$

Integrând acum relația (3.120) se obține

$$i_2 - i_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - l_{cf} = 0. \quad (3.122)$$

Înlocuind l_{cf} dat de relația (3.119), din relația anterioară se exprimă diferența de entalpie momentană:

$$i_2 - i_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.123)$$

Revenind în sistemul de axe fix și aplicând Principiul I al Termodinamicii - vezi și figura (3.13) - se obține expresia

$$i_2^* - i_1^* = -l_t = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (3.124)$$

Relația anterioară este perfect echivalentă cu relația (3.116) dedusă anterior prin cealaltă metodă, exact după cum ne-am așteptat să se întâmple.

Observație. Pentru a obține o semnificație fizică pentru termenul legat de vitezele tangențiale din diferența de entalpie statică $i_2 - i_1$ (principalul "beneficiu" al acestei de-a doua metode de deducere a expresiei lucrului mecanic masic schimbat de compresor) nu era necesar să se folosească referirea la sistemul de axe mobil. În sistemul fix acționează forța centripetă (aceeași forță centripetă care nu dădea moment față de axa de rotație a mașinii), și aceasta este o forță "reală", care este implicată într-un schimb de energie real, sub formă de lucru mecanic.

Accelerația centripetă este la rîndul ei o mărime cunoscută de la Fizică:

$$a_{cp} = -\frac{u^2}{r} = -r \omega^2. \quad (3.125)$$

Forța centripetă masică este

$$f_{cp} = \frac{F_{cp}}{m} = \frac{-mr \omega^2}{m} = -r \omega^2. \quad (3.126)$$

Lucrul mecanic masic al forței centripete se obține prin integrare:

$$l_{cp} = \int_1^2 f_{cp} dr = \int_1^2 -r \omega^2 dr = -\omega^2 \left. \frac{r^2}{2} \right|_1^2 = -\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.127)$$

În consecință, termenul

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

este legat de acțiunea forțelor centripete asupra gazului care trece printre paletele rotorice ale compresorului centrifug.

Utilizarea noțiunii de forță centrifugă, care este o forță fictivă și nu una reală, este în concordanță cu o tradiție încetățenită în timp, și la care ar trebui să se renunțe fără regrete¹⁾. Adio forță centrifugă!

3.2.11. Modificarea regimului de funcționare al compresorului centrifug cu o treaptă la schimbarea geometriei aparatului director de intrare

S-a discutat anterior despre anteror și despre modelarea fizică a proceselor de curgere care se desfășoară înainte ca agentul de lucru să străbată secțiunea 1-1 de intrare în rotor. Se va studia în continuare un compresor centrifug teoretic echipat cu un aparat director fix cu palete reglabile, care își pot schimba forma geometrică. Interesează în mod deosebit modificarea unghiului α_1 pe care viteza \vec{c}_1 îl face cu direcția vitezei tangențiale. Acest unghi este stabilit de fapt de direcția de ieșire din paletele aparatului director de intrare.

Ipotezele simplificatoare ale compresorului centrifug teoretic sînt cele cunoscute din paginile anterioare. Să ne reamintim că aparatul director are ca rol funcțional principal modificarea convenabilă a direcției de curgere a agentului de lucru. Pe o mașină reală, prezența unei coroane de palete anterotorice cu orientare reglabilă presupune o complicare a construcției, și ca urmare astfel de palete pot fi întâlnite la compresoarele mari și scumpe.

Studiul comportării compresorului la modificarea direcției de intrare a agentului în rotor prin intermediul unui aparat director de intrare

¹⁾ Există o pagină de internet foarte serioasă dar amuzant numită "The Forbidden F-Word" (cuvîntul cu F interzis), <https://www.physicsclassroom.com/class/circles/Lesson-1/The-Forbidden-F-Word>, în care se recomandă cu căldură, și solid argumentat, renunțarea la folosirea termenului de forță centrifugă. Mai mult, autorul paginii ne recomandă să nu credem în forța centrifugă! Aceași atitudine față de noțiunea de forță centrifugă o au toate cărțile contemporane de Fizică.

este util în special la faza de proiectare, pentru alegerea optimă a unghiului de înclinarea a paletelor unui aparat director cu palete fixe, ne-reglabile.

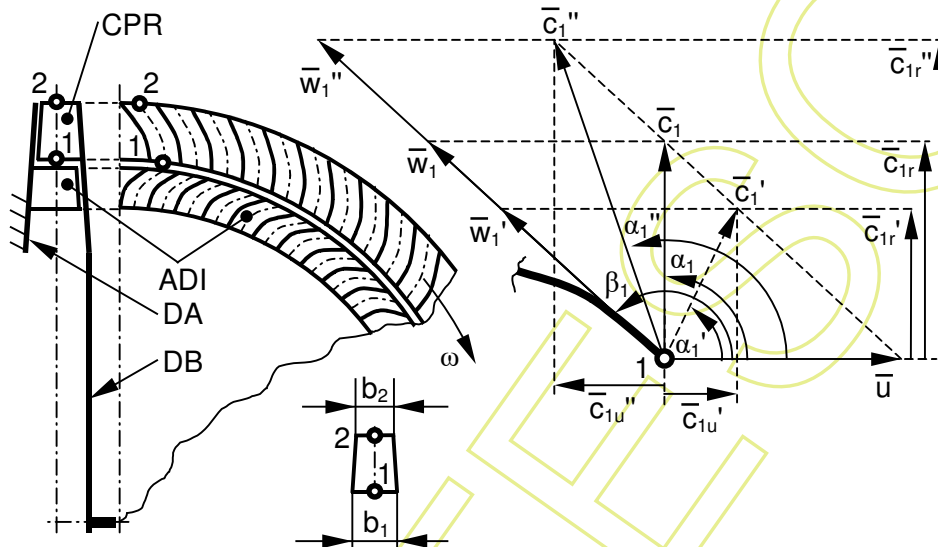


Fig. 3.16. Influența unghiului α_1 asupra triunghiului de viteze la intrarea în rotor; DB - disc de bază; DA - disc acoperitor (carcasă); ADI - aparat director de intrare (coroană de palete statorice); CPR - coroană de palete rotorice (mobile); b - lățimea paletii

Fie un compresor centrifug teoretic, din care în figura 3.16 este reprezentat rotorul cu paletele mobile și o parte din stator cuprinzând paletele aparatului director de intrare. Viteza unghiulară ω a rotorului se consideră constantă, adică vitezele tangențiale au mărimi constante, $u_1 = ct.$ și $u_2 = ct.$ Alte ipoteze sînt $c_{2u} = ct.$, $\beta_1 = ct.$ și $b_1 = ct.$ Se va considera că se modifică doar orientarea și valoarea vitezei \bar{c}_1 . Pentru aceasta paletele aparatului director de intrare trebuie să își schimbe geometria în mod corespunzător. În plus, parametrii de la intrare în aparatul director sînt considerați constanți, ceea ce înseamnă că debitul masic al compresorului este constant.

Ipoteza $c_{2u} = ct.$ este introdusă pentru ca lucrul mecanic total masic schimbat de gaz, dat de relația

$$l_{t\infty} = -(u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}), \quad (3.92)$$

să depindă, din punct de vedere matematic, numai de c_{1u} . Ca urmare, schimbarea direcției și valorii vitezei absolute la intrare în rotor conduce la modificarea valorii lucrului mecanic masic total schimbat de gaz cu

exteriorul.

Notă. Întreaga analiză se desfășoară pentru compresorul teoretic, ca urmare se poate renunța la purtarea indicelui inferior " ∞ ", care se subînțelege.

Ipoteza $\beta_1 = \text{ct.}$ implică faptul că valoarea vitezei absolute la intrare depinde de unghiul de orientare a acesteia, în așa fel încît să fie respectată relația vectorială a triunghiului de viteze. Dacă valoarea vitezei absolute nu este corectă, triunghiul de viteze ar furniza o altă valoare pentru unghiul β_1 decît aceea adoptată și considerată constantă.

Condiția $b_1 = \text{ct.}$ implică, împreună cu celelalte ipoteze, faptul că geometria paletelor în secțiunea de intrare în rotor 1-1 nu se modifică în cadrul analizei. Aceasta nu înseamnă și că geometria paletei la alte raze rămîne constantă (ipotezele nu interzic modificarea acesteia în nici un fel).

În fig. 3.16 sînt prezentate trei cazuri, fiecare cu propriul triunghi de viteze:

- a) $\alpha_1 = \pi / 2$;
- b) $\alpha_1 < \pi / 2$, cu mărimile marcate cu indicele superior prim (');
- c) $\alpha_1 > \pi / 2$, cu mărimile marcate cu indicele superior secund ('').

În cazul a) unghiul $\alpha_1 = \pi / 2$, deci gazul intră în rotor pe direcție radială. Aparatul director de intrare trebuie să aibă palete orientate pe direcție radială. Proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei tangențiale este nulă, și ca urmare în acest caz

$$l_{1\infty} = -u_2 c_{2u\infty}. \quad (3.128)$$

În cazul b) viteza \bar{c}_1' are o componentă \bar{c}_{1u}' orientată în sensul lui \bar{u} , și o componentă radială. Dacă se utilizează principiul suprapunerii efectelor, putem analiza separat acțiunea celor două componente ale vitezei. Componenta tangențială singură nu face altceva decît să învîrtă gazul în jurul axei mașinii, în același sens cu rotorul.

Această mișcare de rotație a gazului se numește turbion sau vîrtej. Turbionul care are același sens cu sensul de rotație al rotorului cu palete se numește coturbion.

Cum viteza absolută este mai mică decît în cazul intrării radiale în rotor, $c_1' < c_1$, aparatul director de intrare trebuie să aibă paletele profilate astfel încît canalul să fie în formă de difuzor, pentru a putea realiza micșorarea vitezei. Proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei tangențiale, c_{1u}' , este pozitivă, deoarece vectorul \bar{c}_1' este orientat în sensul lui \bar{u} , și ca urmare în acest caz compresorul primește mai puțin lucru mecanic decît în cazul intrării radiale a gazului în rotor.

În cazul c) viteza \bar{c}_1' are o componentă \bar{c}_{1u}' orientată în sens opus vectorului \bar{u} . Componenta tangențială învîrte gazul în jurul axei mașinii, în sens contrar cu mișcarea rotorului. Acest turbion, care are sens opus sensului de rotație al rotorului, se numește contraturbion sau antiturbion.

Viteza absolută este mai mare decît în cazul intrării radiale în rotor, $c_1'' > c_1$, iar aparatul director de intrare trebuie să aibă paletetele profilate astfel încît canalul să fie în formă de ajutor, pentru a putea realiza mărirea vitezei. Proiecția vitezei absolute pe direcția vitezei tangențiale, c_{1u}'' , este negativă, și deci în cazul intrării cu contraturbion compresorul primește mai mult lucru mecanic decît în cazul intrării radiale.

Privind în ansamblu cele trei cazuri expuse anterior - intrare radială, coturbion și contraturbion - se observă că prin modificarea componentei tangențiale a vitezei absolute de la intrare în rotor se poate schimba lucrul mecanic dat de rotor gazului, deci se poate realiza o reglare a regimului de funcționare.

Din fig. 3.16 se observă că vitezele absolute au componente radiale diferite, care iau valori tot mai mari pe măsură ce unghiul α_1 se mărește. Aceasta înseamnă că debitul volumic aspirat de compresor depinde de unghiul de ieșire din aparatul director de intrare.

Observație 1. În realitate viteza absolută c_1 este limitată la cîteva zeci de m/s (orientativ, 20...90 m/s). Cum viteza c_2 este sensibil mai mare decît c_1 , fiind este de ordinul sutelor de m/s (orientativ, 300...450 m/s), și cum $u_2 > u_1$, rezultă că limitele de reglare ale acestei metode sînt destul de restrînse.

Observație 2. Modificarea aparatului director schimbă funcționarea întregului compresor, și în particular a rotorului. Ipoteza $c_{2u} = ct.$ nu impune și condiția $c_2 = ct.$, ceea ce înseamnă că viteza absolută c_2 se modifică, și o dată cu aceasta se modifică și direcția vitezei relative, adică forma paletei în secțiunea de ieșire, respectiv unghiul β_2 . Aceasta este una din limitele acestei analize, și anume că nu răspunde la problema: "Ce se întîmplă într-un compresor cu geometrie fixă, atunci cînd se schimbă poziția unui aparat director de intrare cu palete care se pot roti dar nu își pot modifica forma?"

Observație 3. Aparatul director de intrare analizat nu este unul simplu, care doar schimbă direcția curgerii, ci unul profilat, care introduce simultan modificări energetice, accelerînd sau frînînd gazul.

O altă situație care merită analizată este aceea a unui aparat director de intrare pur, care nu schimbă decît direcția de curgere, fără a afecta valoarea vitezei absolute, figura 3.17.

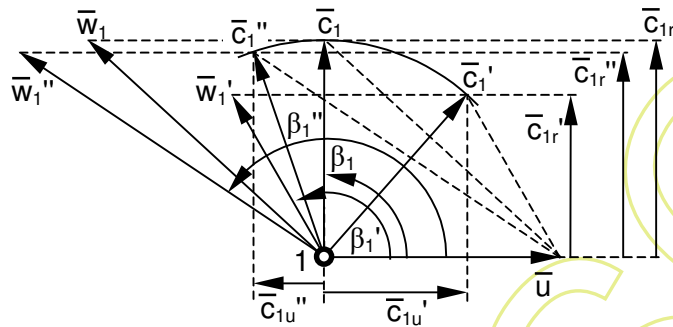


Fig. 3.17. Influența unghiului α_1 asupra triunghiului de viteze la intrarea în rotor, pentru un aparat director de intrare care nu modifică valoarea vitezei absolute

Analizînd triunghiurile de viteze din figura 3.17 se constată că, dacă se schimbă doar direcția vitezei absolute, viteza relativă nu își modifică doar valoarea (ca în cazul anterior), ci și direcția. Ca urmare, în acest caz geometria paletelor se modifică la rîndul ei.

Ambele cazuri analizate arată că schimbarea poziției paletelor aparatului director de intrare implică nevoia de a modifica geometria paletelor rotorice. Altfel spus, alegerea aparatului director de intrare este o problemă de optimizare.

3.2.12. Variante constructive de rotor. Tipuri de palet

Principala clasificare a rotoarelor de compresor centrifug este bazată pe criteriul constructiv - figura 3.18. Din acest punct de vedere se disting rotoare la care canalul aflat între paletelor vecine este închis în zona vîrfului paletelor de un disc acoperitor ce face parte din rotor, și rotoare la care acest canal nu este închis.

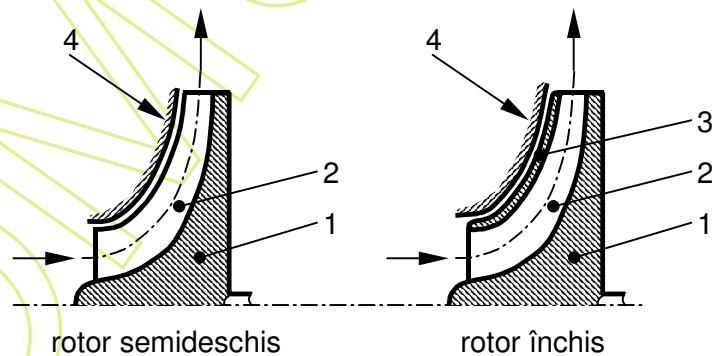


Fig. 3.18. Tipuri constructive de rotor:
1 - disc de bază; 2 - paletelor rotorice; 3 - disc acoperitor; 4 - stator

Rotoarele cu canale închise se numesc "închise". Rotoarele cu canale deschise au un spațiu liber între vârful paletelor și discul acoperitor statoric, și prin acest spațiu este posibilă o circulație a gazului între canalele vecine. Astfel de rotoare se numesc "semideschise".

Există trei tipuri de palete mobile, care se deosebesc constructiv după unghiul β_{2p} dintre sensul pozitiv al vitezei tangențiale \bar{u} și direcția tangențială la profilul paletelor în secțiunea de ieșire (în punctul 2):

- palete curbate înainte, $\beta_{2p} < \pi / 2$;
- palete radiale, $\beta_{2p} = \pi / 2$;
- palete curbate înapoi, $\beta_{2p} > \pi / 2$.

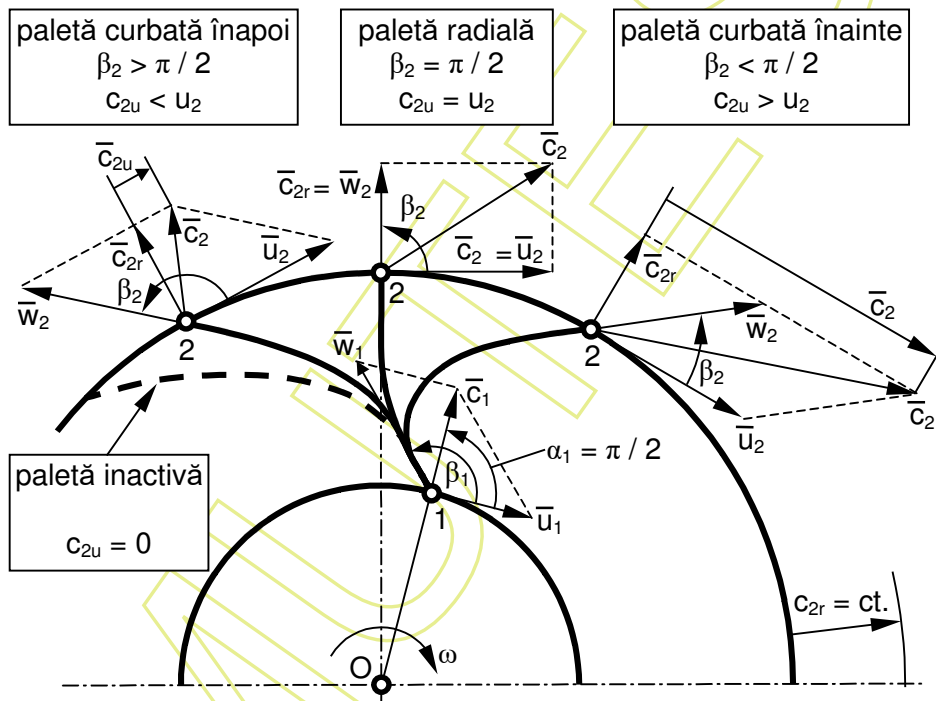


Fig. 3.19. Tipuri constructive de palete rotorice

Unghiul $\beta_{2\infty}$ este identic cu unghiul β_{2p} în cazul compresorului centrifug teoretic, și un pic diferit de acesta, în cazul curgerilor reale. În fig. 3.19 sînt prezentate comparativ cele trei tipuri de palete, însoțite de triunghiurile de viteze la intrarea și la ieșirea din canalele dintre paletele de pe rotor. Triunghiurile de viteze se formează cu ajutorul vitezei relative \bar{w} , care este orientată sub unghiul β_2 , nu sub unghiul β_{2p} . Pentru scopul urmărit nu este necesar să ținem cont de mica diferență dintre cele două unghiuri, și ca urmare în continuare va fi luat în

considerație cazul compresorului teoretic, cu număr infinit de palete (curgerea fiind perfect dirijată, $\beta_{2\infty} = \beta_{2p}$), dar renunțând la purtarea indicelui inferior " ∞ ", pentru a simplifica scrierea.

Pentru o comparație relevantă între tipurile de palete se adoptă următoarele ipoteze:

- viteza unghiulară ω este constantă, și deci $u_2 = \text{ct.}$; regimul este staționar;

- intrarea în rotor este radială, adică $\alpha_1 = \pi/2$ și $c_{1u} = 0$, și deci $-l_1 = u_2 c_{2u}$;

- valoarea vitezei absolute la intrare în rotor este aceeași, $c_1 = \text{ct.}$; cum $\alpha_1 = \text{ct.}$ și $u_1 = \text{ct.}$, rezultă că $\beta_1 = \text{ct.}$, iar triunghiul de viteze de la intrare în canalul dintre palete este identic pentru toate tipurile de palete;

- creșterea de presiune totală la trecerea prin rotor este suficient de mică pentru a considera că masa volumică a gazului se menține constantă, $\rho_1 \cong \rho_2$; cum în regim staționar $\dot{m} = \rho A c_r = \text{ct.}$, aceasta înseamnă că debitul volumic este același atât în secțiunea de intrare cât și în secțiunea de ieșire, $\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = A_1 c_{r1} = A_2 c_{r2}$;

- lățimea b_2 a paletei la ieșire este astfel aleasă încât ariile secțiunilor de intrare și de ieșire să fie egale, $A_1 = A_2$; și ca urmare componenta radială a vitezei absolute are aceeași valoare la ieșire ca la intrare, $c_{r1} = c_{r2}$, și deci $c_{r2} = \text{ct.}$

În condițiile expuse mai sus lucrul mecanic total primit de gaz este direct proporțional cu valoarea vitezei tangențiale u_2 (care este constantă) și cu valoarea componentei tangențiale a vitezei absolute c_{2u} . Creșterea de presiune totală în rotor este

$$\Delta p_t = \rho_m u_2 c_{2u} \quad (3.129)$$

Din analiza triunghiurilor de viteze din fig. 3.19 se constată că pentru palete curbate înainte $c_{2u} > u_2$, pentru palete radiale $c_{2u} = u_2$ iar pentru palete curbate înapoi $c_{2u} < u_2$. Ca urmare, paletele curbate înainte asigură cea mai mare creștere de presiune totală și necesită cel mai mare consum de lucru mecanic. În același timp, viteza absolută la ieșire din canalul dintre paletele mobile este cea mai mare tot în cazul paletelor curbate înainte. Paletele curbate înapoi cer un consum mai mic de lucru mecanic, dar asigură o creștere de presiune totală mai mică. Paletele radiale se găsesc între cazurile discutate. Acestea au evidente avantaje constructive, fiind mai simple și rezistînd mai bine solicitărilor mecanice la turații ridicate.

Analiza rotoarelor cu diferite tipuri de palete continuă în paragrafele următoare, în care se studiază procesele tot cu ajutorul

modelului fizico-matematic al compresorului centrifug teoretic. După cum am arătat anterior, influența parametrilor de la intrarea în rotor asupra funcționării există, dar ponderea posibilelor modificări asupra lucrului mecanic total primit de gaz la trecerea prin canalul dintre palete este redusă. Ca urmare, se acceptă ca în analiză să se considere condițiile de la intrare constante. Se va admite că gazul intră în canalele dintre palete pe direcție radială. Această ipoteză nu restrânge întru nimic valabilitatea concluziilor ce se vor obține.

3.2.13. Exprimarea creșterilor de presiune la trecerea gazului prin rotor în funcție de unghiul β_{2p}

Analiza este făcută pentru compresorul teoretic cu intrare radială, cu ipotezele enumerate în paragraful anterior. Pentru scurtarea scrierii, se renunță și aici la purtarea indicelui inferior "∞".

Pentru intrare radială creșterea de presiune totală este dată de relația (3.129). Se va exprima termenul Δp_t în funcție de unghiul $\beta_{2p} = \beta_{2\infty}$, care descrie de fapt geometria paletei în secțiunea de ieșire din rotor, și în funcție de componenta radială a vitezei absolute, care este definitorie pentru debitul volumic $\dot{V}_2 = A_2 c_{2r}$ din secțiunea 2-2 și pentru debitul masic (tot în secțiunea de ieșire, dar și în întregul compresor).

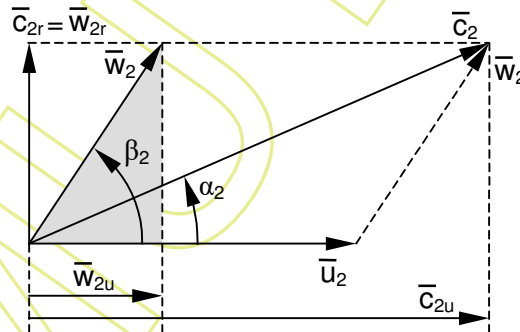


Fig. 3.20. Triunghiul de viteze în secțiunea de ieșire din rotor

Proiectînd relația vectorială dintre viteze ($\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2$) pe axa u, se obține

$$c_{2u} = u_2 + w_{2u}, \quad (3.130)$$

relație care este vizibilă ca egalități de segmente în fig. 3.20.

Din triunghiul evidențiat în aceeași figură se exprimă imediat mărimea

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{\cos \beta_2}{\sin \beta_2} = \frac{w_{2u}}{w_{2r}} = \frac{w_{2u}}{c_{2r}}, \quad (3.131)$$

care permite să se exprime w_{2u} sub forma

$$w_{2u} = c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.132)$$

Introducînd forma găsită pentru w_{2u} în relația (3.130), se obține o expresie pentru c_{2u} în care apar termenii β_2 și c_{2r} :

$$c_{2u} = u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.133)$$

Observație. În [13, vol. 2, p. 146] relația de mai sus are semnul minus între cei doi termeni, deoarece originea de măsurare a unghiului β_2 este alta.

Înlocuind în relația (3.129) pe c_{2u} din relația (3.133) se obține creșterea de presiune totală în rotorul compresorului centrifug

$$\Delta p_t = \rho_m u_2 c_{2u} = \rho_m u_2 (u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (3.134)$$

Dar creșterea presiunii totale este formată din creșterea presiunii statice și din creșterea presiunii dinamice:

$$\Delta p_t = \Delta p_s + \Delta p_d. \quad (3.135)$$

Conform cu ipotezele adoptate $\rho_1 \cong \rho_2$, comprimarea este deci aproape izocorică, adică gazul se comportă ca și cum ar fi incompresibil, caz în care diferența de presiune dinamică se poate scrie sub forma

$$\Delta p_d = \rho_m \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (3.112)$$

Viteza absolută la ieșire se descompune pe axele u și r astfel:

$$\vec{c}_2 = \vec{c}_{2u} + \vec{c}_{2r}, \quad (3.136)$$

și, întrucît este vorba de un triunghi dreptunghic, se pot scrie relațiile

$$c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2 \quad \text{sau} \quad c_2^2 - c_{2r}^2 = c_{2u}^2. \quad (3.137)$$

Deoarece intrarea este radială, $c_1 = c_{1r}$. Cum anterior s-a adoptat ipoteza $c_{1r} = c_{2r}$, rezultă că există egalitatea $c_1 = c_{2r}$. Acum diferența pătratelor vitezelor din relația (3.112) devine:

$$c_2^2 - c_1^2 = c_2^2 - c_{2r}^2 = c_{2u}^2. \quad (3.138)$$

Diferența de presiune dinamică primește expresia

$$\Delta p_d = \rho_m \frac{c_{2u}^2}{2} = \frac{\rho_m}{2} (u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2. \quad (3.139)$$

Creșterea de presiune statică se exprimă prin

$$\Delta p_s = \Delta p_t - \Delta p_d. \quad (3.140)$$

Înlocuind creșterea de presiune totală și creșterea de presiune dinamică prin expresiile obținute mai sus, după câteva prelucrări matematice simple se găsește pentru creșterea de presiune statică la trecerea prin rotor expresia

$$\Delta p_s = \frac{\rho_m}{2} [u_2^2 - c_{2r}^2 (\operatorname{ctg} \beta_2)^2]. \quad (3.141)$$

Relațiile (3.134), (3.141) și (3.139) exprimă pe Δp_t , Δp_s și pe Δp_d în funcție de variabilele dorite: componenta radială c_{2r} și unghiul β_2 .

3.2.14. Analiza influenței unghiului β_{2p} asupra creșterilor de presiune din rotorul compresorului centrifug

Analiza continuă utilizând ipotezele din paragrafele precedente. Creșterile de presiune Δp_t , Δp_s și Δp_d și componenta c_{2u} sînt tratate în continuare ca fiind funcții doar de variabila $\operatorname{ctg} \beta_2$:

$$\Delta p_t(\operatorname{ctg} \beta_2) = \rho_m u_2 c_{2u}(\operatorname{ctg} \beta_2) = \rho_m u_2 (u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2); \quad (3.142)$$

$$\Delta p_s(\operatorname{ctg} \beta_2) = \frac{\rho_m}{2} [u_2^2 - c_{2r}^2 (\operatorname{ctg} \beta_2)^2]; \quad (3.143)$$

$$\Delta p_d(\operatorname{ctg} \beta_2) = \rho_m \frac{[c_{2u}(\operatorname{ctg} \beta_2)]^2}{2} = \frac{\rho_m}{2} (u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2. \quad (3.144)$$

Se observă că Δp_t este o funcție de gradul I în $\operatorname{ctg} \beta_2$, celelalte două creșteri de presiune fiind funcții de gradul al II-lea în $\operatorname{ctg} \beta_2$. Prin alegerea "îsteață" a variabilei s-au obținut niște funcții simple. Dacă s-ar analiza funcțiile date nu pentru variabila $\operatorname{ctg} \beta_2$ ci pentru variabila β_2 , funcțiile $\Delta p(\beta_2)$ ar fi fost transcendente, imposibil de tratat cu mijloace simple. Pentru a obține o imagine mai clară a influenței unghiului β_2 asupra creșterilor de presiune, se reprezintă grafic funcțiile definite anterior. Pentru aceasta este nevoie să se impună câteva condiții asupra funcționării.

a) Fiind vorba de un compresor, este logic ca $\Delta p_t \geq 0$. Varianta complementară, $\Delta p_t < 0$, presupune o destindere, și deci corespunde unei alte mașini, și anume unei turbine radiale. Ca urmare, există cazul limită $\Delta p_t = 0$, adică

$$\rho_m u_2 (u_2 + c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) = 0 \text{ sau } c_{2u} = 0. \quad (3.145)$$

Rezolvînd ecuația pentru variabila $\operatorname{ctg} \beta_2$, se obține imediat

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = -\frac{u_2}{c_{2r}} < 0. \quad (3.146)$$

Se observă că, în condițiile în care valorile u_2 și c_{2r} sînt pozitive, $\Delta p_t = 0$ se poate obține numai dacă $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$. Într-un compresor centrifug componenta radială a vitezei relative la ieșire w_{2r} , egală cu c_{2r} , trebuie să aibă întotdeauna o valoare pozitivă, altfel gazul ar curge prin compresor dinspre exterior spre interior. Aceasta înseamnă că, din punct de vedere matematic, unghiul β_2 poate lua valori doar în intervalul $(0, \pi)$, după cum se vede și în fig. 3.19, și ca urmare acesta se poate afla doar în cadranele I sau II. O valoare negativă a cotangentei nu poate fi obținută dacă pe cercul trigonometric β_2 este în cadranul I, deoarece acolo sinusul și cosinusul sînt ambele pozitive. În concluzie, pentru a avea o cotangentă cu valoare negativă unghiul β_2 poate fi plasat doar în cadranul II:

$$\beta_2 = \beta_{2\max} = \operatorname{arcctg} \left(-\frac{u_2}{c_{2r}} \right) \in \left(\frac{\pi}{2}, \pi \right). \quad (3.147)$$

Condiția $\Delta p_t = 0$ impune ca unghiul β_2 să aibă valoarea sa maxim posibilă pentru un compresor centrifug. O astfel de paletă curbată înapoi foarte mult se numește "paletă inactivă", întrucît este incapabilă să transmită gazului lucru mecanic total.

Observație. Curbarea paletii spre înapoi cu unghiuri $\beta_2 > \beta_{2\max}$ nu este o imposibilitate constructivă, dar, din punct de vedere funcțional, este o absurditate, pentru că ar duce la micșorarea presiunii în loc de creșterea presiunii. Ar fi vorba despre cazul unei turbine centrifuge (astfel de turbine nu se construiesc, curgerea centrifugă fiind foarte defavorabilă pentru o turbină radială).

b) Fiind vorba de un compresor, este logic ca și creșterea de presiune statică să fie non-negativă, $\Delta p_s \geq 0$. Varianta complementară, $\Delta p_s < 0$, presupune o destindere, fenomen contrar scopului urmărit,

care este creșterea presiunii. Condiția limită $\Delta p_s = 0$ se traduce prin

$$u_2^2 - c_{2r}^2 (\operatorname{ctg} \beta_2)^2 = 0 \quad \text{sau} \quad (\operatorname{ctg} \beta_2)^2 = \frac{u_2^2}{c_{2r}^2}, \quad (3.148)$$

adică prin

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \pm \frac{u_2}{c_{2r}}. \quad (3.149)$$

Soluția

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = -\frac{u_2}{c_{2r}} < 0 \quad (3.146)$$

a fost găsită și pentru condiția $\Delta p_t = 0$. Ca urmare, paleta inactivă este caracterizată de absența oricăror creșteri de presiune, nu numai de lipsa creșterii de presiune totală.

Observație. Relațiile matematice ar fi permis ca $\Delta p_t = 0$, adică $\Delta p_s + \Delta p_d = 0$, să se obțină și atunci când Δp_s și Δp_d ar fi fost egale în modul și de semne algebrice diferite (desigur, cu $\Delta p_d > 0$).

Cealaltă soluție,

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{u_2}{c_{2r}} > 0, \quad (3.150)$$

conduce la unghiul β_2 minim posibil, găsit în cadranul I:

$$\beta_2 = \beta_{2 \min} = \operatorname{arcctg} \left(\frac{u_2}{c_{2r}} \right) \in \left(0, \frac{\pi}{2} \right). \quad (3.151)$$

Ca urmare, se constată că, pentru un anumit compresor centrifug, unghiul β_2 se poate găsi doar în intervalul

$$\beta_2 \in (\beta_{2 \min}, \beta_{2 \max}), \quad (3.152)$$

care este inclus în, și este mai restrâns decât intervalul $(0, \pi)$.

c) Cunoscând limitele posibile de variație a variabilei $\operatorname{ctg} \beta_2$, se calculează valorile creșterilor de presiune pentru acestea:

$$\Delta p_t(\operatorname{ctg} \beta_{2 \max}) = \Delta p_s(\operatorname{ctg} \beta_{2 \max}) = \Delta p_d(\operatorname{ctg} \beta_{2 \max}) = 0; \quad (3.153)$$

$$\Delta p_d(\operatorname{ctg} \beta_{2 \min}) = 0; \quad (3.154)$$

$$\Delta p_t(\text{ctg } \beta_{2 \min}) = \Delta p_d(\text{ctg } \beta_{2 \min}) = 2 \rho_m u_2^2. \quad (3.155)$$

d) Creșterea de presiune statică este nulă în ambele capete ale intervalului de variație a lui $\text{ctg } \beta_2$. Cum această creștere de presiune este non-negativă iar funcția este de gradul al II-lea, rezultă că există o valoare pentru care Δp_s este maximă. Termenul variabil din $\Delta p_s(\text{ctg } \beta_2)$,

$$\left[u_2^2 - c_{2r}^2 (\text{ctg } \beta_2)^2 \right], \quad (3.156)$$

trebuie să fie maxim. Soluția evidentă se obține pentru valoarea zero a variabilei:

$$\text{ctg } \beta_2 = 0, \quad (3.157)$$

ceea ce corespunde unui unghi

$$\beta_2 = \frac{\pi}{2}, \quad (3.158)$$

adică pentru paleta orientată pe direcție radială la ieșire din rotor.

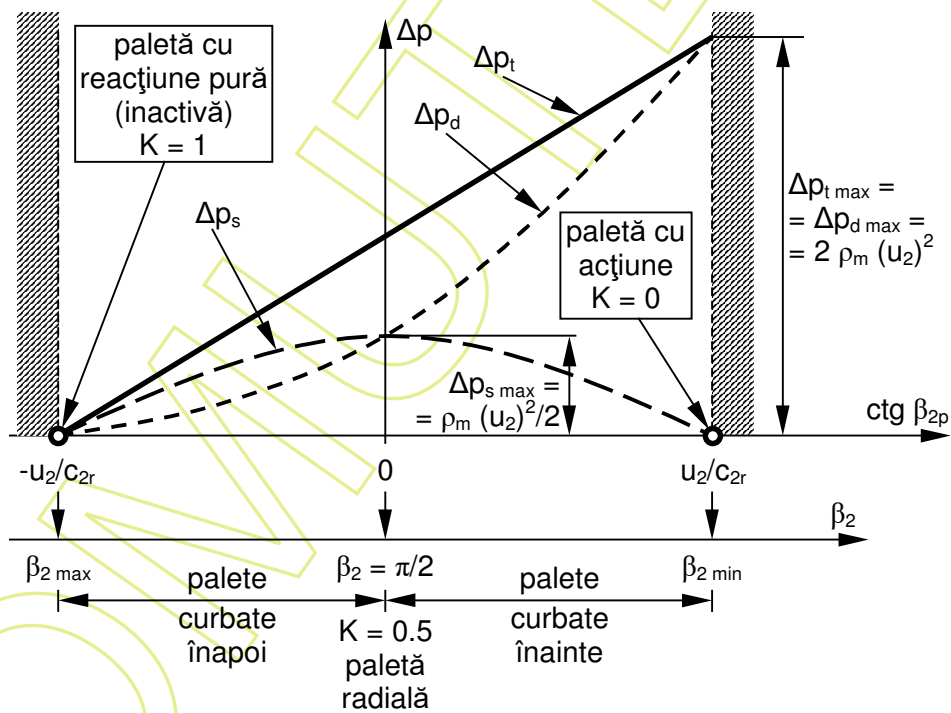


Fig. 3.21. Influența unghiului constructiv β_{2p} asupra creșterilor de presiune din rotorul compresorului centrifug, exprimată prin intermediul termenului $\text{ctg } \beta_2$

Valoarea maximă a creșterii de presiune statică este

$$\Delta p_{s \max} = \Delta p_s \left(\frac{\pi}{2} \right) = \rho_m \frac{u_2^2}{2}. \quad (3.159)$$

Pentru $\beta_2 = \pi / 2$ celelalte două creșteri de presiune sînt:

$$\Delta p_d \left(\frac{\pi}{2} \right) = \rho_m \frac{u_2^2}{2} \quad (3.160)$$

și
$$\Delta p_t \left(\frac{\pi}{2} \right) = \rho_m u_2^2. \quad (3.161)$$

Pe baza celor expuse la punctele a), b), c) și d) se construiesc reprezentările grafice din fig. 3.21.

În fig. 3.21 apare și mărimea K , reprezentînd gradul de reacțiune cinematic al rotorului centrifug, care este raportul dintre creșterea de presiune statică și creșterea de presiune totală în rotor. Această mărime va fi analizată în continuare. Se reamintește că toate curbele din figură sînt trasate pentru un compresor teoretic care îndeplinește toate ipotezele simplificatoare introduse, și că nu s-a mai marcat indicele inferior " ∞ ".

3.2.15. Gradul de reacțiune cinematic al rotorului compresorului centrifug teoretic

Gradul de reacțiune cinematic al rotorului centrifug se definește ca raportul dintre creșterea de presiune statică și creșterea de presiune totală în rotor:

$$K_{\infty} = \frac{\Delta p_{s_{\infty}}}{\Delta p_{t_{\infty}} \text{ în rotor}}. \quad (3.162)$$

Înlocuind $\Delta p_{s_{\infty}} = \Delta p_{t_{\infty}} - \Delta p_{d_{\infty}}$ în relația de mai sus, se obține o altă relație pentru gradul de reacțiune cinematic:

$$K_{\infty} = 1 - \frac{\Delta p_{d_{\infty}}}{\Delta p_{t_{\infty}}}. \quad (3.163)$$

Exprimînd pe $\Delta p_{d_{\infty}}$ din relația (3.139) și pe $\Delta p_{t_{\infty}}$ din relația (3.134) se obține o expresie particulară a lui K_{∞} , ca funcție de viteza tangențială și de componenta tangențială a vitezei absolute în secțiunea de ieșire din rotor, valabilă pentru cazul intrării radiale a gazului în rotor (bineînțeles, sînt active toate ipotezele folosite la deducerea relațiilor):

$$K_{\infty} = 1 - \frac{\rho_{m\infty} \frac{c_{2u\infty}^2}{2}}{\rho_{m\infty} u_2 c_{2u\infty}} = 1 - \frac{c_{2u\infty}}{2 u_2}. \quad (3.164)$$

Pentru cele trei cazuri particulare ieșite în evidență din fig. 3.21 se poate calcula gradul de reacțiune cinematic:

- paletă radială, $\Delta p_{s\infty} = \Delta p_{d\infty} = \Delta p_{t\infty} / 2$ și deci

$$K_{\infty} = 0.5; \quad (3.165)$$

- paletă cu acțiune, $\Delta p_{s\infty} = 0$, și deci

$$K_{\infty} = 0; \quad (3.166)$$

- paletă inactivă, $\Delta p_{s\infty} = \Delta p_{d\infty} = \Delta p_{t\infty} = 0$, și deci

$$K_{\infty} = 1. \quad (3.167)$$

Observație. Pentru cazul paletelor inactive toate creșterile de presiune sînt nule și ca urmare ar fi vorba de o nedeterminare de tip 0/0. Soluția nedeterminării trebuie să fie aceeași pentru toate compresoarele cu paletă inactive imaginabile. Rezolvarea acestei nedeterminări se face cu ajutorul relației particulare (3.164), pentru care se constată că $c_{2u\infty} = 0$, ceea ce duce la $K_{\infty} = 1$.

GLOSAR

absolute pressure – presiune absolută
actual capacity – volumul aspirat
aftercooler – răcitor final
air-cooled compressor – compresor răcit cu aer
automatic valve – supapă automată

bearing - lagăr
big end (of the connecting rod) – capul bielei
big end bearing – lagărul de la capul bielei
bottom dead center – punct mort exterior

circlip, C-clip – inel de siguranță
clearance, clearance space – spațiu liber, spațiul mort
clearance volume - volumul spațiului mort
cooling – răcire
cooling fin – aripioară de răcire
cooling system – sistem de răcire
compression – comprimare
compression process – procesul de comprimare
compression ratio – raport de comprimare
compression ring – segment de etanșare
connecting rod, conrod – bielă
counterweight – contragreutate
crank journal, crankpin – fus maneton
crankpin journal – fus maneton
crankshaft – arbore cotit
crosshead – cap de cruce
cylinder – cilindru
cylinder block – blocul cilindrilor
cylinder bore – diametrul alezajului cilindrului
cylinder head - chiulasă

discharge – refulare
discharge pressure – presiune de refulare
discharge valve – supapă de refulare
displacement – deplasare, dezlocuire, cilindree
double-acting cylinder – cilindru cu dublă acțiune

expansion - destindere

fan - ventilator
fin – aripioară (de răcire)

flywheel – volant
fork rod – bielă furculiță
foundation - fundație

gudgeon pin – bolț (în engleza britanică)
gudgeon pin clip – inel de siguranță al bolțului (în engleza britanică)

head gasket – garnitură de chiulasă

inlet valve (suction valve) – supapă de aspirație
intercooler – răcitor intermediar
intercooling – răcire intermediară
interstage pressure- presiune intermediară

journal – fus, parte a arborelui cotit (care se sprijină pe lagăre)

lubrication - ungere

main journal – fus de palier
main bearings – lagăre palier
mass flow rate – debit masic
moisture separator – separator de condens
multi-stage compressor – compresor cu mai multe trepte

oil filter – filtru de ulei
oil pump – pompă de ulei

piston ring - segment
piston ring leakage – scăpări de agent pe lângă segmenti
piston-swept volume – volumul baleiat de piston între punctele moarte, cilindree
plate valve – supapă cu lamelă inelară
poppet valve - supapă cu taler
positive displacement compressor – compresor volumic
pressure relief valve – supapă de siguranță

reciprocating compressor – compresor cu mișcare de translație a pistonului
rod – tijă (bielă)

single-acting cylinder – cilindru cu simplă acțiune
single-stage compressor – compresor cu o treaptă
small end (of the connecting rod) – piciorul bielei
splash lubrication – ungere prin stropire (barbotare)
stage - treaptă
stroke – cursă
stroke length – lungimea cursei
suction – aspirație
suction line – galerie de aspirație
suction pressure – presiunea de aspirație
suction temperature – temperatura de aspirație

suction valve – supapă de aspirație

top dead center – punct mort interior

vacuum pump – „pompă” de vid

valve – supapă

valve pocket – partea din spațiul mort corespunzătoare supapelor

valve seat – scaunul supapei

valve slip – curgeri inverse de gaz pe la supape

volumic flow rate – debit volumic

water-cooled compressor – compresor răcit cu apă

water jacket – cămașă de apă de răcire

wrist pin – bolț (în engleza americană)

wrist pin clip – inel de siguranță al bolțului (în engleza americană)

BIBLIOGRAFIE

1. Andraud, A., Tessié du Motay, C.M., De l'air comprimé et dilaté comme moteur, ou des forces naturelles, recueillies gratuitement et mises en réserve (2e édition augmentée d'une partie expérimentale). Guillaumin, Paris, 1840, disponibilă on-line pe Gallica, Bibliothèque nationale de France, <http://gallica.bnf.fr/ark:/12148/bpt6k65580572/f9.image>, accesat iulie 2016.
2. Bloch H., Hoefner J., Reciprocating Compressors. Operation and Maintenance. Gulf Profesional Publishing, an imprint of Butterworth-Heinemann, 1996.
3. de la Broise T., Meffre Florence, Histoire de la SUDAC (1877 - 1996). e-book, <http://www.wobook.com/WBDN6Rt4pD6O-f>, 1996, accesat iulie 2016.
4. Cantuniar C., Turbomașini termice. Volumul I, Editura MATRIX ROM, București, 1998.
5. Cherkasky V.M., Pumps, fans, compressors. Mir Publishers, Moskow, 1980.
6. Chioreanu Aurora, Măciu M., Nicolescu N., Rădulescu Gh., Șuteu V., (coordonare generală), Mic dicționar enciclopedic. ediția a II-a, revăzută și adăugită, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1978.
7. Croitoru Andreea, Torpilă cu aer comprimat. Fișă de clasare CIMEC, <http://clasate.cimec.ro/detalii.asp?k=6BA2EFC74A304AE1A088946A0F24B676>, accesat iulie 2016.
8. Dubrunfaut M. (redactor), Bulletin des sciences technologiques. 5ème section du Bulletin universel des sciences et de l'industrie, vol XIII, Paris, 1829 (disponibilă on-line pe Google Books).
9. Gariel C. M., Locomotive a air comprimé employée aux travaux de percement du tunnel du Saint-Gothard. La nature, revue des sciences et de leurs applications aux arts et a l'industrie. an IV, 1876, G. Masson, éditeur, Paris, p. 228...230 (disponibil on-line pe Cnum – Conservatoire numérique des Arts et Métiers, <http://cnum.cnam.fr/CGI/fpage.cgi?4KY28.6/232/100/432/0/0>).
10. Gaylord T., Air in war — the Vesuvius dynamite cruiser. Airgun Academy blog, <http://www.pyramydair.com/blog/2015/09/air-in-war-the-vesuvius-dynamite-cruiser/>, accesat august 2016.
11. Gilbert G., Wighman I, Saunders W.L., The Subways and Tunnels of New York. John Wiley and Sons, New York, 1912 (disponibilă on-line pe Internet Archive).

12. Giurcă V., Compressoare I. Compressoare cu piston. Institutul Politehnic Iași, tipar Rotaprint, 1982.
13. Giurcă V., Compressoare II. Compressoare volumice rotative. Compressoare dinamice. Institutul Politehnic Iași, tipar Rotaprint, 1985.
14. Giurcă V., Homutescu V.M., Homutescu C.-A., Bazele dinamicii gazelor. Vol. I. Ed. Cerami, Iași, 1998.
15. Hamer Carbutt E., Roots' Mine Ventilator. The Engineer, 15 iunie 1877, Londra, <http://www.gracesguide.co.uk/images/2/20/Er18770615.pdf>, accesat septembrie 2016.
16. Homutescu V.M., Homutescu C.-A., Mașini și instalații termice și hidraulice. Lucrări de laborator. Rotaprint, Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi", Iași, 1996.
Homutescu V.M., Homutescu C.-A., Homutescu A., Mașini și instalații termice. Editura CERMI, Iași, 1999.
17. Homutescu V.M., Homutescu C.-A., Homutescu A., Mașini și instalații termice și hidraulice. Editura CERMI, Iași, 2001.
18. Homutescu V.M., Bălănescu D.-T., Echipamente Termice. Ejectoare. Editura Performantica, Iași, 2018.
19. Homutescu V.M., Bălănescu D.-T., Lupu Ana Georgiana, Physico-Mathematical Model for Theoretical One-Stage Heat-Driven Compressor. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 9 pp, IOP Publishing.
20. Horbaniuc B., Termodinamică tehnică. Volumul 1. Editura AGIR, București, 2015.
21. Karniol Z., Neumann C., Țițeica R., Dicționar politehnic. Editura Tehnică, București, 1957.
22. Marcu F., Maneca C., Dicționar de neologisme. ediția a III-a, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1978.
23. Neacșu R.M., Ciocănea A., Calculul, proiectarea și încercarea pompelor, ventilatoarelor, suflantelor și compresoarelor. Turbomașini radiale, volumul I, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2000.
24. Pimsner V., Mașini cu palete. Editura Tehnică, București, 1988.
25. Prentice J., Compressed Air Trams. <http://www.tramwayinfo.com/Tramframe.htm?http://www.tramwayinfo.com/tramways/Articles/Compair8.htm>, accesat iulie 2016.
26. Ris V.F., Compressoare centrifuge. Editura Tehnică, București, 1958.
27. Saunders W. L., Compressed Air Production or the Theory and Practice of Air Compression. Published by COMPRESSED AIR, New York, 1898 (disponibilă on-line pe Internet Archive).

28. Skubacevski G.P., Aviaționnîe gazoturbinnîe dvigateli. Mașinostroenie, Moskva, 1974.
29. Sears F.W., Zemansky M.W., Young H.D., Fizică. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
30. Stamatescu C., Tașcă D., Grigoriu Marieta, Compressoare volumice. Teoria, calculul și construcția. Editura Tehnică, București, 1965.
Ștefănescu D., Marinescu M., Ganea I., Termogazodinamica tehnică. Editura Tehnică, București, 1986.
31. Suhomlinov R.M., Trohoidnîe rotoarnîe kompressorî. Izd. „Vișa Școla”, Harkov, 1975.
32. Timbs J., The Year-Book of Facts in Science and Art: Exhibiting the Most Important Discoveries and Improvements of the Past Year. London, 1849 (disponibilă on-line pe Internet Archive).
33. Vitruvius, The Ten Books on Architecture. Harward University Press, Cambridge, 1914.
34. ***, Boring of the Gotthard Tunnel. din volumul „The Conductor and Brakeman”, vol 7, Cedar Rapids, 1890, <http://todayinsci.com/Events/Tunnels/TunnelGotthard-Boring1890Article.htm>, accesat august 2016.
35. ***, Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale, vol. 16, Imprimerie de Madame Huzard, Paris, 1830 (disponibilă on-line pe Google Books).
36. ***, The German Diesel-Pneumatic Locomotive. <http://www.douglas-self.com/MUSEUM/LOCOLOCO/diesair/diesair.htm>, accesat septembrie 2016.
37. ***, Pneumatic Vacuum Elevators. <http://www.vacumelevators.com/>, accesat iulie 2016.
38. ***, The History of Fog Signals, United States Lighthouse Society, <http://uslhs.org/history-fog-signals>, accesat august 2016.
39. ***, The London Encyclopaedia, or Universal Dictionary of Science, Art, Literature and Practical Mechanics: comprising a Popular View of the Present State of Knowledge. vol. IV, printed for Thomas Tegg, Cheapside, Londra, 1828 (disponibilă on-line pe Google Books).
40. ***, The Repertory of Patent Inventions, and Other Discoveries and Improvements in Arts, Manufactures, and Agriculture. vol. IX, published by T. and G. Underwood, London, 1830 (disponibilă on-line pe Google Books).