

Acest dosar este prezentat exclusiv pentru informare.
Stimate cititor!

Daca DVS doriti sa copiat acest dosar, el urmeaza a fi inlaturat fara intirziere, imediat dupa ce ati facut cunostinta cu continutul lui.

Copiind si pastrind dosarul in cauza,
DVS va asumati toata responsabilitatea
in conformitate cu legislatia in vigoare.

Toate drepturile de autor asupra dosarului dat
se pastreaza dupa detinatorul de drept.

Orice utilizare in scopuri comerciale sau alte
scopuri, cu exceptia utilizarii in scopuri de informare
prealabila este interzisa.

Publicarea acestui document nu atrage dupa sine nici
un fel de cistig comercial.

Insa astfel de documente contribuie rapid la ridicarea
profesionalismului si spiritualitatii
cititorilor si serveste drept reclama a editiilor de
hirtie a acestor documente.

Ing. NICOLAE GANEA

**Alegerea, exploatarea,
întreținerea și repararea
P O M P E L O R**



EDITURA TEHNICĂ
București

Lucrarea cuprinde tratarea pompelor de vehiculare a lichidelor, sub aspectul alegerii, exploatarei, întreținerii și reparării lor, acestea fiind o categorie de mașini utilizate în aproape toate ramurile de activitate economică, fie pentru diverse servicii—alimentări cu apă, desecări, intervenții la stingerea incendiilor — fie integrate în procese tehnologice industriale complexe.

Constituie un îndrumar necesar pentru cunoașterea specificului tuturor categoriilor de pompe (pompe centrifuge, pompe axiale, pompe volumice cu mișcare alternativă și rotitoare, pompe autoaspiratoare etc.). Pentru fiecare tip de pompă sunt date curbele caracteristice și expresiile grafice ale parametrilor funcționali pe care-i poate realiza pompa respectivă, dând posibilitate a se cunoaște limitele de utilizare corectă a acesteia în sensul exploatarei raționale și totodată economice a instalației hidraulice pe care aceasta o deservește. Sunt tratate atât elementele constructive esențiale (în mare parte tipizate) ale fiecărei categorii de pompe, cât și metodele de determinare a parametrilor funcționali ai pompelor (înălțimea de pompare, înălțimea de aspirație, înălțimea energetică netă la aspirație NSPH, care reprezintă factorul care impune condiția limită de funcționare a pompei în afara zonei de cavitație etc.).

Sunt date noțiuni de exploatare, întreținere și reparare corectă a pompelor, având ca efect respectarea cu rigurozitate a indicațiilor prevăzute de constructor în cartea pompei.

Lucrarea se adresează tehnicienilor și inginerilor din industrie și agricultură, personalului care exploatează pompe, putând fi folosită și de către studenții din facultățile tehnice.

Controlul Științific; Conf. dr. ing. **GHEORGHE ZIDARU**

Redactor: Ing. **VICTORIA POPESCU**

Tehnoredactor: **VALERIU MORĂRESCU**

Coperta: Arh. **VALENTIN VIȘAN**

Bun de tipar: 25.09.1981

Coli de tipar 14,25

C.Z. 621.65/68



Tiparul executat sub comanda
nr. 267 la

Intreprinderea poligrafică

„13 Decembrie 1918”

str. Grigore Alexandrescu nr. 89-97

București.

Republica Socialistă România

Cuprinsul

1. Noțiuni fundamentale despre pompe.	7		
1.1. Rolul pompei în instalație	7	1.5.3.2. Pompe volumice cu mișcare rotitoare	60
1.2. Clasificarea pompelor	9	1.5.4. Elemente constructive la pompele autoaspiratoare	61
1.3. Principii de funcționare a pompelor	10	1.5.4.1. Pompe autoaspiratoare cu canal lateral	61
1.3.1. Funcționarea pompei centrifuge	10	1.5.4.2. Pompe de vid cu inel de lichid	63
1.3.2. Efortul axial	13	2. Utilizarea pompelor în instalații ..	67
1.3.3. Turația specifică	17	2.1. Determinarea caracteristicilor instalației	67
1.3.4. Legea similitudinii	18	2.1.1. Noțiuni fundamentale de hidrodinamică	67
1.3.5. Funcționarea pompei axiale (elicoidale)	19	2.2. Alegerea pompei și acordarea curbelor caracteristice cu cerințele instalației	77
1.3.6. Funcționarea pompelor volumice	20	2.2.1. Parametrii funcționali ai pompelor	79
1.3.6.1. Pompe volumice cu mișcare alternativă	21	2.2.1.1. Debitul pompat Q	80
1.3.6.2. Pompe volumice cu mișcare rotitoare	22	2.2.1.2. Înălțimea de pompare H	80
1.3.7. Funcționarea pompelor autoaspiratoare	30	2.2.1.3. Înălțimea de aspirație a pompei	83
1.3.7.1. Pompe autoaspiratoare cu canal lateral	30	2.2.1.4. Cavitația	83
1.3.7.2. Pompe de vid cu inel de lichid	31	2.2.1.5. Caracteristica $NPSH$.	84
1.3.7.3. Pompe periferiale	33	2.2.1.6. Greutatea specifică a lichidului	96
1.3.7.4. Pompe autoaspiratoare cu bazin	34	2.2.1.7. Viscositatea lichidului.	97
1.4. Curbe caracteristice	35	2.2.1.8. Putere. Randament ..	103
1.4.1. Curbe caracteristice la pompele centrifuge	36	2.2.1.9. Viteza de antrenare ..	104
1.4.2. Curbe caracteristice la pompele axiale	40	2.2.1.10. Valoarea pH	105
1.4.3. Curbe caracteristice la pompele volumice	43	2.3. Relații între furnizor și beneficiar	107
1.4.4. Curbe caracteristice la pompele cu canal lateral	44	2.3.1. Garanțiile furnizorului ..	112
1.4.5. Curbe caracteristice la pompele de vid cu inel de lichid	45	3. Exploatarea și întreținerea pompei în instalație	117
1.5. Elemente constructive	47	3.1. Montarea pompei în instalație	117
1.5.1. Elemente constructive la pompele centrifuge	48	3.1.1. Indicații privind așezarea pe fundație	118
1.5.2. Elemente constructive la pompele axiale	53	3.1.2. Indicații privind centrarea agregatelor de pompare	119
1.5.3. Elemente constructive la pompele volumice	56	3.1.3. Indicații privind poziția și racordarea conductelor	121
1.5.3.1. Pompe volumice cu mișcare alternativă	56	3.1.3.1. Conducta de aspirație	122
		3.1.3.2. Conducta de refulare	124

3.1.4. Indicații privind mașina de antrenare	125	3.2.3.2. Etanșarea	171
3.2. Punerea în funcțiune, supravegherea și întreținerea în perioada de exploatare	135	3.2.3.3. Cuplajul	188
3.2.1. Supravegherea în timpul funcționării	143	4. Repararea pompelor	195
3.2.2. Deranjamente funcționale și metode de remediere	145	4.1. Repararea pompelor centrifuge.	195
3.2.3. Întreținerea	158	4.2. Repararea pompelor cu piston	208
3.2.3.1. Ungerea	159	4.3. Organizarea reparației pompelor	216
		4.4. Reguli de tehnica securității muncii	218
		Anexa I	220
		Anexa II	227
		Bibliografie	232

1. Noțiuni fundamentale despre pompe

1.1. Rolul pompei în instalație

Pompa este o mașină care transformă energia mecanică, primită de la o sursă de antrenare, în energie hidraulică. Astfel, energia transmisă lichidului poate fi utilizată potrivit scopului dorit — alimentare cu apă, transport hidraulic, acționare hidraulică etc. Deoarece pompele sînt destinate, mai ales, transportului de lichide la distanțe și nivele diferite, utilizarea lor s-a impus aproape pretutindeni unde s-a ivit necesitatea unui astfel de transport. În industrie, pompele sînt utilizate nemijlocit în diverse procese tehnologice, vehiculînd o mare varietate de lichide, sau în scopuri auxiliare pentru alimentări cu apă industrială și potabilă. În agricultură, pompele se utilizează în sistemele de irigații și desecări, în sistemele de alimentare cu apă a localităților rurale, a fermelor, sau direct în procesul de producție prin atașarea lor la diverse mașini agricole, cum sînt cele de combatere a dăunătorilor.

Deoarece transportul unui lichid cu ajutorul pompei presupune o continuitate a curgerii între sursa de alimentare și locul deversării, aceasta nu se poate realiza decît într-o instalație hidraulică. O astfel de instalație este alcătuită în mod obișnuit din: conducte, armături, aparate de măsură și bineînțeles pompa, ca element principal. Conductele au rolul de a face legătura între pompă și sursa de aspirație și locul de refulare a lichidului. Din aceste motive, conducta care se racordează la rezervorul de aspirație se numește „conductă de aspirație” și, în mod analog, cea care unește ștuțul de refulare al pompei cu rezervorul de refulare, „conductă de refulare”.

În fig. 1.1 este reprezentată schema unei instalații hidraulice simple, în circuit deschis. Instalația se compune din următoarele elemente: sorbul S , montat la capătul conductei de aspirație CA , scufundat în lichid, pompa P , acționată de motorul electric EM , robinetul de reglare R și conducta de refulare CR . Ca aparate de măsură sînt atașate: un manovacuummetru MV , amplasat pe conducta de aspirație, și un manometru M , montat pe conducta de refulare a pompei.

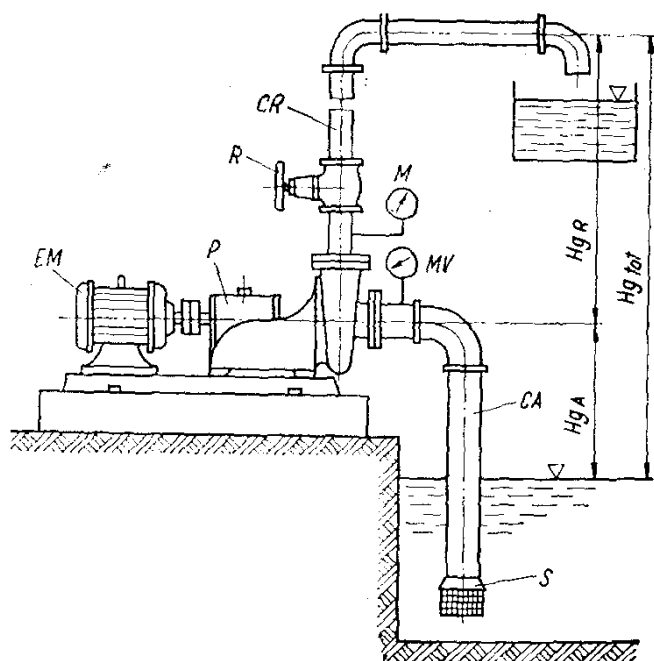


Fig. 1.1. Instalație în circuit deschis.

— *Asigurarea parametrilor hidraulici solicitați.* Prin aceasta se înțelege că pompa trebuie să realizeze caracteristicile „nominale” contractate, care sînt cele la care pompa va funcționa cea mai mare parte din timpul ei de exploatare. Este de dorit ca la valoarea nominală a caracteristicilor, pompa să funcționeze cu un randament maxim, realizîndu-se prin aceasta o exploatare avantajoasă din punct de vedere economic. Dar în practică există situații frecvente care cer ca pompele să funcționeze la parametri hidraulici diferiți față de cei nominali, ca de exemplu: variații mari ale nivelului de lichid peste limitele prevăzute în bazinul de aspirație, creșterea rezistențelor hidraulice în conducta de refulare, datorită înfundărilor sau depunerilor, temperatura mediului ambiant diferită de cea preconizată și încă multe altele. Prin urmare, pompa trebuie să corespundă și acestor solicitări suplimentare, iar funcționarea ei trebuie să fie elastică în cadrul limitelor garantate de uzina constructoare.

— *Întreținere simplă, acces ușor.* Prin aceasta se înțelege că operațiile de întreținere care se efectuează în timpul exploatării trebuie să se limiteze la un număr cît mai redus de intervenții și la intervale de timp cît mai mari. Accesul la interiorul pompei trebuie să ofere posibilitatea verificării și înlocuirii pieselor defecte prin manevrări simple, ușor de realizat cu mijloace locale și efectuate într-un timp cît mai scurt, de preferat fără demontarea pompei din instalație.

Diversitatea foarte mare a situațiilor de funcționare a pompelor în instalații impune desigur și alte condiții de funcționare, specifice tipului de instalație, dar acestea vor fi tratate în capitolele următoare.

1.2. Clasificarea pompelor

În stadiul actual al dezvoltării industriale, soluțiile tehnice alese la proiectarea instalațiilor prevăd utilizarea pompelor la transportul fluidelor cu o mare diversitate de caracteristici. Acestea determină la rîndul lor necesitatea realizării unei game largi de construcții de pompe, bazate pe principii de funcționare adecvate pomparii fluidelor cu caracteristicile respective. De aici apare evidentă nevoia clasificării diverselor tipuri de pompe pe categorii distincte, care să contribuie astfel la o clarificare a denumirilor și noțiunilor utilizate în domeniul acestor mașini.

În acest sens, pompele sînt clasificate după anumite criterii, acceptate la nivelul unor organisme internaționale de specialitate, cum este de exemplu EUROPUMP, și folosite și în țara noastră, fiind legiferate prin STAS 6868-75 intitulat: „Pompe pentru lichide. Clasificare”.

În conformitate cu prevederile acestui standard, pompele se clasifică după următoarele criterii principale:

- criteriul principiului de funcționare;
- criteriul constructiv;
- criterii specifice.

După *criteriul funcțional* rezultă următoarele categorii de pompe: turbo-pompe, pompe volumice, pompe cu fluid motor, pompe electromagnetice și elevatoare hidraulice.

După *criteriul constructiv* sînt: pompe centrifuge monoetajate și multi-etajate, pompe cu angrenaje, pompe cu piston, pompe cu membrană, pompe cu rotor excentric, pompe cu canal lateral etc.

În limbajul folosit în practica curentă se întîlnesc frecvent și alte clasificări, făcute după *criterii specifice*, cum sînt: criteriul destinației pompei, criteriul poziției de funcționare, criteriul materialului din care sînt confecționate părțile udate de lichid și altele.

În țara noastră a fost elaborat STAS 7215-80, intitulat „Pompe centrifuge, axiale și instalații de pompare. Terminologie, simboluri și unități de măsură.” Acesta stabilește noțiunile de bază și reglementează denumirile din domeniul pompelor de vehiculare.

Din cele relatate mai înainte rezultă că, pentru evitarea confuziilor în relațiile tehnice sau chiar comerciale dintre mulțimea diversă a beneficiarilor și uzinele producătoare de pompe, este absolut necesară însușirea de către beneficiari a denumirilor corecte ale pompelor și utilizarea corespunzătoare a acestora.

1.3. Principii de funcționare a pompelor

Pentru exploatarea rațională a unei mașini sau a unui mecanism este recomandabil și necesar ca personalul de exploatare să posede un minim de cunoștințe elementare care să-i folosească la înțelegerea principiului de funcționare a mașinii respective; acest lucru, valabil și pentru pompe, înlătură posibilitatea efectuării unor manevre greșite sau a unor întrețineri necorespunzătoare, care ar putea provoca deranjamente în funcționarea pompei sau scoaterea ei din funcțiune.

În acest sens, în continuare, sînt prezentate principiile de funcționare pentru cele mai răspîndite tipuri de pompe.

1.3.1. Funcționarea pompei centrifuge. Se poate afirma fără a greși că pompa centrifugă este cea mai răspîndită pompă dintre toate tipurile constructive existente în prezent în lume. De altfel, tendința actuală pe plan mondial este aceea de a utiliza astfel de pompe chiar în domenii în care în mod obișnuit se folosesc pompe cu piston sau pompe cu angrenaje, respectiv în domeniul debitelor relativ reduse și a presiunilor ridicate.

Această tendință se datorește atît simplității constructive a pompei centrifuge, cît și cheltuielilor de exploatare mai reduse. Totodată, prin utilizarea motoarelor de antrenare cu turații ridicate, s-a reușit să se obțină valori ale presiunii de refulare care anterior nu puteau fi obținute decît cu pompe cu piston.

Elementele hidraulice principale ce alcătuiesc o pompă centrifugă sînt rotorul și carcasa pompei (fig. 1.2). După cum se poate observa din figură, în carcasa 2, care are anumite forme dimensionate prin calculele de proiectare, se găsește montat pe un arbore rotorul 1, alcătuit din două discuri solidarizate între ele printr-un număr de palete a căror formă este deasemenea determinată de proiectant, în funcție de caracteristicile hidraulice pe care trebuie să le realizeze pompa.

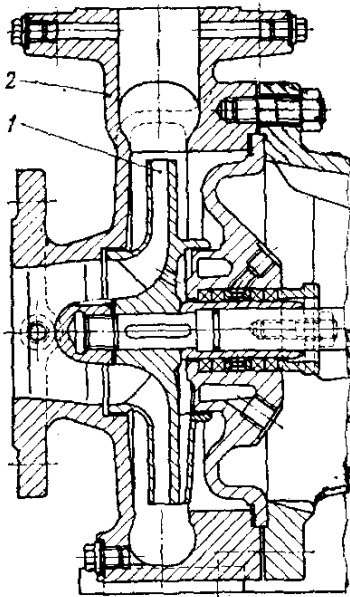


Fig. 1.2. Organe hidraulice la o pompă centrifugă:

1 - rotor; 2 - carcasă.

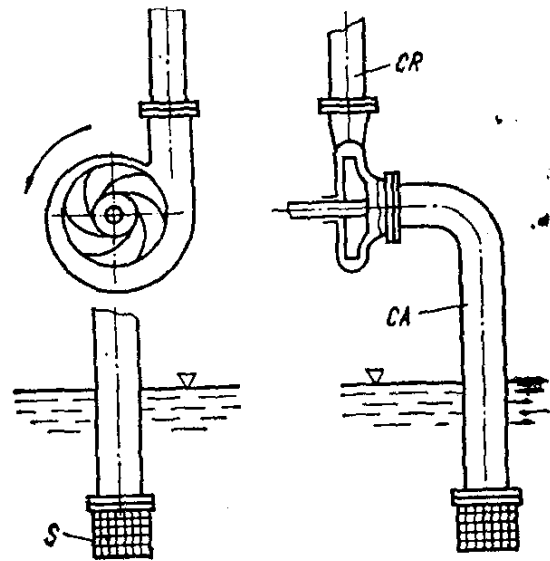


Fig. 1.3. Schema funcțională a pompei centrifuge.

Funcționarea propriu-zisă a pompei are loc astfel: arborele fiind antrenat de la o sursă exterioară transmite rotorului o mișcare de rotație; orice particulă de lichid care se găsește în contact cu rotorul, va fi proiectată către periferia acestuia, datorită forței centrifuge ce acționează asupra ei. Paletetele au rolul de a dirija traiectoria particulei de lichid în așa fel încât, la ieșirea din rotor, aceasta să posede o energie cinetică care să poată fi transformată apoi în energie potențială de presiune. La ieșirea din rotor, particula de lichid este colectată în carcasa pompei, iar de aici în continuare este dirijată spre conducta de refulare. S-a realizat astfel o deplasare a particulei de lichid de la intrarea în rotor până la orificiul de refulare al pompei. Același principiu este valabil și pentru o masă compactă de lichid, care, sub acțiunea aceleiași forțe centrifuge, parcurge traiectoria dintre orificiul de aspirație al pompei și cel de refulare, realizând un circuit continuu și, prin aceasta, fenomenul de pompare.

Din cele relatate mai înainte rezultă că la o pompă centrifugă, pentru a putea funcționa, lichidul trebuie să fie în permanență în contact cu rotorul, adică chiar de la începutul rotirii acestuia, în caz contrar deplasarea lichidului nemaiputând avea loc.

Evidențierea principiului de funcționare a pompei centrifuge este redată în schema din fig. 1.3. Orificiul de aspirație al carcasei pompei este pus în legătură, prin intermediul conductei de aspirație CA, cu lichidul din rezervorul de aspirație. Din figură rezultă că nivelul lichidului se găsește la o cotă inferioară nivelului axei rotorului, iar pentru ridicarea lui în conducta de aspirație până la nivelul acestuia este necesară crearea unei diferențe de presiune între cele două nivele, care să acționeze în sensul curgerii lichidului spre rotor.

Operația prin care se efectuează punerea în contact a lichidului din rezervorul de aspirație cu rotorul se numește „amorsare”. Această noțiune este întâlnită frecvent în domeniul exploatării pompelor.

Așa cum s-a arătat anterior, rotorul pompei centrifuge acționează direct asupra lichidului, proiectându-l spre periferia sa și, în continuare, prin conducta de refulare CR , spre consumator. În cazul când rotorul nu se găsește în contact cu lichidul, ci numai cu aerul înconjurător, sau cu un gaz oarecare, datorită densității reduse a gazului, în comparație cu cea a lichidului, forța centrifugă cu care este acționată o particulă de aer spre periferia rotorului este mult mai mică, astfel că aceasta nu poate fi evacuată din conducta de aspirație pentru ca lichidul să-i ia locul. De aici rezultă că pompa centrifugă prezintă inconvenientul de a nu putea să se amorseze singură, sau în limbaj adecvat, să se „autoamorseze”.

Parametrii hidraulici pe care-i poate realiza o pompă impun acesteia anumite dimensiuni constructive.

Se remarcă faptul că proiectarea particulei de lichid către periferia rotorului se efectuează cu o forță centrifugă a cărei valoare este determinată de viteza de rotație a rotorului. De aici rezultă că o pompă cu un singur rotor — monoetajată — poate realiza o caracteristică funcțională maximă limitată de factorul viteză periferică.

Turația de antrenare a pompelor a manifestat în permanență o tendință de creștere, oferind avantajul unui gabarit redus al pompei, dar ea nu poate depăși totuși anumite limite condiționate de rezistența mecanică a materialului din care este confecționat rotorul. Astăzi există în lume pompe antrenate la turații de $6\,000\text{--}7\,000\text{ rot} \cdot \text{min}^{-1}$, dar trebuie menționat că o turație prea ridicată prezintă și dezavantajul înrăutățirii condițiilor de aspirație a pompei, cu toate urmările defavorabile pentru instalație. Pompele acționate de motoare electrice sînt de obicei cuplate direct și antrenate la turația nominală a acestora.

Pentru țările unde frecvența rețelei electrice este de 50 Hz, turațiile de antrenare — neglijînd alunecarea — sînt: 500, 600, 750, 1 000, 1 500 și 3 000 $\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$. În țările în care frecvența rețelei este de 60 Hz, valorile indicate mai sus se multiplică cu 1,2.

Mărirea diametrului rotorului mai este limitată și din motive de gabarit al pompei, care poate conduce la dimensiuni ancombrante neeconomice. Astfel valorile maxime ale înălțimii de refulare ce pot fi obținute de o pompă centrifugă monoetajată, la turații standard de funcționare, se situează în limitele 180—200 metri coloană de lichid pompat.

Pentru a realiza presiuni superioare, fără a apela la mărirea turației sau a diametrului rotorului, se utilizează soluția cu mai multe rotoare montate în serie. Pompa centrifugă a cărei construcție are rotoarele așezate în serie, se numește „multietajată”, considerîndu-se că fiecare rotor reprezintă un etaj.

În fig. 1.4 este reprezentată o secțiune longitudinală printr-o pompă cu rotoare montate în serie. Din figură se vede că lichidul iese din rotorul 1 cu o anumită energie și este condus printr-o carcasă intermediară către aspirația rotorului 2. Deoarece rotorul 2 este identic din punct de vedere geometric cu rotorul 1, el va transmite lichidului, la rîndul său, o cantitate identică de energie, dar preluată de la nivelul produs de rotorul 1, astfel că la ieșirea din rotorul 2 lichidul va avea o presiune a cărei valoare va fi de două ori mai mare decît cea realizată de rotorul 1. La intrarea în rotorul următor lichidul

va avea suma energiilor primite în rotoarele 1 și 2, fenomenul repetându-se pînă la ieșirea din ultimul rotor, cînd presiunea lichidului este egală, în mod teoretic, cu suma presiunilor realizate de fiecare rotor. În mod practic, presiunea totală este mai mică decît cea teoretică, datorită pierderilor hidraulice din interstiții.

Astfel, construcția multietajată a unei pompe centrifuge permite obținerea unor înălțimi de refulare ridicate, păstrînd diametrul rotoarelor și turația de antrenare, în limite admisibile.

Bineînțeles că la aceste construcții, dimensiunea longitudinală a pompei crește corespunzător cu numărul de etaje. În practică, construcțiile obișnuite nu depășesc un număr de 15 etaje. Există însă și construcții speciale, cum este cazul pompelor verticale folosite în industria petrolieră, unde numărul de etaje poate fi mult mai mare, în funcție de înălțimea de pompare necesară. Spre exemplificare, pompele cunoscute sub denumirea de pompe

REDA au pînă la 400 (patru sute) de etaje, atingînd înălțimi de pompare de ordinul a 3 000 metri coloană de lichid. La astfel de construcții însă, diametrul rotoarelor este foarte redus, maximum 80 mm, iar lățimea etajului nu depășește 20–25 mm.

1.3.2. Efortul axial. Noțiunea de „efort axial”, „împingere axială” sau „forță axială”, este utilizată curent în limbajul din domeniul pompelor și reprezintă, așa după cum indică și denumirea, rezultanta unor forțe care acționează axial, în lungul arborelui. Aceste forțe iau naștere din presiunile diferite ce se creează pe suprafețele organelor aflate în mișcare în masa de lichid.

În fig. 1.5 este reprezentată repartiția sarcinilor

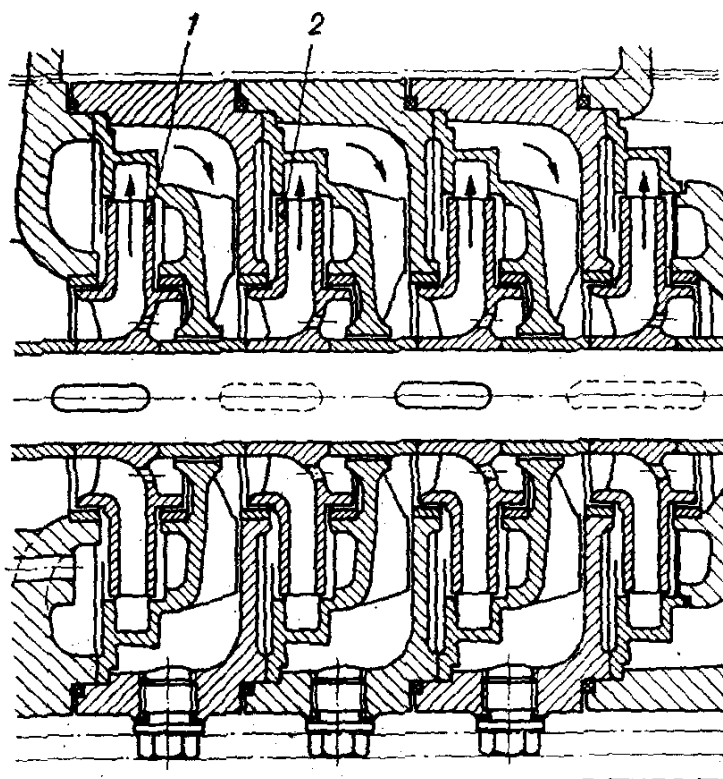


Fig. 1.4. Secțiune printr-o construcție cu rotoare așezate în serie.

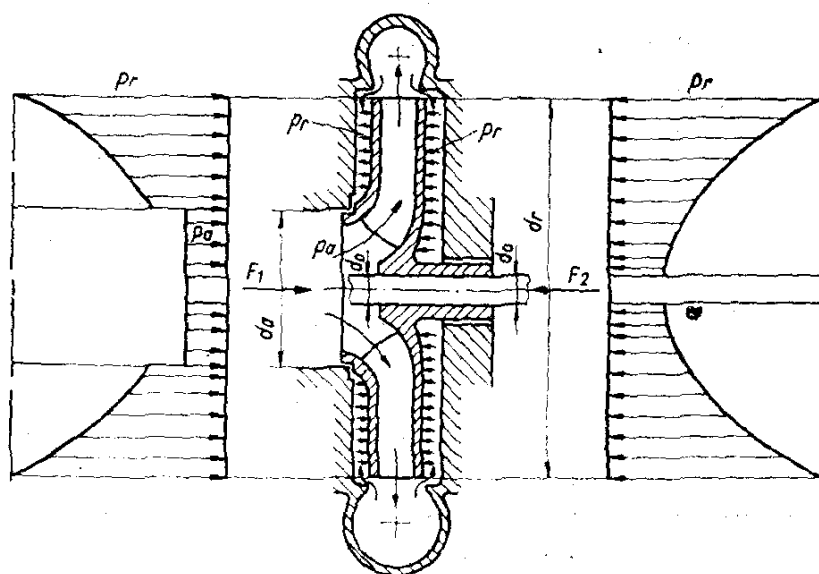


Fig. 1.5. Repartiția presiunilor pe suprafețele exterioare ale rotorului.

pe suprafața exterioară a rotorului unei pompe centrifuge. În timpul funcționării, lichidul este proiectat de rotor în carcasa de refulare unde îi crește presiunea, în raport cu cea existentă la intrarea în rotor. O parte din lichid pătrunde prin interitiții în ambele părți ale rotorului, la o presiune mai redusă, datorită efectului de laminare.

Folosind notațiile din figură se poate scrie:

$$F_2 = p_r \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_0^2); F_1 = p_a \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_0^2) + p_r \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_a^2)$$

în care

F_1 și F_2 reprezintă forțele ce acționează pe ambele suprafețe ale rotorului, iar p_a este presiunea absolută a lichidului la intrarea în rotor. Făcînd diferența între F_2 și F_1 rezultă forța axială F_a :

$$F_a = F_2 - F_1 = p_r \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_0^2) - p_a \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_0^2) - p_r \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_a^2)$$

sau:

$$F_a = \frac{\pi(d_a^2 - d_0^2)}{4} (p_r - p_a). \quad (1.1)$$

Deoarece totdeauna $p_r > p_a$, forța rezultantă are o valoare pozitivă, iar sensul ei este îndreptat spre orificiul de aspirație al pompei, pe direcția axei acesteia. În realitate această forță este mai mică decît valoarea determinată cu ajutorul relației (1.1), deoarece datorită devierii curentului de lichid în rotor, din direcția axială în cea radială, ia naștere o forță care poate fi determinată cu ajutorul teoremei impulsului și care este de sens contrar sensului forței axiale, micșorîndu-se astfel efectul acesteia.

Așa cum rezultă din figură, repartiția presiunilor pe fețele exterioare ale rotorului, datorită antrenării lichidului în mișcarea de rotație, are loc după o curbă care reprezintă un paraboloid de revoluție. Prin urmare, forța axială, sau efortul axial, tinde să deplaseze rotorul împreună cu arborele, către partea de aspirație a pompei, situație din care rezultă necesitatea echilibrării acestui efort, prin adoptarea unor soluții constructive corespunzătoare.

În cazurile obișnuite, acest lucru se realizează de către însuși lagărul pompei, care este constituit din rulmenți cu capacitate de preluare a sarcinilor axiale. Dacă acestea ating valori importante, ceea ce ar conduce la uzuri premature ale rulmenților, se utilizează metode de echilibrare hidraulică care descarcă lagărele și permit astfel reducerea dimensiunilor acestora.

Deoarece efortul axial reprezintă în multe cazuri surse de defecțiuni mecanice, în timpul exploatării, cunoașterea diverselor metode de echilibrare, caracteristice pentru anumite tipuri de pompe, poate oferi persoanelor ce se ocupă cu exploatarea pompelor, posibilitatea depistării din timp a defecțiunilor ce pot surveni din această cauză.

În fig. 1.6 este prezentată soluția echilibrării axiale cu ajutorul găurilor de echilibrare. În discul posterior al rotorului sînt practicate un număr de găuri a căror secțiune este determinată astfel ca presiunea p_r să aibă o valoare apropiată de p_a . În prealabil, construcția prevede montarea unor inele denumite

„labirinți”, al căror rol constă în crearea unor interstiții foarte mici, de ordinul zecimilor sau chiar sutimilor de milimetru, prin care lichidul refulat care se reîntoarce în aspirație își reduce presiunea datorită laminării. Acest sistem

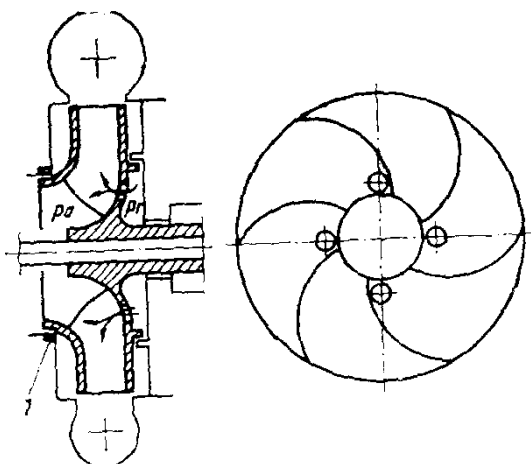


Fig. 1.6. Echilibrarea efortului axial prin găuri de echilibrare:
1 — inel labirint.

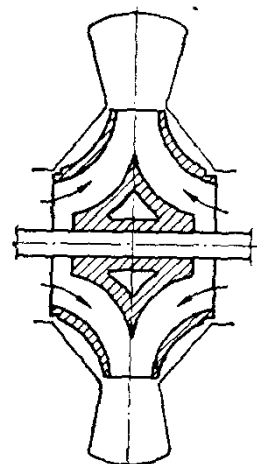


Fig. 1.7. Rotor cu dublă aspirație, echilibrat hidraulic.

prezintă inconvenientul că prin găurile de echilibrare ia naștere un curent în circuit închis, dinspre refulare către aspirație, micșorînd astfel randamentul volumic al pompei și deci debitul refulat.

În fig. 1.7, în care este prezentată schema echilibrării efortului axial prin utilizarea unui rotor cu dublă aspirație, rotorul este perfect simetric, astfel că suprafețele pe care acționează presiunile de sens contrar sînt egale, iar eforturile axiale vor fi și ele egale, anulîndu-se reciproc. Această soluție se aplică în special la rotoare de dimensiuni mari, unde forțele axiale ating valori importante.

În fig. 1.8 este prezentată o soluție de echilibrare axială care se aplică în cazul pompelor multietajate. Echilibrarea în cazul acestei soluții se realizează prin așezarea simetrică a unui număr egal de rotoare. Lichidul refulat de ultimul rotor din prima grupă este trimis printr-o conductă de legătură la primul rotor din grupa opusă. Deoarece din punct de vedere dimensional rotoarele sînt egale, sarcinile pe rotor vor fi de asemenea egale, dar de sens opus, astfel că forțele axiale se anulează reciproc. Rotoarele ambelor grupe sînt egale dimensional, dar nu sînt identice, deoarece sensul de rotație fiind același, traseul paletelor unui grup de rotoare este simetric față de celălalt grup (apare ca o imagine în oglindă).

O altă metodă de echilibrare, utilizată în special la pompele multietajate de presiune înaltă, cum sînt cele de alimentare a cazanelor, este prezentată în fig. 1.9 și se bazează pe principiul echilibrării hidraulice cu ajutorul discului de echilibrare. Din figură se observă că discul de echilibrare D este solidarizat cu arborele pompei și se rotește odată cu acesta. El este montat după ultimul rotor spre partea de refulare a pompei; discul d este fixat în carcasa pompei, fiind amplasat simetric în fața discului mobil.

În timpul funcționării pompei, lichidul refulat de rotor pătrunde în spațiul I , iar de acolo prin interstițiul y , în spațiul II . Lichidul ajunge în spațiul

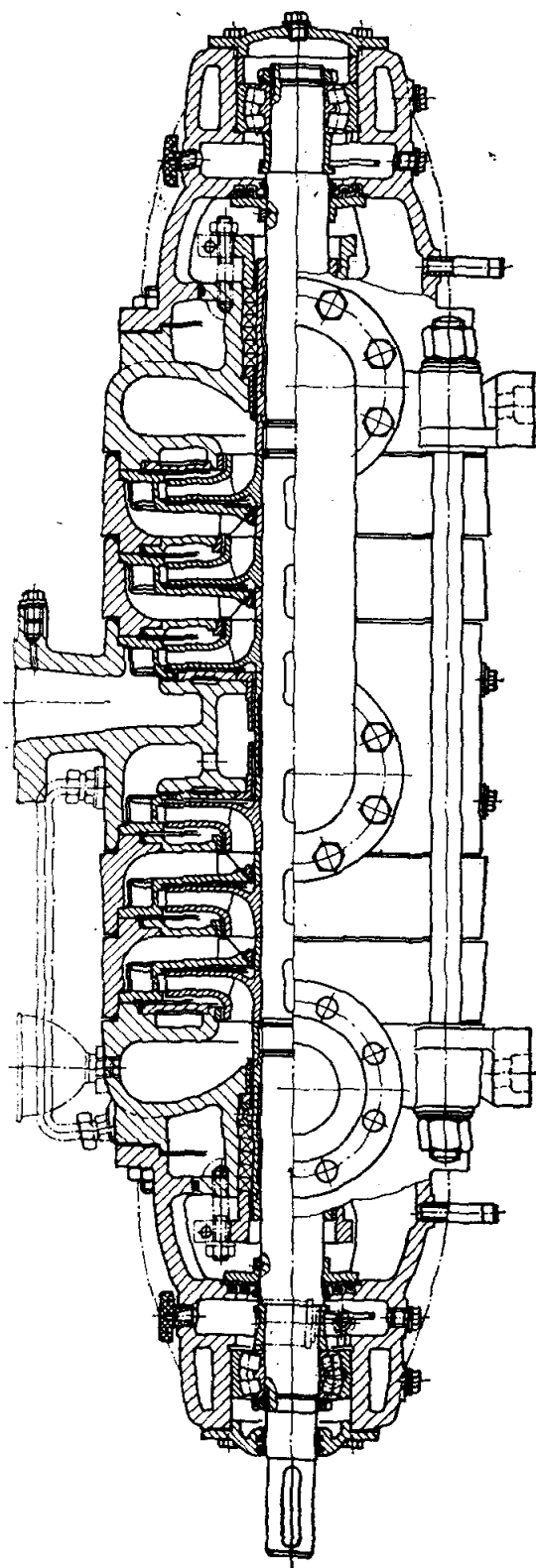


Fig. 1.8. Echilibrare axială prin rotoare montate simetric.

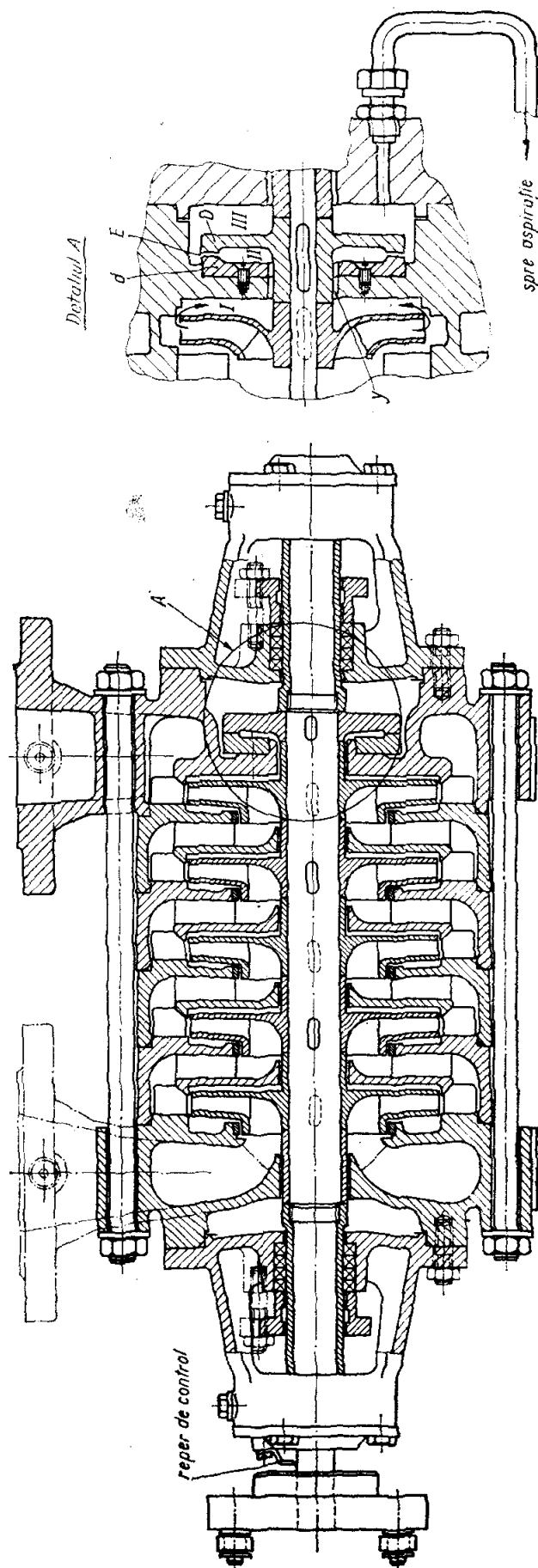


Fig. 1.9. Pompă multietajată cu disc de echilibrare.

Manovacuummetrul servește la măsurarea depresiunii din conducta de aspirație, iar manometrul indică presiunea de refulare la reșirea lichidului din pompă. În unele situații, manovacuummetrul poate indica și suprapresiune în aspirație, când nivelul lichidului din rezervorul de aspirație este mai ridicat decât axa pompei cu o anumită înălțime geodetică, sau când se aspiră din spații aflate la presiuni mai mari decât presiunea atmosferică. Robinetul R servește pentru reglarea debitului pompei în funcție de consumator.

Distanțele sînt cotate cu următoarele semnificații:

H_{gA} este înălțimea geodetică de aspirație și reprezintă distanța pe verticală dintre nivelul lichidului din rezervorul de aspirație și axa rotorului pompei;

H_{gR} — înălțimea geodetică de refulare și reprezintă distanța pe verticală dintre axa rotorului pompei și axa conductei orizontale de refulare;

$H_{g\text{ tot}}$ — înălțimea geodetică totală, care este egală cu $H_{gA} + H_{gR}$.

În fig. 1.1 suprafețele lichidului din bazinul de aspirație și din cel de refulare se găsesc sub influența presiunii atmosferice, iar rezervoarele nu comunică între ele, astfel că, pentru acest gen de instalații, s-a adoptat denumirea de *instalație în circuit deschis*. Prin analogie, se consideră *instalație în circuit închis*, aceea la care rezervoarele de aspirație și refulare sînt puse în comunicație, iar lichidul poate fi recirculat, exemplu: instalații de răcire.

Prin urmare, pompa este un element absolut indispensabil într-o instalație hidraulică, iar energia pe care o transmite lichidului se manifestă prin circulația acestuia în conducte, la o anumită presiune.

Astfel, într-o instalație, pompa îndeplinește următoarele atribuții principale:

— *de transvazare*, atunci când lichidul este deplasat de la sursa de alimentare pînă la consumator;

— *de recirculare*, atunci când o cantitate limitată de lichid este vehiculată în circuit închis;

— *de acționare*, în cazul în care energia de presiune a lichidului este folosită pentru producerea și amplificarea forțelor.

Din aceste atribuții decurg și condițiile pe care trebuie să le îndeplinească, din punct de vedere hidraulic, pompa amplasată într-o instalație, condiții care impun asigurarea parametrilor energetici necesari: debit și presiune.

Caracteristicile lichidului vehiculat în instalație determină tipul constructiv al pompei și impun alegerea corectă și adecvată a dimensiunilor acesteia.

Deoarece diversitatea instalațiilor hidraulice deservite de pompe este practic nelimitată, datorită nenumăratelor domenii de activitate în care acestea își găsesc aplicarea, pompa trebuie să posede anumite calități valabile pentru orice tip de instalație. Dintre acestea, principalele calități sînt:

— *Siguranța în funcționare*. Prin aceasta se înțelege că, în condițiile unei exploatări corecte, pompa trebuie să funcționeze neîntreput o perioadă de timp acceptabilă, pînă la opririle necesare reviziilor. Această condiție trebuie să fie bine analizată de către proiectantul instalației, la alegerea pompei, deoarece se știe că, în cazul pompelor montate în instalații tehnologice, oprirea accidentală a acestora, datorită defectării pompei, provoacă pagube care întrec cu mult cheltiala pentru cumpărarea acesteia.

II cu o presiune mai redusă față de presiunea de refulare deoarece a suferit o laminare în interstițiul *y*. Presiunea lichidului din spațiul *II* acționează asupra discului *D* și caută să deplaseze întreg ansamblul rotitor — disc, arbore rotoare — în sens opus sensului de acționare a forței axiale, care este îndreptat spre aspirația pompei. Spațiul *III* este racordat cu conducta de aspirație, depresiunea din acest spațiu acționînd în același sens ca și suprapresiunea din spațiul *II*. Sistemul are avantajul că este autoreglabil, deoarece, la o deplasare mai mare a discului *D*, interstițiul *E* se mărește, iar presiunea lichidului scade, astfel că discul tinde să revină în poziția inițială.

Supravegherea funcționării corecte se face prin urmărirea unui reper care indică limitele corecte între care se poate deplasa arborele. Aceste limite nu trebuie depășite, deoarece, în caz contrar, discurile intră în contact direct și se uzează prematur. De aici provine și denumirea de „discuri de uzură”, care se folosește destul de frecvent, dar care nu este adecvată deoarece pompa nu trebuie să funcționeze în acest regim. Rezultă astfel condiția ca presiunea de refulare a pompei să nu scadă sub o anumită valoare, prescrisă de către furnizor la contractarea pompei.

Dacă în funcționare se constată că presiunea de refulare este sub limita indicată, se va închide vana de refulare pînă ce se obține valoarea prescrisă. În practică, există mai multe soluții de echilibrare cu ajutorul discului, dar principiul de funcționare este același. Se înțelege că echilibrarea efortului axial cu ajutorul discului se poate aplica numai la pompele destinate să funcționeze în instalații de pompare care utilizează lichide curate, fără impurități mecanice în suspensie. Dacă lichidul conține particule dure, acestea vor provoca uzura rapidă a discurilor prin abraziune.

1.3.3. Turația specifică. Aceasta este o noțiune care caracterizează performanțele unor rotoare asemănătoare din punct de vedere geometric.

Turația specifică se determină pentru un rotor model, ale cărui performanțe hidraulice sînt: debitul $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ și înălțimea de pompare $H = 1 \text{ m}$.

Valoarea turației specifice n_q se determină cu ajutorul relației

$$n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}. \quad (1.2)$$

Atunci cînd turația specifică se raportează la puterea de 1 CP, valoarea ei se determină cu relația

$$n_s = n \cdot P^{1/2} \cdot H^{-5/4}. \quad (1.3)$$

Turațiile specifice n_q și n_s , denumite și cu termenul de „rapiditate” — adoptat din terminologia turbinelor hidraulice —, constituie un criteriu de clasificare a rotoarelor, utilizat în mod frecvent de constructorii de pompe.

Astfel, după valorile rapidității n_q și n_s , rotoarele pompelor centrifuge se împart în:

— rotoare lente,	$n_q \approx 9-30$	$n_s \approx 33-110$
— rotoare normale,	$n_q \approx 30-50$	$n_s \approx 110-185$
— rotoare rapide,	$n_q \approx 50-80$	$n_s \approx 185-290$

Rotoarele pompelor diagonale și axiale au următoarele valori:

— rotoare diagonale rapide	$n_q \approx 80-120$	$n_s \approx 290-440$
— rotoare axiale rapide	$n_q \approx 120-300$	$n_s \approx 440-1100$

Relația dintre n_s și n_q , valabilă pentru pompele care vehiculează apă la temperatura mediului ambiant, este

$$n_s = 3,65 \ n_q. \quad (1.4)$$

Mărimile utilizate la calcularea turațiilor specifice n_q și n_s se exprimă în unități de măsură SI și MKfS de aceea în forma în care sînt prezentate ele reprezintă mărimi dimensionale

$$n_q [\text{m}^{3/4} \cdot \text{s}^{-3/2}]$$

și

$$n_s [\text{kgf}^{1/2} \cdot \text{m}^{-3/4} \cdot \text{s}^{-3/2}].$$

Dacă se folosește un alt sistem de măsură, valorile turațiilor diferă, fapt care poate conduce la erori de interpretare.

Pentru a obține valori adimensionale, în relația lui n_q se introduce accelerația căderii libere:

$$n'_q = n \cdot Q^{1/2} (gH)^{-3/4}. \quad (1.5)$$

În ultimul timp, pentru a caracteriza mai sugestiv regimul optim de funcționare a pompei (Q_{opt} , H_{opt} , η_{max}), s-a introdus un nou termen denumit „număr caracteristic”, simbolizat cu litera K și determinat prin relația

$$K = 2 \cdot n \cdot Q_{opt}^{1/2} (gH_{opt})^{-3/4}. \quad (1.6)$$

Termenul K este de asemenea o mărime adimensională, iar relația de legătură dintre K și n_q este

$$K \approx n_q / 53.$$

În fig. 1.10 sînt prezentate diverse forme de rotoare caracterizate de turația specifică.

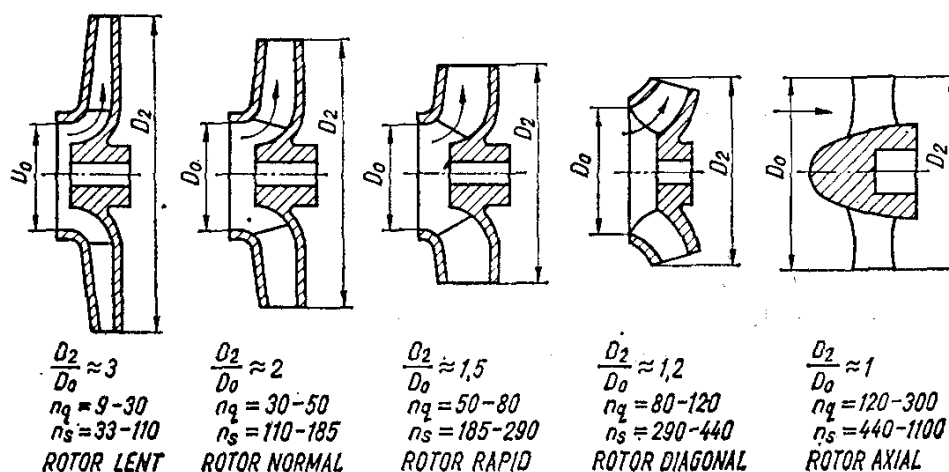


Fig. 1.10. Schema rotoarelor caracterizate de turația specifică $n_q(n_s)$.

1.3.4. Legea similitudinii. În teoria mașinilor hidraulice s-a determinat o lege a similitudinii, aplicabilă și la pompe. Această lege este folosită la stabilirea formei și dimensiunilor unor pompe mari, în baza rezultatelor obținute

pe un model redus, încercat în laborator, sau pentru determinarea dimensiunilor unei pompe ce urmează a fi proiectată, pe baza rezultatelor obținute cu o pompă model din exploatare, sau în cazuri frecvente, pentru determinarea parametrilor hidraulici ai unei pompe supusă la un alt regim de funcționare (turație diferită, lichid cu alte caracteristici).

Din punctul de vedere al exploatării, legea similitudinii se utilizează în special la schimbarea regimului de funcționare la o pompă dată, în scopul determinării noilor valori ale curbei caracteristice. La aplicarea acestei legi trebuie să se țină seama de condițiile de funcționare referitoare la regimul de curgere, care presupune ca noile valori ale cifrei Reynolds, precum și ale coeficientului de cavitație, să fie cât mai aproape de cele inițiale.

Pentru cazul funcționării unei pompe la un regim asemănător dar la turații diferite, relațiile de calcul sînt următoarele:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (1.7)$$

Din aceste relații rezultă că debitul Q este direct proporțional cu turația, înălțimea de pompare H este proporțională cu pătratul turației, iar puterea pompei P este proporțională cu cubul turației.

Prin urmare: *atenție la înlocuirea motorului de antrenare atunci cînd se modifică turația pompei.*

1.3.5. Funcționarea pompei axiale (elicoidale). Pompele axiale au căpătat această denumire datorită direcției de curgere a curenților de lichid, care pătrunde și iese din rotor coaxial. Construcția acestui tip de pompă cuprinde un rotor ce se rotește într-o carcasă tubulară, realizată tehnologic dintr-o țevă de diametru mare. Rotorul este alcătuit dintr-un butuc pe care sînt fixate un număr de palete cu profil elicoidal. Principiul de funcționare a pompelor axiale se deosebește de cel al pompelor centrifuge, prin aceea că parametrii hidraulici obținuți nu sînt rezultatul acțiunii forței centrifuge asupra particulei de lichid; fenomenul de pompare la acest tip de pompă are loc datorită circulației și forțelor hidrodinamice ce iau naștere în jurul paletei, atunci cînd rotorul se rotește în lichid.

Se poate face o analogie între rotorul pompei axiale și elicea de avion, de vapor sau rotorul unei suflante axiale. Astfel la rotire, rotorul tinde să se înșurubeze în lichid, dar, spre deosebire de avion, sau vapor, pompa fiind fixă, lichidul va fi acela care se va deplasa din față spre spatele rotorului.

Datorită formei elicoidale a paletelor și funcționării analoge cu cea a elicelor de avion sau vapor, aceste pompe se mai numesc și „elicoidale”.

În fig. 1.11 este prezentată schema unei pompei axiale. Pompele axiale, datorită construcției lor, sînt capabile să deplaseze cantități mari de lichid, corespunzătoare dimensiunii corpului (tubului) pompei. De aceea ele sînt

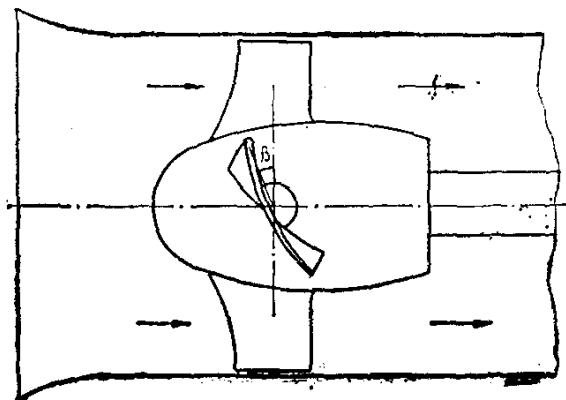


Fig. 1.11. Schema pompei axiale.

utilizate cu precădere în agricultură, la irigații și desecări, care necesită debite importante la înălțimi de pompare reduse.

Construcțiile moderne sînt prevăzute cu posibilități de modificare a unghiului de înclinare β a paletelor, în timpul funcționării, permițînd astfel acoperirea unui cîmp larg de caracteristici. Astfel, considerîndu-se unghiul de înclinare a paletelor în raport cu planul perpendicular pe axa pompei (vezi fig. 1.11), la micșorarea acestui unghi, debitul pompei se va reduce, iar la creșterea lui, debitul va crește. Unghiul de înclinare a paletelor variază între anumite limite, depășirea acestora conducînd la înrăutățirea apreciabilă a randamentului hidraulic al pompei. În mod obișnuit, valorile acestui unghi (β) sînt cuprinse între -10 și $+6$ grade.

Datorită secțiunilor mari de trecere, pompele axiale permit pomparea lichidelor ce conțin corpuri în suspensie, fără pericol de înfundare a aspirației. Ele se montează de obicei în poziție verticală, dar pot funcționa și în poziție orizontală sau — mai rar — înclinată. Amplasarea verticală necesită spații reduse, deci construcții de stații de pompare economice.

În mod analog cu funcționarea pompelor centrifuge, și la pompele axiale se produce fenomenul hidraulic al împingerii axiale, iar la pompele așezate vertical, la acest efort se mai adaugă și cel datorat greutatei pieselor în rotație — arbore, rotor, cuplaj. La pompele axiale nu se pot aplica aceleași soluții de echilibrare ca la pompele centrifuge, deoarece construcția pompei nu permite realizarea unei echilibrări hidraulice. De aceea tot efortul axial este preluat de lagăre (crapodine) axiale, sau direct de către lagărul motorului de antrenare, atunci cînd acesta este special construit cu această posibilitate.

1.3.6. Funcționarea pompelor volumice. Principiul de funcționare a pompelor volumice se bazează pe variația de volum produsă de un organ al pompei — în contact cu lichidul — ce execută o mișcare periodică. Variația de volum (conform legii Boyle-Mariotte $p \cdot V = \text{const}$) are loc concomitent cu o variație a presiunii, astfel încît, la o mărire a volumului, în camera de lucru a pompei presiunea scade sub valoarea presiunii atmosferice. Dacă în acest moment camera de lucru este pusă în comunicație cu conducta care face legătura cu bazinul de aspirație, lichidul din bazin va pătrunde în această cameră, fiind împins de presiunea atmosferică ce se exercită la nivelul său superior. La micșorarea volumului camerei de lucru, presiunea lichidului va crește și, dacă în acest moment se face legătura cu conducta de refulare, lichidul va fi pompat la consumator.

Deci, ca și în cazul pompelor centrifuge, organul de lucru al pompei, denumit în mod uzual „piston“, transmite direct lichidului o cantitate de energie care se manifestă prin deplasarea lui și totodată prin creșterea presiunii acestuia.

Pentru a putea funcționa, camera de lucru a pompei volumice nu trebuie să fie pusă concomitent în comunicație cu conductele de aspirație și refulare. Separarea comunicațiilor se realizează, la construcțiile actuale, cu ajutorul unor soluții ce prevăd supape de sens (de aspirație și de refulare), sau prin practicarea unor fante ce sînt acoperite sau descoperite la momentul oportun, chiar de către organul de lucru.

1.3.6.1. *Pompe volumice cu mișcare alternativă.* În fig. 1.12 este prezentată schema de funcționare a unei pompe volumice cu piston. Funcționarea are loc astfel: la deplasarea pistonului P spre dreapta, camera din fața pistonului își mărește volumul realizându-se astfel o depresiune care produce deschiderea supapei de aspirație S_a și închiderea supapei de refulare S_r ; lichidul din vasul inferior este aspirat în pompă și umple spațiul degajat de piston. După terminarea cursei, pistonul începe să se deplaseze spre stînga, micșorînd volumul camerei de lucru. Sub acțiunea presiunii exercitate de piston, lichidul închide supapa de aspirație și deschide supapa de refulare și este astfel evacuat prin orificiul acesteia din urmă, către vasul superior. La următoarea cursă a pistonului, ciclul se repetă realizându-se astfel efectul de pompare.

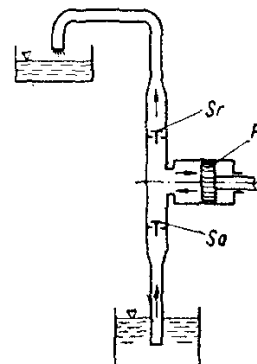


Fig. 1.12. Schema funcțională a pompei cu piston.

Pompa cu piston descrisă mai sus face parte din categoria pompelor volumice cu mișcare alternativă. La pompele cu piston cu mișcare alternativă este caracteristic faptul că spațiul de aspirație este separat de cel de refulare nu prin intermediul pistonului ci prin sistemul de distribuție alcătuit din cele două supape de sens. Pompele volumice cu mișcare alternativă sînt actualmente realizate în nenumărate variante constructive, în funcție de scop și destinație, care nu pot fi prezentate în cadrul acestei lucrări, dar pentru familiarizarea cu denumirile și noțiunile specifice corecte se prezintă mai jos principalele caracteristici constructive ale acestor tipuri de pompe, întîlnite mai frecvent în practică.

Astfel pompele al căror piston pompează lichidul numai într-un singur sens al cursei se numesc „pompe cu simplă acțiune”. Cele la care pistonul aspiră și refulează în ambele sensuri ale cursei se numesc „pompe cu dublă acțiune”. Pompele cu un singur cilindru de lucru se numesc „pompe simplex”, cele cu doi cilindri paraleli — „pompe duplex” — iar cele cu trei cilindri paraleli — „pompe triplex”. Pompe cu patru cilindri de lucru „quadruplex”, se întîlnesc mult mai rar.

Pompele acționate de mașini cu abur, la care pistonul pompei și cel al mașinii cu abur sînt cuplate pe o tijă comună se numesc „pompe cu acțiune directă”.

1.3.6.2. *Pompe volumice cu mișcare rotitoare.* Pompele volumice ale căror organe de lucru execută mișcări de rotație sînt utilizate în mod frecvent în toate ramurile industriale și în mod special în domeniile unde nu pot fi utilizate pompele centrifuge sau pompele cu piston, respectiv acolo unde se cer debite continue la presiuni relativ înalte, iar lichidele se caracterizează prin viscozități mari.

Principiul de funcționare al acestor pompe este același ca și la pompele cu piston, respectiv se bazează pe variația de volum, dar în acest caz pistonul nu mai execută o mișcare rectilinie alternativă, ci una de rotație. Totodată el nu mai are formă de disc sau plunger, ci este obținut pe baza unor profile rezultate din calculele de proiectare specifice tipului constructiv al pompei.

La pompele volumice cu mișcare rotitoare, spațiul de aspirație este separat de cel de refulare chiar prin intermediul pistonului propriu-zis și,

din acest motiv, aceste pompe nu mai sînt dotate cu organe de distribuție care sînt supapele.

Printre construcțiile cele mai cunoscute de astfel de pompe se pot enumera: *pompele cu angrenaje*, *pompe cu rotor excentric* (cu palete, cu role, cu segment separator, cu șurub excentric) și încă multe alte construcții speciale.

În categoria *pompelor cu angrenaje*, cele mai răspîndite sînt: pompele cu roți dințate, pompele cu șuruburi și, în general, toate pompele denumite „cu pistoane profilate”.

În fig. 1.13 este prezentată schema de funcționare a unei pompe cu roți dințate. Conform schemei din figură, funcționarea are loc astfel: la rotirea roții 1, numită roată „conducătoare”, în sensul indicat pe desen, roata 2, denumită roată „condusă”, angrenată cu roata 1, se rotește în sens invers, astfel încît camera de aspirație își mărește volumul cu o cantitate echivalentă cu spațiul cuprins între dinții $a-b$ și $a'-b'$. Prin aceasta se creează o depresiune iar lichidul este aspirat în camera de aspirație A , de aici pătrunde în golurile dintre dinți și este transportat de către aceștia spre camera de refulare R . Pe măsura rotirii, volumul camerei de refulare se micșorează cu o cantitate echivalentă cu spațiul cuprins între dinții $c-d$ și $c'-d'$, iar lichidul este obligat să pătrundă în conducta de refulare. După cum se poate observa, în cazul pompelor cu roți dințate, dinții acestora joacă rolul pistonului ce acționează direct asupra lichidului. Pompa cu roți dințate descrisă mai sus face parte din categoria pompelor cu angrenare exterioară. Există însă și construcții cu angrenare interioară, la care roata condusă se găsește în interiorul roții conducătoare, dar acestea sînt mai rar întîlnite în procesele industriale.

Pompele cu roți dințate sînt destinate să vehiculeze lichide unguente, deoarece ungerea angrenajului și a lagărelor de sprijin se realizează chiar cu lichidul pompat. Mai rar, pentru lichide neunguente, se folosesc variante constructive la care lagărele se găsesc în exteriorul pompei, fiind unse separat cu ulei sau unsoare consistentă. De asemenea, există și construcții la care corpul pompei este înconjurat de o manta exterioară care formează cu acesta un spațiu închis în care se introduce un agent de încălzire (apă, abur) cu scopul de a micșora viscozitatea lichidului pompat, atunci cînd acesta este prea vîscos.

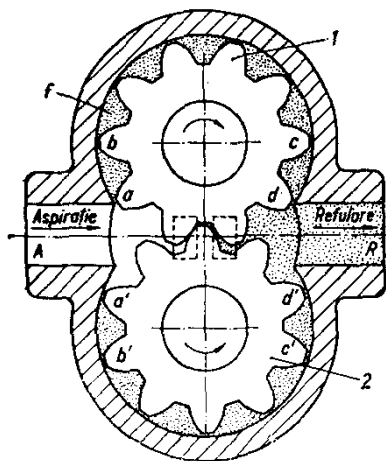


Fig. 1.13. Schema funcțională a pompei cu roți dințate.

Debitul pompei cu roți dințate are un oarecare grad de neuniformitate (pulsatii), datorită divizării spațiului de lucru de către dinții roților conjugate, ceea ce reprezintă un inconvenient important pentru unele instalații mai pretențioase (acționări la mașini-unelte).

În afară de pompele cu roți dințate, care alcătuiesc categoria reprezentativă a pompelor volumice rotitoare, există și alte tipuri constructive, folosite din ce în ce mai mult în diverse domenii cu caracter specific și care s-au impus atenției utilizatorilor. Dintre acestea, o categorie importantă o reprezintă pompele cu șuruburi, denumite astfel datorită formei pe care o au organele de lucru (rotoarele),

formă care este un profil elicoidal asemănător spirei unui șurub. Aceste tipuri de pompe se construiesc în două variante de bază: cu două șuruburi și cu trei șuruburi. Există însă și unele construcții speciale, care au mai multe rotoare dispuse circular, dar utilizarea lor este limitată.

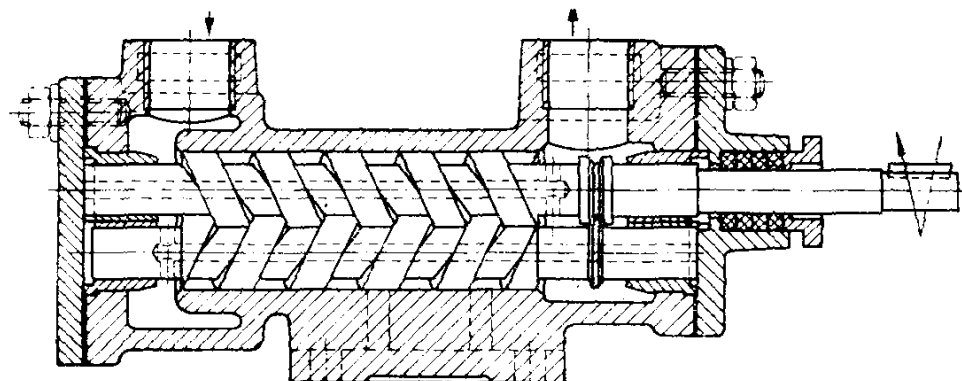


Fig. 1.14. Pompa cu două șuruburi, cu angrenare directă.

În fig. 1.14 este prezentată construcția unei pompe cu două șuruburi. Pompa este alcătuită dintr-o carcasă, în interiorul căreia se rotesc cele două rotoare (șuruburi), dintre care unul este conducător, iar celălalt condus. Transmiterea mișcării de la șurubul conducător la cel condus se realizează prin angrenare directă astfel că flancurile spirelor sînt în contact permanent, iar linia de angrenare asigură o etanșare ermetică continuă între spațiul de aspirație și cel de refulare.

Pentru o angrenare corectă, profilul flancurilor spirei în secțiune normală pe axa șuruburilor este o curbă epicycloidă.

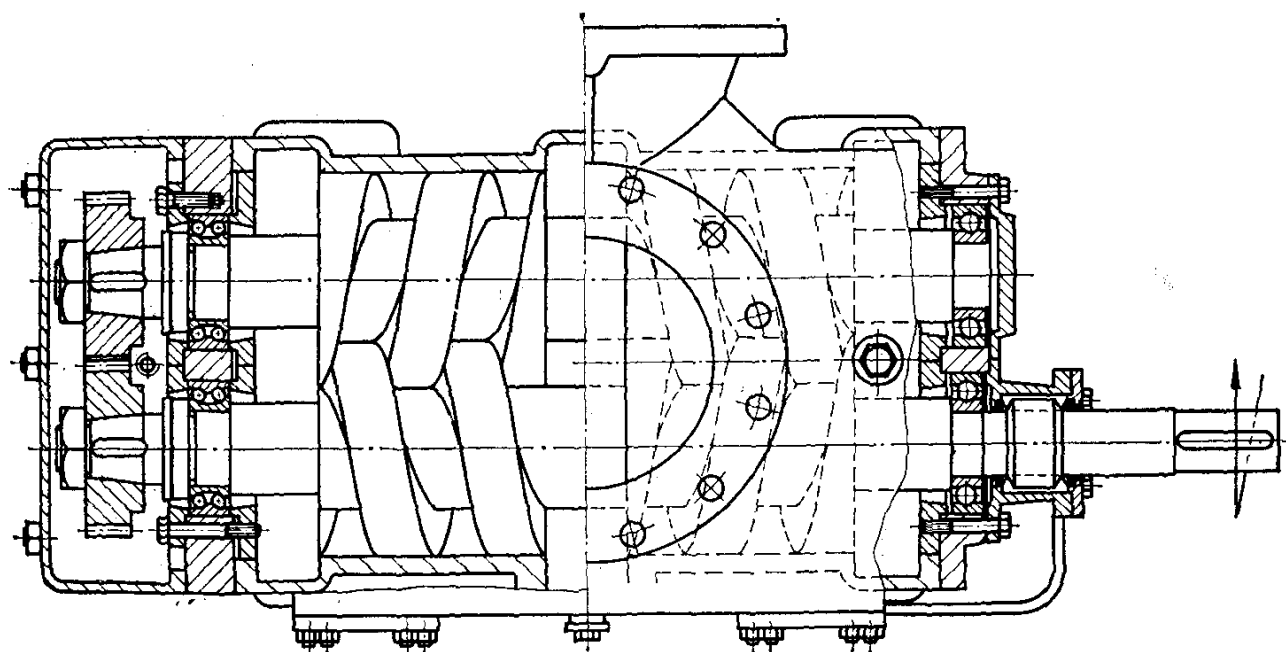


Fig. 1.15. Pompă cu două șuruburi, cu angrenare prin roți dințate.

O altă soluție constructivă folosită la pompele cu două șuruburi este prezentată în fig. 1.15. La această pompă, transmiterea mișcării de la șurubul conducător la cel condus se realizează prin două roți dințate fixate la capetele arborilor. La această construcție, flancurile spirelor nu sînt în contact, între ele

existînd un interstițiu foarte mic prin care are loc o recirculare a debitului de lichid din spațiul de refulare spre cel de aspirație, fapt care are ca efect reducerea randamentului volumic al pompei.

Profilul flancurilor spirelor în secțiune normală pe axa șuruburilor este de formă riglată (dreptunghiulară sau trapezoidală), ceea ce favorizează proiectarea și execuția sculelor de prelucrare, deci se obține o reducere a costurilor de fabricație. La aceste pompe, uzurile flancurilor spirelor sînt practic inexistente, dar presiunea maximă ce poate fi realizată nu depășește 20 bar.

O altă variantă de pompă cu șuruburi este construcția cu trei șuruburi, prezentată în fig. 1.16. Pompa este asemănătoare cu cele descrise anterior, dar organele de lucru sînt alcătuite din trei rotoare (șuruburi), dintre care cel median este conducător, iar celelalte două sînt conduse. Prin această amplasare, se creează posibilitatea obținerii unui debit sporit într-o construcție compactă. La pompele cu trei șuruburi, transmisia mișcării de la șurubul conducător la cele conduse se realizează numai prin angrenarea directă a flancurilor spirelor, deci pe baza unui profil epicycloidal. Angrenarea prin roți dintate exterioare ar conduce la construcții complicate și la dificultăți de sincronizare a roților și a șuruburilor.

Datorită liniei de angrenare ermetice, pompele cu șuruburi cu profil epicycloidal pot realiza presiuni pînă la 80 bar, iar unele construcții speciale ating valori de 200 bar. La aceste pompe, uzura rotoarelor este mai rapidă, iar tehnologia de fabricație mai complicată. Fenomenul de pompare are loc la rotirea șuruburilor datorită deplasării spațiilor volumice cuprinse între spirele șuruburilor și peretele interior al carcasei pompei; umplerea spațiilor se realizează în perioada de aspirație, cînd, prin deplasarea spirelor, volumul camerei de aspirație crește. În mod analog, refularea lichidului se datorește micșorării volumului camerei de refulare cu o cantitate echivalentă cu volumul ocupat de sire. De fapt spira joacă rolul unui piston fără sfîrșit, iar lungimea ei (numărul de spire) determină gradul de etanșare a pompei și prin aceasta presiunea maximă ce poate fi realizată.

Pompele cu șuruburi se utilizează la vehicularea lichidelor unguente, cu viscozități pînă la 15 000 cSt. Cele cu două șuruburi și angrenare exterioară pot pompa și lichide neunguente sau corosive.

Debitul acestor pompe este continuu, fără pulsații, fapt pentru care sînt utilizate ca pompe de ungere pentru lagăre de motoare sau turbine și ca pompe de acționare a mașinilor-unelte.

O altă categorie de pompe volumice rotative este aceea a pompelor cu pistoane profilate, denumite astfel datorită formei organelor de lucru. Aceste pompe se utilizează mai ales pentru pomparea lichidelor foarte vîscoase, spumoase sau cu tendință de coagulare.

În fig. 1.17 este prezentată schema unei pompei cu piston cu o singură aripă. Pompa este alcătuită din două rotoare profilate asimetric (cu o singură aripă), amplasate într-o carcasă comună. Transmiterea mișcării de la rotorul conducător la cel condus se realizează prin două roți dințate montate pe capetele arborilor. Profilele nu sînt în contact, dar interstițiile care separă spațiul de aspirație de cel de refulare sînt foarte mici, de ordinul 0,05 mm, astfel că pierderile de debit sînt reduse.

În fig. 1.18 este prezentată schema unei pompei cu piston cu două aripi.

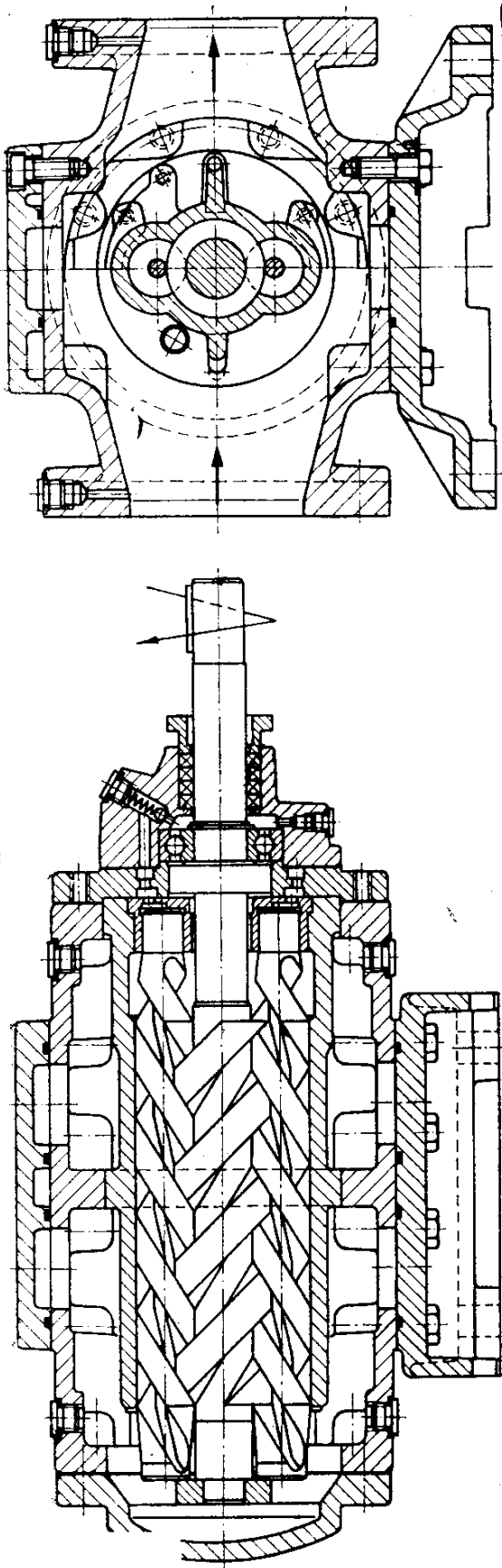


Fig. 1.16. Pompă cu trei șuruburi.

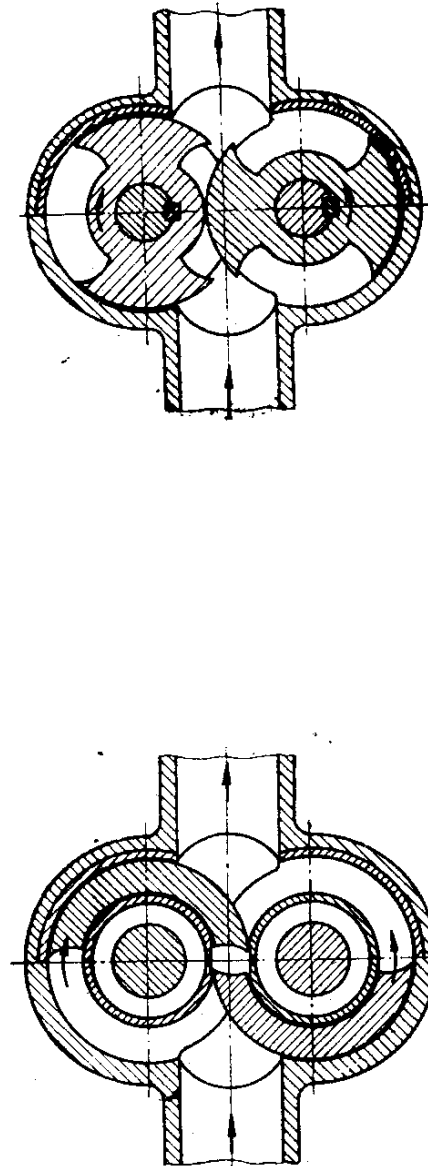


Fig. 1.18. Pompă cu piston cu două aripi.

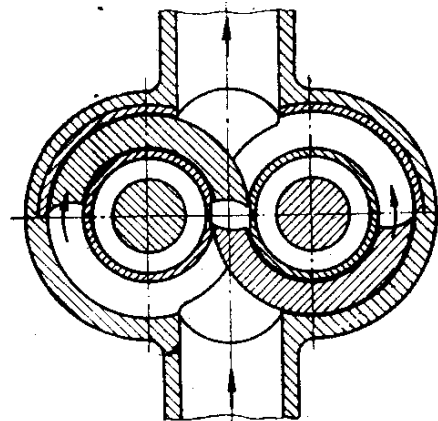


Fig. 1.17. Pompă cu piston cu o aripă

La această pompă rotoarele au aripi simetrice, iar profilul acestora este astfel conjugat încât interstițiul se păstrează constant în orice poziție. Fenomenul de pompare are loc datorită variației de volum, create prin rotirea pistoanelor.

În fig. 1.19 este prezentată schema unei pompe cu piston raclor. Pompa este alcătuită dintr-o carcasă în interiorul căreia se rotește un rotor de formă eliptică. Tot în carcasă se mai găsește un braț oscilant care are o muchie ce se reazemă pe conturul exterior al rotorului. Pompa este utilizată la pomparea lichidelor ce manifestă tendință de aderare la suprafețele metalice.

În categoria pompelor cu pistoane profilate mai există și alte tipuri de construcții cu mai multe aripi, dar utilizarea acestora este limitată.

O altă categorie de pompe volumice rotitoare, care au o caracteristică comună, este cea a pompelor cu *rotorul plasat excentric în carcasă*. În fig. 1.20 este prezentată schema unei astfel de pompe, denumită cu „palete culisante”. Pompa este alcătuită dintr-un rotor al cărui ax este decalat față de axul carcasei, cu o anumită valoare denumită „excentricitate”, astfel încât într-o poziție determinată rotorul este tangent la carcasă. În rotor sînt prevăzute fante radiale, în care pot culisa liber două sau mai multe palete lamelare. Datorită amplasării excentrice a rotorului, în carcasă apare un spațiu în formă de seceră, care se mărește de la poziția de tangență a rotorului pînă la poziția diametral opusă, unde atinge valoarea maximă apoi se micșorează în mod simetric. La rotirea rotorului, paletele sînt proiectate spre periferia carcasei și alunecă pe conturul interior al acesteia, separînd spațiul de aspirație de cel de refulare. Aspirația se face în zona de creștere a spațiului în formă de seceră, iar refularea în zona de reducere a acestuia.

Pompele cu palete îndeplinesc în mod obișnuit două funcțiuni principale: funcția de *pompă de acționare*, atunci cînd pompează lichid în

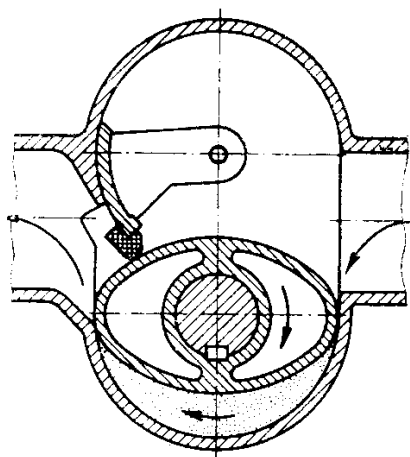


Fig. 1.19. Pompă cu piston raclor.

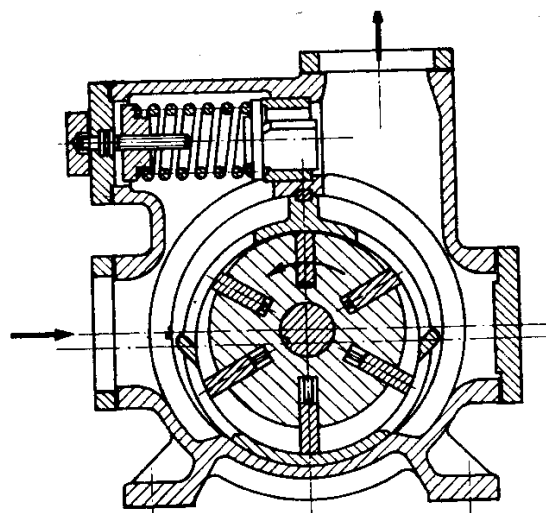


Fig. 1.20. Pompă cu palete culisante.

diverse sisteme de transmisii hidraulice, realizînd presiuni de ordinul a 100 bar și funcția de *pompă de vid*, atunci cînd vehiculează gaze; cu o etanșare corespunzătoare ele pot realiza valori ale vidului de 10^{-2} mbar.

În fig. 1.21 este prezentată construcția unei pompe cu role. Și la această pompă, rotorul este plasat excentric în carcasă, dar, în loc de fante, el este prevăzut cu alveole în care se introduc role cilindrice. La rotirea rotorului, rolele sînt proiectate spre exterior și se rostogolesc pe conturul interior al carcasei. Prin această soluție, se înlocuiește frecarea de alunecare — existentă la pompele cu palete — cu o frecare de rostogolire, ceea ce are ca efect reducerea uzurilor pieselor aflate în mișcare.

Deoarece și aici ia naștere un spațiu în formă de seceră, principiul de funcționare este identic cu cele al pompelor cu palete, rolele realizînd separarea dintre celulele cu presiuni diferite.

Pompele cu role se utilizează pentru vehicularea lichidelor corosive sau cu viscozitate maimare, în instalații care necesită debite mai reduse la presiuni medii de ordinul 20—25 bar. Un exemplu tipic de utilizare a acestor pompe îl reprezintă mașinile de combatere a dăunătorilor în vii și livezi, unde pompa realizează prăjiunea necesară pulverizării agentului de lucru.

O altă construcție cu rotor excentric față de axul carcasei este pompa cu segment separator, prezentată în fig. 1.22. Rotorul acestei pompe, avînd axul decalat față de axul carcasei, este prevăzut la partea superioară cu un corp de ghidare care poate oscila într-un locaș al carcasei pompei. Mișcarea rotorului în carcasă este o mișcare de rostogolire pe peretele interior al acesteia, iar spațiul în formă de seceră este în funcție de deplasarea rotorului, care, în punctul de contact cu carcasa, separă spațiul de aspirație de cel de refulare. Acest tip de pompă se utilizează mai ales ca pompă de vid.

O altă construcție cu rotor excentric este prezentată în fig. 1.23, fiind de tipul cu șurub excentric. Aceasta se compune în principal dintr-o carcasă tubulară, realizată de obicei din țevă, care îmbracă prin vulcanizare statorul pompei, confecționat dintr-un cauciuc special, rezistent la abraziune și coroziune. Cavitățile statorului este de formă elicoidală, fiind generată de două elice cu originile diametral opuse (două începuturi). Rotorul, plasat excentric față de axa statorului, este un arbore cu profil elicoidal, avînd pasul egal cu 0,5 din pasul elicei statorului. La rotirea rotorului, spirele sale execută o mișcare de rostogolire și, în deplasarea lor, fac să varieze continuu volumul cavității statorului, realizînd astfel procesul de aspirație și refulare, deci pomparea lichidului. Dacă în timpul funcționării pompei, o particulă solidă este prinsă între rotor și stator, ea va fi presată și va deforma local cauciucul, după care va reveni în curentul de lichid fără a fi provocat stricăciuni (uzuri).

Datorită acestei calități, pompa este foarte potrivită pentru pomparea lichidelor cu conținut de particule în suspensie. Ea se mai utilizează și la pomparea lichidelor vîscoase: siropuri, pulpe de fructe, melasă, nămol etc. Presiunile maxime pe care le poate realiza o astfel de pompă sînt de ordinul 10—24 bar.

Un alt tip de pompă volumică rotitoare este pompa cu rotor elastic prezentată în fig. 1.24. La această construcție rotorul este confecționat în întregime din cauciuc avînd paletele dispuse radial. El este amplasat concentric într-o carcasă, care este teșită la partea superioară, astfel că, în timpul rotirii, paletele elastice sînt deformatе în această zonă. Sensul deformării paletelor este contrar sensului de rotație al rotorului, astfel că, la ieșirea din zona

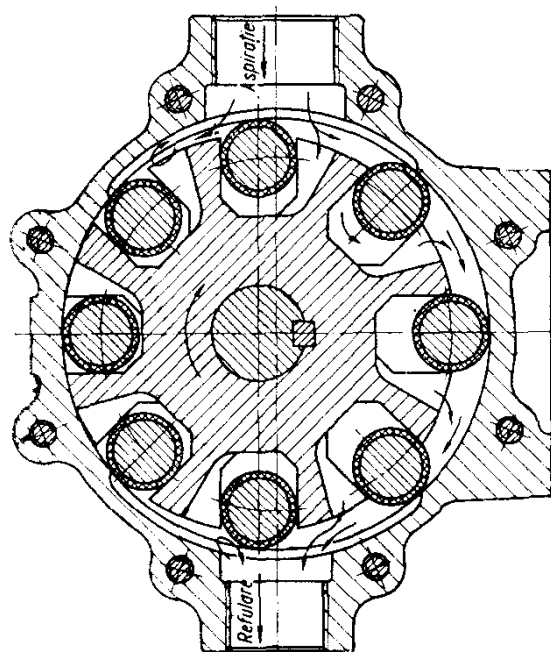


Fig. 1.21. Pompă cu role.

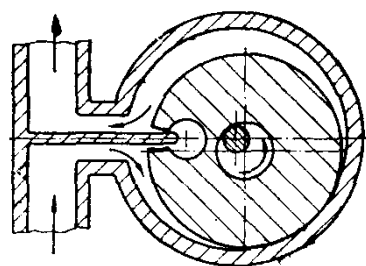


Fig. 1.22. Pompă cu segment separator.

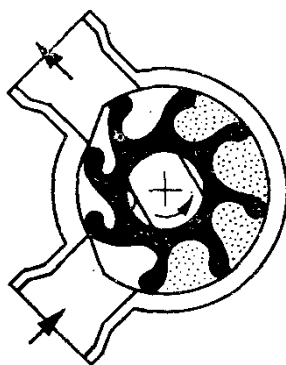


Fig. 1.24. Pompă cu rotor elastic.

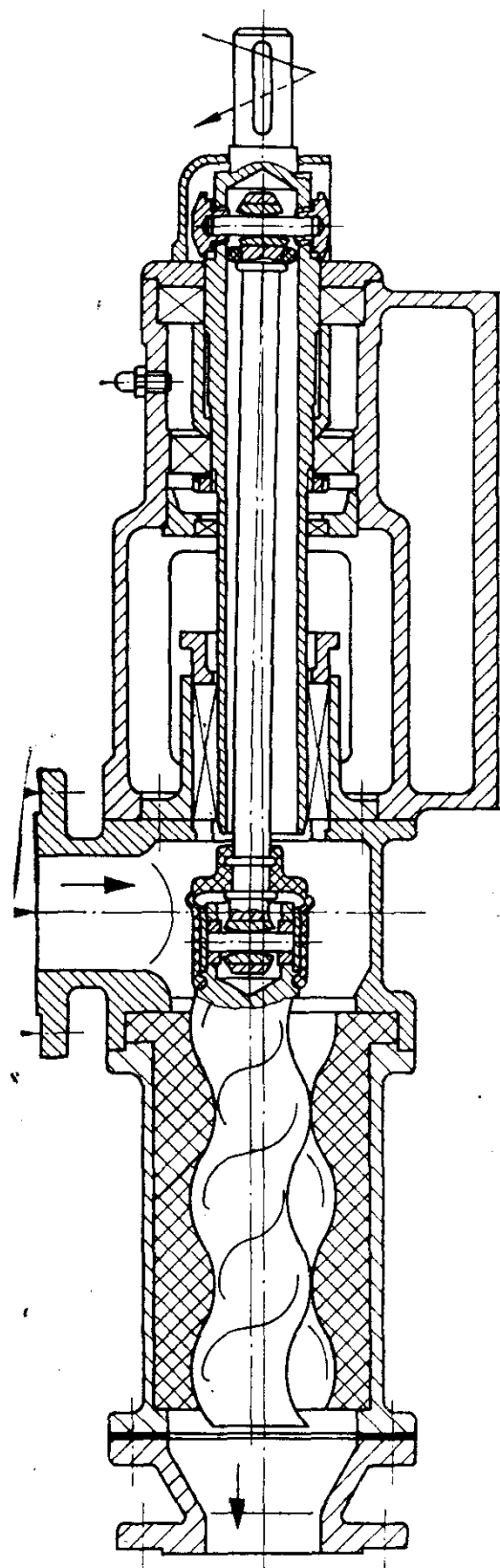


Fig. 1.23. Pompă cu stator elicoidal din cauciuc (cu șurub excentric).

teșită, are loc mărirea volumului, deci aspirația lichidului, iar la intrarea în zonă, micșorarea volumului, deci refularea.

Acest tip de pompă are o utilizare mai restrânsă, ea neputînd realiza presiuni prea mari (de ordinul 3—4 bar), dar poate vehicula lichide puternic corosive, deoarece organul în mișcare — rotorul — este confecționat din cauciuc special.

În fig. 1.25 este prezentată schema unei pompe peristaltice. Pompa este alcătuită dintr-o carcasă, în interiorul căreia se află un tub elastic. Rotorul este format dintr-un dispozitiv cu role, care în timpul rotirii presează asupra tubului elastic, deformîndu-l. Lichidul aflat în tub va fi refulat în conducta de refulare, în timp ce lichidul din vasul de aspirație va pătrunde în tub după revenirea acestuia la forma inițială.

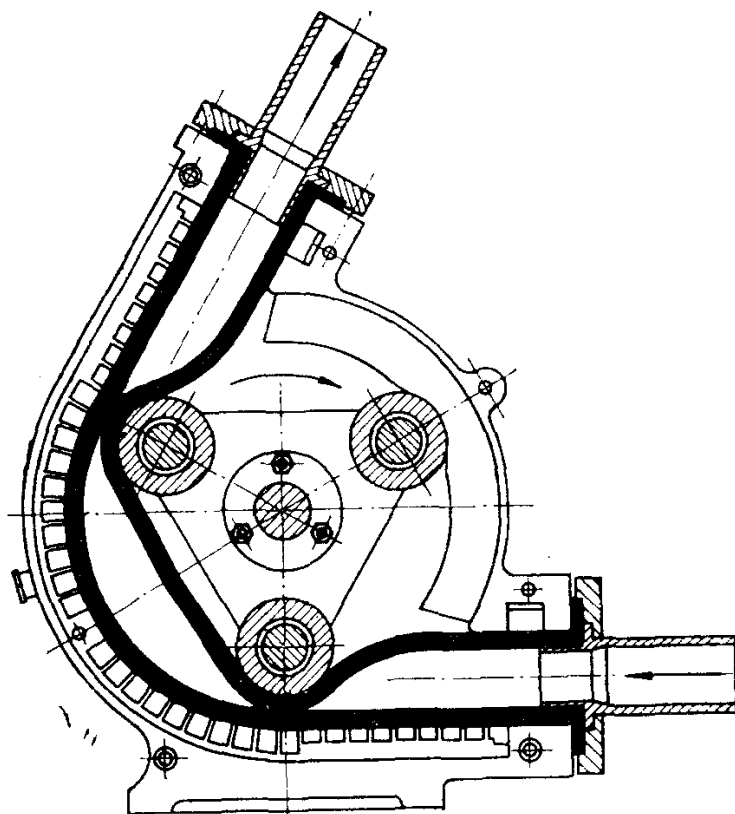


Fig. 1.25. Pompă peristaltică.

Pompa are o utilizare limitată, dar este foarte potrivită în special pentru cazurile în care lichidul nu trebuie să vină în contact cu organul de lucru (exemplu: pompă de sânge în laboratoarele medicale).

Pe plan mondial se cunosc nenumărate soluții constructive, bazate pe principiul funcționării pompelor volumice, dar acestea sînt construcții specifice anumitor procese, au un caracter special și o utilizare limitată, astfel că nu pot fi cuprinse în cadrul acestei lucrări.

Pompele volumice, spre deosebire de pompele centrifuge, sînt capabile să evacueze singure aerul din conducta de aspirație, nefiind necesară amorsarea lor din exterior, prin urmare ele sînt pompe „autoaspiratoare“. Această calitate se datorește tocmai principiului de funcționare, bazat pe variația de volum, precum și etanșării superioare a organelor de lucru. În comparație cu pompele centrifuge, randamentul volumic al pompelor volumice este net superior.

O altă caracteristică a acestor pompe este aceea că ele își pot menține presiunea de refulare constantă la debite variabile. Debitul lor este direct proporțional cu turația, iar presiunea, care depinde de rezistența creată de consumator în refulare, poate crește nelimitat deoarece lichidele sînt fluide incompresibile. În practică valoarea acestei presiuni este limitată doar de rezistența materialelor din care este confecționată pompa.

Spre deosebire de pompele centrifuge, pompele volumice sînt capabile să vehiculeze lichide cu viscozitate foarte ridicată. Datorită acestor caracte-

ristici, domeniul de utilizare a pompelor volumice se limitează la debite relativ reduse — în comparație cu cel al pompelor centrifuge — și la înălțimi de pompare mari.

1.3.7. Funcționarea pompelor autoaspiratoare. Pompele autoaspiratoare reprezintă o categorie de pompe distincte, al căror principiu de funcționare, diferit de cele descrise în paragrafele anterioare, le conferă calitatea de a putea elimina singure aerul sau gazele din conducta de aspirație, realizând astfel ceea ce se numește în mod obișnuit „autoamorsarea”.

Datorită acestei calități, pompele autoaspiratoare sînt utilizate în instalațiile unde realizarea etanșării este mai puțin pretențioasă decît la pompele centrifuge — trasee de conducte cu multe îmbinări și racordări care pot prezenta locuri neetanș — precum și la pomparea lichidelor cu conținut bogat de aer sau gaze în compoziție. În funcție de tipul ales, ele pot fi folosite și pentru crearea vidului în diverse procese tehnologice. Deoarece randamentul maxim al acestor tipuri de pompe nu depășește, la construcțiile curente, valoarea de 50 %, ele se utilizează în diverse combinații constructive cu pompele centrifuge, realizînd amorsarea acestora.

Cele mai răspîndite construcții de pompe autoaspiratoare sînt: pompele cu canal lateral, pompele de vid cu inel de lichid, pompele periferiale și pompele cu bazin.

1.3.7.1. Pompe autoaspiratoare cu canal lateral. În fig. 1.26, *a* este prezentată schema de principiu a unei pompe cu canal lateral. După cum rezultă din figură, partea hidraulică a pompei cu canal lateral este alcătuită dintr-un rotor R cu palete fixe, în formă de stea, montat între două celule, una de aspirație C_1 iar cealaltă de refulare C_2 . În celula C_1 este practică fanta A prin care se realizează aspirația fluidului. La periferia celulei C_2 este prevăzut un canal circular c , a cărui secțiune transversală are o anumită formă. Canalul începe în punctul 1, care se găsește la nivelul suprafeței interioare a celulei, adîncimea lui crește treptat pînă în punctul 2, apoi rămîne constantă pînă în punctul 3, de unde începe să descrească pînă în punctul 4 care se găsește situat la nivelul aceleiași suprafețe, ca și punctul 1. Totodată în celula C_2 se găsește și fanta de evacuare E .

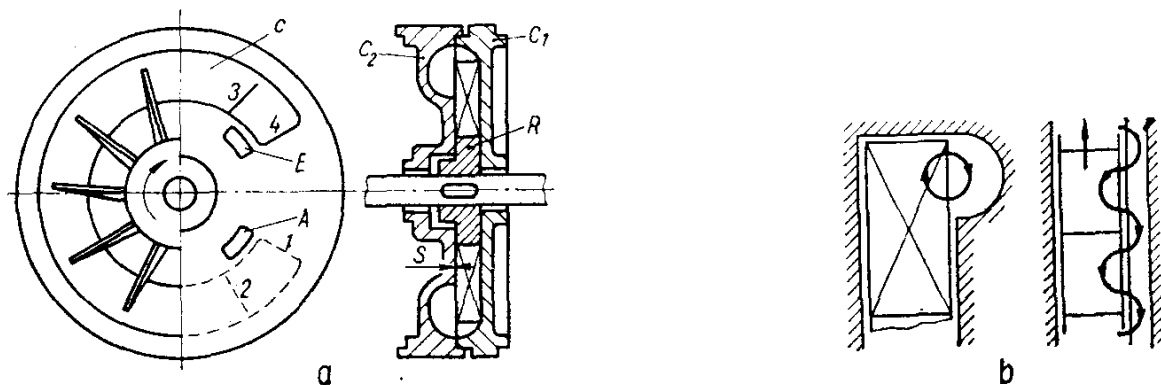


Fig. 1.26. Pompă cu canal lateral:

a — schema constructivă; *b* — schema circulației curentului turbionar.

Funcționarea are loc astfel: se umple inițial pompa cu lichid; la rotirea rotorului în sensul indicat pe figură, lichidul este proiectat la periferia celulei și formează un inel de o anumită grosime; o parte din lichid pătrunde în cana-

lul lateral, astfel că grosimea inelului de lichid nu rămâne constantă pe întreaga periferie ci crește sau se micșorează proporțional cu secțiunea canalului. Acolo unde secțiunea este mai mare, suprafața interioară a inelului se depărtează de centrul rotorului, iar în porțiunea unde adâncimea canalului descrește, marginea inelului se apropie de centrul rotorului. Situația se prezintă ca în fig. 1.27.

Din figură, se remarcă poziția excentrică a inelului de lichid. Prin această volumul spațiilor *a*, *b*, *c*, *d* și *e*, determinate de palete și suprafața interioară a inelului de lichid, variază crescând de la începutul canalului pînă în planul axului orizontal, iar apoi descrescînd pînă la terminarea canalului. Astfel aici se repetă principiul de funcționare al pompelor volumice, rolul pistonului fiind jucat de inelul de lichid. Paralel cu variația volumului, între celulele rotorului și canalul lateral, se formează un curent turbionar (vezi săgețile din fig. 1.26, *b*), datorită diferenței de presiune existente între cele două spații învecinate, care provoacă o mărire a energiei lichidului, manifestată prin creșterea presiunii acestuia. De aceea, pompele cu canal lateral realizează presiuni de refulare apreciabil mai mari decît pompele centrifuge cu rotoare de dimensiuni comparabile.

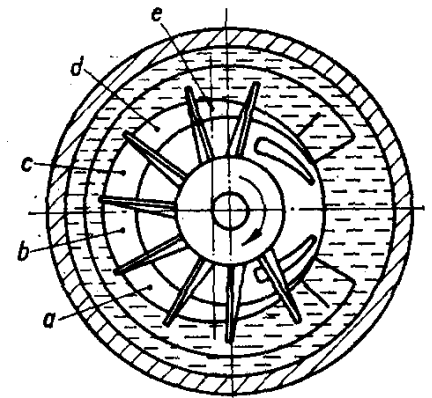


Fig. 1.27. Schema variației grosimii inelului de lichid.

Pompa este astfel concepută — gurile de aspirație și refulare sînt îndreptate în sus — încît, la oprirea din funcțiune, ea rămîne plină cu lichid, astfel că la următoarea pornire nu mai este necesară o nouă umplere.

Pompele cu canal lateral se construiesc numai pentru debite destul de mici, deoarece randamentul lor volumic este redus, el neputînd crește peste anumite limite datorită umplerii nesatisfăcătoare a celulelor rotorului. Prin urmare, utilizarea acestor pompe este recomandabilă în domeniul debitelor mici și al presiunilor mijlocii (20—30 bar) și mai ales acolo unde este necesară autoamorsarea. De regulă, se utilizează construcții multietajate.

1.3.7.2. *Pompe de vid cu inel de lichid.* O altă categorie de pompe, al căror principiu de funcționare se aseamnă foarte mult cu cel al pompelor cu canal lateral, este reprezentată de pompele de vid cu inel de lichid. Așa cum le indică de altfel și denumirea, aceste pompe sînt destinate în special pentru crearea vidului industrial în diverse instalații, dar sînt folosite din ce în ce mai mult și ca suflante sau compresoare de joasă presiune. Această ultimă utilizare se datorește mai ales faptului că debitul de aer refulat este continuu și totodată lipsit de vapori de ulei, cum este în cazul compresoarelor cu piston.

Pompele de vid cu inel de lichid pot vehicula și lichide, dar utilizarea lor numai în acest scop nu este recomandabilă deoarece randamentul este necorespunzător, iar puterea absorbită crește foarte mult, ceea ce poate provoca defectarea motorului de antrenare. Construcția acestor pompe se aseamnă întrucîtva cu cea a pompelor cu canal lateral, dar rolul canalului îl joacă aici poziția excentrică a rotorului față de carcasă.

În fig. 1.28 este prezentată schema de funcționare a unei astfel de pompe. Pompa este alcătuită dintr-o carcasă cu secțiune circulară c , fixată lateral prin discurile de distribuție d_1 și d_2 . În interiorul carcasei

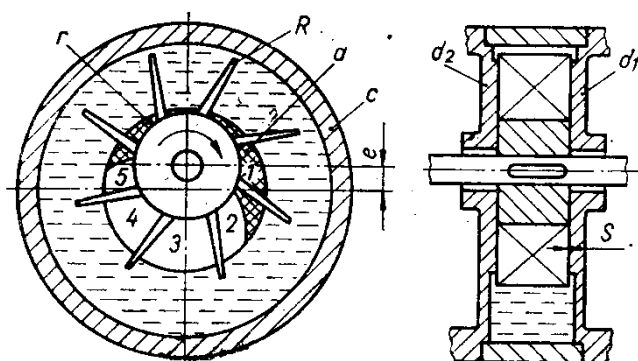


Fig. 1.28. Schema funcțională a pompei de vid cu inel de lichid.

se găsește rotorul R , montat pe un arbore deplasat față de axa carcasei cu excentricitatea e . Rotorul poate culisa pe arbore în limita jocurilor s dintre lățimea sa și lățimea carcasei mărginită de discurile de distribuție. În discul d_1 este practică o fantă a de o anumită formă, care este pusă în legătură cu conducta de aspirație, iar în discul d_2 — o altă fantă r , de asemenea de o anumită formă și care comunică cu conducta de refulare.

Funcționarea se petrece astfel: la rotirea rotorului în pompa umplută inițial cu lichid, acesta este antrenat de palete și proiectat la periferia carcasei, unde, asemănător ca la pompele cu canal lateral, ia forma unui inel de lichid de o anumită grosime constantă, concentric cu carcasa pompei. Datorită poziției excentrice a rotorului, între acesta și fața interioară a inelului de lichid, se formează un spațiu în formă de seceră, divizat în mai multe celule — 1, 2, 3, 4, 5 — de către paletele rotorului. În sensul de rotație indicat pe figură, volumul celulelor crește pînă în dreptul axului vertical al pompei, realizînd astfel depresiunea necesară aspirației. Din dreptul axului vertical, volumul acestor celule se reduce, iar aerul aspirat începe să fie comprimat și este refulat prin fanta de evacuare.

Prin urmare, și la această categorie de pompe, procesul de pompare se datorește variației de volum, la care rolul pistonului este preluat de inelul de lichid.

Spre deosebire de pompele cu canal lateral, unde secțiunea canalului lateral limitează dimensiunile pompei și deci și parametrii hidraulici, la pompele de vid cu inel de lichid, dimensiunile nu mai sînt limitate, astfel că aceste pompe pot vehicula cantități de fluid foarte însemnate. Deoarece transportul lichidelor cu astfel de pompe se face cu un randament scăzut, așa cum s-a mai arătat, ele sînt folosite în special pentru evacuarea aerului sau gazelor din diverse recipiente și instalații.

Din figură se observă că, odată cu evacuarea aerului din celule, prin fanta de refulare este eliminată și o anumită cantitate de lichid, ceea ce conduce la micșorarea grosimii inelului de lichid și la o funcționare defectuoasă a pompei. Rezultă deci că, pentru completarea cantității de lichid evacuat și deci pentru menținerea grosimii constante a inelului de lichid, este necesar să se aducă în pompă, de la o sursă exterioară, o cantitate de lichid echivalentă cu cea eliminată.

În același timp, datorită procesului de comprimare realizat în celulele pompei, aerul se încălzește, iar cea mai mare parte din căldura degajată este preluată de inelul de lichid. De aceea, cantitatea de lichid care o înlocuiește pe cea eliminată are și rolul de a răci inelul încălzit, astfel că alimentarea tre-

buie să se facă de la o sursă care are temperatura corespunzătoare. Din acest motiv, lichidul de alimentare se mai numește și lichid de răcire. În unele lucrări de specialitate sau în prospecte ale fabricilor constructoare el mai poartă denumirea de „lichid auxiliar“.

Curbele caracteristice ale pompelor de vid cu inel de lichid sînt indicate de furnizori la o valoare a temperaturii lichidului de alimentare de 15°C și ele suferă modificări în funcție de variația temperaturii acestuia.

În marea majoritate a cazurilor, aceste pompe au ca agent lichid apa, de aceea ele se întîlnesc și sub denumirea de „pompe cu inel de apă“, dar bine înțeles că se pot utiliza și alte lichide, cu condiția ca acestea să nu intre în combinații chimice cu mediul ce trebuie evacuat.

Din punct de vedere constructiv, pompele se execută în două variante: cu un singur rotor — monoetajate — pentru vid mediu pînă la 160 Torr și cu două rotoare așezate în serie — bietajate — pentru vid înalt pînă la 25 Torr. De aici au rezultat și denumirile de „pompe de vid mediu“ și „pompe de vid înalt“.

Trebuie făcută distincția între pompele de vid pentru vehiculare, la care vid înalt (25 Torr) reprezintă un vid industrial și pompele de vid înaintat (10^{-6} Torr) utilizate în laboratoare și în electronică. Acestea din urmă reprezintă construcții de pompe volumice speciale.

Pentru a obține debite foarte mari, la un regim de vid industrial, rotoarele pompelor de vid cu inel de lichid pot fi montate în „paralel“, avînd aspirația pe ambele părți, pentru a îmbunătăți umplerea celulelor și deci a randamentului volumic.

Vidul maxim ce poate fi obținut cu pompele de vid cu inel de lichid atinge valori de 15—10 Torr, dar la acest regim debitul scade practic la zero.

Pentru a obține un vid mai înaintat cu acest tip de pompă, se utilizează un dispozitiv cu ejector, care se montează pe flanșa de aspirație a pompei, obținîndu-se cu ajutorul său valori ale vidului de pînă la 5 Torr.

Pompele de vid cu inel de lichid se utilizează în diverse procese tehnologice (uscarea sub vid) sau ca pompe de amorsare centrale pentru stații de pompare. Ele mai pot fi folosite și ca suflante sau compresoare de joasă presiune, atunci cînd presiunea de aspirație este chiar presiunea atmosferică. Astfel pompele cu un singur etaj realizează presiuni de refulare de maximum 2,5 bar, iar cele bietajate pot atinge valori de 6—7 bar. Pentru obținerea acestor parametri, pompele se livrează cu discuri de distribuție speciale, avînd fantele modificate. Dacă s-ar folosi aceleași discuri cu care este echipată pompa de vid, s-ar obține caracteristici inferioare și randamente mult reduse. Totuși, în multe locuri din exploatare, ele funcționează în aceste condiții, fără inconveniente de ordin funcțional-mecanic.

Pompele de vid cu inel de lichid se folosesc și în combinații constructive cu pompele centrifuge, care au prevăzută o carcasă specială în care este amplasat rotorul de vid ce realizează amorsarea. Astfel de pompe se numesc „pompe centrifuge autoaspiratoare“.

1.3.7.3. *Pompe periferiale.* Pompele de acest tip se aseamănă constructiv cu pompele cu canal lateral. În fig. 1.29 este prezentată construcția unei pompe periferiale. Pompa este alcătuită dintr-un rotor amplasat între două carcase avînd fiecare cîte un canal lateral identic. Canalele fac legătura directă între

orificiul de aspirație și cel de refulare. Rotorul are forma unui disc prevăzut la periferie, pe ambele părți, cu un număr mare de paletе realizate prin frezare sau matrițare.

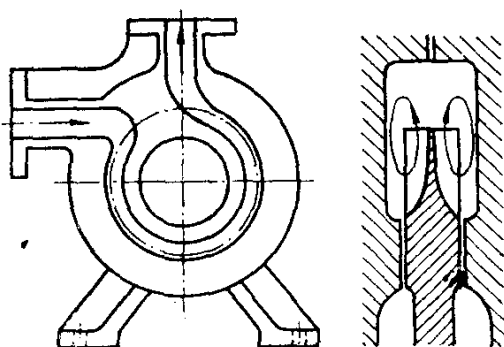


Fig. 1.29. Schema pompei periferiale.

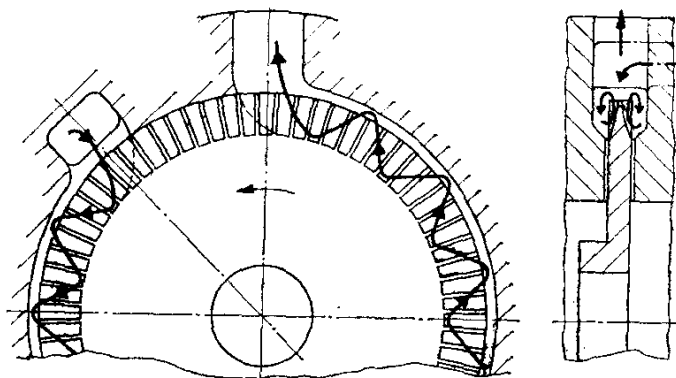


Fig. 1.30. Schema funcțională a pompei periferiale.

Funcționarea are loc astfel: pompa fiind umplută inițial cu lichid, la rotirea rotorului, lichidul este proiectat spre periferia carcasei și aici capătă o mișcare circulară în formă de spirală — între canalul lateral și paletе —, avansînd continuu de la aspirație spre refulare. Celulele, alcătuite de paletе și pereții laterali ai carcaselor joacă rolul unor etaje în care energia lichidului se acumulează și se amplifică sub formă de presiune astfel că pompa este capabilă să realizeze la dimensiuni reduse presiuni de refulare mult mai mari decît pompele centrifuge asemănătoare. Astfel pompele periferiale pot realiza înălțimi de pompare de 250 metri coloană de lichid, cu un singur rotor.

Schema principiului de funcționare este redată în fig. 1.30.

Pompele periferiale se mai numesc și pompe „turbionare”, denumire datorată circulației turbionare a lichidului în pompă. Ele sînt pompe autoaspiratoare, dar capacitatea lor de aspirație este redusă, nedepășind înălțimi de 2—3 m.

Pompele periferiale se utilizează îndeosebi în industria chimică și farmaceutică și acolo unde sînt necesare debite foarte mici, de ordinul 0,5 — 4 m³/h la înălțimi de pompare relativ ridicate. Atît rotorul cît și carcasele se pretează a fi realizate din materiale anticorozive.

1.3.7.4. *Pompe autoaspiratoare cu bazin.* Principiul de funcționare al acestui tip de pompă constă în producerea unei turbulențe care are ca efect degajarea aerului sau gazului conținut în lichid. Acest principiu este ilustrat în fig. 1.31.

Pompa este prevăzută cu un bazin de decantare a lichidului, în care are loc separarea aerului de lichid.

Funcționarea are loc astfel: la rotirea rotorului, în masa de lichid se produce o turbulență puternică, avînd ca efect crearea unui amestec de lichid și aer.

Acest amestec este refulat în bazin unde întîlnește un spațiu mult mai liniștit, astfel că bulele de aer, fiind mai ușoare, se ridică la suprafață iar lichidul se întoarce în rotor prin orificiul de retur și ciclul se repetă.

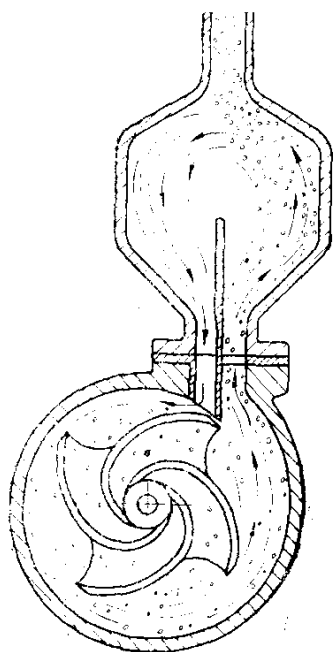


Fig. 1.31. Pompă autoaspiratoare cu bazin.

Lichidul din pompă este în contact permanent cu aerul din conducta de aspirație, iar, pe măsura funcționării, acest aer se dizolvă în lichid și înlocuiește treptat aerul evacuat în conducta de refulare. Locul aerului din conducta de aspirație este luat de lichidul din rezervorul de aspirație, care umple întreg traseul pînă se produce amorsarea pompei. În continuare, după ce se închide orificiul de retur, pompa funcționează ca o pompă centrifugă obișnuită.

Timpul de amorsare la aceste tipuri de pompe este destul de lung, variind între 3—7 min. Pentru a obține o amorsare cît mai eficientă, este recomandabil ca vanele de pe conducta de refulare să fie complet deschise astfel încît să opună o rezistență cît mai redusă în calea aerului evacuat. Această categorie de pompe este utilizată destul de frecvent pentru diverse servicii: irigații, evacuări de ape uzate din incinte, alimentări cu apă cu caracter local, intervenții la stingerea incendiilor etc. În funcție de caracterul exploatării, pompele se echipează cu rotoare adecvate. Pentru a putea satisface astfel de cerințe, ele se montează pe șasiuri cu roți și sînt antrenate cu ajutorul motoarelor termice. Această soluție le conferă mobilitate și independență față de surse de energie electrică, calități apreciate mai ales în cazuri de intervenții rapide.

Principiile de funcționare descrise în cadrul acestui capitol se referă la tipurile de pompe cu cea mai largă aplicație pe plan mondial. Există însă și alte categorii de pompe, al căror principiu de funcționare se bazează pe utilizarea unui fluid motor — apa, aerul, aburul — dar domeniul de utilizare al acestora este limitat la scopuri speciale: irigații cu caracter local, asanări, denisipări de puțuri etc.

Aceste construcții sînt cunoscute sub denumirea de transformatoare hidraulice, dintre care cele mai cunoscute sînt: *injectorul de apă*, *ejectorul*, *herbecul hidraulic*, *pompa mamut*, *pulsometrul cu abur și apă sau cu gaze și apă*.

Injectorul și ejectorul sînt aparate la care principiul de funcționare este identic, dar denumirea lor rezultă în funcție de modul de aplicare. Astfel aparatul se numește injector, atunci cînd este folosit pentru pomparea sub presiune, și ejector, cînd este folosit pentru aspirația lichidului din puțuri cu nivele adînci.

Deoarece din punctul de vedere al exploatării, utilizarea acestor aparate este limitată, în comparație cu celelalte tipuri de pompe, iar descrierea principiului de funcționare este prezentată în lucrările de specialitate, prezenta lucrare își propune să le trateze numai în cazurile în care sînt folosite în diverse soluții combinate cu pompele de largă circulație.

1.4. Curbe caracteristice

Criteriile după care pot fi apreciate calitățile unei pompe sînt parametrii funcționali pe care-i poate realiza aceasta, supusă la diverse regimuri de funcționare. Expresia analitică sau grafică a acestor parametri oferă posibilitatea beneficiarului pompei de a alege pompa cea mai potrivită scopului, de a-i cunoaște limitele de utilizare corectă, asigurîndu-și astfel exploatarea rațională și totodată economică a instalației hidraulice pe care aceasta o

deservește. În practica curentă relațiile dintre acești parametri sînt exprimate pe cale grafică, sub formă de diagrame, care cuprind diverse curbe ce au căpătat denumirea de „curbe caracteristice”.

1.4.1. Curbe caracteristice la pompele centrifuge. Parametrii funcționali ai unei pompe sînt:

Q — debitul de lichid pompat, exprimat de regulă în $\text{m}^3/\text{oră}$, $\text{m}^3/\text{secundă}$ sau litri/secundă, litri/minut;

H — înălțimea totală de pompare, exprimată în metri coloană de apă (mCA) sau metri coloană de lichid (mCl);

n — turația de antrenare a pompei, exprimată în rotații pe minut (rot/min, sau $\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$);

η — randamentul total al pompei, exprimat în procente (%) sau în număr subunitar;

$NPSH$ — înălțimea energetică netă la aspirație, exprimată în metri;

P — puterea absorbită la arborele pompei, exprimată în kW.

Curbele caracteristice ale pompei se determină de către uzinele constructoare pe standurile de probă, prin măsurători directe, efectuate pe prototipuri, iar după introducerea acestora în fabricația de serie, fiecare exemplar se verifică pentru un anumit număr de puncte funcționale și se compară cu curbele omologate. Pentru pompele care se încadrează în limitele toleranțelor admise, uzina eliberează certificatul de calitate corespunzător.

La anumite categorii de pompe centrifuge sau la alte tipuri de pompe care se execută în serii foarte mari, deci avînd o fabricație bine însoșită, normele pot prevedea ca verificările să fie făcute prin sondaj, pe loturi.

Măsurările efectuate pe standurile de probă ale uzinelor constructoare se fac, în marea majoritate a cazurilor, cu apă (cu $\gamma = 1\,000 \text{ kgf/m}^3$) și la temperatura mediului ambiant. Numai în cazuri cu totul speciale se fac și probe cu alte medii, identice cu cele din exploatare, dar în certificatul de calitate furnizorul prevede în mod expres acest lucru.

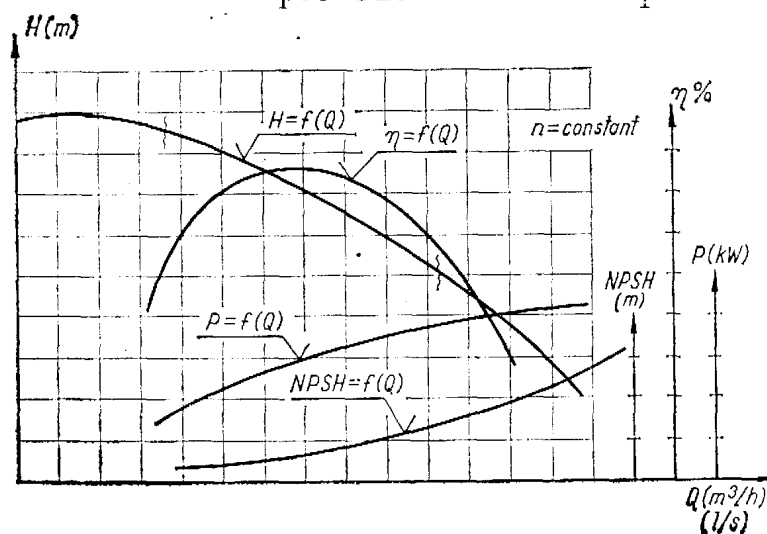


Fig. 1.32. Diagrama curbelor caracteristice ale pompei centrifuge.

În fig. 1.32 este prezentată o diagramă ce conține curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge. Din diagrama prezentată în figură se observă alura curbelor caracteristice ale pompei centrifuge, alură ce reprezintă sensul de variație a parametrilor funcționali în funcție de variația debitului Q .

Astfel, se poate remarca: pe măsura creșterii debitului, înălțimea totală de pompare, H , scade, puterea absorbită, P , crește și de asemenea valoarea $NPSH$ crește. O alură mai de-

osebită este cea a curbei de randament η , care la început înregistrează o creștere pînă atinge o valoare maximă, apoi, pe măsura creșterii debitului, începe să scadă sensibil. Analizînd alura curbelor rezultă că alegerea pompei tre-

buie astfel făcută încît aceasta să funcționeze o perioadă cît mai îndelungată în zona randamentului de valoare maximă. Parametrii corespunzători punctului de funcționare din această zonă se numesc parametri „nominali”, iar punctul se numește la rîndul său „punct nominal”.

Deoarece însă în multe cazuri această situație nu poate fi obținută, se admite folosirea pompei într-o zonă corespunzătoare unor valori acceptabile din punct de vedere al randamentului. Această zonă este marcată în diagramă prin două linii frînte. Pompa poate funcționa și în afara acestei zone, dar rezultatele nu sînt satisfăcătoare și exploatarea se face neeconomic.

Zona de prăbușire maximă din partea stîngă a domeniului recomandat este de obicei o zonă de funcționare instabilă, debitul variază devenind pulsatoriu, fapt ce se răsfrînge negativ asupra instalației. Zona din partea dreaptă a domeniului, corespunzător debitelor maxime, afectează condițiile de aspirație, favorizînd funcționarea în regim de cavitație și are ca efect distrugerea prematură a organelor hidraulice ale pompei.

Curbele caracteristice prezentate în diagrama din fig. 1.32 sînt determinate la o anumită turație n , de valoare constantă. Variația turației atrage după sine variația curbelor caracteristice ale pompei. S-a demonstrat, și experiențele au confirmat, teoria după care curbele de sarcină $H = f(Q)$ sînt parabole congruente a căror axă este paralelă cu abscisa, astfel că avînd curba determinată pentru o anumită turație se poate obține curba corespunzătoare unei alte turații prin deplasarea paralelă a primei curbe.

În fig. 1.33 sînt prezentate curbele de sarcină ale unei pompe centrifuge, la diverse turații.

Punctele $A_1 \dots A_3$, $A'_1 \dots A'_3$, $A''_1 \dots A''_3$ se găsesc situate pe cîte o parabolă de gradul II, iar coordonatele lor se obțin cu ajutorul formulelor (1.5) determinate de legea similitudinii. Această lege nu se aplică în cazul funcționării pompei în regim de cavitație.

Exemplu numeric. O pompă centrifugă este determinată prin curba de sarcină $H = f(Q)$ trasată prin punctele cunoscute I, II, III, (fig. 1.34). Ea este antrenată de un motor electric avînd o putere de 0,75 kW la o turație de funcționare de 1500 rot·min⁻¹.

Pentru folosirea aceleiași pompe într-o instalație în care sînt necesare un debit sau o înălțime de pompare mai mari, se poate înlocui motorul electric de antrenare cu altul avînd o turație de 3000 rot·min⁻¹. Pentru noua turație se calculează valorile celor trei puncte:

$$Q_{2I} = Q_{1I} \times \frac{n_2}{n_1} = 2 \times \frac{3000}{1500} = 4 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$Q_{2II} = Q_{1II} \times \frac{n_2}{n_1} = 4 \times 2 = 8 \text{ m}^3/\text{h};$$

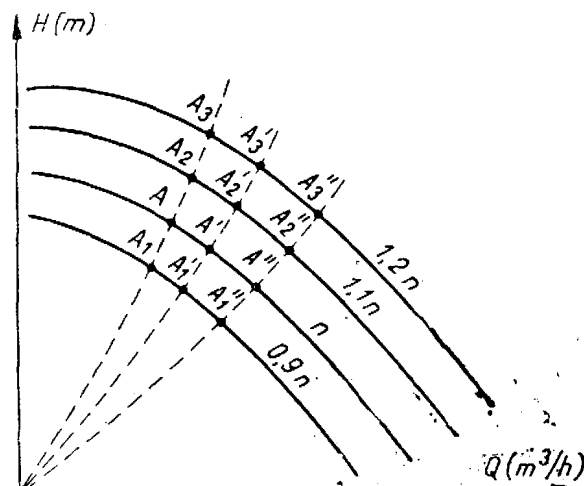


Fig. 1.33. Diagrama $H - f(Q)$ pentru diverse turații.

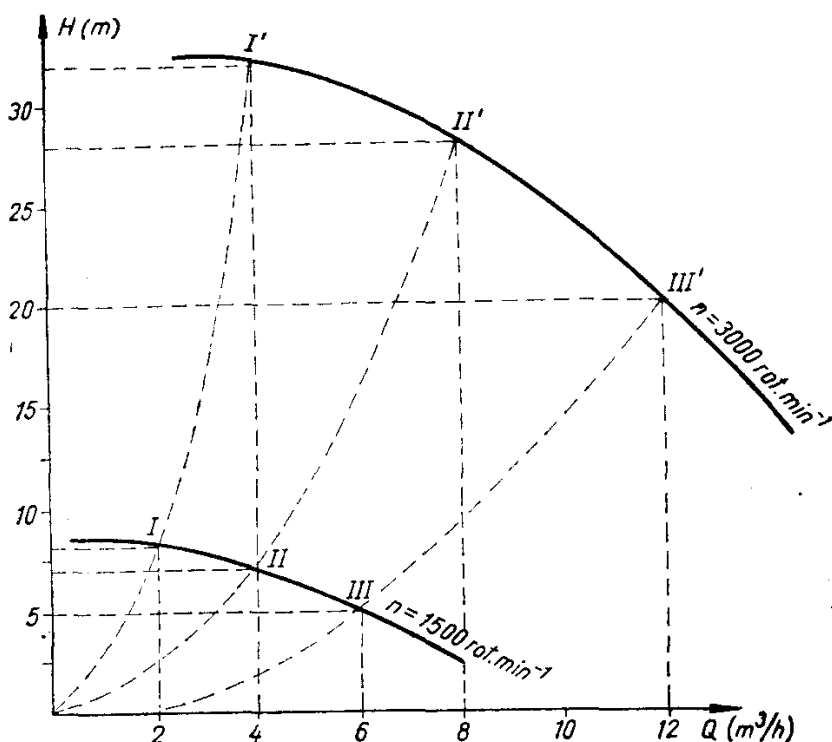


Fig. 1.34. Caracteristica de sarcină a unei pompe centrifuge la turațiile de 1500 și 3000 $\text{rot}\cdot\text{min}^{-1}$.

$$Q_{2III} = Q_{1III} \times \frac{n_2}{n_1} = 6 \times 2 = 12 \text{ m}^3/\text{h},$$

$$H_{2I} = H_{1I} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 8 \times \left(\frac{3000}{1500} \right)^2 = 32 \text{ m};$$

$$H_{2II} = H_{1II} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 28 \text{ m};$$

$$H_{2III} = H_{1III} \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 20 \text{ m}.$$

S-au obținut punctele I' , II' , III' prin care se poate trasa curba de sarcină corespunzătoare noii turații.

Puterea absorbită la arborele pompei se determină în mod analog folosind relația

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3;$$

$$\text{deci: } P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = 0,75 \times \left(\frac{3000}{1500} \right)^3 = 6 \text{ kW}.$$

Prin urmare se va alege un motor electric din gama standardizată care trebuie să acopere necesarul de 6 kW. Trebuie precizat însă că la modificări importante ale turației, randamentele pompei nu-și păstrează valorile inițiale. Pentru obținerea unor parametri funcționali intermediari, se va calcula turația de antrenare corespunzătoare și se va utiliza în acest scop o transmisie prin curele sau un reductor.

De obicei, în majoritatea cazurilor, pompele centrifuge sînt antrenate de motoare electrice asincrone, care au o turație practic constantă, prin urmare variația turației nu mai este posibilă. Totuși pentru obținerea unor caracteristici diferite, se poate modifica viteza periferică a rotorului, prin strunjirea

diametrului exterior, soluție care se practică de toți fabricanții de pompe. Prin aceasta se obține o lărgire a cîmpului de utilizare a aceluiași tip de pompă. Strunjirea rotorului este limitată de forma constructivă a acestuia, admitîndu-se o diminuare a diametrului cu aproximativ 10%.

În construcția modernă a pompelor se manifestă pregnant tendința de tipizare hidraulică și constructivă, astfel ca un număr cît mai redus de tip-dimensiuni să poată satisface domenii de utilizare cît mai largi. De aceea, constructorul de pompe este interesat să cunoască toate posibilitățile pompei, pentru a putea stabili și recomanda limitele ei de utilizare. În acest scop în standurile de încercări ale uzinelor constructoare, pompele sînt supuse unor probe complexe, ale căror rezultate sînt consemnate într-o diagramă numită „caracteristica universală” a pompei.

În fig. 1.35 este prezentată caracteristica universală a unei pompe centrifuge.

În această diagramă sînt reprezentate curbele de sarcină $H = f(Q)$ pentru un număr de diametre de rotor variabile între limitele $0,75 D \dots 1,2 D$ (unele diagrame redau curba de sarcină funcție de variația turației), curbele randamentelor η , curbele puterilor P și curbele înălțimii energetice nete la aspirație $NPSH$.

Determinarea valorilor din diagramă se face astfel: punctul B , corespunzător debitului Q_B și înălțimii totale de pompare H_B , se află situat pe curba de sarcină $Q-H$ a pompei cu rotorul de diametru $0,95 D$. Randamentul acestui punct este cuprins între valorile $0,75 \eta - 0,80 \eta$ și se apreciază prin interpolare.

Punctul corespunzător valorii puterii absorbite la arborele pompei este situat între curbele $0,6 P$ și $0,8 P$, urmînd să se aleagă puterea P care este acoperitoare.

Punctul B este situat între curbele $1,2 NPSH \dots 1,5 NPSH$. Se va alege $1,5 NPSH$ ca valoare acoperitoare.

Punctul A din diagramă corespunde valorii randamentului maxim.

În concluzie, pentru pompele centrifuge se va reține că alura curbelor este următoarea: pe măsura creșterii debitului, înălțimea de pompare scade,

iar puterea absorbită crește. Cînd vana de refulare este complet închisă, deci la debit nul, puterea absorbită este minimă. De aici rezultă recomandarea

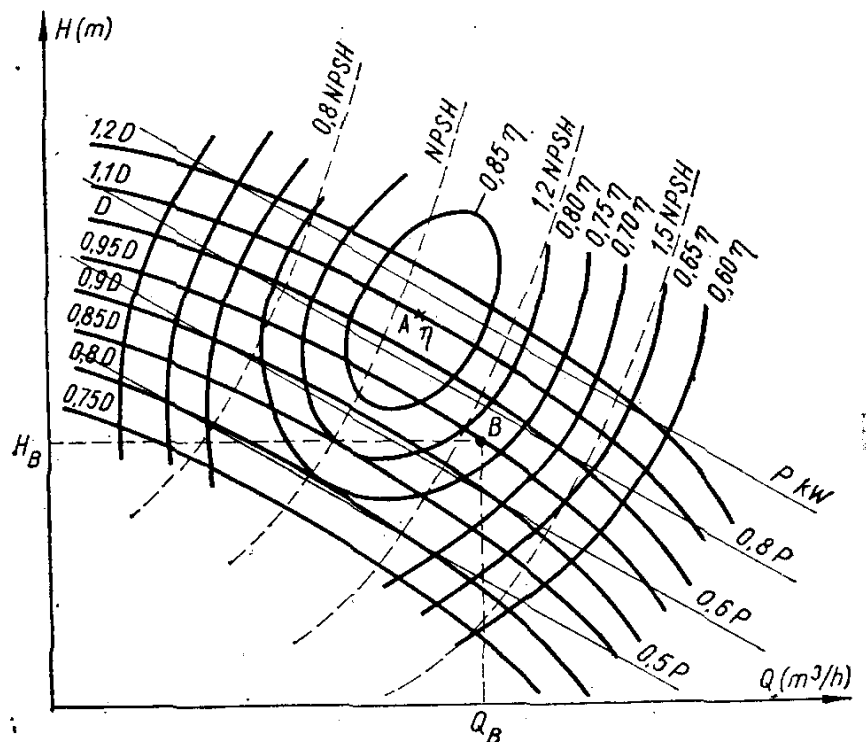


Fig. 1.35. Diagrama caracteristicii universale a unei pompe centrifuge.

ca pornirea pompelor centrifuge să se efectueze la valori cât mai reduse ale debitului, dacă este posibil, chiar cu robinetul de refulare închis. Această manevră nu reprezintă nici un pericol pentru pompă, dacă se face pe o perioadă de timp limitată, fără a depăși 2—3 minute, astfel ca lichidul din pompă, care este recirculat, să nu se încălzească peste măsură. Imediat după amorsarea pompei, acest robinet trebuie deschis treptat.

Înălțimea energetică netă necesară la aspirație crește de asemenea odată cu creșterea debitului. Prin urmare, la aceeași pompă, debitele mari influențează în mod nefavorabil condițiile de aspirație, fapt care se explică prin aceea că la o instalație dată, pe măsura creșterii debitului crește și viteza lichidului și implicit cresc și rezistențele hidraulice.

În general, reprezentarea curbelor caracteristice se face cu ajutorul diagramelor care utilizează sistemul de coordonate carteziene, având în abscisă valorile debitului, iar în ordonată valorile înălțimii totale de pompare.

Firmele constructoare utilizează însă în prospectele de prezentare ale familiilor de pompe tipizate, reprezentarea în diagrame la scară logaritmică, în care abscisa reprezintă logaritmul valorilor debitului, iar ordonata logaritmul valorilor înălțimii totale de pompare. Prin acest fel de reprezentare se oferă posibilitatea cuprinderii unui câmp caracteristic mult mai larg.

În fig. 1.36 este prezentat câmpul caracteristic al unei familii de pompe centrifuge monoetajate.

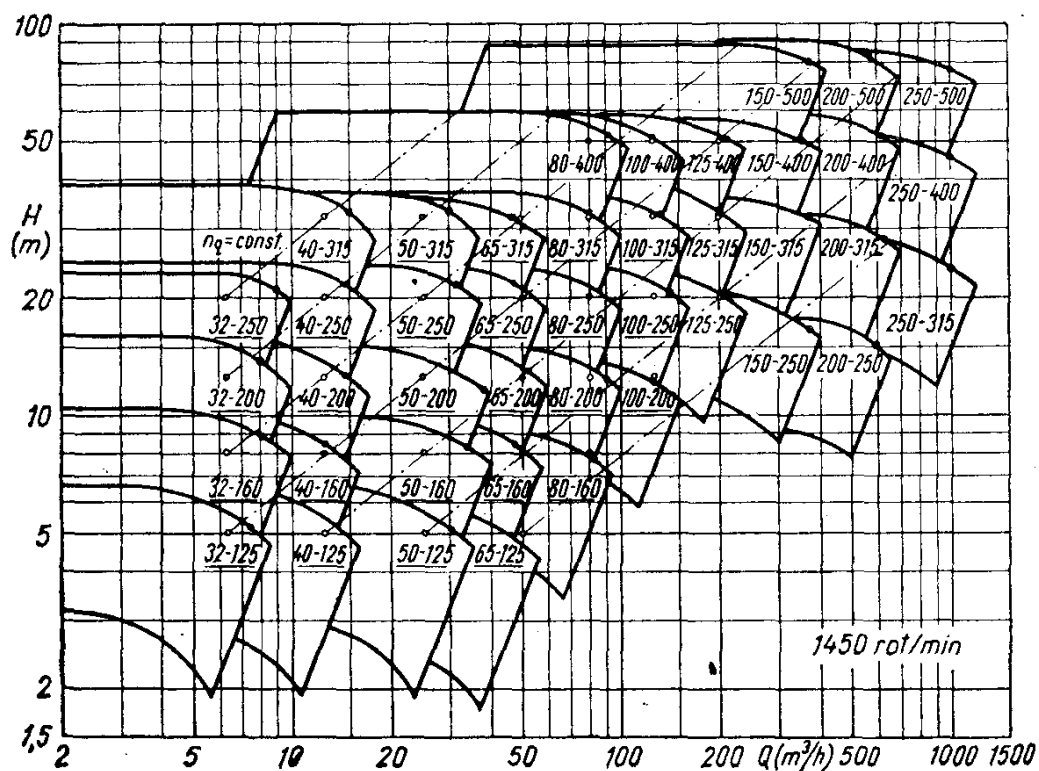


Fig. 1.36. Diagrama câmpului caracteristic al unei familii de pompe centrifuge, reprezentată la scară logaritmică.

1.4.2. Curbe caracteristice la pompele axiale. Curbele caracteristice ale pompelor axiale cu o alură deosebită față de cele ale pompelor centrifuge. Astfel la pompele axiale, în zona corespunzătoare debitelor de valori reduse,

la o anumită valoare limită se produce o întrerupere a debitării concomitent cu o scădere bruscă a înălțimii de pompare. Fenomenul se datorește întoarcerii parțiale a curentului de lichid între palele rotorului.

În fig. 1.37 este prezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe axiale.

Din diagramă se poate remarca porțiunea de instabilitate a curbei de sarcină $Q-H$ situată în zona debitelor mici.

Spre deosebire de pompele centrifuge, puterea absorbită la arborele pompei crește pe măsura reducerii debitului pompat și, din acest motiv, este recomandabil ca pornirea pompelor axiale să se efectueze în zona debitelor de valori mari. De asemenea, din cauza porțiunii instabile, pornirea trebuie realizată cu o rezistență minimă în refulare, astfel ca pompa să ajungă cât mai repede în porțiunea de curbă stabilă.

În fig. 1.38 este prezentat un exemplu de instalație deservită de o pompă axială. Instalația este prevăzută la capătul conductei de refulare cu o clapetă de reținere, care împiedică scurgerea înapoi a lichidului din bazinul superior.

La oprirea pompei, lichidul aflat în conducta de refulare se scurge prin pompă înapoi în bazinul de aspirație și produce efectul de rotire în sens invers a rotorului, ceea ce poate conduce la deșurubarea filetelor organelor de fixare a pieselor în mișcare de rotație. Unele pompe sînt prevăzute prin construcție cu un dispozitiv de oprire a rotirii în sens invers. Multe pompe însă nu sînt dotate cu un asemenea mecanism, de aceea proiectantul instalației trebuie să prevadă soluții care să împiedice rotirea pompei în sens invers. La următoarea

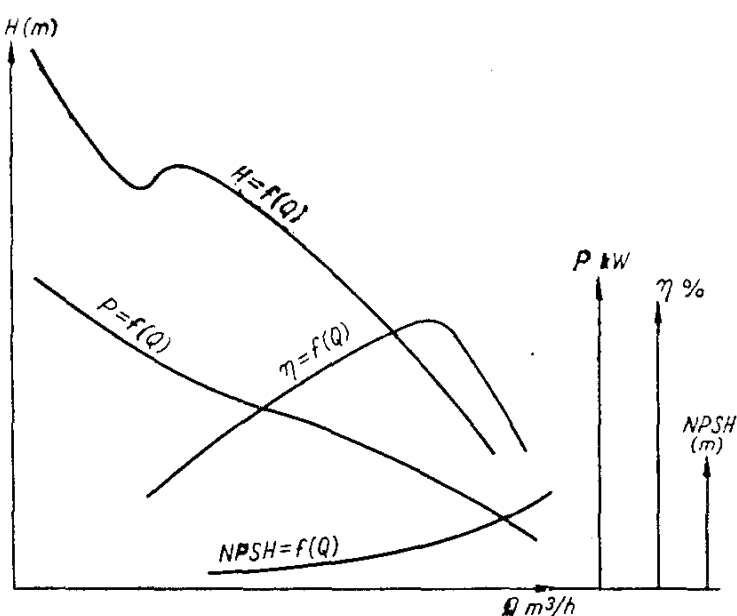


Fig. 1.37. Diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe axiale.

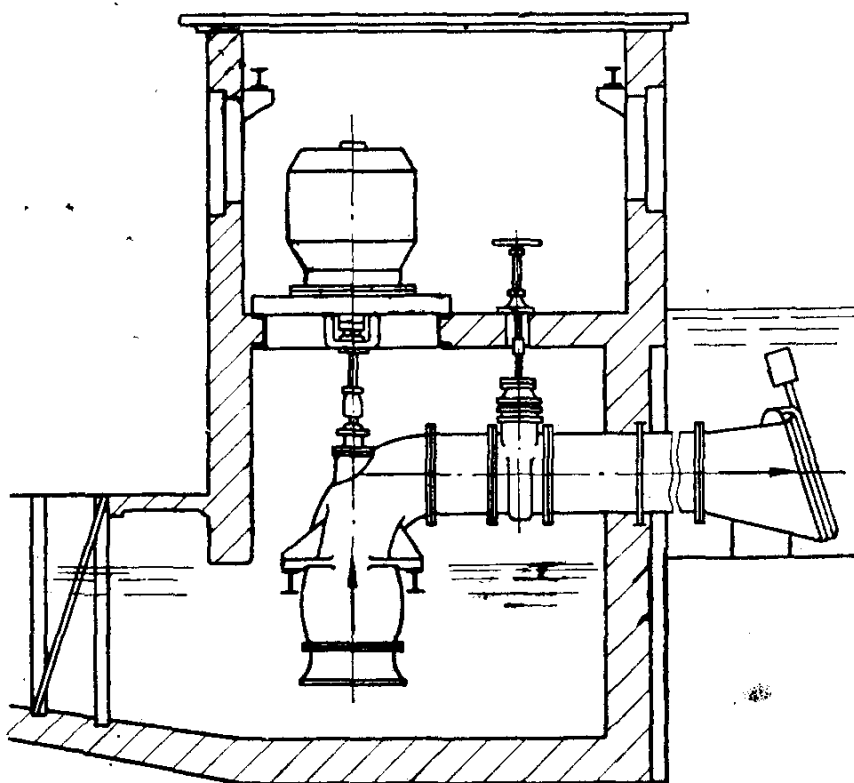


Fig. 1.38. Pompă axială cu clapetă de reținere.

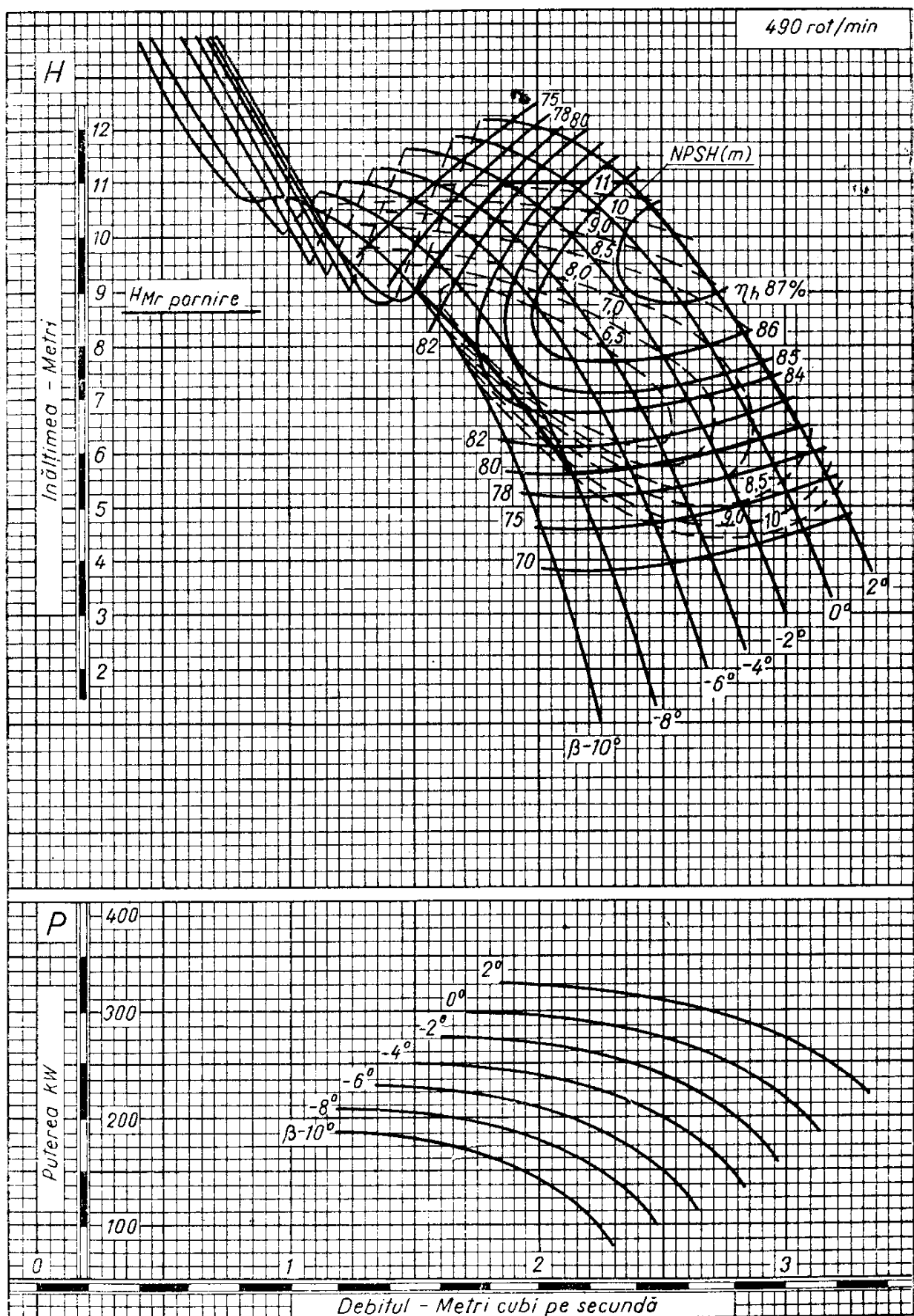


Fig. 1.39. Caracteristica universală a pompei axiale.

pornire a pompei, conducta de refulare fiind golită, pornirea se face fără rezistență în refulare, respectând astfel condițiile unei porniri corecte. Din diagramă se mai observă alura curbei randamentului, care atinge valori maxime tot în zona debitelor mari.

Și la pompele axiale se întocmesc diagrame de caracteristici universale, asemănătoare cu cele prezentate la pompele centrifuge. La pompele cu palete reglabile, caracteristica universală se determină pentru diverse unghiuri de înclinare a paletelor.

În fig. 1.39 este prezentată caracteristica universală a unei astfel de pompe.

Variația curbelor de sarcină $Q-H$ este stabilită în funcție de unghiul de reglaj al paletelor β . Dacă pompa cu palete reglabile este antrenată la turații diferite, caracteristica universală se determină pentru fiecare turație în parte.

1.4.3. Curbe caracteristice la pompele volumice. Forma curbelor caracteristice ale pompelor volumice este mult diferită de cea a pompelor centrifuge și axiale.

Din descrierea principiului de funcționare a acestor categorii de pompe, a rezultat că debitul este independent de înălțimea de pompare, variația lui datorându-se numai variației turației de antrenare a pompei. Presiunea de refulare este determinată de rezistența creată de consumator, astfel că pompele volumice au posibilitatea de a debita cantități de lichid variabile, la presiune constantă, sau cantități de lichid constante, la presiuni variabile. Teoretic curba de sarcină $Q-H$ este reprezentată în diagramă sub forma unei drepte paralele cu abscisa, dar în mod practic, pe măsura creșterii presiunii de refulare, ea se abate de la linia dreaptă. Acest fenomen se explică prin faptul că, paralel cu creșterea presiunii, cresc și pierderile prin neetanșeități, deci are loc o reducere a debitului pompat.

În fig. 1.40 este reprezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe volumice. După cum se poate remarca din diagramă, reprezentarea coordonatelor este diferită față de cea a pompelor centrifuge și axiale, abscisa reprezentând presiunile, iar ordonata, debitele. La pompele volumice se folosește de obicei în notații, termenul de „presiune de refulare”, exprimat în bar, în locul înălțimii totale de pompare, exprimată în metri coloană de lichid.

În fig. 1.40 curba de sarcină $Q-p$ se abate de la linia dreaptă teoretică, care este reprezentată prin linie punctată, curba $Q-p$ prezentând o alură descendentă în zona presiunilor mai ridicate. Curba de putere absorbită P este continuu ascendentă, pe măsura creșterii presiunii. De aceea este recomandabil ca pornirea pompelor volumice să se efectueze în zona presiunilor reduse.

Curba de randament η prezintă inițial o porțiune ascendentă, atinge o valoare maximă, apoi devine descendentă în zona presiunilor ridicate.

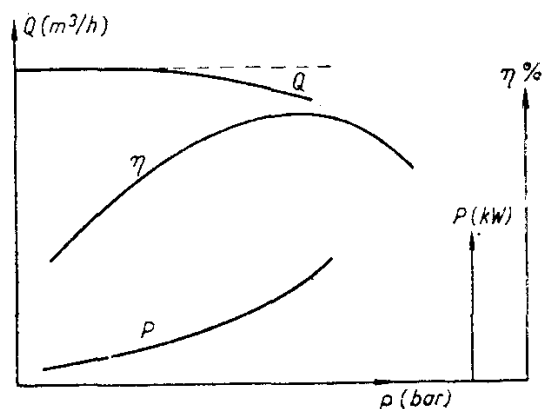


Fig. 1.40. Diagrama curbelor caracteristice la pompele volumice.

Deoarece debitul pompelor volumice este determinat de turația pompei, curbele caracteristice din cataloage sau prospecte se prezintă în funcție de acest parametru.

În fig. 1.41 este prezentată diagrama caracteristică a unei pompe volumice în funcție de variația turației. Curbele sînt date totodată pentru diverse valori ale presiunii de refulare.

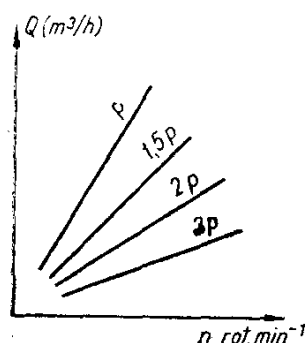


Fig. 1.41. Diagrama variației debitului funcție de turație, la diverse presiuni, la pompe volumice.

Deoarece categoria pompelor volumice este alcătuită dintr-o mare diversitate de tipuri constructive, cu destinații speciale, curbele caracteristice nu sînt reprezentate totdeauna pentru apă, de aceea la alegerea lor trebuie acordată atenție acestui lucru.

Pompele volumice acoperă în general domeniul de pompare a lichidelor cu un anumit grad de vîscozitate, domeniu ce nu poate fi deservit de pompe centrifuge, astfel că în practică pentru pompele volumice se întîlnesc frecvent diagrame cu caracteristici avînd parametri determinați în funcție de vîscozitate.

1.4.4. Curbe caracteristice la pompele cu canal lateral. Pompele cu canal lateral se construiesc de obicei cu mai multe etaje, în scopul obținerii unor valori mai mari ale înălțimii de pompare. Reprezentarea diversilor parametri în diagrame se face însă pentru un singur rotor, iar pentru determinarea înălțimii totale de pompare și a puterii absorbite totale se multiplică valorile de bază cu numărul de etaje corespunzător. Se știe că debitul nu variază în funcție de numărul de etaje. Această soluție admite însă un grad de aproximație, deoarece, paralel cu creșterea numărului de etaje, respectiv a presiunii de refulare, cresc și pierderile prin interstiții, astfel că presiunea totală reală este mai redusă decît cea teoretică rezultată prin multiplicare. Pentru determinarea caracteristicilor reale, uzinele constructoare efectuează măsură-

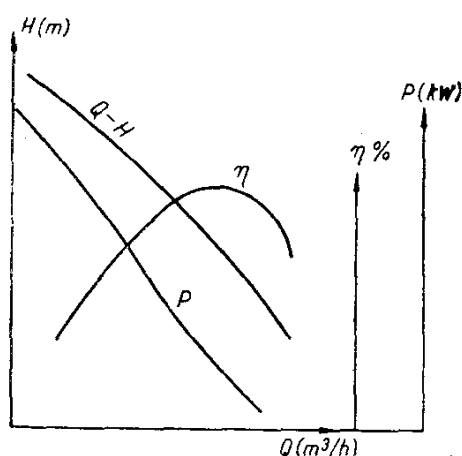


Fig. 1.42. Diagrama caracteristică a unei pompe cu canal lateral, monoetajată.

tori în standurile de probă, pentru toate variantele constructive — atît ca număr de etaje cît și ca materiale din care se confecționează pompa. Materialele pieselor cu funcțiuni hidraulice ale pompei determină valorile interstițiilor acestora și prin aceasta influențează parametrii finali.

În fig. 1.42 este prezentată diagrama caracteristică a unei pompe cu canal lateral, monoetajată.

Curba de sarcină $Q-H$ și cea a randamentului η au forme asemănătoare cu cele întîlnite la pompele centrifuge. Curba puterii absorbite P are o alură asemănătoare cu cea a pompelor axiale. Valoarea puterii maxime este situată în zona presiunilor ridicate și a debitelor mici, prin urmare pornirea acestor categorii de pompe este recomandabil să se efectueze în zona debitelor mari și a presiunilor reduse. Pompele cu canal lateral sînt utilizate frecvent la vehicula-

rea lichidelor corosive; în consecință materialul din care este confecționată pompa trebuie să corespundă din punct de vedere al rezistenței la coroziune. De obicei, în astfel de cazuri, piesele udare ale pompei se confecționează din anumite calități de oțeluri inoxidabile sau aliaje din bronz.

Construcțiile țin seama însă de calitățile de antifricțiune ale materialelor conjugate și, în funcție de acestea, se stabilesc jocurile și dimensiunile pieselor care determină parametrii hidraulici; cotele rezultate diferă față de cele ale construcției standard. Curbele caracteristice ale acestor pompe sînt prezentate în prospecte, în diagrame separate.

De asemenea, la pompele de construcție standard care sînt destinate să pompeze lichide la temperaturi ridicate, interstițiile hidraulice sînt mai mari datorită dilatărilor și ca atare caracteristicile vor fi mai reduse.

În fig. 1.43 este reprezentată diagrama caracteristică a unei pompe cu canal lateral cu mai multe etaje. În diagramă, pentru fiecare curbă de sarcină $Q-H$, sînt indicate valorile puterii absorbite la diverse debite. Astfel, pentru pompa alcătuită din trei etaje, puterea corespunzătoare debitului de $1 \text{ m}^3/\text{h}$ este de $3,7 \text{ kW}$, pentru $2 \text{ m}^3/\text{h}$ este $3,2 \text{ kW}$ și așa mai departe. Se observă că puterea absorbită necesară antrenării pompei scade pe măsura reducerii înălțimii de pompare.

Randamentul total al pompelor cu canal lateral este inferior, în comparație cu cel al pompelor centrifuge. Astfel la construcțiile actuale, valorile maxime sînt de ordinul $40-50\%$.

1.4.5. Curbe caracteristice la pompele de vid cu inel de lichid. Parametrii funcționali ai pompelor de vid cu inel de lichid sînt:

- Q — debitul de aer aspirat la starea de pompare, $[\text{m}^3/\text{h}]$;
- p — vidul sau presiunea absolută, $[\text{Torr}]$, $[\text{mmHg}]$, $[\text{mmH}_2\text{O}]$;
- P — puterea absorbită la arborele pompei, $[\text{kW}]$;
- η — randamentul total, $[\%]$;
- q — debitul de lichid auxiliar (de răcire) $[\text{l}/\text{min}]$.

În fig. 1.44 este reprezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe de vid cu inel de lichid.

La această categorie de pompe, poziționarea coordonatelor este asemănătoare cu cea a pompelor volumice (prezentată în fig. 1.40), adică ordonata reprezintă debitul, iar abscisa—presiunea.

Curba de sarcină $Q-p$ are alura unei curbe de pompă volumică, fiind paralelă inițial cu axa abscisei, apoi, pe măsura creșterii vidului, devenind descendentă. Și aici faptul se explică prin creșterea pierderilor în interstiții la regimuri de vid mai înalt. Puterea absorbită crește paralel cu creșterea

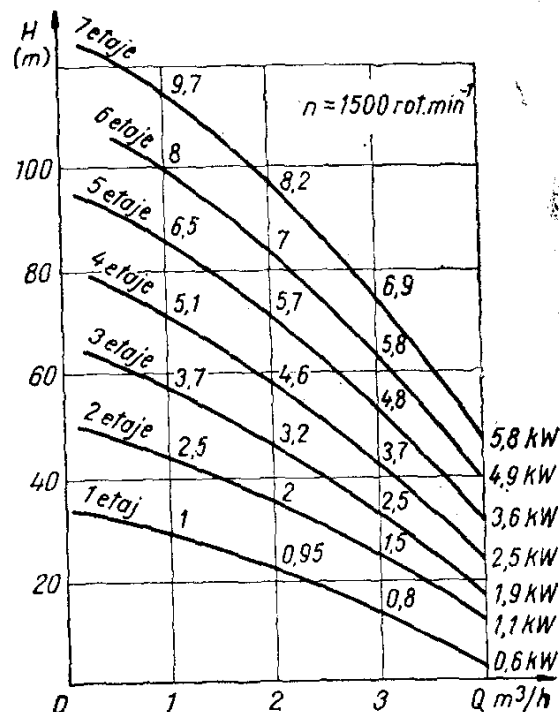


Fig. 1.43. Diagrama caracteristică a unei pompe cu canal lateral, multietajată.

vidului, iar alura curbei randamentului este asemănătoare cu cea a celorlalte categorii de pompe prezentate anterior, adică la început este crescătoare pînă ce atinge o valoare maximă, după care devine descendentă. Randamentul total al pompelor de vid cu inel de lichid este de asemenea redus, în comparație

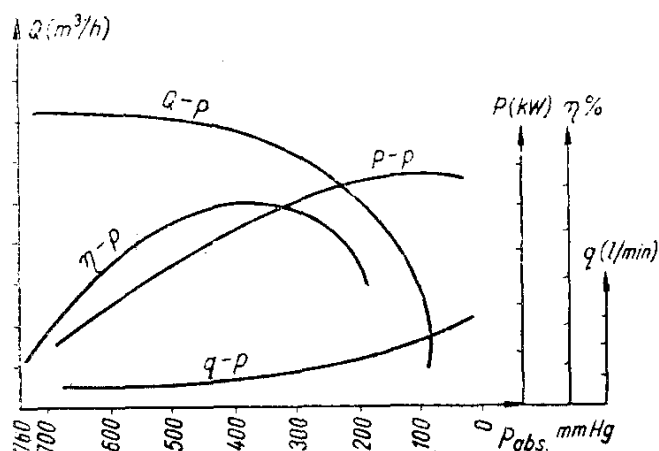


Fig. 1.44. Diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe de vid cu inel de lichid.

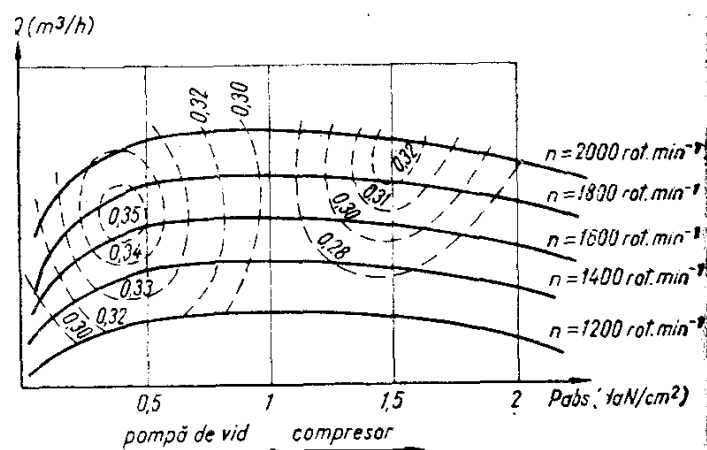


Fig. 1.45. Diagrama curbelor caracteristice ale unei mașini cu inel de lichid pentru domeniile: pompă de vid și compresor.

cu cel al pompelor centrifuge, atingînd la construcțiile actuale valori ce nu depășesc 40%. Debitul de lichid auxiliar este constant în zona de vid mediu, dar crește odată cu creșterea vidului. Caracteristicile indicate de uzinele constructoare sînt considerate la presiunea barometrică de 760 mmHg și o temperatură a lichidului auxiliar de 15°C. Debitul de aer aspirat este considerat destins la vidul respectiv. În aceste condiții toleranța acceptată pentru debit este de 10%. Caracteristicile pompei pot fi indicate și pentru starea normală a gazelor — 760 mmHg și 0°C — dar în practica curentă se folosesc valorile corespunzătoare stării de funcționare. Transformarea valorilor pentru starea normală se face cu ajutorul legii Boyle-Mariotte, respectiv cu relația: $pV = \text{constant}$.

Curbele caracteristice determinate pentru funcționarea pompei ca suflantă sau compresor sînt trasate în partea stîngă a axei ordonatei, astfel că pe o diagramă generală pot fi prezentate ambele funcțiuni ale mașinii cu inel de lichid.

În fig. 1.45 este prezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei mașini cu inel de lichid, în ambele situații de funcționare: pompă de vid și compresor.

Din diagramă rezultă că domeniul optim de utilizare este diferit la pompa de vid față de compresor. Astfel pentru pompa de vid, zona randamentului optim corespunde unei turații de 1 600 $\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$, pe cînd la compresor turația corespunzătoare crește pînă la valoarea de 2 000 $\text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$. Prin urmare, folosirea unei pompe de vid ca suflantă sau compresor, fără modificări constructive și la aceeași turație se poate face numai în dauna randamentului mașinii, deci exploatarea devine neeconomică.

În scopul obținerii unor parametri satisfăcători constructorii determină forme speciale ale orificiilor din discurile de aspirație și refulare, astfel încît

construcția acestora este diferită la pompă față de compresor, restul pieselor fiind comune.

Unele firme constructoare prezintă caracteristicile pompelor de vid cu inel de lichid sub formă tabelară, sau sub forma unor diagrame în care debitul este determinat în kg aer aspirat la starea de funcționare. În fig. 1.46 este prezentată o astfel de diagramă. După cum se poate remarca, diagrama este construită la scară logaritmică, iar debitul este exprimat în kg aer/oră. Familia este alcătuită din pompe monoetajate, pentru vid mediu până la aproximativ 160 mmHg absolut, pompe bietajate, pentru vid înalt până la 25 mmHg absolut și pompe combinate cu ejector de aer, pentru vid până la 5 mmHg absolut.

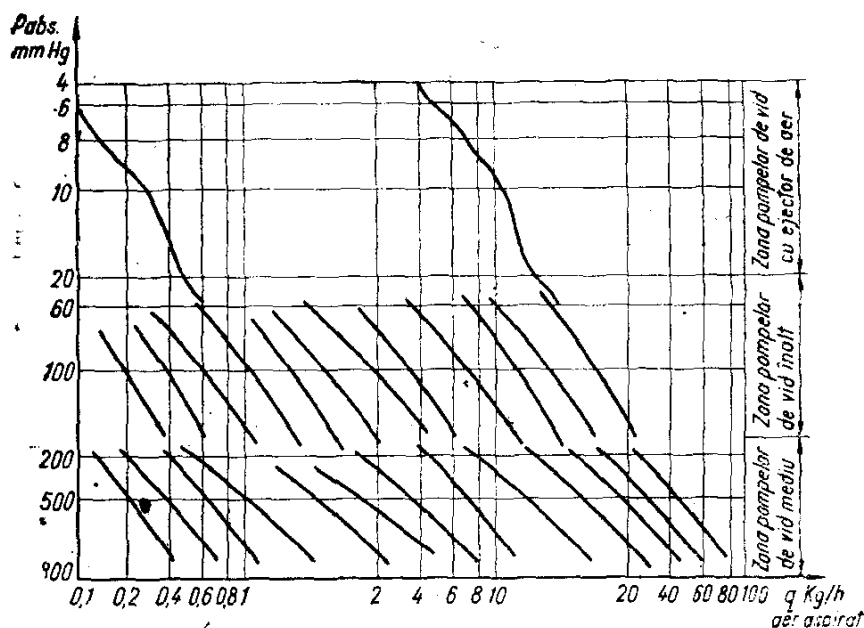


Fig. 1.46. Diagrama cimpului caracteristic al unei familii de pompe de vid cu inel de lichid.

Notă: Curbele caracteristice ale pompelor periferiale au aceeași alură cu cele ale pompelor cu canal lateral, prin urmare considerațiile de la capitolul respectiv sînt valabile și pentru această categorie de pompe.

1.5. Elemente constructive

Pompele sînt mașini hidraulice alcătuite dintr-un ansamblu de elemente mecanice, care asemănător altor mașini din diversele domenii ale tehnicii, în decursul timpului, au căpătat denumiri specifice, utilizate astăzi pe plan mondial. Paralel cu dezvoltarea tehnicii, domeniile de utilizare a pompelor au devenit din ce în ce mai numeroase, ceea ce a condus la realizarea de către constructori a unor varietăți de tipuri noi de pompe care satisfac cerințele și condițiile impuse de instalațiile moderne. Dar extinderea exagerată a tipurilor constructive devine neeconomică, astfel că a apărut tendința de limitare a numărului construcțiilor, căutîndu-se în același timp ca, prin diverse soluții, să se obțină extinderea și diversificarea domeniului de utilizare a unei pompe. Astfel, sistemul modern de concepție și fabricație în domeniul pompelor se bazează pe principiul tipizării hidraulice și constructive. Prin aceasta se înțelege că acoperirea unui anumit domeniu hidraulic se realizează cu o familie de pompe asemănătoare geometric, la care variația parametrilor hidraulici se obține în general prin modificarea dimensiunilor hidraulice sau prin variația turației de antrenare. Totodată în cadrul familiei respective, tendința este ca un număr cît mai mare de repere să fie comune pentru mai multe dimensiuni de pompe, ceea ce conduce la o fabricație economică a acestora.

1.5.1. Elemente constructive la pompele centrifuge. Soluțiile constructive aplicate la execuția pompelor centrifuge sînt numeroase și variate, iar adoptarea lor depinde de scopul urmărit în cadrul instalației în care urmează

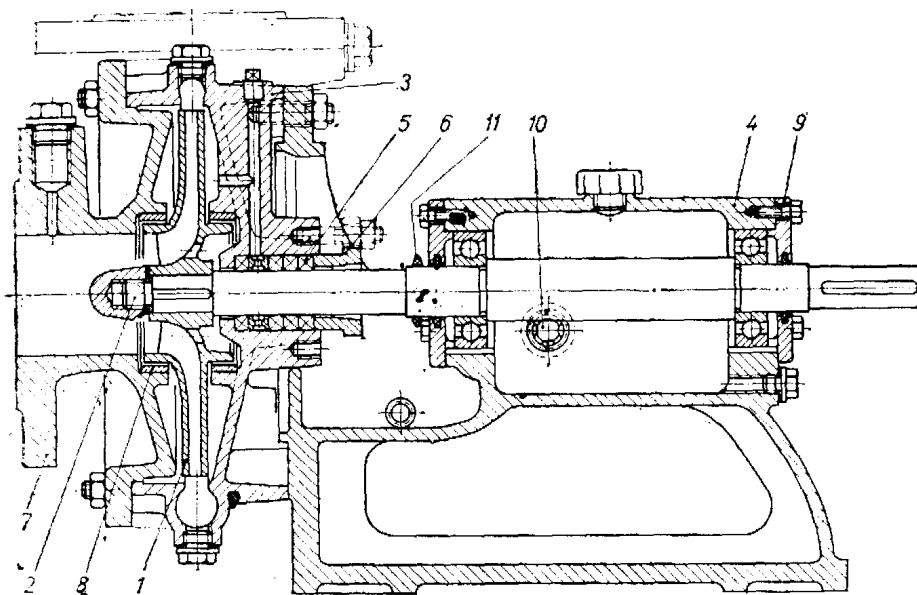


Fig. 1.47. Secțiune printr-o pompă centrifugă monoetajată.

să funcționeze pompa respectivă. În lucrarea de față, se prezintă numai soluțiile ce au un caracter general, aplicate de constructorii de pompe din toată lumea, scopul fiind însușirea de către beneficiari a denumirilor corecte și uzuale a părților componente ale pompelor.

În fig. 1.47 este prezentată o secțiune longitudinală printr-o

pompă centrifugă de construcție normală (standard).

Conform figurii, pompa este alcătuită din următoarele elemente principale: rotorul 1 fixat la capătul arborelui 2 în interiorul carcasei 3; arborele 2 se sprijină pe doi rulmenți radiali cu bile, montați în corpul lagărului 4. Corpul lagăr este asamblat cu carcasa pompei prin prezoane. Etanșarea arborelui la ieșirea din carcasă este asigurată prin garniturile moi 5, de secțiune pătrată, presate în locașul presetupeii de către capacul 6. La partea anterioară, carcasa este închisă de capacul de aspirație, 7, care face legătura cu conducta de aspirație. În acest capac, precum și în carcasă sînt presate două inele labirint 8, al căror rol este de a reduce pierderile datorate scurgerii lichidului din spațiul de refulare către cel de aspirație. Corpul lagărului este închis la ambele capete cu capacele 9, prevăzute cu garnituri din pîslă, pentru protejarea interiorului lagărului împotriva pătrunderii impurităților. Pe corpul lagărului este prevăzut un orificiu în care se înșurubează un dop transparent 10, ce servește la verificarea nivelului de ulei. Inelul asvîrlitor 11 are rolul de a opri pătrunderea în lagăr a lichidului scăpat pe la presetupă și care se prelinge de-a lungul arborelui. Pe capătul liber al arborelui se montează cupla de antrenare a pompei. În flansa capacului de aspirație și în cea a carcasei de refulare sînt prevăzute orificii în care se montează aparatele de măsură, respectiv vacuummetrul și manometrul. Lichidul scăpat pe la presetupă este colectat în cuva de la partea inferioară a corpului lagăr și de aici, printr-un orificiu, este dirijat către canalizare. La partea inferioară a carcasei se găsește un dop ce servește pentru golirea pompei de lichid, în cazul cînd există pericol de îngheț. Rotorul pompei este de tipul „închis”, deoarece paletetele sînt cuprinse între două discuri laterale. Pompa prezentată este de construcție orizontală monoetajată cu rotorul în consolă.

În fig. 1.48 este prezentată o secțiune longitudinală printr-o pompă centrifugă multietajată.

După cum se vede din figură, pompa este alcătuită din următoarele elemente: un arbore 1 pe care sînt fixate un număr de rotoare 2 separate între ele prin bușele de distanțare 3. Arborele este sprijinit la ambele capete

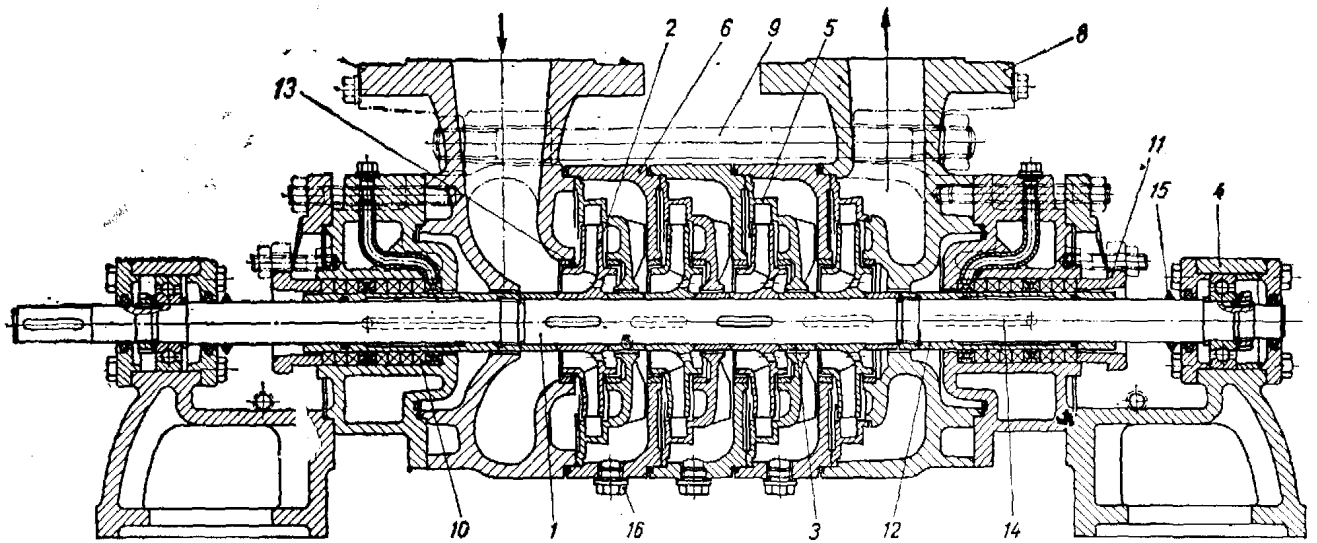


Fig. 1.48. Secțiune printr-o pompă centrifugă multicajată.

pe doi rulmenți cu bile montați în două corpuri de lagăr 4. Rotoarele sînt amplasate în interiorul unor corpuri directoare 5, numite uzual și „directrice”. Acestea sînt prevăzute cu palete, a căror orientare este inversă față de paletel rotorului. Rolul corpului director este acela de a reduce viteza vînei de lichid care trece din rotor în carcasă, realizînd astfel transformarea energiei cinetice în energie potențială. Paletel corpului director sînt destinate să dirijeze lichidul fără pierderi mari de energie, pentru a nu diminua randamentul global al pompei. Rotoarele, împreună cu corpurile directoare, sînt plasate în interiorul carcaselor intermediare 6, alcătuiind astfel cîte un etaj al pompei. Interiorul carcaselor intermediare are o formă specială numită „canal de întoarcere”, care permite lichidului ce iese din rotor să fie întors din nou spre axa pompei și adus astfel la orificiul de aspirație al rotorului etajului următor. Lichidul intră în pompă prin carcasa de aspirație 7, și este evacuat prin carcasa de refulare 8, ambele amplasate la cele două extremități ale pompei propriu-zise. Asamblarea carcaselor intermediare cu carcasa de aspirație și cu cea de refulare se face cu ajutorul tiranților 9. Etanșarea separațiilor dintre etaje se realizează cu inele din cauciuc de tip „O”, denumite uzual O-ring. Etanșarea arborelui la ieșirea din carcasă se face prin garniturile moi 10, din azbest grafitat, care sînt presate în corpul presetupei de către capacele 11. Garniturile freacă pe bușea de uzură 12, care protejează astfel arborele în porțiunea de lucru. Reducerea pierderilor prin interstiții este asigurată de labirintii 13. Locașurile celor două presetupe sînt puse în comunicație prin țeava de egalizare a presiunii 14. Inelele asvîrlitoare 15, împiedică pătrunderea apei prelinse de la presetupă spre lagăre. Fiecare celulă, care alcătuieste un etaj, are prevăzut la partea inferioară cîte un dop 16, care servește la golirea pompei de lichid în caz că există pericol de îngheț. Rulmentul din lagărul aflat la extremitatea părții de refulare a pompei este fixat împotriva deplasării axiale, preluînd totodată și efortul axial hidraulic. Rulmentul opus este nefixat

la inelul exterior, permițînd astfel deformarea axială a arborelui datorită variațiilor de temperatură.

Prin construcție normală, se înțelege execuția pompei din materiale obișnuite, respectiv fonta pentru piesele turnate și oțelul pentru cele laminate. Construcțiile speciale se referă atît la calitatea materialului, care trebuie să corespundă condițiilor impuse de natura lichidului pompat, cît și la diversele soluții constructive utilizate și al căror scop este prelungirea timpului de funcționare a pompei. Astfel, pentru pomparea lichidelor corosive, se utilizează cu precădere oțelurile inoxidabile și bronzul, pentru lichide abrazive, se folosesc materiale rezistente la uzură — fontă cu nichel, fontă cu crom, fontă cu siliciu, oțel manganos — iar pentru ape menajere, care conțin corpuri de diverse dimensiuni în suspensie, se utilizează anumite forme de rotor care înlătură posibilitatea de înfundare a pompei.

Condițiile de amplasare în instalație sînt acelea care determină concepția a numeroase variante constructive, derivate atît din pompele monoetajate cît și din cele multietajate, cum sînt: construcțiile orizontale, cele cu transmisie verticală, submersibile, monobloc etc. Elementele hidraulice ale pompei propriu-zise — rotor, carcasă — sînt la rîndul lor adaptate astfel încît să corespundă cerințelor impuse de mediul vehiculat. Cîteva exemple ilustrează diverse soluții alese.

În fig. 1.49 sînt reprezentate două secțiuni printr-un rotor obișnuit, de tip închis, al unei pompe centrifuge, utilizat la vehicularea lichidelor fără impurități.

Secțiunea mediană din fig. 1.49, *a*, realizată în lungul paletelor, arată că rotorul este alcătuit din două discuri între care sînt amplasate echidistant paletele respective. Secțiunea din fig. 1.49, *b* este realizată într-un plan perpendicular pe axa rotorului și arată forma și traseul paletelor. Discurile laterale sînt prevăzute cu două praguri *A*, pe care se fixează prin presare inelele labirînt. Cota D_1 reprezintă diametrul de intrare al rotorului, iar D_2 —

diametrul de ieșire. Cota b_2 reprezintă lățimea canalului rotorului și mărimea ei determină debitul pompei respective.

În marea majoritate a cazurilor, rotoarele sînt piese realizate prin turnare din fontă, oțel sau bronz, deci discurile laterale împreună cu paletele și butucul rotorului alcătuiesc un corp comun. Există însă și situații cînd, din motive tehnologice, sau în cazuri de reparații, paletelile se execută separat și se assemblează cu discurile prin nituire sau sudare. Deoarece curgerea lichidului

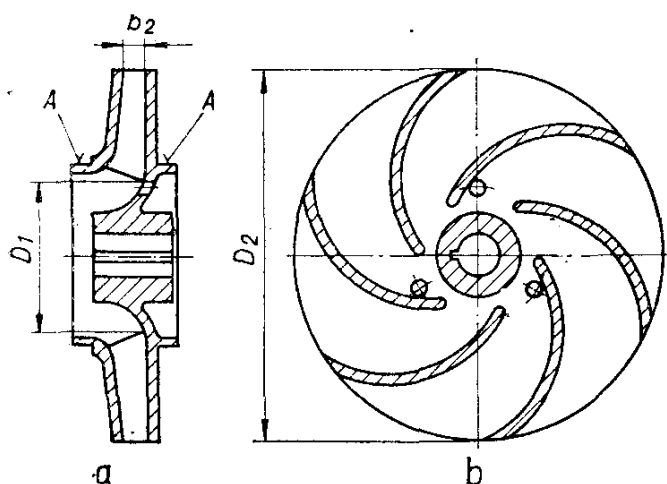


Fig. 1.49. Rotor de pompă centrifugă, de tip închis.

prin canalele rotorului trebuie să fie cît mai continuă, spre a evita pierderile hidraulice, traseul paletelor nu trebuie să prezinte deviații bruște.

Construcția paletelor se realizează prin trasare cu ajutorul arcelor de cerc, sau prin puncte în coordonate polare. Paletelile pot fi cu simplă curbura sau

cu dublă curbura. Acestea din urmă au muchia de intrare prelungită în zona de aspirație, iar prin curbura dublă (în spațiu) se realizează canale de trecere mai largi, micșorându-se astfel viteza lichidului și implicit pierderile hidraulice. În consecință, rotoarele cu palete dublu curbate au randamente superioare, față de cele cu simplă curbura, dar confecționarea lor este mai dificilă din punct de vedere tehnologic.

La rotoarele turnate, datorită repartiției neuniforme de material în masa piesei, apar mase neechilibrate, care în funcționare produc vibrații dăunătoare organelor pompei. Pentru evitarea unor astfel de situații, la montaj toate rotoarele trebuie echilibrate, atât static cât și dinamic. Echilibrarea se face, pe dispozitive sau mașini speciale, prin degajare sau—mai rar—prin adăugare de material.

În fig. 1.50 este reprezentată o secțiune printr-un rotor de tip semideschis.

Rotorul din fig. 1.50 se numește „semideschis” deoarece are doar un singur disc lateral, de care sînt fixate paletetele. Rolul celui alt disc este preluat de capacul de aspirație al pompei, etanșarea dintre spațiile de aspirație și refulare realizîndu-se prin interstițiul s creat între paletetele rotorului și capacul respectiv, așa cum este prezentat în fig. 1.51.

Rotoarele de tip semideschis se folosesc la vehicularea lichidelor corosive, unde, pe măsura uzării paletetei, există posibilitatea efectuării unui reglaj care o apropie de capac, astfel încît mărimea interstițiului s rămîne constantă și permite funcționarea pompei în continuare, bineînțeles cu un debit mai redus, dar care satisface totuși instalația. Reglajul jocului se realizează fie prin variația numărului de garnituri g ale capacului de aspirație, fie printr-o construcție specială a lagărului pompei care face posibilă deplasarea axială a întregului ansamblu arbore-rotor. Avînd în vedere că mărimea jocului s influențează direct caracteristica pompei, utilizarea acestei soluții este recomandabilă numai în cazurile în care limitele de variație ale parametrilor hidraulici sînt mai puțin riguroase. Rotoarele semideschise sînt mai ușor de realizat



Fig. 1.50. Rotor de pompă centrifugă, de tip semideschis.

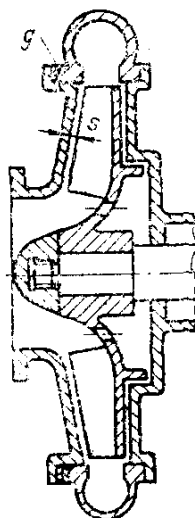


Fig. 1.51. Rotor semideschis montat într-o pompă centrifugă.

din punct de vedere tehnologic, decît cele închise, dar randamentul lor este inferior randamentului rotoarelor închise, datorită pierderilor mai mari ce au loc prin spațiul s .

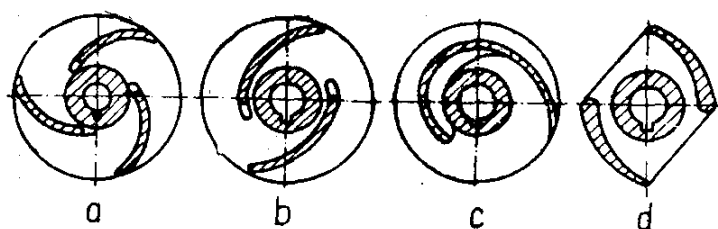


Fig. 1.52. Diverse construcții de rotoare de tip deschis.

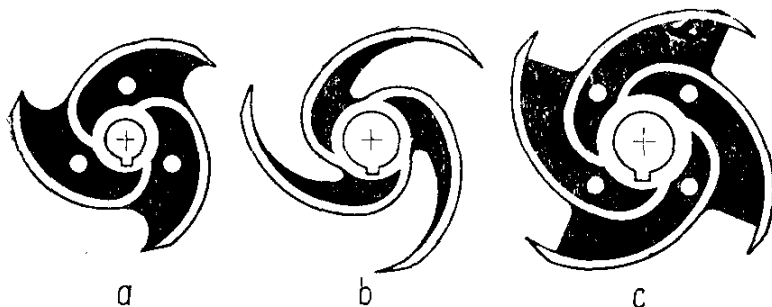


Fig. 1.53. Diverse tipuri de rotoare pentru ape menajere.

Rotoarele de tip deschis se caracterizează prin aceea că le lipsesc complet, sau aproape complet, discurile laterale. Motivul se explică prin faptul că lichidele vehiculate au o vîscozitate mare și rezistențele create prin frecarea cu discurile rotorului sînt mult mai mari decît în cazul lichidelor obișnuite. Ținînd cont că și pierderile prin interstițiile laterale sînt reduse, construcția fără discuri apare rațională pentru vehiculat astfel de lichide. Ea este însă dezavantajoasă din punct de vedere al rezistenței mecanice, deoarece eforturile sînt mai mari datorită vîscozității. Pentru evitarea unor solicitări excesive se folosesc soluțiile *a*, *b*, *c* și *c* din fig. 1.52. La pomparea apelor menajere care conțin particule groșiere în suspensie, se utilizează diverse construcții de rotoare *a*, *b*, *c*, așa cum sînt prezentate în fig. 1.53.

Rotoarele prezentate se caracterizează prin secțiuni largi de trecere și număr redus de palete, care nu permit înfundarea pompei cu diverse obiecte. Rotorul *d* din fig. 1.52, datorită formei sale speciale, a căpătat denumirea de rotor „mîneacă”. Lichidul centrifugat de rotor este colectat într-o carcasă care-l dirijează către conducta de refulare. Forma carcasei trebuie să satisfacă atît cerințele hidrodinamice, cît și cerințele instalației. La pompele care nu au corp director, carcasa trebuie astfel realizată încît să suplinească și rolul acestuia, adică să reducă viteza lichidului și să transforme astfel energia lui cinetică în energie de presiune. În acest scop, partea de refulare propriu-zisă a carcasei are forma unui difuzor în care se petrece transformarea amintită.

În fig. 1.54 sînt prezentate diverse forme de carcase de pompe centrifuge.

Construcția *a* reprezintă o carcasă spirală avînd gura de refulare amplasată tangențial, în timp ce la construcția *b* aceasta este orientată pe direcție radială. În varianta *c* este reprezentată carcasa unei pompei cu rotor cu dublă aspirație. De regulă astfel de carcase sînt executate din două bucăți, respectiv pompa este secționată în planul orizontal *AA*. La partea superioară, carcasa are prevăzut un orificiu care servește la umplerea pompei cu lichid în vederea amorșării sau la evacuarea pungilor de aer, iar la partea inferioară sînt pre-

Domeniile de utilizare a pompelor cu rotoare semideschise sînt: industria chimică, industria alimentară, industria construcțiilor de mașini (pentru răcirea motoarelor termice), industria energetică (pentru circulația apei în schimbătoare de căldură etc).

Pentru pomparea lichidelor încărcate, abrazive, a pastelor, a pulpelor de fructe, se folosesc pompe prevăzute cu rotoare de tip „deschis”.

În fig. 1.52 sînt prezentate mai multe rotoare de acest tip.

văzute cu un orificiu de golire. În exploatare, datorită formei sale spirale, carcasa mai poartă și denumirea de „melcul pompei”, denumire ce este recomandabil a fi evitată.

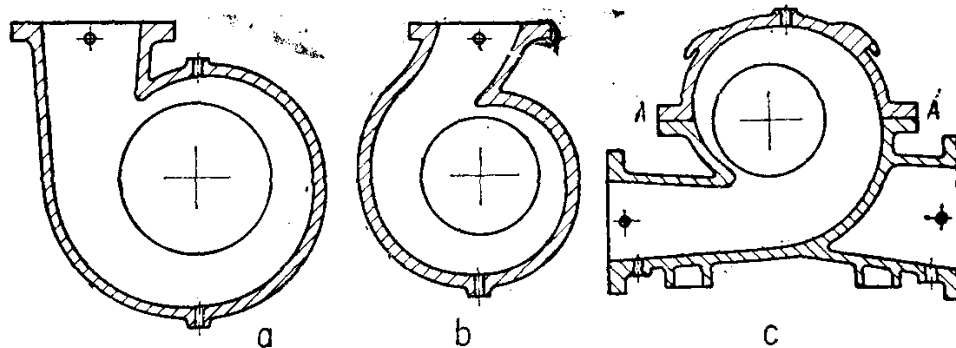


Fig. 1.54. Diverse construcții de carcase pentru pompe centrifuge.

Alegerea soluțiilor constructive ale carcaselor este determinată atât de condițiile impuse de caracteristicile instalației, precum și de cele ale lichidului vehiculat. Există situații destul de frecvente în care forma carcasei nu este conformă cu cerințele hidrodinamice ale curgerii lichidelor, dar în schimb oferă o siguranță maximă în exploatare și o întreținere comodă. Astfel, carcasele pompelor de ape menajere au secțiuni largi de trecere pentru a permite circulația obiectelor solide de dimensiuni mai mari, iar cele ale pompelor ce vehiculează lichide abrazive sînt prevăzute cu blindaje din materiale foarte dure, rezistente la abraziune, care pot fi înlocuite pe măsura uzării, fără a înlocui și carcasa. Accesul la interiorul acestor pompe se face cu ușurință, în multe cazuri nefiind necesară demontarea pompei din instalație.

Carcasele pompelor centrifuge multietajate au forme deosebite de cele ale pompelor monoetajate. În fig. 1.55 sînt reprezentate carcasa de refulare și carcasa intermediară ale unei pompe multietajate.

După cum se observă, carcasele nu mai au forma spirală, întâlnită la cele monoetajate, deoarece aici transformarea energiei cinetice în energie potențială se realizează cu ajutorul corpurilor directe. Carcasele intermediare au o formă celulară, care împreună cu profilul corpului director alcătuiesc canalul de întoarcere pentru aspirația lichidului de către etajul următor. Carcasele de la extremități au orificiul de aspirație, respectiv de refulare, orientat în direcție radială. Acestea mai sînt prevăzute cu un număr de urechi cu găuri prin care trec tiranții de de pompare strîngere și asamblare a pompei.

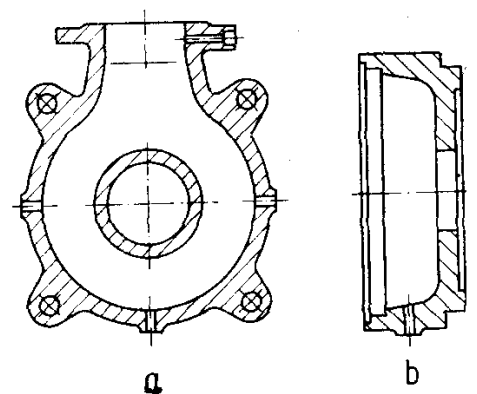
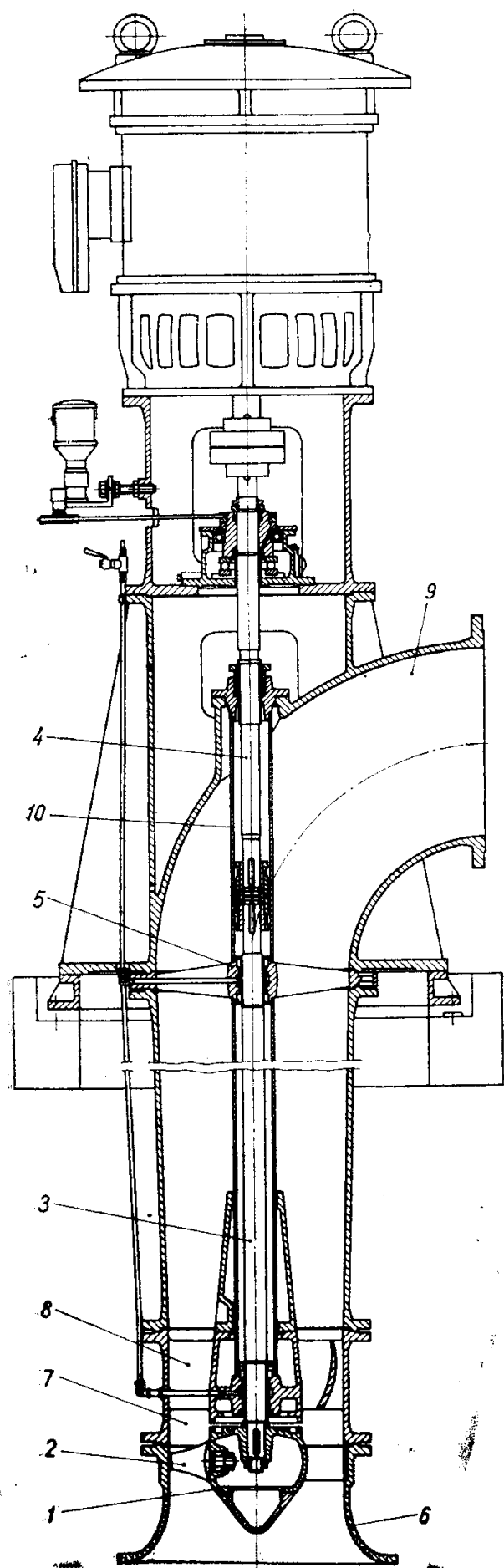


Fig. 1.55. Carcasele pompei multi-etajate:

a — carcasă de refulare; b — carcasă intermediară.

1.5.2. Elemente constructive la pompele axiale. Așa cum s-a arătat anterior, pompele axiale (elicooidale) sînt pompe pentru debite mari și înălțimi de pompare reduse, fiind destinate să deservească instalații care funcționează la acest



gen de parametri; astfel, se folosesc la irigații, desecări, ca pompe de circulație în centralele termice etc.

În fig. 1.56 este prezentată o secțiune printr-o pompă axială de construcție verticală.

Pompa este alcătuită din următoarele părți componente: butucul rotor 1, pe care sînt fixate paletetele elicoidale, 2, este montat pe arborele 3, cuplat cu transmisia rigidă 4. Arborele pompei propriu-zise, precum și arborii transmisiei, sînt ghidați în lagărele intermediare 5. Carcasa pompei este alcătuită din pîlnia de aspirație 6, camera rotorului 7, camera statorului 8 și corpul de refulare 9. Atît arborele pompei, cît și transmisia, sînt protejate împotriva contactului cu lichidul pompat prin tubul de protecție 10. Efortul axial, rezultat atît din împingerea axială hidraulică cît și din masa pieselor aflate în rotație, este preluat de lagărul motorului electric de antrenare, care este dimensionat în consecință. Ungerea lagărelor se realizează cu apă curată, în cazul cînd suportul acestora este confecționat din cauciuc, sau cu ulei, cînd se folosește compoziție de lagăre.

Unele tipuri de pompe sînt prevăzute și cu un mecanism de acționare, cu ajutorul căruia se poate efectua reglajul unghiului paletelor în timpul funcționării pompei. La alte construcții, acest mecanism lipsește, astfel că unghiul paletelor este fixat la montaj de către constructor și el nu mai poate fi modificat. În fig. 1.57 este prezentată o soluție constructivă simplă a unui mecanism de modificare a unghiului paletelor în timpul funcționării.

Funcționarea mecanismului are loc astfel: prin acționarea tijei 7, arbo-

Fig. 1.56. Pompă axială de construcție verticală.

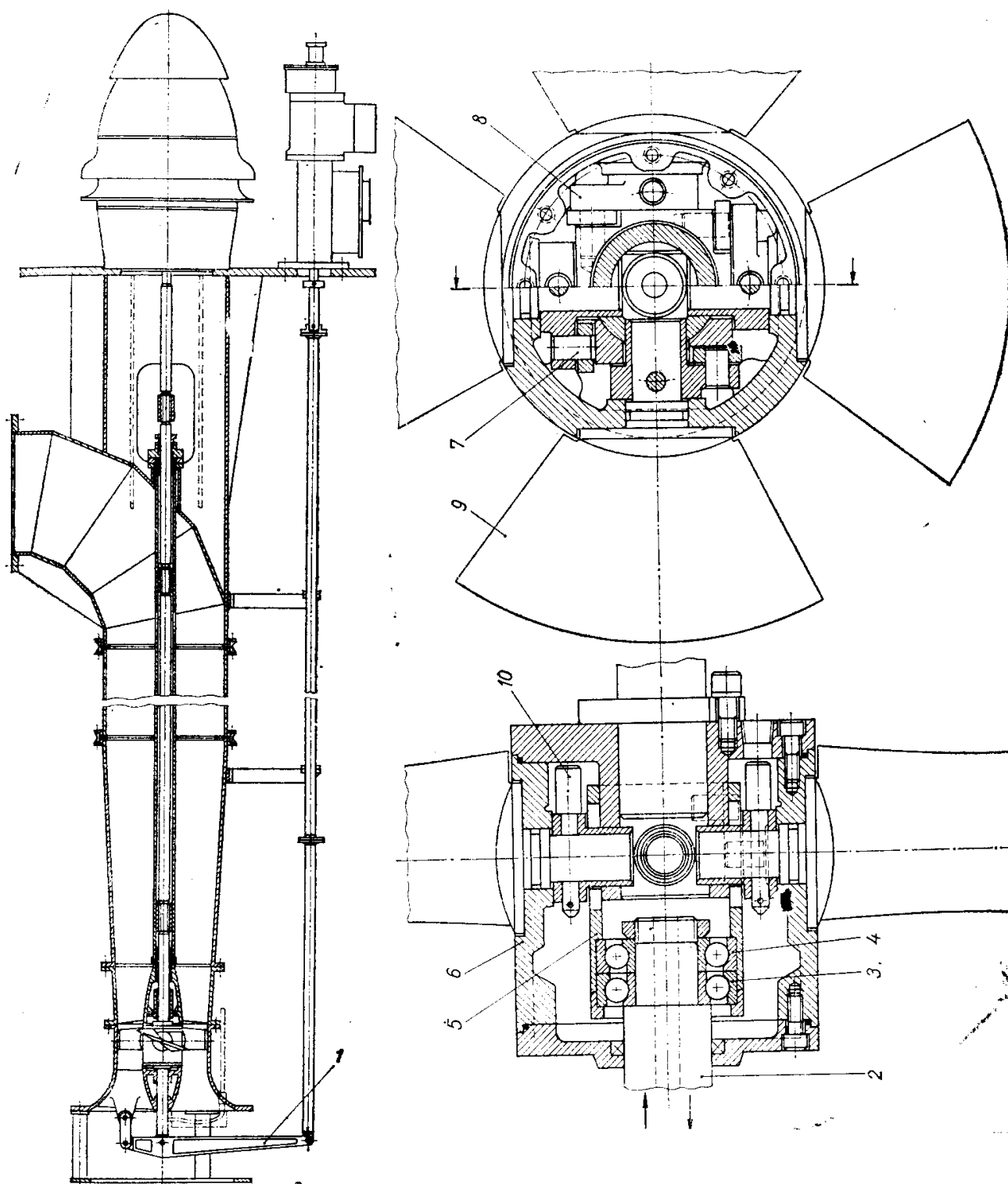


Fig. 1.57. Schema mecanismului de modificare a unghiului paletelor,

rele 2 poate fi deplasat pe verticală, iar odată cu el, prin intermediul rulmeților radiali-axiali 3 și 4 se deplasează și bușa 5 care se rotește odată cu rotorul 6. Brațele bușei 5 sînt legate excentric prin șuruburile 7 de capătul flanșelor ovale 8, solidarizate cu paletetele 9 prin bolțurile 10. Deplasarea axială a bușei transmite o mișcare de rotație flanșelor, iar odată cu acestea se rotește și butucul paletetelor, astfel că unghiul de deschidere al acestora poate fi reglat după necesități. Această soluție constructivă prezintă inconvenientul unei uzuri premature a articulațiilor pîrghiilor, care se datorează pătrunderii apei cu impurități — nisip, pietriș — prin inelele de etanșare și care provoacă defectarea sistemului. În prezent, există pe plan mondial numeroase soluții moderne, mai complicate, care realizează transmiterea mișcării prin interiorul arborelui pompei, ferind articulațiile de contactul cu apa. Cursa axială este limitată la valori care să asigure o modificare a unghiului paletetelor de ordinul $-10^\circ \dots +6^\circ$.

Pompele axiale pot fi realizate și în construcție orizontală sau înclinată.

Rotoarele pompelor axiale sînt realizate după două soluții constructive: cu palete fixe și cu palete reglabile.

În fig. 1.58 este prezentat în două poziții — deschis-închis — rotorul unei pompe axiale cu palete reglabile.

Paletele se toarnă separat, iar după prelucrarea definitivă se fixează pe butucul rotorului. Prelucrarea profilului paletetelor se face pe mașini speciale de copiat, care urmăresc profilul modelului. Calitatea finală a suprafeței paletetelor trebuie să fie de rugozitate cît mai redusă (lustruite), pentru a obține randamente superioare.

Corpul pompei este executat sub formă de tronsoane, din țevă de dimensiuni egale cu cele ale conductei de refulare. La unele tipuri de pompe mai vechi, el se realiza sub formă de piesă turnată din fontă. Refularea pompei poate fi realizată sub un unghi de 90° sau 60° față de verticală, în funcție de instalația beneficiarului. Pîlnia de aspirație are o formă care favorizează condițiile de aspirație. Statorul este o piesă turnată din fontă și are prevăzut un număr de palete care dirijează curentul de lichid pe direcție axială.

1.5.3. Elemente constructive la pompele volumice. Așa cum s-a arătat anterior, pompele volumice sînt grupate în două categorii principale: cu mișcare alternativă și cu mișcare de rotație. În stadiul actual de dezvoltare a tehnicii, ca urmare a cerințelor extrem de variate, soluțiile constructive adoptate la pompele volumice cunosc o mare diversitate, multe din ele fiind înregistrate sub formă de patente; din acest motiv în prezenta lucrare se prezintă numai construcțiile clasice cele mai frecvent întîlnire.

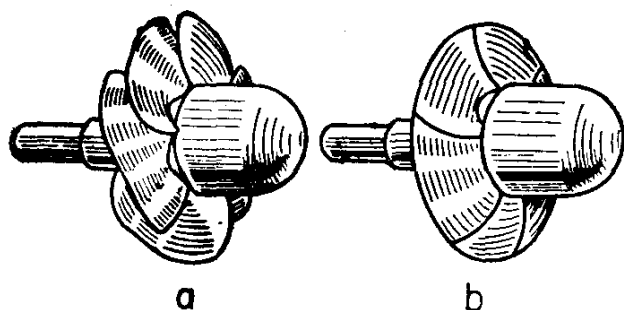


Fig. 1.58. Rotor axial:

a — cu palete deschise; b — cu palete închise.

1.5.3.1. Pompe volumice cu mișcare alternativă. Din această categorie fac parte pompele cu piston cu acțiune directă și cele cu piston antrenate prin sistem bielă-manivelă. Acestea din urmă sînt antrenate atît de motoare elec-

trice cît și de motoare termice, iar cuplarea lor se realizează prin intermediul unui reductor de turație, în limitele valorilor admise atît pentru viteza medie a pistoanelor, dar mai ales pentru randamentul volumic dterminat de umplerea cu lichid a cilindrilor.

Pompele cu acțiune directă sînt folosite în special pentru alimentarea cazanelor de aburi, deoarece ele pot utiliza pentru acționare chiar abur de la generatorul pe care-l deserveșc. Ele sînt mult utilizate și în industria petrolieră.

Pompele cu antrenare prin sistem bielă-manivelă se folosesc mai ales ca pompe de intervenție, pentru evacuări de ape din incinte, pentru alimentări cu apă în locuri izolate, la grupuri hidrofoare, ca pompe de acționare pentru prese etc.

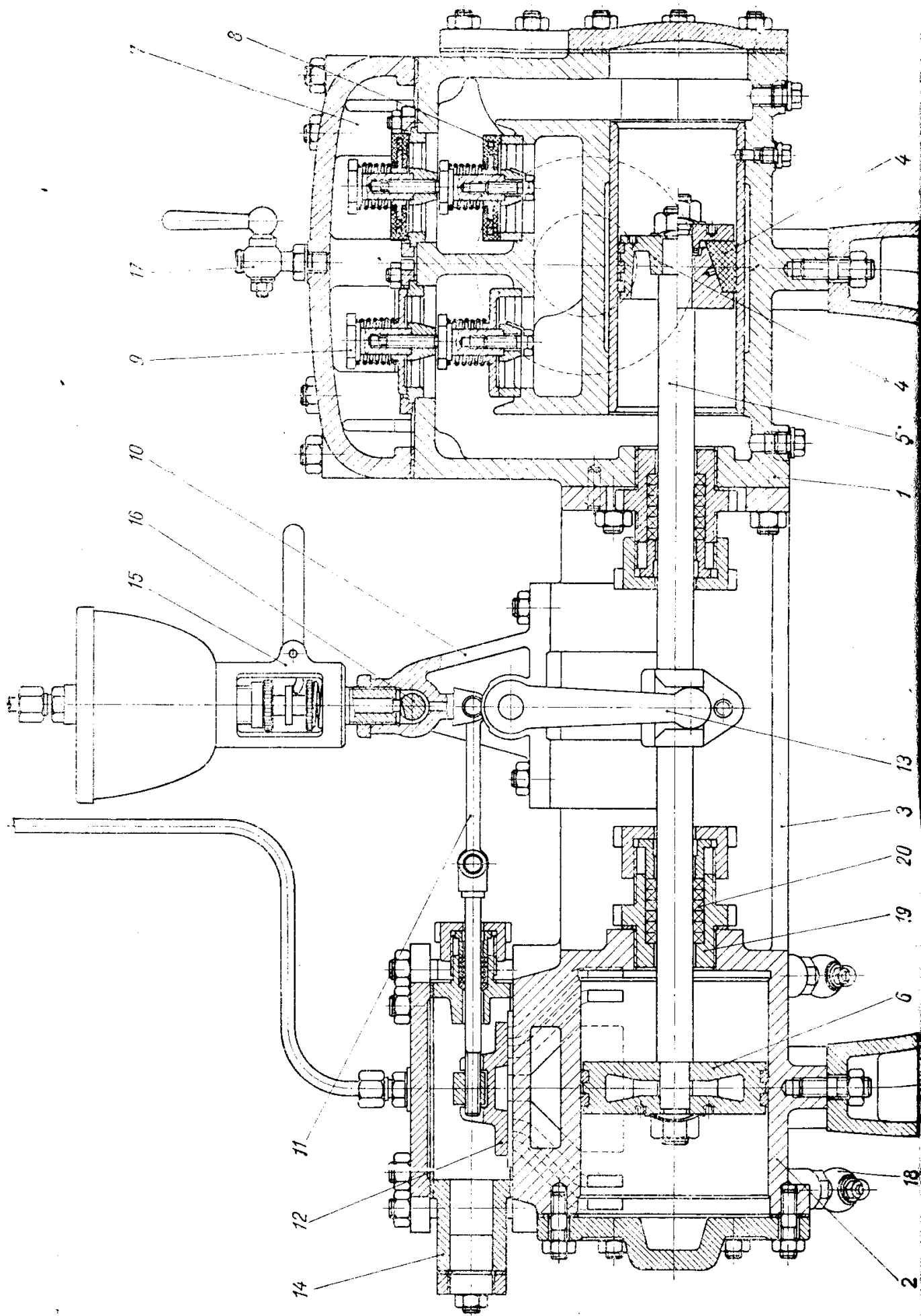
Ca tipuri constructive se disting următoarele categorii:

- pompe simplex, avînd un singur cilindru de lucru;
- pompe duplex, avînd doi cilindri de lucru, așezați paralel;
- pompe triplex, avînd trei cilindri de lucru, așezați paralel.

Din punct de vedere funcțional, se deosebesc: pompe cu simplă acțiune și pompe cu dublă acțiune. Există și alte construcții care reprezintă diverse variante ale celor două sisteme și anume pompe cu acțiune cvadruplă sau diferențială, dar acestea sînt de fapt soluții care au ca scop uniformizarea debitului, deoarece la pompele cu piston debitarea are un regim pulsatoriu.

Elementele principale care alcătuiesc o pompă cu piston cu acțiune directă sînt prezentate în fig. 1.59.

Pompa este alcătuită din următoarele părți principale distincte: corpul pompei 1 solidarizat de mașina de antrenare 2 prin intermediul corpului de legătură 3. Pistonul pompei 4 este fixat pe unul din capetele tijei 5, pe celălalt capăt fiind așezat pistonul mașinii de abur 6. La partea superioară a corpului pompei se găsește camera 7, care conține supapele de aspirație 8 și cele de refulare 9. Sistemul de distribuție se compune din suportul distribuției 10, tija de legătură 11, sertarul 12, brațul 13, și cutia de distribuție 14. Ungerea mașinii de abur se realizează cu ulei pompat de către pompa de ungere 15, acționată de axul de distribuție 16. Deasupra corpului pompei este montat robinetul 17, care servește la evacuarea aerului acumulat la partea superioară în momentul amorsării pompei. La partea inferioară a mașinii de abur sînt amplasați robineții de purjare 18. Etanșarea tijei pistoanelor la ieșirea din cilindri se face în camerele presetupelor 19, prin garniturile moi din asbest grafitat 20. Funcționarea pompei are loc astfel: sub acțiunea agentului de forță, respectiv aburul sau aerul comprimat, pistonul mașinii de abur execută, prin intermediul mecanismului de distribuție, o mișcare alternativă, care este transmisă direct, prin tija comună, pistonului pompei. La deplasarea acestuia într-un sens, de exemplu spre dreapta, în spațiul din partea dreaptă are loc compresia și refularea lichidului, în timp ce în spațiul din partea stîngă se produce o depresiune și deci aspirația acestuia. La inversarea sensului cursei pistonului, spațiul din stînga este cel care se micșorează, iar cel din dreapta se mărește, astfel că fazele se petrec în sens invers. Sistemul de supape de aspirație și refulare pune în comunicație la momentul oportun spațiile respective, cu conductele de aspirație și refulare. Pistonul mașinii de abur are forma unui disc de o anumită lățime și este prevăzut cu canale în care



se introduc segmentii de etanșare. Pistonul pompei poate fi executat în diverse variante, în funcție de condițiile de lucru și de caracteristicile lichidului pompat.

În fig. 1.60 sînt prezentate cîteva variante constructive ale pistonului pompei.

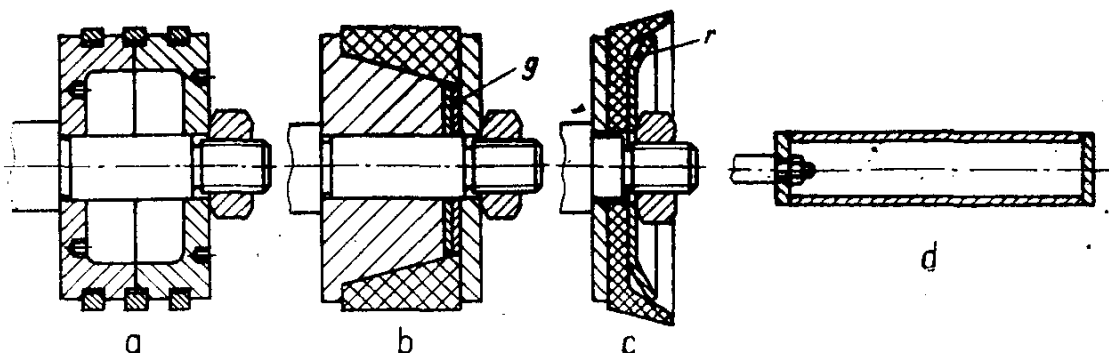


Fig. 1.60. Variante constructive ale pistonilor pompelor volumice cu mișcare alternativă.

Varianta *a* reprezintă o soluție de piston cu segmente de secțiune dreptunghiulară, care pot fi confecționați din metale — fontă, alamă, oțel — sau din materiale nemetalice — textolit, lemn, teflon. Varianta *b* reprezintă un piston prevăzut cu o garnitură conică din cauciuc, cu strângere reglabilă prin intermediul rondelilor *g*. Varianta *c* reprezintă un piston cu garnitură tip „manșetă”, confecționată din piele sau cauciuc. Arcul lamelar *r* menține periferia garniturii în contact permanent cu pereții cilindrului. Varianta constructivă *d* reprezintă un piston de tip „plunger”. Acesta se caracterizează printr-o lungime mare în raport cu diametrul, iar etanșarea în acest caz nu se mai realizează cu segmente, ci numai prin interstițiul creat între diametrul cilindrului și cel al pistonului, astfel încît jocul radial să nu depășească valori mai mari de 0,01 mm. Acest joc se obține printr-o prelucrare foarte fină, urmată de rodarea pistonului în cilindrul său. Cilindrul propriu-zis al pompei este executat într-un bloc din fontă sau oțel, așa cum este reprezentat în fig. 1.61.

Blocul cilindrilor este de regulă o piesă turnată avînd anumite forme interioare care alcătuiesc camera de aspirație 1 și camera de refulare 2. În corp sînt prevăzute și locașurile supapelor de aspirație și refulare. Cilindrul propriu-zis este alcătuit dintr-o bucă 3 presată în corp, care poate fi înlocuită după ce s-a uzat.

Pompele cu piston de construcție normală pot vehicula lichide cu temperaturi maxime de 250°C și presiuni de refulare medii pînă la 50 bar. Prin construcție normală se înțelege

confecționarea blocului cilindrilor din fontă. Pentru temperaturi și presiuni mai mari decît valorile indicate mai sus, corpul pompei se execută din oțel turnat, iar pentru presiuni foarte mari, din oțel forjat.

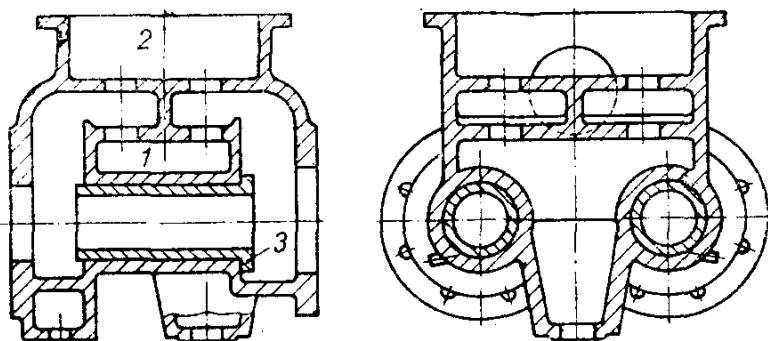


Fig. 1.61. Secțiune prin blocul cilindrilor unei pompe cu doi cilindri paraleli, tip „duplex”.

1.5.3.2. *Pompe volumice cu mișcare rotitoare.* Și în această categorie există o mare diversitate de construcții, dar cele mai cunoscute și utilizate sînt pompele cu roți dințate, cunoscute și sub numele de „pompe cu angrenaje”. Paralel cu acestea s-au dezvoltat și alte tipuri de construcții, care treptat au început să fie utilizate în diverse domenii speciale, mai ales la vehicularea lichidelor vîscoase sau încărcate. Dintre acestea, se pot enumera: pompele cu șuruburi, pompele cu paletе, pompele cu rotor elicoidal, pompele cu role, pompele cu rotor elastic deformabil și altele.

În industrie există două categorii de pompe cu roți dințate și anume: pompe pentru transvazare de lichide și pompe pentru acționări hidraulice.

Pompele pentru transvazare sînt destinate, așa după cum le indică și denumirea, să vehiculeze și să transporte lichide vîscoase și unguente, mai ales produse petroliere. Construcția lor este astfel realizată încît să poată acoperi debite relativ importante — pînă la $100 \text{ m}^3/\text{h}$ — și presiuni reduse — max. 40 bar. Pompele de acționări hidraulice sînt destinate exclusiv pentru crearea presiunii necesare în diverse sisteme de instalații hidraulice, pentru acționarea mecanismelor deservite de acestea. Ele se caracterizează prin debite reduse și presiuni de refulare înalte — pînă la 300 bar.

În fig. 1.62 este prezentată o secțiune printr-o pompă cu roți dințate destinată transvazării de produse petroliere.

Pompa este alcătuită din următoarele elemente: roata dințată 1, executată dintr-o bucată cu arborele, care este în același timp și rotata motoare, angrenată cu rotata dințată 2,

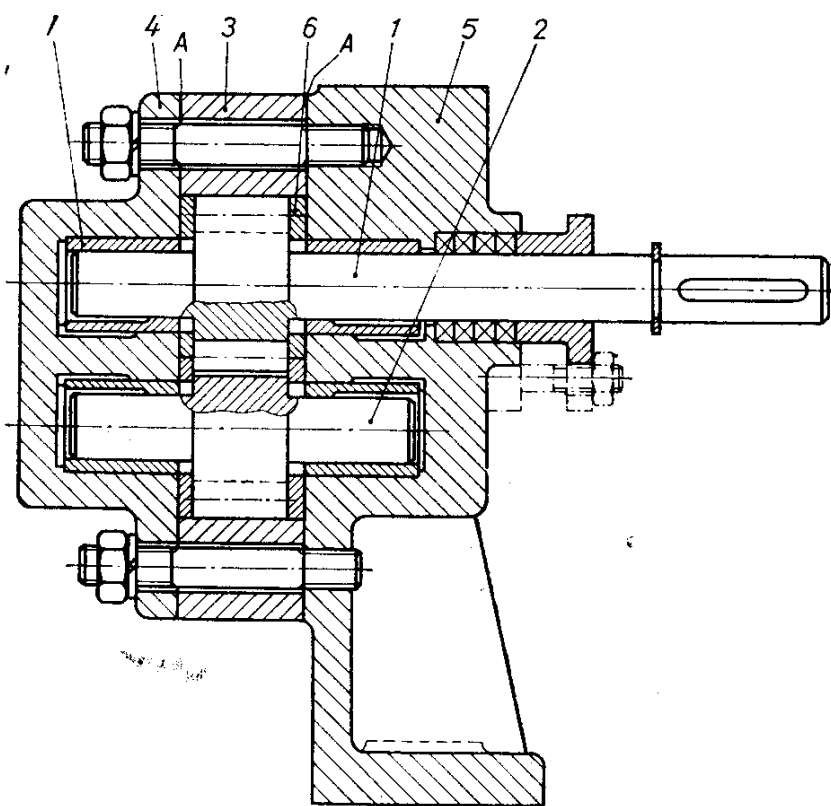


Fig. 1.62. Pompă cu roți dințate, pentru transvazare.

care este roata antrenată; acestea sînt montate în corpul pompei 3, închis într-o parte cu capacul 4, iar în partea opusă cu corpul lagăr 5, care este prevăzut cu un picior suport ce fixează pompa pe postament. Fețele laterale ale roților dințate sînt în contact cu plăcuțele de uzură 6. Arborii roților se sprijină în lagărele prevăzute cu bușele de alunecare 7; ungerea acestora se realizează chiar cu lichidul pompat. Etanșarea arborelui se face cu garnituri noi din azbest granulat. Suprafețele de separație A se finisează prin tușare, realizînd astfel etanșarea necesară. Aspirația și refularea lichidului se face prin orificiile laterale ale corpului pompei. Pompa este reversibilă, ceea ce presupune că prin schimbarea sensului de rotație se schimbă și sensul curgerii.

Pompele cu roți dințate pot fi construite în următoarele variante: cu angrenare exterioară sau interioară, cu dinți drepecți, înclinați sau în formă de V, cu unul sau mai multe rotoare așezate în paralel, cu lagare interioare sau exterioare. Ca tip de lagăr se utilizează atât cele de alunecare cât și cele de rostogolire. La construcțiile la care distanța dintre axe este mică, se folosesc lagăre de alunecare sau rulmenți cu ace.

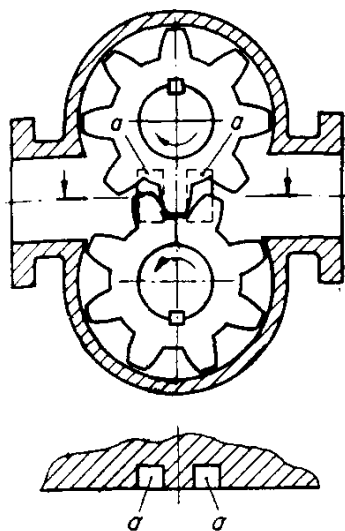


Fig. 1.63. Schema degajărilor pentru descărcarea presiunii lichidului din spațiile dinților angrenați.

În timpul funcționării, lichidul pătrunde între golurile dintre dinții aflați în angrenare și ca urmare a variației volumului spațiului cuprins între aceștia, lichidul este comprimat, ceea ce produce eforturi suplimentare asupra organelor pompei, un consum exagerat de putere și debitarea lichidului în regim pulsatoriu. Pentru evitarea acestor inconveniente se adoptă diverse soluții constructive care constau în punerea în comunicație a spațiului cuprins între dinți, cu cavitatea de aspirație sau refulare. O astfel de rezolvare este prezentată în fig. 1.63.

După cum se remarcă din figură, la mijlocul distanței dintre axe, respectiv în porțiunea de angrenare, pe fețele laterale ale corpului și capacului pompei, sau ale plăcuțelor de uzură, sînt practicate degajările a , prin care lichidul ce se găsește în golurile dintre dinți este evacuat în cavitatea de aspirație sau refulare.

Corpul, capacul și lagărul pompei sînt confecționate din fontă, iar în cazuri de presiuni ridicate, din oțel turnat. Roțile dințate sînt confecționate din oțeluri aliate, tratate termic, în scopul măririi durității suprafețelor de contact. O soluție modernă pentru pompele de transvazat o constituie confecționarea roților dințate din fontă sau din oțeluri obișnuite, nealitate, care sînt supuse după uzinare la un tratament de sulfizare, operație prin care se obține o rezistență sporită la uzură și o îmbunătățire a coeficientului de frecare între suprafețele de contact. Pentru micșorarea intensității zgomotelor de angrenare, dinții roților se prelucreează la dimensiuni foarte precise, iar rugozitatea suprafețelor de lucru trebuie să fie foarte redusă. Cu titlu de informație, se precizează că nivelul maxim admis pentru zgomotele datorate angrenării este de 85 decibeli.

1.5.4. Elemente constructive la pompele autoaspiratoare. Pompele autoaspiratoare, așa cum le indică și denumirea, au proprietatea de a evacua singure aerul din conducta de aspirație, deci de a se autoamorsa. De aici decurge și avantajul că funcționarea lor poate avea loc chiar în condițiile în care conducta de aspirație nu este perfect etanșă.

Cele mai cunoscute pompe din această categorie sînt pompele cu canal lateral și pompele de vid cu inel de lichid.

1.5.4.1. Pompe autoaspiratoare cu canal lateral. În fig. 1.64 este reprezentată secțiunea printr-o pompă cu canal lateral.

Pompa din figură este alcătuită din următoarele elemente: arborele 1 sprijinit la ambele capete pe lagărele cu rulmenți 2; pe arbore sînt așezate

cu un ajustaj alunecător, rotoarele 3, cuprinse între carcusele intermediare de aspirație 4 și cele de refulare 5, care formează etajul sau celula pompei. La o extremitate a pompei se găsește carcasa de aspirație 6, iar în partea opusă,

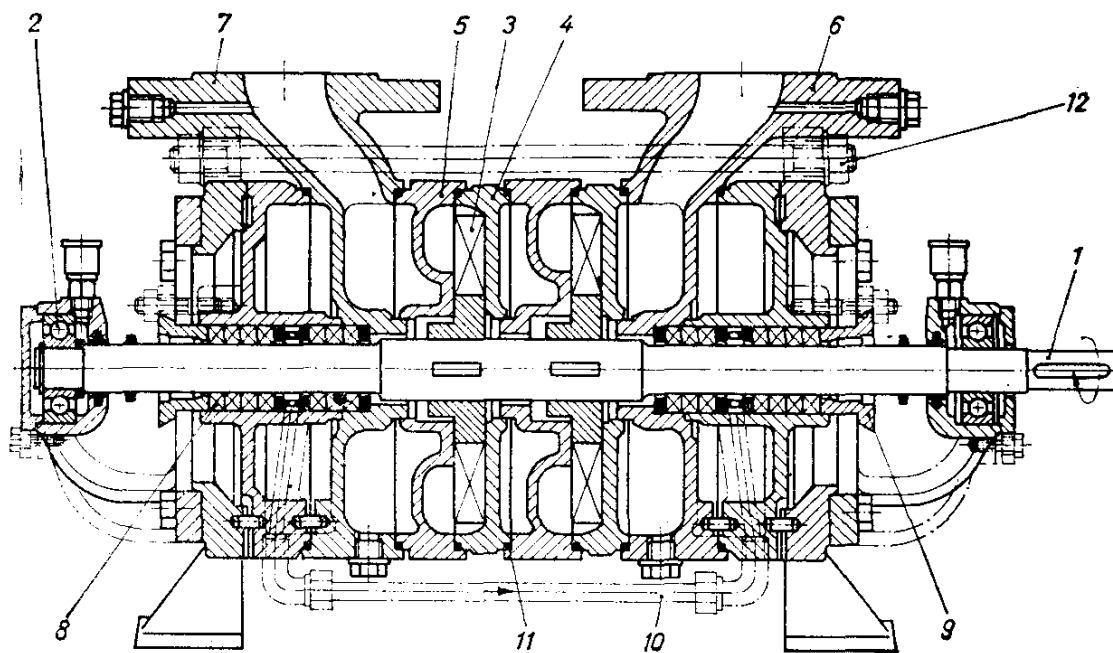


Fig. 1.64. Pompă autoaspiratoare cu canal lateral.

cea de refulare 7. Etanșarea arborelui la ieșirea din carcasă este asigurată prin garniturile moi din azbest grafitat 8, strânse cu presetupa 9. Locașurile presetupelor de la cele două extremități sînt puse în comunicație prin țeava de egalizare 10. Carcasele intermediare sînt etanșate în planul de contact prin garniturile plate 11, confecționate din carton de grosime absolut constantă. Asamblarea pompei este realizată cu ajutorul tiranților 12. Pentru obținerea unui randament satisfăcător, jocul axial între rotor și pereții laterali ai celulei nu trebuie să depășească 0,1 mm la construcțiile standard. În timpul funcționării, rotorul are posibilitatea să se autocentreze, dar la apariția unor forțe neechilibrate, el poate să frece pe una din fețele laterale ale celulei. Din acest motiv, pompele cu canal lateral nu trebuie să vehiculeze lichide ce conțin particule abrazive în suspensie, deoarece acestea ar provoca uzura prematură a suprafețelor de contact, ceea ce ar avea ca efect diminuarea performanțelor pompei.

În fig. 1.65 este reprezentat rotorul unei pompe cu canal lateral. Rotorul este de tipul deschis, deoarece fețele laterale nu sînt acoperite de discuri, ca la pompele centrifuge. El este executat sub formă de piesă turnată din bronz, iar în anumite cazuri speciale, din oțel sau fontă nodulară (de exemplu în cazul vehiculării amoniacului). Cuplul de materiale în contact, rotor-carcasă, trebuie astfel ales încît în timpul funcționării să nu apară fenomene de gripaj. Aceste tipuri de rotoare, datorită formei lor — palete radiale încastrate în butuc — au căpătat denumirea uzuală de „rotoare stelate”.

În fig. 1.66 sînt reprezentate carcusele intermediare de aspirație și refulare ale unei pompe cu canal lateral. Performanțele pompei depind în mare măsură de forma și dimensiunile canalului lateral și a ferestrelor de aspirație

și refulare. În fig. 1.66, *a* se observă forma teșită a orificiului de aspirație și zona pe care se întinde. În fig. 1.66, *b* se vede forma canalului lateral din carcasa de refulare și sînt date cu titlu informativ unghiurile de început și sfîrșit ale acestuia.

1.5.4.2. *Pompe de vid cu inel de lichid*. Aceste pompe sînt cunoscute în general sub denumirea de „pompe de vid”, deși ele pot funcționa și pentru comprimarea aerului, ca suflante sau compresoare. De aceea denumirea lor corectă este: „mașini cu inel de lichid”. Ele se folosesc în instalații pentru absorbția de aer sau gaze și numai în mod accidental pot refula, pentru perioade scurte, și lichide, bineînțeles cu performanțe modeste.

În fig. 1.67 este prezentată o secțiune printr-o pompă de vid cu inel de lichid.

Pompa este alcătuită din următoarele elemente: rotorul 1, de tip stelat, este montat cu ajustaj alunecător pe arborele 2, fiind așezat excentric în interiorul carcasei intermediare 3, închisă lateral de către discurile de „distribuție” 4 și 5. Discul 4 conține fereastra de aspirație și face legătura cu carcasa de aspirație 6. Discul 5 conține fereastra de refulare și comunică la rîndul său cu carcasa de refulare 7. Arborele pompei se sprijină la cele două extremități pe două lagăre cu rulmenți cu bile. Etanșarea arborelui este asigurată prin garnituri moi din azbest grafitat, spălate cu un lichid de etanșare. Asamblarea pompei se realizează cu ajutorul tiranților 8. Carcasa de aspirație este prevăzută cu orificiul 9, pentru racordarea conductei de alimentare a inelului de lichid. În orificiul 10 se montează vacuummetrul pentru măsurarea vidului. Poziția corectă a discurilor se asigură prin știfturile de centrare 11. Dopurile 12 servesc pentru golirea pompei de lichid în perioadele în care

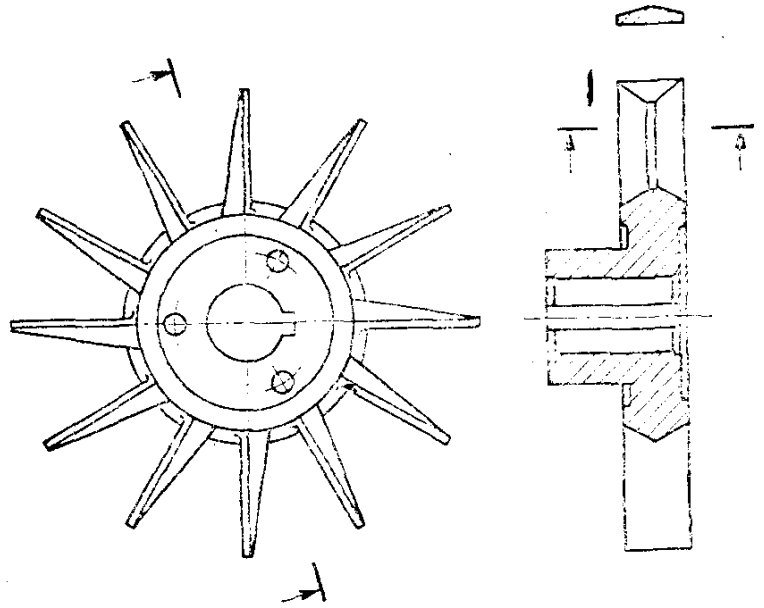


Fig. 1.65. Rotorul pompei cu canal lateral.

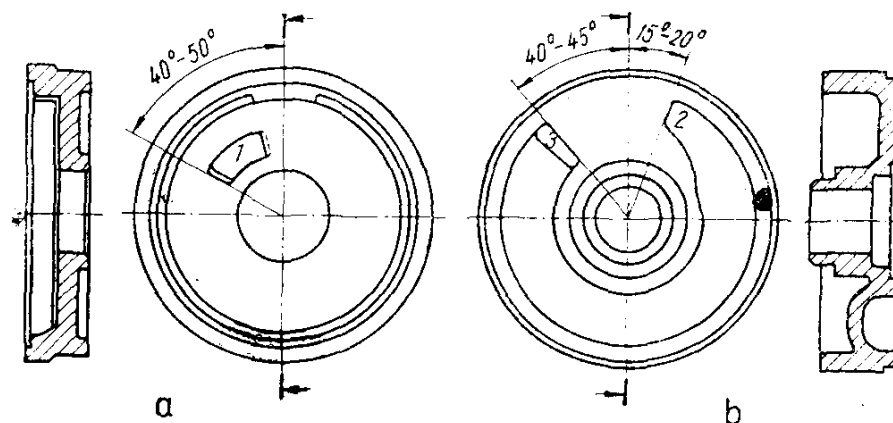


Fig. 1.66. Carcase intermediare ale unei pompei cu canal lateral:
a — Carcasă de aspirație; *b* — carcasă de refulare; 1 — fereastră de aspirație;
 2 — canal lateral; 3 — fereastră de refulare.

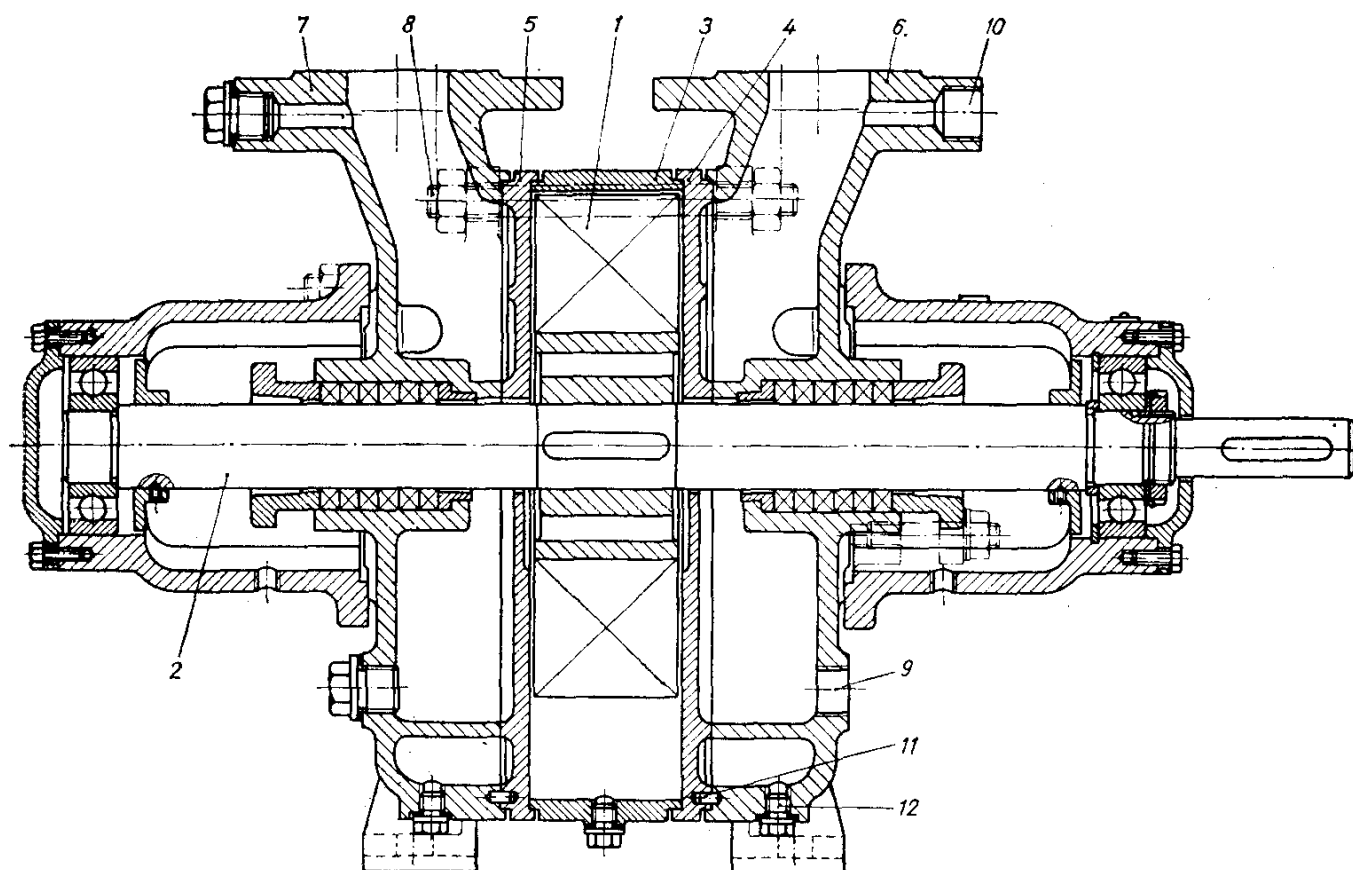


Fig. 1.67. Pompă de vid cu inel de lichid.

există pericol de îngheț. Carcasele, discurile și lagărele se confecționează din fontă, iar rotorul din bronz, sub formă de piese turnate. În anumite cazuri speciale, când nu se admit piese din materiale neferoase în componența pompei, rotorul se poate executa din fontă nodulară sau oțel.

Performanțele pompei depind de jocul axial dintre rotor și discurile de distribuție, joc care nu trebuie să depășească valoarea 0,1 mm la construcțiile standard. La pompele confecționate din materiale speciale, de exemplu din oțel inoxidabil, sau la folosirea ca lichid de etanșare a unui lichid mai vâscos — ulei — jocurile pot crește într-o anumită măsură, dar aceasta are drept consecință modificarea performanțelor pompei.

În timpul funcționării, rotorul poate culisa pe arbore autocentrându-se în carcasă și deoarece el poate veni în contact cu discurile, fețele sale laterale precum și cele ale discurilor sînt prelucrate foarte fin, pentru a obține o rugozitate redusă. Din acest motiv, ca și la pompele cu canal lateral, pompa de vid cu inel de lichid trebuie să funcționeze numai cu lichide sau gaze curate, fără impurități mecanice. Astfel gazele care conțin praf vor fi filtrate înainte de absorbire. Rotorul pompelor de vid cu inel de lichid este asemănător ca formă cu cel al pompelor cu canal lateral, dar diferă prin numărul de paletе, care este mai redus și prin lățimea acestora, care este mai mare. În fig. 1.68 este prezentat un rotor de pompă de vid cu inel de lichid.

După cum se observă din figură, paletеle sînt înclinate spre înainte, corespunzător sensului de rotație a pompei și sînt rigidizate prin nervuri. Butucul are o formă conică, cu vîrfurile conului în planul median, ceea ce îmbunătățește condițiile de scurgere a fluidului și de umplere a celulelor, favori-

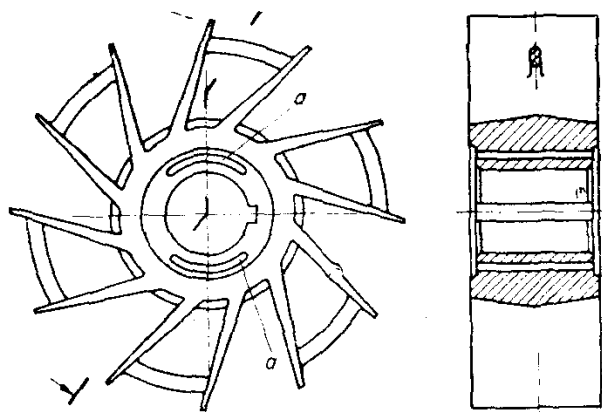


Fig. 1.68. Rotorul pompei de vid cu inel de lichid.

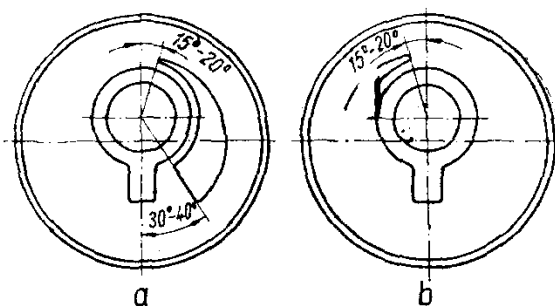


Fig. 1.69. Discuri de distribuție la pompa de vid cu inel de lichid:

a — disc de aspirație; b — disc de refulare.

zînd totodată și tehnologia de turnare a piesei. În butuc sînt prevăzute goluri de ușurare *a*.

În fig. 1.69 sînt reprezentate discurile de distribuție ale aceleiași pompe.

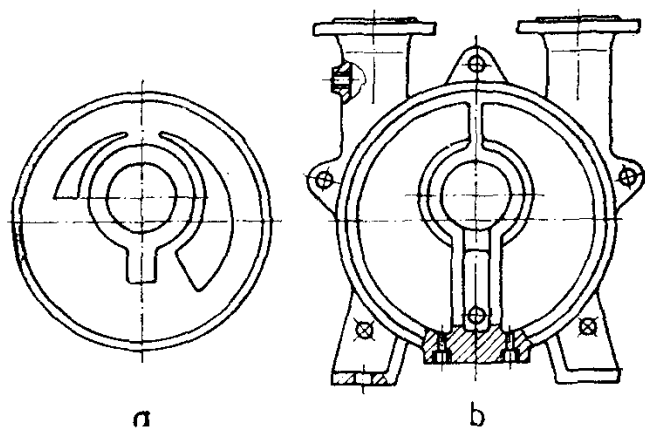
Fantele de aspirație și refulare din discuri sînt dimensionate de constructor avînd în vedere destinația mașinii, respectiv utilizarea ei ca pompă de vid sau compresor. La unele construcții, fantele de aspirație și refulare sînt practicate în același disc de distribuție, iar în acest caz pompa de vid are o singură carcasă la care gurile de aspirație și refulare sînt separate printr-un perete despărțitor. Această soluție este prezentată în fig. 1.70.

Așa cum s-a mai precizat anterior, pentru realizarea unui vid înaintat de ordinul 20—25 Torr se utilizează construcția cu două etaje montate în serie, în care rotorul etajului doi preia fluidul refulat de primul etaj la caracteristicile realizate de acesta, transmițîndu-i în continuare energia sa. În fig. 1.71 este prezentată construcția unei pompei de vid cu inel de lichid cu două etaje montate în serie.

Se observă că lățimea rotorului primului etaj este apreciabil mai mare decît cea a rotorului celui de al doilea etaj. Explicația constă în aceea că

Fig. 1.70. Piese componente ale pompei de vid cu inel de lichid.

a — disc de distribuție cu fante de aspirație și refulare;
b — carcasă aspirație sau refulare.



la dimensionare se ia în considerare alura curbei caracteristice a pompei, din care rezultă că debitul de gaz aspirat de rotorul *II*, la presiunea de refulare a rotorului *I*, este totdeauna mai mic decît debitul aspirat de primul rotor. Traseul curentului de fluid la această pompă este următorul: aspirația flui-

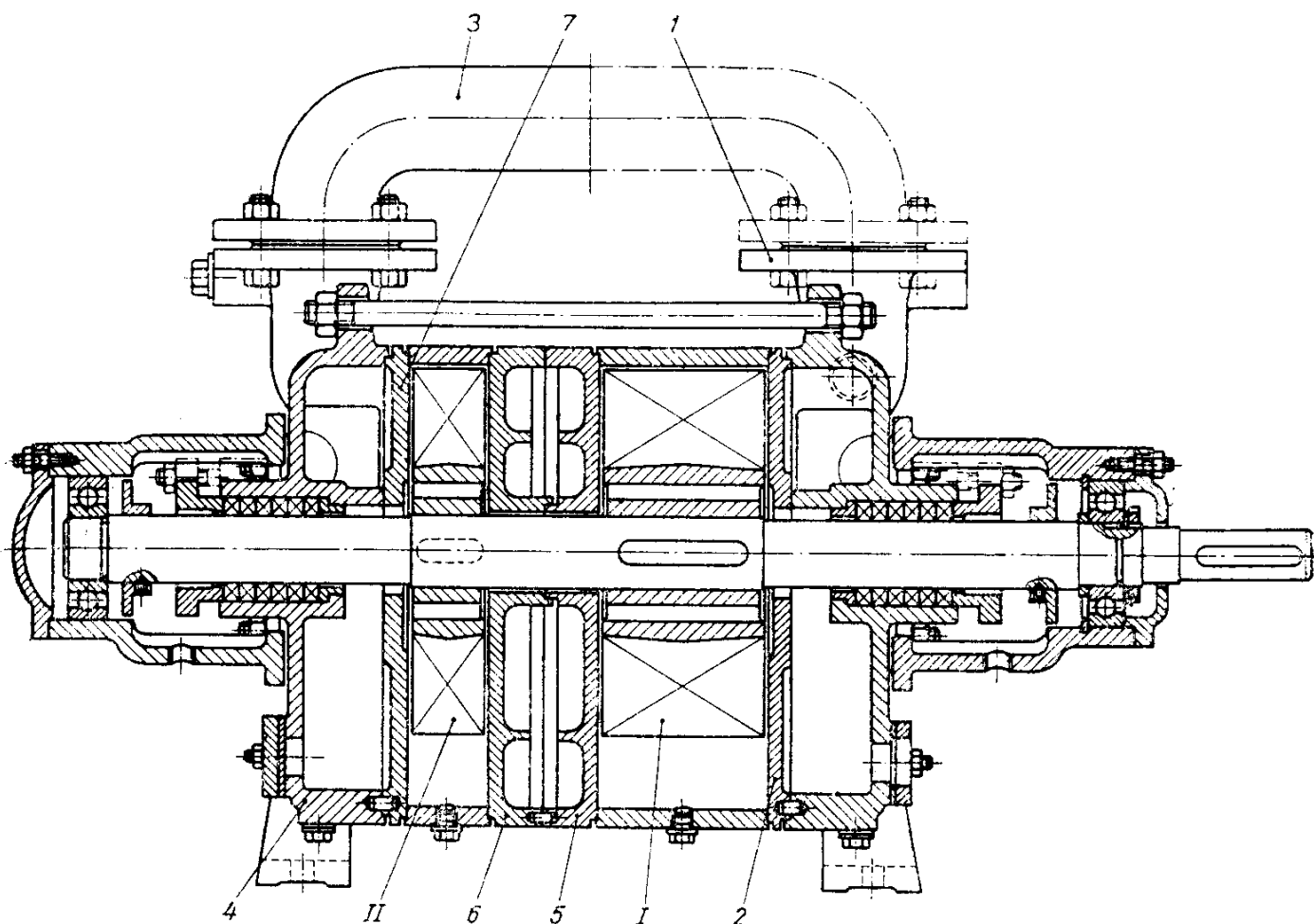


Fig. 1.71. Pompă de vid cu inel de lichid, cu două etaje.

dului se face prin orificiul de aspirație al carcasei 1, după care acesta este dirijat către discul de distribuție 2, prevăzut cu fante de aspirație și refulare. În celula etajului I, curentul se împarte în două părți: o cantitate de fluid se întoarce prin fanta de refulare a discului 2 în carcasa 1, fiind apoi evacuată, prin ștuțul de refulare al acesteia și conducta de legătură 3, către orificiul de aspirație al carcasei 4; cea de a doua cantitate de fluid pătrunde prin orificiul de refulare al discului 5 într-o cameră intermediară, de unde este aspirat de către rotorul II prin orificiul de aspirație al discului 6. Din etajul II fluidul este refulat prin orificiul discului 7 în carcasa 4, de unde este evacuat prin orificiul de refulare al acesteia.

Prin urmare, etajul I aspiră printr-un singur orificiu și refulează prin două orificii, iar etajul II aspiră prin două orificii și refulează printr-unul singur. Prin această dispunere, se obțin performanțe îmbunătățite, deoarece umplerea celulelor rotorului II este favorizată.

Alimentarea rotorului pe ambele părți este o soluție ce se practică de obicei la pompele de debite mari, care necesită o lățime mai mare a rotorului și la care alimentarea pe o singură parte ar lungi neeconomic drumul curentului de fluid, conducând la o umplere neuniformă a celulelor și la un randament volumic necorespunzător. La pompele de debite importante, pentru a se evita dimensiuni de rotor prea mari, deci dificil de manevrat la montaj, se utilizează ca soluție așezarea rotoarelor în paralel, reducându-se astfel lățimea pe rotor.

2. Utilizarea pompelor în instalații

2.1. Determinarea caracteristicilor instalației

Sub denumirea de instalație hidraulică se înțelege complexul de elemente alcătuit din conducte, racorduri, robineți., clapete, filtre etc., prin care circulă un fluid vehiculat de o pompă.

În funcție de dimensiunile și natura instalației, aceasta poate fi deservită de una sau mai multe pompe, pe care proiectantul instalației le prevede la întocmirea proiectului, astfel încât să se asigure obținerea caracteristicilor solicitate. Pentru aceasta este necesar să se determine cât mai precis cu putință parametrii pe care trebuie să-i atingă instalația respectivă.

2.1.1. Noțiuni fundamentale de hidrodinamică. Într-o instalație în care circulă un fluid, au loc fenomene de natură hidraulică ce pot fi înțelese numai pe baza cunoașterii principiilor generale ale hidrodinamicii. În acest scop, în continuare sînt prezentate noțiunile fundamentale și legile care guvernează curgerea lichidelor.

Într-o conductă (fig. 2.1) prin care curge un lichid considerat perfect, deci incompresibil și fără vîscozitate, avînd o mișcare permanentă și un regim de curgere staționar, adică în aceleași puncte viteza nu variază cu timpul, cantitatea de fluid care trece în unitatea de timp prin diverse secțiuni transversale ale conductei este constantă și poate fi exprimată prin produsul dintre aria secțiunii respective și viteza de curgere în acea secțiune:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = S_3 \cdot v_3 = \text{const.} \quad (2.1)$$

Această relație poartă numele de „ecuația continuității” și cu ajutorul ei se pot calcula debitele ce trec prin diverse conducte, atunci cînd se cunoaște viteza de curgere și secțiunea conductei.

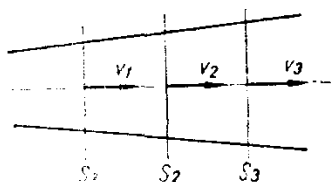


Fig. 2.1. Schema curgerii lichidelor perfecte.

În realitate, datorită faptului că lichidul nu este perfect, avînd un anumit grad de vîscozitate, viteza reală variază atît în secțiune cît și în lungul conductei, de aceea în calculele practice se apreciază o viteză medie.

Curgerea lichidului în conducte se consideră „laminară” atunci cînd particulele de lichid au o mișcare paralelă cu axa conductei și „turbulentă”, cînd mișcarea este dezordonată, în direcții diferite.

În fig. 2.2 sînt prezentate cele două regimuri de curgere.

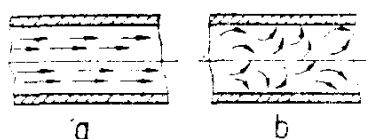


Fig. 2.2. Schema regimului de curgere a lichidului în conducte:

a — regim de curgere laminar;
b — regim de curgere turbulent.

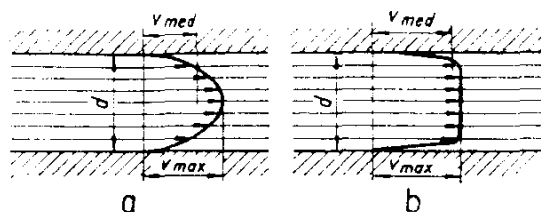


Fig. 2.3. Schema repartiției vitezelor în conducte:

a — regim laminar; b — regim turbulent.

Pentru determinarea regimului de curgere s-a stabilit un criteriu adimensional, cunoscut sub numele de „numărul Reynolds“, notat cu simbolul **Re** și a cărui valoare se calculează cu ajutorul relației:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (2.2)$$

în care: v reprezintă viteza medie de curgere, în m/s;
 d — diametrul interior al conductei, în m;
 ν — viscozitatea cinematică a lichidului în m^2/s .

S-a demonstrat experimental că regimul de curgere este laminar pentru valori ale lui $\text{Re} < 2\,200 \dots 2\,500$. Depășirea acestor valori indică un regim de curgere turbulent. Există însă și situații cînd regimul poate să rămîină laminar și pentru valori mai mari, de ordinul $\text{Re} = 3\,000 \dots 4\,000$, dar pentru aceasta trebuie înlăturate cauzele care provoacă perturbația în fluxul de curent și care dau naștere la turbioane.

Din formulă se observă că regimul se menține laminar la viteze și diametre reduse, precum și la curgerea lichidelor cu viscozități mari.

În fig. 2.3 este reprezentată schema repartiției vitezelor în regim de curgere laminar și turbulent.

După cum se poate remarca din figură, în regim laminar repartiția vitezei este parabolică, viteza fiind maximă în axa conductei și nulă la pereții acesteia. În regim turbulent repartiția se face după o curbă diferită de prima; astfel, lîngă pereții conductei curgerea rămîne laminară, dar pe măsura depărțării de pereți, viteza crește brusc.

În regim laminar, valoarea vitezei medii este $v_{med} = \frac{v_{max}}{2}$, iar în regim turbulent $v_{med} = (0,78 \dots 0,84)v_{max}$.

În timpul curgerii prin conducte, datorită frecărilor interne între particulele de lichid, precum și frecării acestuia cu pereții conductei, apar diverse rezistențe hidraulice denumite uzual „pierderi de sarcină“ sau „pierderi de presiune“. În funcție de cauza care le provoacă, acestea la rîndul lor pot fi pierderi „lineare“ sau „pierderi locale“. Natura pierderilor lineare depinde de regimul de curgere și într-o oarecare măsură de rugozitatea pereților conductei.

Pierderile locale se datoresc modificărilor subite ale direcției și sensului vitezei de curgere a lichidului, modificări care au loc atunci când se întâlnesc coturi, ramificații, supape etc., sau apar variații bruște ale secțiunii conductei.

Relațiile teoretice pentru determinarea pierderilor de sarcină servesc proiectanților de instalații la calcularea traseului și a dimensiunilor conductelor. Aceste relații sînt următoarele: — pentru pierderi lineare în regim laminar:

$$h_r = \lambda \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g} \quad [\text{m}], \quad (2.3)$$

în care λ este un coeficient de rezistență al conductei și are valoarea:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \dots \frac{90}{\text{Re}}$$

Pentru țevi drepte, se consideră: $\lambda = 75/\text{Re}$.

Pierderile lineare în regim turbulent se calculează cu relația (2.3), în care coeficientul λ se înlocuiește cu coeficientul de rezistență în regim turbulent λ_t și care se determină astfel:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_t}} = 2 \log \cdot (\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8, \quad \text{pentru } \text{Re} < 3,4 \cdot 10^6;$$

$$\lambda_t = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,3}, \quad \text{pentru } \text{Re} = (0,8 - 3) \cdot 10^5;$$

$$\lambda_t = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237}, \quad \text{pentru conducte rugoase și } 10^5 < \text{Re} < 10^8.$$

În diagrama A — tabelul 2.1 — sînt prezentate pierderile de sarcină lineare în conducte drepte.

Pierderile de sarcină datorate rezistențelor locale se calculează cu relația

$$h_l = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [\text{m}], \quad (2.4)$$

în care ζ este un coeficient de rezistență locală, determinat pe cale experimentală și depinde de forma corpurilor care provoacă aceste rezistențe (coturi, robinete, clapete etc.).

În calculele practice, se utilizează însă noțiunea de „lungime echivalentă” notată cu l_e și care corespunde unei lungimi de conductă ce determină o scădere de presiune egală cu cea datorată pierderilor locale dintr-o conductă reală.

Valoarea lui l_e se calculează cu relația

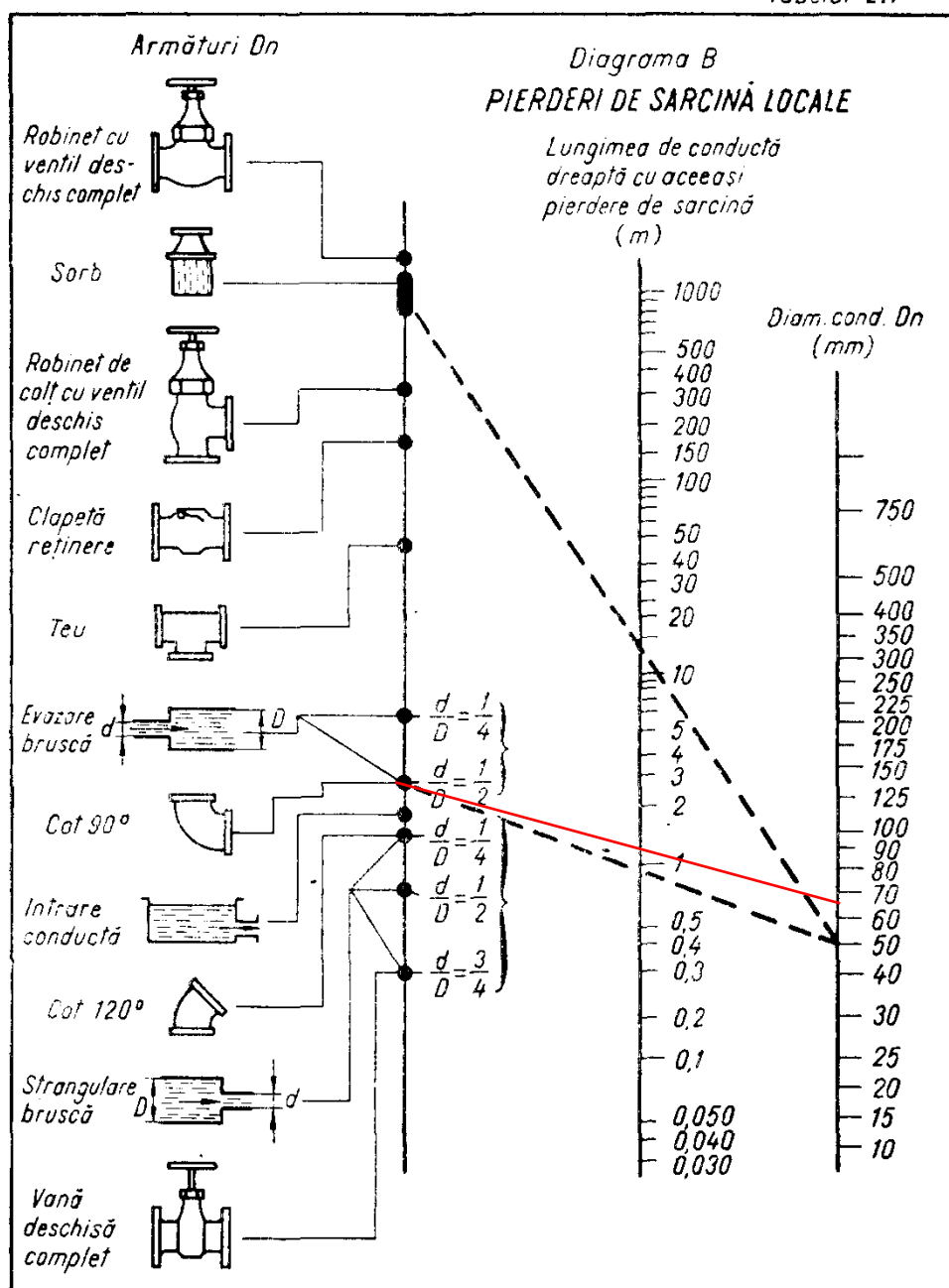
$$\sum \zeta \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l_e}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2.5)$$

de unde

$$l_e = \frac{d}{\lambda} \sum \zeta. \quad (2.6)$$

În lucrările de specialitate, valorile lui l_e sînt date în tabele sau nomograme. Astfel în diagrama B din tabelul 2.1 sînt indicate valorile lui l_e pentru diferite armături.

Tabelul 2.1

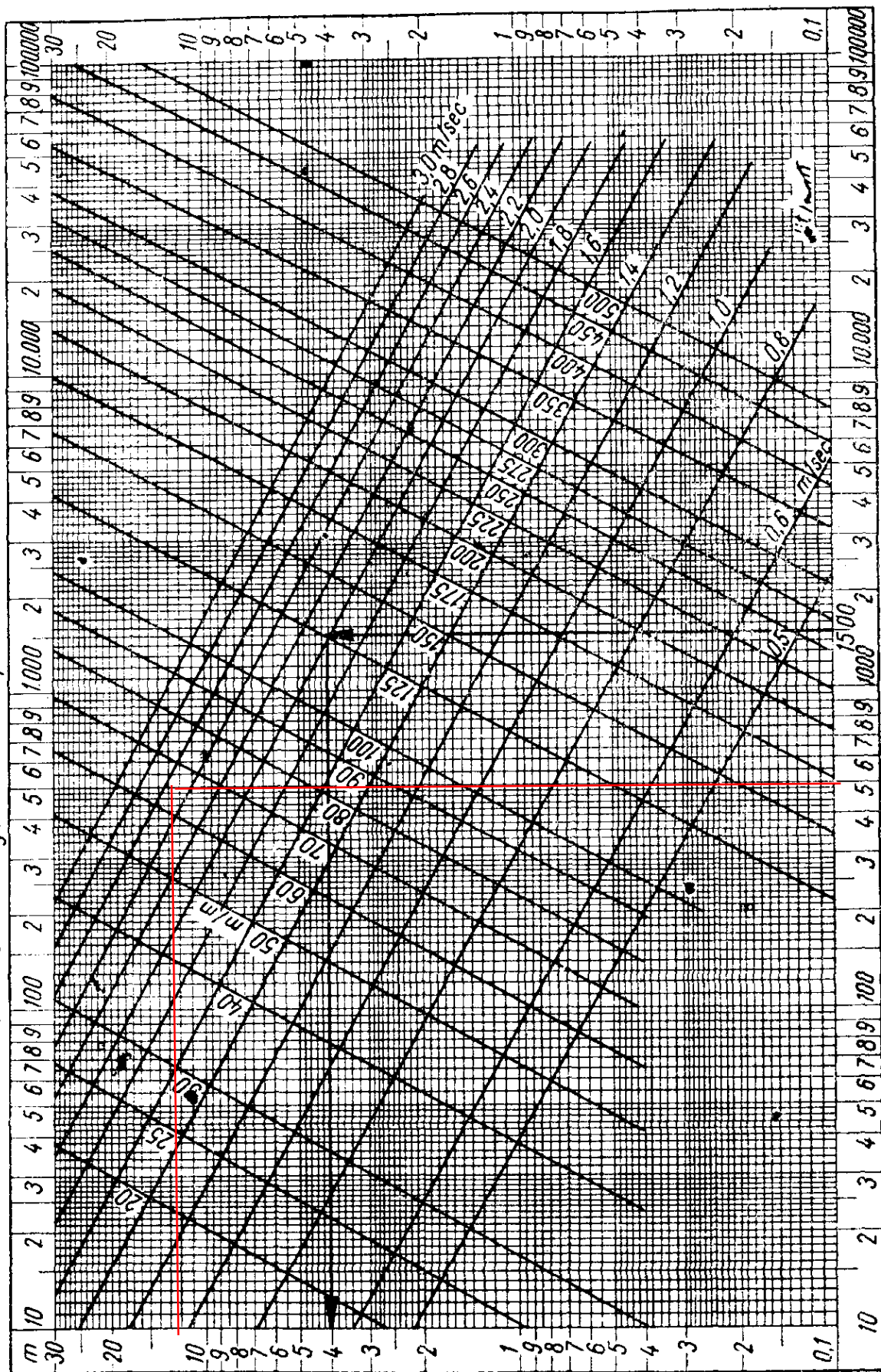


Principiul general al conservării energiei, aplicat la fluide, este reprezentat în hidraulică printr-o expresie matematică cunoscută sub denumirea de „ecuația lui Bernoulli”. Cu ajutorul acestei ecuații, care este considerată drept legea fundamentală a hidrodinamicii, se poate studia mișcarea unui lichid în diverse conducte sau canale.

Pentru exemplificare, se consideră o particulă de lichid în mișcare pe o traiectorie între punctele 1 și 2, conform fig. 2.4.

Diagrama A. Pierderi de sarcină lineare în conducte drepte, pentru lichide
cu vâscozitate egală cu cea a apei la 15°C

Tabelul 2.1



Exemplu: pentru un debit de 1500 litri/min. într-o conductă de $\varnothing 125$ mm, pierderea de sarcină este de 4 metri coloană de apă la 100 m lungime de conductă. Viteza lichidului în conductă este de 2 m/s

Față de planul de referință $O-O$, particula se găsește la înălțimile h_1 și h_2 , avînd vitezele v_1 respectiv v_2 și presiunile p_1 și p_2 . Considerînd cazul unui lichid perfect, deci lipsit de forțe de frecare, într-o mișcare permanentă,

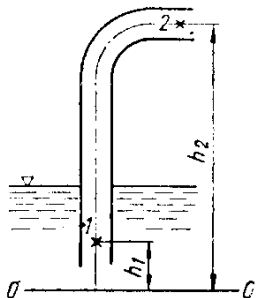


Fig. 2.4. Schema deplasării particulei de lichid în lungul unei linii de curent.

energia totală a particulei de lichid este constantă și se compune din suma energiilor de poziție, cinetice și de presiune. Astfel ecuația lui Bernoulli se poate scrie:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = \text{const.} \quad (2.7)$$

Dar în cazul lichidelor reale apar forțe de frecare între moleculele care alcătuiesc lichidul, precum și între acesta și pereții conductei, canalului sau orificiului prin care are loc curgerea. Aceste frecări absorb o cantitate de energie care se transformă în căldură, diminuînd în mod corespunzător energia mecanică. Notînd cu h_{r1-2} pierderea de energie între punctele 1 și 2, ecuația lui Bernoulli devine

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_{r1-2}. \quad (2.8)$$

Termenul h_{r1-2} poartă denumirea menționată anterior de „pierdere de sarcină”.

În formula (2.8) dimensiunile termenilor sînt exprimate în: h [m], p [daN/m²], v [m/s], γ [daN/m³] și g [m/s²], dar, în practica curentă, adeseori se indică presiunea în daN/cm² și greutatea specifică γ în daN/dm³, astfel că raportul p/γ trebuie multiplicat cu valoarea $10\,000/1\,000 = 10$, iar ecuația se poate scrie:

$$h(\text{m}) + 10 \frac{p \text{ [daN/cm}^2\text{]}}{\gamma \text{ [daN/dm}^3\text{]}} + \frac{v^2 \text{ [m/s]}^2}{2g \text{ [m/s}^2\text{]}} = \text{const.}$$

Noțiunile și formulele hidraulice prezentate permit proiectantului instalației să determine caracteristicile funcționale ale acesteia, astfel încît în exploatare instalația să funcționeze în condiții cît mai apropiate de cele prevăzute inițial.

Pentru acest scop, se întocmește mai întîi o schemă a instalației, stabilindu-se numărul de consumatori cu debitele maxime respective, precum și punctul sau punctele de alimentare. Se stabilește apoi numărul și tipurile adecvate de armături necesare și se leagă prin conducte punctele de alimentare cu cele de consum. După stabilirea schemei se determină debitele maxime

de lichid, care urmează să circule pe fiecare porțiune de conductă, dintre diversele noduri. Dimensionarea diametrelor interioare ale conductelor se face alegîndu-se viteze de curgere convenabile, astfel încît pierderile de sarcină să fie cît mai reduse, fără a exagera alegînd conducte prea mari, deci neeconomice.

În tabelul 2.2 sînt prezentate valorile uzuale ale vitezei de curgere pentru apă, produse petroliere și abur.

Tabelul 2.2

Viteze medii de curgere în conducte (m/s)

Conducta	Fluidul		
	Apă	Produse petroliere	Abur
Aspirație	1—2	0,8—1,5	—
Refulare	1,5—3	1—2,5	15—35

Diametrul interior al conductei se calculează cu ajutorul ecuației de continuitate:

$$Q = \frac{\pi d^2 \cdot v}{4} \text{ [m}^3/\text{s]} \text{ iar } d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v}} \text{ [m]} \quad (2.9)$$

în care: d reprezintă diametrul interior al conductei, în m;

v — viteza medie de curgere a lichidului, în m/s.

Valoarea diametrului determinată astfel se încadrează apoi în dimensiunile standardizate ale conductelor, alegîndu-se limita superioară.

Se determină apoi pierderile de sarcină ale instalației, cu relația

$$h_r = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ [m]},$$

în care: $l = l_{ef} + l_e$ reprezintă lungimea echivalentă totală a conductei, în m;

l_{ef} — lungimea efectivă a conductei, în m;

l_e — lungimea echivalentă corespunzătoare pierderilor locale, în m.

Valorile lui λ și l_e se calculează cu relațiile prezentate anterior. Pentru ușurința calculelor, în practică se utilizează diverse nomograme și abace, cu ajutorul cărora se determină direct pierderile de sarcină ale elementelor componente ale instalației.

Presiunea, exprimată în metri coloană de lichid, pe care trebuie să o realizeze pompa pentru a deplasa lichidul în instalație, se compune din presiunea necesară pentru ridicarea lichidului la înălțimea geometrică respectivă, presiunea necesară pentru învingerea sarcinii rezistente suplimentare la capătul conductei de refulare (în cazul refulării într-un spațiu ce se găsește la un

regim de presiune superior presiunii atmosferice), precum și din presiunea necesară învingerii rezistențelor hidraulice ale instalației:

$$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \sum h_{r1} + \sum h_{r2} \quad (2.10)$$

în care: z_1 și z_2 reprezintă înălțimile geometrice ale nivelelor lichidului în conducta de aspirație și refulare, față de axa pompei;

p_1	—	presiunea la capătul conductei de aspirație;
p_2	—	presiunea la capătul conductei de refulare;
$\sum h_{r1}$	—	suma pierderilor de sarcină datorate rezistențelor hidraulice din conducta de aspirație;
$\sum h_{r2}$	—	suma pierderilor hidraulice datorate rezistențelor hidraulice din conducta de refulare;

dar $h_r = \frac{v^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n \right)$ și $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$; deci

$$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{16Q^2}{\pi^2 d_1^4 \cdot 2g} \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) + \frac{16Q^2}{\pi^2 d_2^4 \cdot 2g} \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \quad (2.11)$$

Din formula (2.11) se observă că presiunea necesară deplasării lichidului în conductă variază proporțional cu pătratul debitului. Această relație se folosește pentru determinarea punctului de funcționare a pompei în instalație. În fig. 2.5 este reprezentată metoda de determinare a acestui punct.

Procedeul este următorul: într-o diagramă aleasă la o scară convenabilă, se trasează curba variației rezistențelor hidraulice ale instalației în funcție de debit, respectiv curba C , denumită și „caracteristica conductei”; în aceeași diagramă se trasează și curba caracteristică a pompei $Q-H$. Punctul de intersecție x reprezintă punctul de funcționare al pompei.

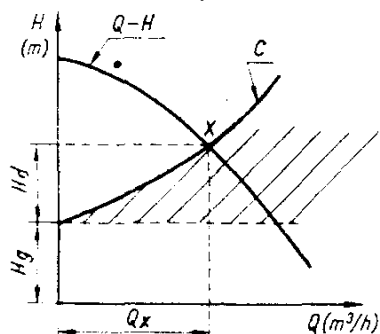


Fig. 2.5. Determinarea punctului de funcționare în instalație a unei pompe centrifuge.

Din diagramă se observă că înălțimea totală de pompare se compune din suma înălțimii geometrice H_g , care este constantă pentru aceeași instalație, și a înălțimii dinamice H_d , variabilă în funcție de debit. Construcția acestei diagrame este utilă în special pentru cazurile de funcționare în „paralel” a două sau mai multe pompe în aceeași instalație. Pentru exemplificare, se analizează situația unei instalații, în care două pompe centrifuge, de caracteristici diferite, debitează într-o conductă comună.

În diagrama din fig. 2.6 se trasează separat curbele de funcționare ale celor două pompe, numerotate cu 1 și 2; în aceeași diagramă se trasează curba caracteristică a instalației, C .

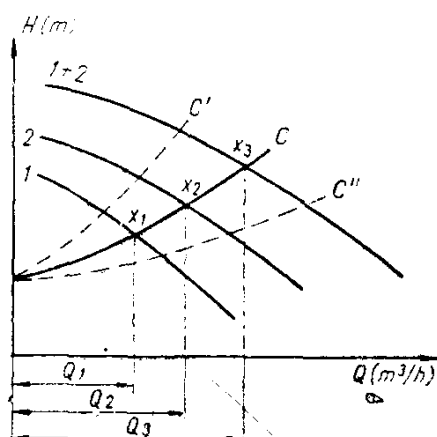


Fig. 2.6. Determinarea punctului de funcționare în instalație a două pompe centrifuge diferite, montate în paralel.

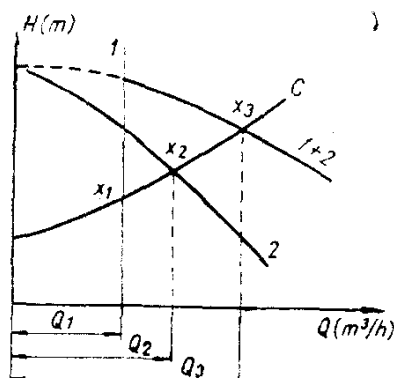


Fig. 2.7. Diagrama punctului de funcționare în instalație a unei pompe cu piston și a unei pompe centrifuge, montate în paralel.

În continuare se trasează curba rezultată din suma debitelor curbelor 1 și 2, pentru diverse înălțimi de pompare. Punctul de intersecție x_3 reprezintă punctul de funcționare în instalație al celor două pompe montate în paralel. Din diagramă se observă că debitul corespunzător punctului x_3 , de pe curbe rezultantă este mai mic decât suma debitelor celor două pompe, dacă acestea ar funcționa separat ($Q_3 < Q_1 + Q_2$). Dacă rezistențele hidraulice ale instalației sînt mai mari, respectiv secțiunile de trecere sînt mai reduse, câștigul de debit se reduce simțitor, — pentru curba C' din diagramă, el fiind neînsemnat. La instalațiile cu secțiuni de trecere largi, debitul total crește considerabil curba C'' din diagramă, rămînînd totuși mai mic decât $Q_1 + Q_2$. Acest lucru este explicabil, deoarece în aceeași instalație, pe măsura creșterii debitului, crește și viteza de deplasare a lichidului și implicit cresc și rezistențele hidraulice. În consecință, atunci cînd se prevede funcționarea unor pompe în paralel, într-o instalație existentă, este necesar să se verifice minuțios secțiunile de trecere ale conductelor acestea și numai după aceea să se aleagă pompele corespunzătoare.

Determinarea punctului de funcționare, la un montaj în paralel al unei pompe centrifuge și al unei cu piston care debitează în aceeași instalație, este ilustrată în fig. 2.7. Pentru a reprezenta într-o diagramă comună curbele caracteristice ale celor două pompe, se convine ca și pentru pompa cu piston, abscisa să reprezinte debitul, iar ordonata înălțimea de pompare.

În diagrama de fig. 2.7, debitul pompei cu piston, care teoretic nu depinde de variația presiunii, este reprezentat prin dreapta 1, paralelă la axa ordonatei. Curba 2 reprezintă caracteristica $Q-H$ a pompei centrifuge.

În cazul funcționării simultane a ambelor pompe, curba pompei centrifuge este deplasată spre dreapta, cu cantitatea Q_1 , iar punctul de funcționare x_3 se găsește la intersecția curbei $1+2$ cu caracteristica C a conductei. Și în acest caz, debitul rezultat Q_3 este mai mic decât suma debitelor Q_1 și Q_2 .

În anumite situații, într-o instalație existentă se ivește necesitatea de a pompa lichide la o presiune superioară față de cea prevăzută inițial. În acest caz, rezolvarea constă în montarea a două pompe „în serie”.

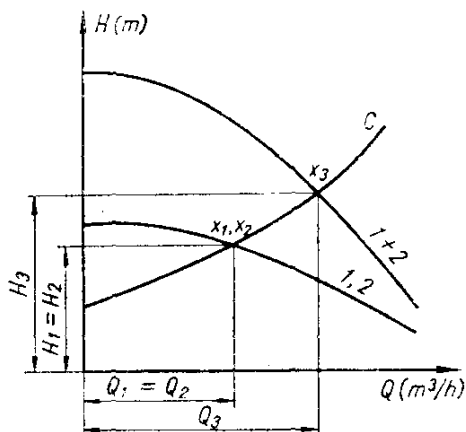


Fig. 2.8. Diagrama punctului de funcționare în instalație a două pompe centrifuge identice, montate în serie.

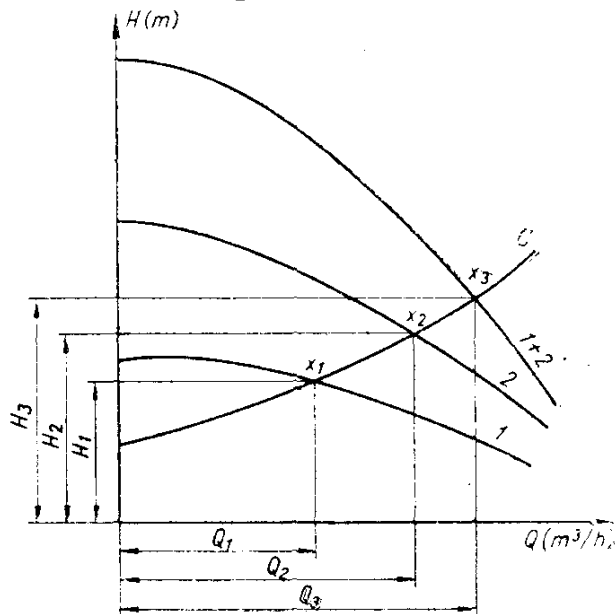


Fig. 2.9. Diagrama punctului de funcționare în instalație a două pompe centrifuge diferite, montate în serie.

În fig. 2.8 este reprezentată într-o diagramă caracteristica unei instalații deservite de două pompe centrifuge identice, montate în serie.

În diagramă se trasează curbele caracteristice ale celor două pompe, 1 și 2. Fiind identice, curbele se suprapun. Dacă în rețea ar debita numai pompa 1, sau numai pompa 2, punctul de funcționare rezultat din intersecția cu caracteristica rețelei ar fi x_1 , respectiv x_2 , cărora le corespund debitele $Q_1 = Q_2$. Prin adunarea ordonatelor celor două curbe se determină și se trasează curba rezultantă $1 + 2$. Intersecția acesteia cu caracteristica rețelei C are loc în punctul x_3 , căruia îi corespunde debitul Q_3 . Din diagramă, se remarcă faptul că debitul Q_3 este mai mare decât Q_1 sau Q_2 , astfel că în realitate, în noua situație, fiecare pompă va funcționa de fapt la un debit sporit, căruia îi corespunde o putere absorbită mai mare.

Prin urmare, în cazul când se întâlnesc astfel de situații, este necesar să se verifice următoarele elemente:

- rezistența conductelor și armăturilor, pentru noile condiții de presiune;
- rezistența pompelor la presiunea totală; pentru aceasta este necesar să se obțină avizul fabricii constructoare;
- supraîncărcarea motoarelor de antrenare (sporul suplimentar de putere necesară).

În situațiile în care nu există posibilitatea de a monta două pompe identice, diagrama de funcționare se va întocmi după același principiu, dar concluziile se vor referi în mod separat, pentru fiecare pompă.

În fig. 2.9 este prezentată diagrama de funcționare a două pompe centrifuge, având caracteristici diferite, montate în serie.

În diagrama $Q-H$ se trasează curbele pompelor 1 și 2 precum și caracteristica C a instalației. Apoi se trasează curba rezultantă $1 + 2$ determinată prin adunarea ordonatelor curbelor 1 și 2. Intersecția caracteristicii C cu curba $1 + 2$ reprezintă punctul de funcționare x_3 al instalației în noua situație.

După cum se observă din diagramă, debitul Q_3 este mai mare decât debitul Q_1 sau decât Q_2 dar mai mic decât suma lor. De asemenea, înălțimea de pompare H_3 este mai mare decât H_1 și decât H_2 , dar mai mică decât suma acestora.

2.2. Alegerea pompei și acordarea curbelor caracteristice cu cerințele instalației

Într-o instalație hidraulică, pompa reprezintă elementul motor al acesteia, de aceea dotarea instalației cu tipul de pompă adecvat este de importanță capitală pentru o funcționare corectă.

Pentru alegerea pompei, proiectantul instalației trebuie să aibă în vedere câteva criterii care pot fi grupate în două categorii principale: criterii generale și criterii specifice. Este de la sine înțeles că înainte de alegerea pompei trebuie determinate cât mai precis posibil caracteristicile generale și condițiile de lucru ale instalației. După stabilirea acestora, se iau în considerare criteriile cu caracter specific și anume: domeniul de utilizare recomandat de constructorul pompei, curbele caracteristice raportate la greutatea specifică a lichidului ce urmează a fi vehiculat, viscozitatea, temperatura de funcționare, natura lichidului (compoziția chimică, conținutul de suspensii, inflamabilitatea), alura curbei pompei, posibilitățile de reglare a caracteristicilor, influența debitului (uniform sau pulsatoriu) etc.

Debitul și înălțimea de refulare a pompei trebuie să satisfacă valorile maxime ale debitului și înălțimii de pompare cerute de consumator. Acești parametri determină alegerea tipului de pompă adecvat. Astfel pompele volumice cu piston și cu angrenaje se recomandă a fi utilizate pentru debite mici și mijlocii, până la $150 \text{ m}^3/\text{h}$ și presiuni de refulare ridicate, $100-150 \text{ bar}$. Pompele centrifuge se folosesc în zona debitelor și presiunilor mijlocii, respectiv pentru debite maxime de $500-600 \text{ m}^3/\text{h}$ și înălțimi de refulare până la $200-250$ metri coloană de lichid. Pompele centrifuge cu rotor diagonal se folosesc pentru debite mari, de ordinul $4\,000-5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ și înălțimi de pompare mici, $20-25$ metri coloană de lichid. Pompele axiale se folosesc pentru satisfacerea domeniilor de debite foarte mari, până la $80\,000-100\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ și înălțimi de pompare reduse, $6-15$ metri coloană de lichid.

După stabilirea tipului pompei și a caracteristicilor acesteia, trebuie considerate criteriile cu caracter general și anume: siguranța în funcționare, calculul economic, situația pompei din punctul de vedere al tipizării, respectiv posibilitățile de procurare a pieselor de schimb etc.

Din cele expuse mai sus, rezultă că nu există limite precise de utilizare a diferitelor construcții de pompe, prin urmare alegerea tipului celui mai potrivit pentru instalația respectivă depinde de competența și experiența proiectantului acesteia.

Alegerea pompei din punct de vedere economic trebuie făcută cu multă atenție, pentru fiecare situație separat, fiind de cea mai mare importanță pentru viitoarea exploatare — cheltuieli de întreținere, reparații, personal etc. Astfel, pentru o funcționare continuă, se va alege pompa care, în zona parametrilor solicitați, oferă valori maxime ale randamentului, chiar dacă costul ei inițial este mai ridicat. Evident că pentru o pompă cu timp de funcționare redus (pompa de intervenție), problema randamentului devine mult mai puțin importantă. În unele situații, se preferă utilizarea unor pompe cu randament inferior, dar care oferă o mai mare siguranță în funcționare, față de altele cu randament superior, dar care prezintă posibilități de defec-tare mai numeroase, deoarece, ținând seama de caracterul instalației deservite, oprirea acesteia pe perioada în care pompa este scoasă din funcțiune poate conduce la crearea unor pagube ce depășesc cu mult valoarea pompei respec-tive.

În general, tendința beneficiarilor este de a indica valori pentru debit și înălțime de pompare mai mari decât cele efectiv necesare, în scopul obținerii unor limite de siguranță acoperitoare, dar dacă în exploatare acestea se do-vedesc nejustificate, atunci se produce o risipă de energie continuă, deci o utilizare neeconomică a obiectivului exploatat. Această situație poate fi evitată numai prin determinarea cât mai reală a condițiilor de funcționare și a caracteristicilor pe care trebuie să le asigure instalația.

În stadiul actual al tehnicii mondiale, există tendința de a diminua numărul de pompe dintr-o instalație, cu scopul de a obține o exploatare avantajoasă din punct de vedere economic. În cazul unor variații importante de debit, devine necesară utilizarea unui număr mai mare de pompe, care se determină prin împărțirea curbei caracteristice a instalației în mai multe porțiuni, deservite fiecare de o pompă corespunzătoare. Această soluție este avantajoasă deoarece instalația va funcționa cu un randament superior față de cel realizat de o singură pompă, caz în care se acoperă variațiile de debit prin reglarea vanei de pe conducta de refulare.

La alegerea pompei va trebui să se țină seama de alura curbei acesteia, care trebuie să se acorde cu cerințele instalației. Astfel pentru o instalație la care debitul variază în mod substanțial, dar presiunea rămîne aproximativ constantă, se va alege o pompă cu o curbă cât mai plată (cazul pompelor de alimentare a cazanelor de abur).

Pentru variații mari ale înălțimii de pompare, la care corespund variații neînsemnate ale debitului, se va alege o pompă a cărei curbă $H = f(Q)$ are o alură căzătoare (cazul pompelor de ape menajere, de spălare a filtrelor etc.).

În fig. 2.10 este prezentată diagrama curbelor caracteristice ale unei pompe centrifuge destinată a fi utilizată într-o instalație cu variații importante ale debitului.

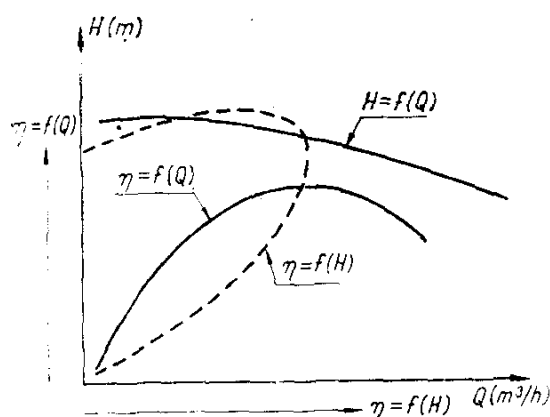


Fig. 2.10. Alegerea pompei în funcție de alura curbei.

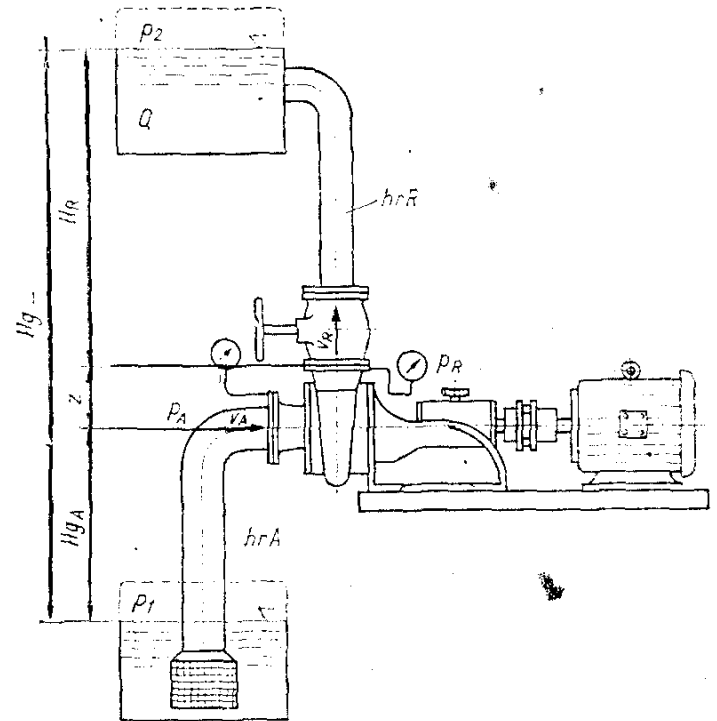


Fig. 2.11. Schema funcțională a instalației pentru definirea parametrilor pompei.

În diagramă au fost trasate curbele $H = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ și $\eta = f(H)$. După cum se observă, alura curbei $H = f(Q)$ este plată și prin urmare unor variații importante ale debitului le corespund variații neînsemnate ale înălțimii de pompare și ale randamentului. În cazul unor variații mari ale înălțimii H , variază sensibil și randamentul (curba punctată), deci pompa respectivă este potrivită numai pentru instalații în care presiunea necesară variază în limite reduse. Rezultă deci că, între caracteristicile și condițiile de lucru ale instalației și parametrii funcționali-constructivi ai pompei, există o dependență directă, care trebuie analizată cu atenție la faza de alegere a pompei.

2.2.1. Parametrii funcționali ai pompelor. Pentru însușirea și utilizarea corectă a noțiunilor privind parametrii funcționali ai pompelor, în cele ce urmează se prezintă modul de determinare a acestora din schema de principiu a unei instalații hidraulice.

În fig. 2.11 este arătată o astfel de schemă cu ajutorul căreia se pot defini parametrii ce servesc la alegerea pompelor. Schema reprezintă o pompă centrifugă care aspiră lichid de la un nivel inferior și-l refulează la un nivel superior. În principiu, schema este valabilă pentru oricare alt tip de pompă, dar pentru ușurința înțelegerii, raționamentul se va referi la o pompă centrifugă.

Notațiile folosite sînt următoarele:

- Q reprezintă debitul grupei;
 H_g — distanța geodetică între nivelul lichidului din rezervorul inferior și nivelul lichidului din rezervorul superior;
 H_{gA} — distanța dintre axa flanșei de aspirație a pompei și suprafața lichidului din rezervorul inferior;
 H_R — distanța dintre fața flanșei de refulare a pompei și suprafața lichidului din rezervorul superior;
 z — distanța dintre axa flanșei de aspirație a pompei și fața flanșei de refulare;
 p_A și p_R — presiunile relative măsurate la nivelul flanșei de aspirație, respectiv de refulare a pompei;
 v_A și v_R — vitezele lichidului la intrarea în flanșa de aspirație, respectiv la ieșirea din flanșa de refulare;
 p_1 și p_2 — presiunile relative la suprafața lichidului din rezervorul inferior, respectiv cel superior;
 h_{rA} și h_{rR} — pierderile de sarcină în conducta de aspirație, respectiv de refulare.

Conform schemei din fig. 2.11 și a notațiilor indicate, parametrii funcționali ai pompei pot fi definiți astfel:

2.2.1.1. *Debitul pompat Q .* Debitul pompei este cantitatea de lichid pe care o vehiculează (o transportă) pompa în unitatea de timp. Unitățile de măsură pentru debit sînt: $[m^3/h]$, $[m^3/s]$, $[l/min]$, $[l/s]$. Uneori se utilizează și unitățile $[kg/h]$ și $[t/h]$.

Relația dintre debitul volumic Q și debitul gravimetric G este

$$Q = \frac{G}{\gamma}, \quad \gamma \text{ fiind greutatea specifică a lichidului.}$$

În literatura de specialitate se distinge un „debit teoretic“, care este determinat de elementele constructive ale pompei și de turația acesteia, și un „debit real“, care ia în considerare pierderile prin interstiții și neetanșetăți.

Debitul unei pompe se caracterizează printr-un anumit grad de uniformitate, în funcție de tipul constructiv al acesteia. Astfel, pompa al cărei organ de lucru are o mișcare de rotație continuă prezintă un grad mai scăzut de neuniformitate a debitului, pe cînd la pompa cu mișcare alternativă lichidul este debitat în regim pulsatoriu.

Prin grad de neuniformitate se înțelege raportul dintre diferența debitelor instantanee maxime și minime și debitul mediu, $\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{med}}$.

În practică este de dorit obținerea unui debit cît mai uniform.

2.2.1.2. *Înălțimea de pompare H .* Această noțiune reprezintă creșterea de energie hidraulică, exprimată în metri coloană de lichid, a masei de un kilogram de lichid, la trecerea acestuia prin pompă.

Algebric se poate scrie expresia

$$H = \frac{p_R - p_A}{\gamma} + \frac{v_R^2 - v_A^2}{2g} + z. \quad (2.12)$$

Înălțimea de pompare se măsoară în metri coloană de lichid pompat $\left[\frac{\text{daN} \cdot \text{m}}{\text{daN}} = \text{m} \right]$, deci nu trebuie confundată cu o diferență de presiune.

Deoarece pompa lucrează totdeauna într-o instalație, pentru alegerea ei este necesar să se cunoască înălțimea totală de pompare pe care o poate realiza. În acest scop, aplicînd ecuația lui Bernoulli între nivelul lichidului din rezervorul inferior și axa flanșei de aspirație, apoi între fața flanșei de refulare și nivelul lichidului din rezervorul superior, și considerînd nivelele constante, deci vitezele în aceste puncte sînt nule, se obține

$$\frac{p_1}{\gamma} = H_{gA} + h_{rA} + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g}, \text{ respectiv} \quad (2.13)$$

$$\frac{p_R}{\gamma} + \frac{v_R^2}{2g} = H_{gR} + h_{rR} + \frac{p_2}{\gamma}. \quad (2.14)$$

Se adună cele două expresii și se adaugă la fiecare cota z

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{p_R}{\gamma} + \frac{v_R^2}{2g} + z = H_{gA} + h_{rA} + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} + H_{gR} + h_{rR} + \frac{p_2}{\gamma} + z$$

sau $\frac{p_R - p_A}{\gamma} + \frac{v_R^2 - v_A^2}{2g} + z = H_{gA} + H_{gR} + z + h_{rA} + h_{rR} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma}. \quad (2.15)$

$$\text{Dar } \frac{p_R - p_A}{\gamma} + \frac{v_R^2 - v_A^2}{2g} + z = H \quad \text{din } (2.12)$$

și $H_{gA} + H_{gR} + z = H_g$ din fig. 2.11.

$h_{rA} + h_{rR} = h_r$ reprezintă suma pierderilor de sarcină de-a lungul traseului conductelor de aspirație și refulare.

Dacă diametrul de intrare al pompei este egal cu cel de refulare, atunci vitezele de intrare și ieșire sînt egale, deci factorul $\frac{v_R^2 - v_A^2}{2g}$ devine nul.

Prin urmare, înlocuind expresiile de mai sus, înălțimea totală de pompare necesară a fi realizată de o pompă poate fi determinată cu relația

$$H_{tot} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + H_g + h_r. \quad (2.16)$$

În practică, se obișnuiește să se folosească noțiunea de „înălțime manometrică totală”, deoarece aceasta se stabilește prin citirea indicațiilor manometrului.

Relația dintre înălțimea totală de pompare H și înălțimea manometrică totală H_{man} este următoarea:

$$H_{man} = \frac{H}{1000} \quad [\text{m}]. \quad (2.17)$$

Relația (2.16) este valabilă pentru schema din fig. 2.11, adică pentru cazul debitării într-un rezervor aflat la presiunea p_2 . Dacă refularea are loc într-un canal aflat în aer liber, sau într-un rezervor în care $p_2 = p_{atm}$, iar viteza lichidului la ieșirea din conducta de refulare are valoarea c , atunci

$$H_{tot} = \frac{p_{atm} - p_1}{\gamma} + H_g + h_r + \frac{c^2}{2g}. \quad (2.18)$$

Dacă rezervorul de aspirație este deschis, deci și $p_1 = p_{atm}$, atunci

$$H_{tot} = H_g + h_r + \frac{c^2}{2g}. \quad (2.19)$$

Dacă rezervorul de aspirație se găsește la o presiune inferioară presiunii atmosferice, cazul aspirației unui lichid aflat sub vid, atunci $p_1 = p_{atm} - \gamma H_v$ în care H_v reprezintă valoarea vidului exprimată în metri coloană de apă, iar

$$H_{tot} = \frac{p_2 - (p_{atm} - \gamma H_v)}{\gamma} + H_g + h_r + \frac{c^2}{2g}. \quad (2.20)$$

Presiunea de refulare a pompei este indicată de manometru, iar priza de măsură se găsește plasată în mod obișnuit în flanșa de refulare. Dacă manometrul se înșurubează direct în flanșă, astfel ca axul cadranului să fie la nivelul prizei, atunci presiunea indicată de el este chiar presiunea de refulare a pompei. Dacă racordarea se face printr-o reducție, așa cum se arată în fig. 2.12, atunci presiunea de refulare va fi dată de relația

$$p_r = p_{man} \pm \gamma h_m \quad (2.21)$$

sau înălțimea de refulare este $H_R = \frac{p_{man}}{\gamma} \pm h_m$ în care h_m se consideră pozitiv, atunci când axul cadranului se găsește deasupra axului prizei, și negativ, pentru poziția inferioară a manometrului.

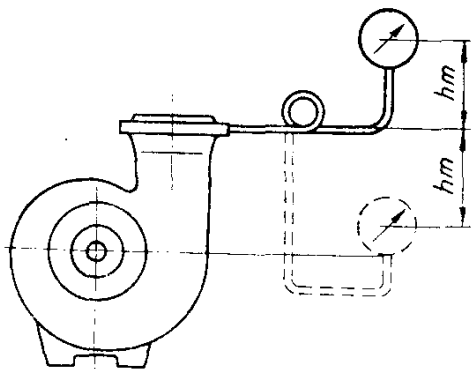


Fig. 2.12. Racordarea manometrului la flanșa de refulare a pompei.

Presiunea de aspirație p_A se citește pe cadranul vacuummetrului, neluînd în considerare poziția acestuia față de priză, deoarece conducta sa de legătură este plină cu aer, a cărui greutate poate fi neglijată.

2.2.1.3. *Înălțimea de aspirație a pompei.* În relațiile curente dintre fabricanții de pompe și beneficiari, cu ocazia alegerii pompelor, aceștia din urmă pun frecvent întrebarea: „de la ce adâncime poate să tragă pompa“?. Această întrebare este incorectă deoarece „trăgînd“ de un lichid el se va rupe, dat fiind că forțele de coeziune moleculară a lichidelor sînt mult mai reduse în comparație cu cele ale solidelor. În schimb lichidul poate fi „împins“, deplasa și să-l putem fi realizată numai în acest mod (prin împingere).

În scopul clarificării noțiunii de „înălțime de aspirație“, precum și a elementelor legate de ea, se consideră din nou fig. 2.11, în care se observă că, pentru a avea o continuitate a coloanei de lichid între nivelul de aspirație și cel de refulare, trebuie mai întîi ca lichidul să ajungă de la nivelul inferior, la nivelul de intrare în pompă. Acest lucru este posibil numai în cazul în care presiunea p_1 , care apasă asupra suprafeței lichidului din rezervorul de aspirație, este mai mare decît presiunea p_A existentă în flanșa de aspirație a pompei.

În acest sens, noțiunea de „înălțime de aspirație“ se definește conform următoarelor expresii:

- înălțime de aspirație geodetică, H_{gA} ;
- înălțime de aspirație, H_A ;
- înălțime de aspirație vacuometrică, H_{vac} .

H_{gA} reprezintă înălțimea geodetică, exprimată în metri coloană de lichid, de la nivelul lichidului din rezervorul inferior, pînă la axa pompei;

H_A — suma înălțimii geodetice H_{gA} și a pierderilor de sarcină în conducta de aspirație h_{rA} : $H_A = H_{gA} + h_{rA}$;

H_{vac} — indicația vacuometrului montat în flanșa de aspirație a pompei, în metri coloană de lichid.

Aplicînd ecuația lui Bernoulli între nivelul lichidului din rezervorul de aspirație și axa flanșei de aspirație a pompei, se obține

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} + h_{rA} + H_{gA} \quad (2.22)$$

sau

$$H_A = \frac{p_1 - p_A}{\gamma} - \frac{v_A^2}{2g}. \quad (2.23)$$

Din această relație se observă că H_A crește pe măsură ce p_A scade. Dar valoarea lui p_A nu poate fi mai mică decît presiunea de vaporizare a lichidului p_v , la temperatura la care are loc pomparea, deoarece, în cazul atingerii acestei valori, lichidul începe să se evapore și atunci în pompă are loc un fenomen nedorit, cunoscut sub numele de „cavitație“.

2.2.1.4. *Cavitația.* Această noțiune, utilizată frecvent în limbajul curent din domeniul exploatării pompelor, este definită de un fenomen ce poate avea loc în timpul funcționării pompei și care este determinat de transformarea în vapori a lichidului din conducta de aspirație.

Procesul de apariție a cavității în cazul pompelor are loc astfel: în anumite condiții (înălțime de aspirație mare, temperatura lichidului ridicată, presiune atmosferică redusă la altitudini mari), presiunea lichidului din conducta de aspirație și din interiorul pompei poate atinge, în unele zone, valori reduse, corespunzătoare presiunii de vaporizare a lichidului respectiv. Se produce astfel local vaporizarea lichidului, prin degajarea unor bule de aer care creează goluri (cavități) în masa de lichid. La pătrunderea acestora în zone cu presiuni mai ridicate, are loc un fenomen de „implozie” însoțit de condensarea vaporilor conținuți în bulele de aer. Ca urmare în masa de lichid se produc șocuri hidraulice locale și suprapresiuni ce pot atinge valori impresionante, de ordinul sutelor sau chiar miilor de atmosfere. Cavitația se manifestă în exterior printr-o funcționare defectuoasă a pompei, prin zgomote puternice și vibrații caracteristice, debit pulsatoriu, creșteri bruște ale puterii absorbite etc. Totodată, în zonele în care se produc șocurile respective, suprafețele pieselor pompei sînt supuse unor solicitări puternice care creează deformări ale materialului, fisuri, desprinderi de particule. Astfel, suprafața unei piese care a funcționat în regim de cavitație se prezintă cu multe găuri și scobituri, caracteristice care evidențiază fenomenul. În afară de efectele datorate acțiunilor mecanice, materialul este supus și unei coroziuni intense, deoarece aerul dizolvat în lichid are un conținut mai mare de oxigen decît aerul atmosferic. Rezultatele combinate ale acestor acțiuni — mecanică și chimică — conduc în final la distrugerea rapidă a pieselor pompei ce funcționează în regim de cavitație.

Cauzele principale care pot determina apariția cavității sînt următoarele: creșterea înălțimii geometrice de aspirație; scăderea presiunii atmosferice la altitudini superioare; aspirația lichidului din rezervoare aflate sub regim de depresiune; creșterea temperaturii lichidului pompat; creșterea viscozității lichidului pompat; creșterea turației pompei; creșterea rezistențelor hidraulice în conducta de aspirație (număr mare de armături, traseu dimensionat încorect).

Din numeroasele cercetări și experimentări efectuate în scopul determinării cauzelor cavității și lămuririi fenomenului, a rezultat că începutul cavității este precedat de o creștere a randamentului pompei și a înălțimii de pompare. Prin urmare, cunoașterea caracteristicii de cavitație a pompei devine necesară, deoarece prin alegerea judicioasă a acesteia se pot obține regimuri de exploatare optime din punct de vedere economic.

Cazurile de funcționare în regim de cavitație sînt mult mai numeroase la pompele centrifuge, deoarece turația de antrenare a acestora este mult superioară în comparație cu cea a altor tipuri de pompe.

2.2.1.5. *Caracteristica NPSH.* În cadrul capitolului 1 s-a arătat că unul din parametrii funcționali, caracteristici pompelor, este „înălțimea energetică netă la aspirație” simbolizată cu termenul *NPSH*. Aceste inițiale reprezintă prescurtarea din limba engleză a definiției: „Net Positive Suction Head”, denumire care este generalizată astăzi în limbajul tehnic mondial din domeniul pompelor. Din acest motiv, ea este acceptată sub această formă și în țara noastră și este utilizată din ce în ce mai mult în relațiile dintre beneficiari și fabricanții de pompe.

În literatura tehnică de specialitate, această noțiune mai este întâlnită și sub forma următoarelor simboluri și semnificații:

H_{na} — sarcină netă absolută la aspirație; H_{ca} — rezerva de cavitație; Δh_i — căderea dinamică a presiunii interioare; Δh_e — suprasarcină exterioară la aspirație.

După cum s-a arătat anterior, pentru ca să existe o continuitate a curgerii coloanei de lichid în conducta de aspirație, este necesar ca presiunea din rezervorul de aspirație să fie superioară presiunii din flanșa de aspirație a pompei. În acest scop, lichidul trebuie să posede la intrarea în pompă o presiune absolută, care trebuie să fie superioară presiunii de vaporizare la temperatura de funcționare. Diferența dintre această presiune absolută și presiunea de vaporizare este reprezentată tocmai de parametrul $NPSH$, adică

$$NPSH = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}, \quad (2.24)$$

în care $\frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g}$ reprezintă presiunea absolută totală — statică plus dinamică — la intrarea în pompă, exprimată în metri [m];

$\frac{p_v}{\gamma}$ — presiunea de vaporizare a lichidului la temperatura de funcționare, exprimată în metri [m].

Din formulă, rezultă că termenul $NPSH$ este o mărime hidrodinamică, a cărei valoare se măsoară în metri. Prin urmare, ținând cont de definiția parametrului $NPSH$, rezultă că acesta este factorul care impune condiția limită de funcționare a pompei în afara zonei de cavitație. De aceea trebuie deosebite două feluri de noțiuni $NPSH$ și anume: $NPSH_{necesar}$ și $NPSH_{disponibil}$. $NPSH_{nec}$ este o caracteristică dependentă exclusiv de tipul și construcția pompei, iar valoarea sa se determină de către uzinele constructoare de pompe, pe cale experimentală, în standuri de probe. Așa după cum s-a arătat la capitolul 1, curba de variație a parametrului $NPSH_{nec}$ este reprezentată în diagrama caracteristică a pompei.

$NPSH_{disp}$ se deosebește de $NPSH_{nec}$ prin aceea că el se referă numai la condițiile instalației, fiind independent de pompă.

Pentru ca pompa să poată funcționa în afara zonei de cavitație, este necesar ca $NPSH_{disp} > NPSH_{nec}$. Practic, la proiectarea instalațiilor hidraulice se are în vedere ca $NPSH_{disp}$ să fie mai mare cu cel puțin 0,5 metri decât $NPSH_{nec}$.

În fig. 2.13 și 2.14 sînt ilustrate grafic cele două valori ale parametrului $NPSH$, (pentru instalație și pentru pompă).

Pentru determinarea parametrului $NPSH_{disp}$ se scrie ecuația lui Bernoulli între nivelul lichidului din rezervorul de aspirație și axa flanșei de aspirație a pompei, considerînd că, în planul de intrare $A-A$ în pompă, are loc trecerea de la mișcarea absolută permanentă, la mișcarea relativă permanentă.

Fig. 2.13. Determinarea parametrului $NPSH_{disp}$ (secțiunea A—A).

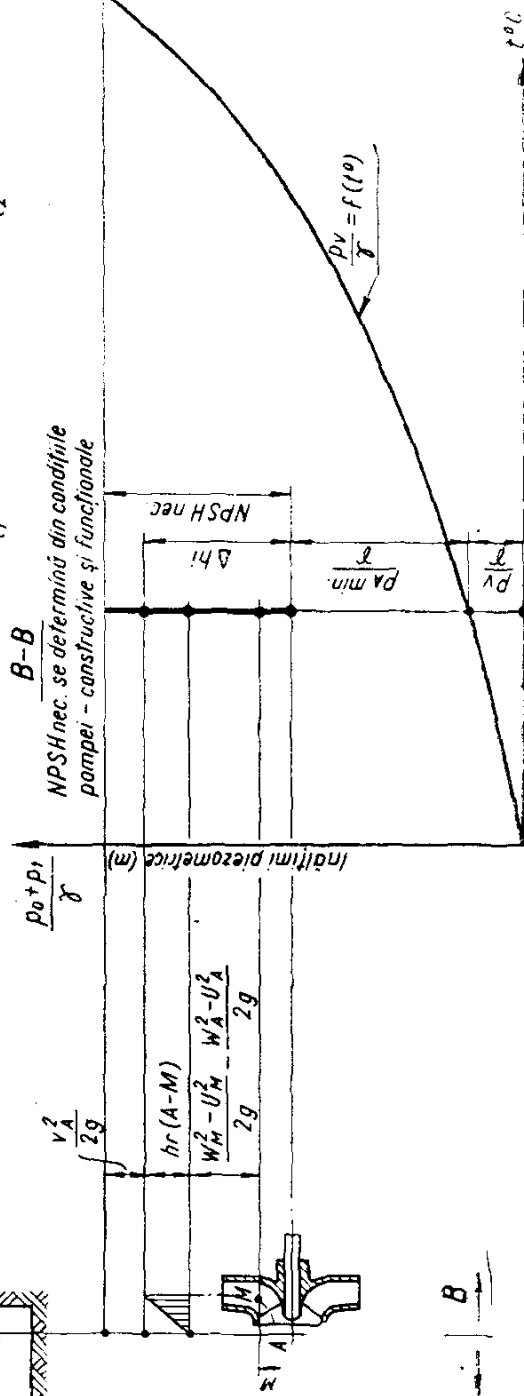
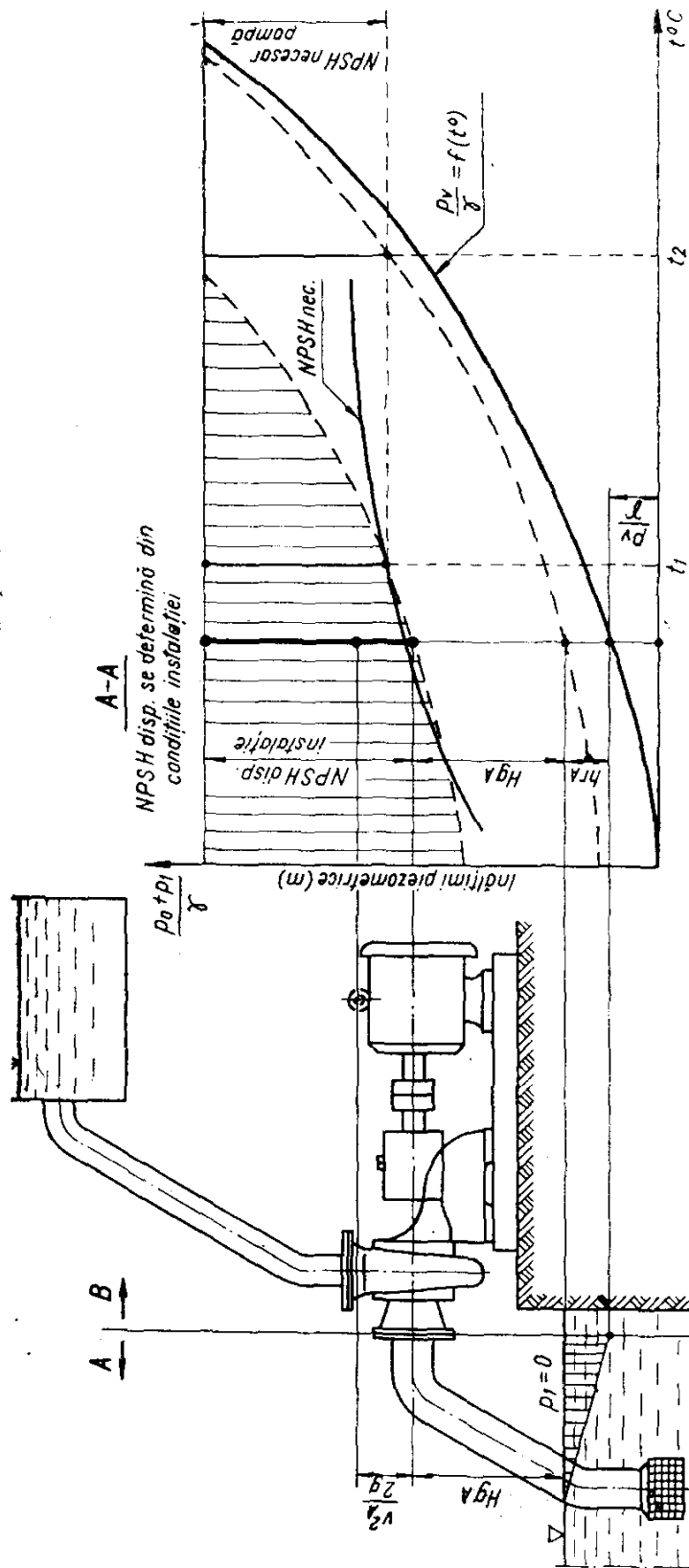


Fig. 2.14. Determinarea parametrului $NPSH_{nec}$ (secțiunea B—B).

$$\text{Astfel: } \frac{p_0 + p_1}{\gamma} = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} + H_{gA} + h_{rA}, \quad (2.25)$$

în care p_1 reprezintă presiunea atmosferică; ceilalți termeni își păstrează semnificațiile anterioare.

$$\text{Dar conform expresiei (2.24): } \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} = NPSH + \frac{p_c}{\gamma}.$$

Deoarece ecuația s-a aplicat pe traseul liniei de curent pînă la intrarea în pompă, rezultă că $NPSH$ se referă numai la instalație, deci

$$NPSH_{disp} = \frac{p_0 + p_1}{\gamma} - (H_{gA} + h_{rA}) - \frac{p_c}{\gamma}. \quad (2.26)$$

Termenii din expresia (2.26) definesc următoarele mărimi:

$\frac{p_0 + p_1}{\gamma}$ reprezintă înălțimea piezometrică absolută la intrarea în conducta de aspirație;

$H_{gA} + h_{rA}$ — înălțimea de aspirație H_A .

Relația (2.26) transpusă în fig. 2.13 arată variația termenilor respectivi. Astfel dacă la temperatura t_1 , $NPSH_{disp} = NPSH_{nec}$ rezultă că, pentru temperaturi superioare, pentru a satisface condiția $NPSH_{disp} \geq NPSH_{nec}$, trebuie micșorată valoarea H_A , respectiv H_{gA} și h_{rA} .

La temperatura t_2 , H_{gA} devine nul, iar pentru temperaturi mai mari decît t_2 , H_{gA} devine negativ, deci pompa va trebui să funcționeze cu înecare în aspirație.

Pentru determinarea parametrului $NPSH_{nec}$, se procedează astfel: se consideră un punct M situat pe paleta rotorului (fig. 2.14) și se scrie ecuația lui Bernoulli între axa flanșei de aspirație și acest punct

$$\frac{p_A}{\gamma} + \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} = \frac{p_M}{\gamma} + z_M + \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} + h_{rA-M}, \quad (2.27)$$

în care: w_A este viteza relativă în secțiunea de intrare în pompă;

w_M — viteza relativă în punctul M ;

u_A — viteza periferică a unei particule de lichid din secțiunea de intrare în pompă;

u_M — viteza periferică a unei particule de lichid în punctul M ;

h_{rA-M} — pierderile de sarcină din secțiunea de intrare în pompă pînă în punctul M ;

z_M — distanța pe verticală dintre axul rotorului și punctul M ;

Adunînd relațiile (2.25) cu (2.27) și considerînd $p_1 = 0$, se obține

$$\frac{p_0 + p_A}{\gamma} + \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} = \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} + H_{gA} + h_{rA} + \frac{p_M}{\gamma} + z_M + \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} + h_{rA-M}$$

sau, ordonînd termenii și ținînd cont că $H_{gA} + h_{rA} = H_A$,

$$\frac{p_M}{\gamma} = \left(\frac{p_0}{\gamma} - H_A \right) - \left(\frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} + \frac{v_A^2}{2g} + h_{rA-M} + z_M \right). \quad (2.28)$$

Dacă se consideră că în punctul M apare presiunea minimă, corespunzătoare începutului cavității, atunci p_M devine p_{min} .

Scăzînd din ambele părți ale ecuației (2.28) presiunea de vaporizare p_v , se obține

$$\frac{p_{min} - p_v}{\gamma} = \left(\frac{p_0 - p_v}{\gamma} - H_A \right) - \left(\frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} + h_{rA-M} + z_M + \frac{v_A^2}{2g} \right). \quad (2.29)$$

Din relația (2.29) se observă că grupajul termenilor din partea dreaptă a egalității este astfel aranjat încît prima paranteză conține elementele care depind numai de condițiile exterioare pompei: înălțimea de aspirație geodetică, temperatura lichidului vehiculat, altitudinea locului în care funcționează pompa, caracteristica conductei de aspirație etc. Cea de a doua paranteză conține elemente legate de interiorul pompei: construcția rotorului și regimul de funcționare.

În literatura de specialitate, pentru simplificare se utilizează notațiile

$$\Delta h_e = \frac{p_0 - p_v}{\gamma} - H_A = NPSH_{disp}; \quad \Delta h_i = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} + h_{rA-M} + z_M,$$

în care Δh_e reprezintă suprasarcina exterioară, raportată la presiunea de vaporizare, disponibilă în secțiunea de intrare în pompă;

Δh_i — căderea dinamică interioară a presiunii totale, care se datorează variațiilor de viteză, respectiv accelerațiilor particulelor de lichid pe traseul de la intrarea în rotor pînă la punctul M .

Înlocuind valorile notațiilor Δh_e și Δh_i în relația (2.29), rezultă

$$\frac{p_{min} - p_v}{\gamma} = \Delta h_e - \left(\Delta h_i + \frac{v_A^2}{2g} \right). \quad (2.30)$$

Pentru situația de funcționare a pompei la condiția limită de evitare a cavității adică $p_{min} = p_v$, $NPSH_{disp}$ devine o valoare minimă și este egală cu $NPSH_{nec}$.

În acest caz, relația (2.30) se poate scrie

$$NPSH_{disp} = \Delta h_e = \Delta h_i + \frac{v_A^2}{2g} = NPSH_{nec}; \quad (2.31)$$

prin urmare,

$$NPSH_{nec} = \Delta h_i + \frac{v_A^2}{2g} = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_A^2 - u_A^2}{2g} + h_{rA-M} + z_M + \frac{v_A^2}{2g}. \quad (2.32)$$

Dar valoarea $NPSH_{nec}$ nu poate fi determinată teoretic cu ajutorul relației (2.32) deoarece poziția punctului M nu este precizată; valoarea sa se determină pe cale experimentală în standul de probă.

În literatura de specialitate sînt indicate cîteva metode pentru determinarea parametrului Δh_i .

Astfel, ținând cont de turația specifică $n_s = 3,64n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}$, se introduce un coeficient de cavitație $\sigma = \Delta h_i / H$, denumit coeficientul lui Thoma, a cărui valoare după unii autori este următoarea: $\sigma = 2,29 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^{4/3}$ (după Stepanoff); $\sigma = 0,001 \cdot n_s(1,1 + 0,01 \cdot n_s) - 0,02$ (după Dorin Pavel).

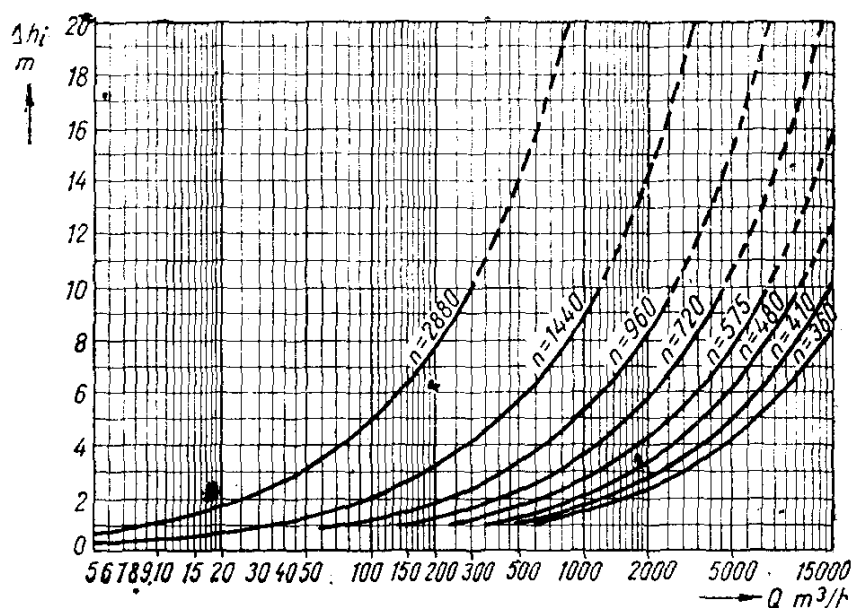


Fig. 2.15. Diagrama relațiilor dintre parametrii $Q-n-\Delta h_i$.

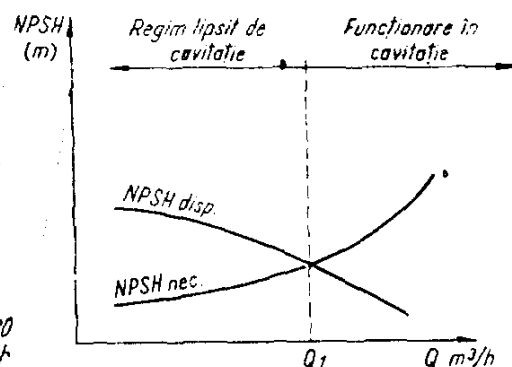


Fig. 2.16. Determinarea momentului de începere a cavitației.

În fig. 2.15 este prezentată o diagramă care stabilește relația dintre debit, turație și căderea dinamică a presiunii interioare ($Q-n-\Delta h_i$).

Diagrama poate fi utilizată fie pentru determinarea parametrului Δh_i , la un debit și o turație date, fie pentru alegerea turației maxime la care poate funcționa satisfăcător pompa, atunci când se cunosc debitul și înălțimea de aspirație disponibilă a instalației. Valorile indicate în diagramă au fost stabilite pentru regimul de randament maxim al pompei. În practică, uzinele constructoare determină valoarea lui $NPSH_{nec}$ pentru fiecare tip de pompă, pe cale experimentală, pe baza relației.

$$NPSH_{nec} = \frac{p_0 + p_1}{\gamma} - \left(\frac{p_v}{\gamma} + \frac{p_{A \min}}{\gamma} \right), \quad (2.33)$$

în care $\frac{p_{A \min}}{\gamma}$ reprezintă înălțimea piezometrică minimă la aspirație (fig. 2.14), γ măsurată cu manovacuummetrul.

Determinarea lui $NPSH_{nec}$ se realizează în două moduri și anume: în instalații de probă în circuit deschis, prin variația nivelului apei din rezervorul de aspirație, sau în instalații în circuit închis, prin modificarea presiunii din rezervorul de aspirație cu ajutorul unei pompe de vid. Rezultatele se transcriu în diagrama caracteristică a pompei sub forma unei curbe $NPSH_{nec} = f(Q)$, așa cum s-a arătat la paragraful 1.4.

Dacă într-o diagramă comună se trasează curbele $NPSH_{nec} = f(Q)$ și $NPSH_{disp} = f(Q)$, se obțin zonele în care pompa poate funcționa în afara regimului de cavitație sau în cavitație. Această situație este ilustrată în fig. 2.16.

Din diagramă rezultă că regimul de funcționare este lipsit de cavitație atâta timp cât $NPSH_{disp} > NPSH_{nec}$. Începutul apariției fenomenului de cavitație corespunde debitului Q_1 , unde cele două valori sînt egale. Prin urmare, pentru proiectarea corectă a instalației, proiectantul acesteia trebuie să dispună de curba $NPSH_{nec}$ a pompei pe care o alege, iar instalația trebuie astfel dimensionată încît $NPSH_{disp}$ să satisfacă întotdeauna valoarea $NPSH_{nec}$, respectiv să fie mai mare cu cel puțin 0,5 metri.

În cele ce urmează se prezintă cîteva exemple de determinare a valorii $NPSH_{disp}$ pentru diverse situații de pompare.

Exemplul 1. *Cazul aspirației la nivel liber, inferior pompei.*

În fig. 2.17 este prezentată o schemă în care pompa aspiră apă dintr-un rîu sau rezervor aflat la presiunea atmosferică. Nivelul suprafeței apei este inferior nivelului axului pompei.

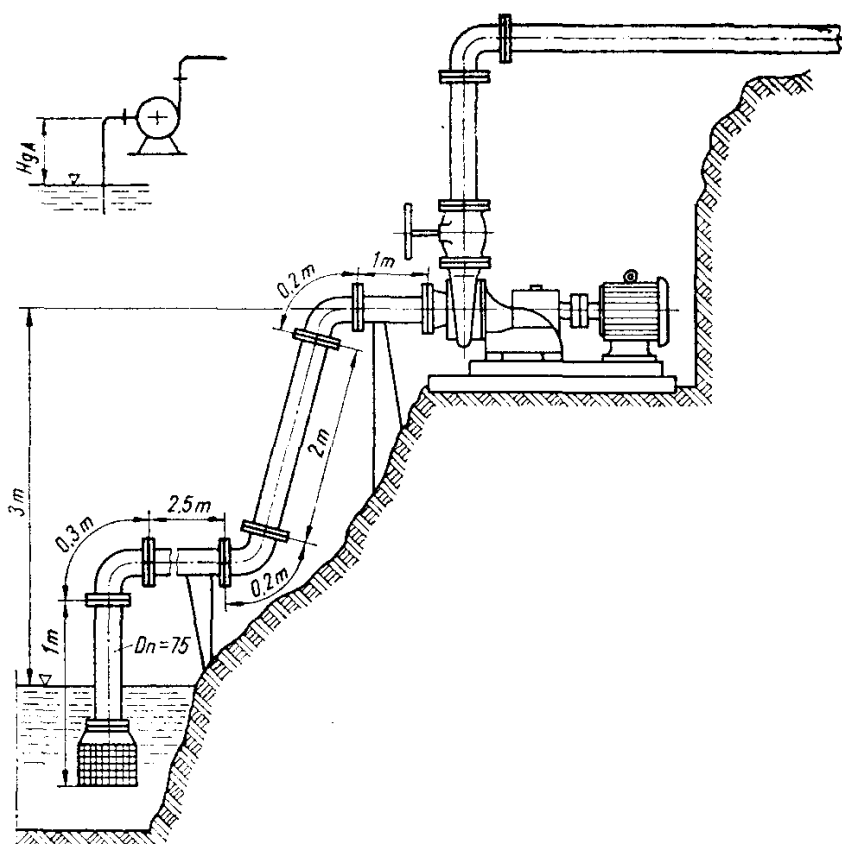


Fig. 2.17. Schema instalației cu aspirație la nivel liber.

Date cunoscute :

Debitul maxim al pompei, $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$;

Altitudinea față de nivelul mării, $A = 60 \text{ m}$;

Presiunea atmosferică corespunzătoare altitudinii, $p_0 = 1 \text{ daN/cm}^2$;

Temperatura mediului ambiant, $t = 20^\circ\text{C}$;

Greutatea specifică a apei, $\gamma = 1 \text{ kgf/dm}^3$;

Înălțimea de aspirație geodetică, $H_{gA} = 3 \text{ m}$;

Diametrul nominal al conductei de aspirație, $D_n = 75 \text{ mm}$.

Determinarea valorii $NSPH_{disp}$ se face cu ajutorul relației (2.26), ținând cont de ordinul de mărime al termenilor respectivi. Pentru situația instalației din fig. 2.17, relația (2.26) se scrie

$$NSPH_{disp} = 10 - \frac{p_0 - p_1}{\gamma} - (H_{gA} + h_{rA}) - 10 \frac{p_v}{\gamma}, \quad (2.34)$$

deoarece nivelul este liber, $p_1 = 0$.

$h_{rA} = h_{rA \text{ lin}} + h_{rA \text{ loc}}$ și reprezintă suma pierderilor de sarcină liniare și locale în conducta de aspirație.

$h_{rA \text{ lin}}$ se determină din diagrama pierderilor de sarcină (vezi diagrama A, tabelul 2.1) în conducte lineare astfel: din punctul corespunzător debitului de 30 m³/h sau 500 l/min, se ridică o dreaptă paralelă cu ordonata, care intersectează diagonala corespunzătoare diametrului conductei de $\varnothing$ 75 mm; din punctul de intersecție, se duce o paralelă la axa abscisei, care intersectează ordonata în dreptul cifrei 6, ceea ce corespunde unei pierderi de sarcină echivalentă cu 6 m/100 m lineari de conductă.

Lungimea totală a conductei de aspirație, din schemă, este 7,2 m, iar pierderea de sarcină lineară va fi $h_{rA \text{ lin}} = \frac{6 \cdot 7,2}{100} = 0,43$ m.

Viteza de curgere a apei în conducta de aspirație, corespunzătoare punctului de intersecție cu diagonala care reprezintă diametrul conductei, este de aproximativ 1,9 m/s.

În continuare, se determină valoarea parametrului $h_{rA \text{ loc}}$. Pentru aceasta, se utilizează nomograma pierderilor de sarcină locale (diagrama B, tabelul 2.1), care stabilește lungimile de conductă ce au pierderi de sarcină echivalente cu cele produse de armăturile și nodurile instalației: sorb, coturi, vane, clapete etc. Pentru situația din schema din fig. 2.17, pe diagrama B, tabelul 2.1. se procedează astfel:

— se unește cu o dreaptă punctul, corespunzător valorii diametrului conductei de $\varnothing$ 75 mm, de pe scara diametrelor, cu punctul corespunzător sorbului;

— de la intersecția acestei drepte cu scara lungimilor de conductă, se citește valoarea corespunzătoare; în cazul schemei din fig. 2.17, valoarea este 20 m;

— se procedează identic pentru coturile de 90° și 120°;

— pentru cot de 90°, $l_{cond. \text{ echiv.}} = 1,7$ m;

— pentru cot de 120°, $l_{cond. \text{ echiv.}} = 1$ m.

Prin urmare, $l_{echiv.} = 20 + 1,7 + 2 \cdot 1 = 23,7$ m, iar $h_{rA \text{ loc}} = \frac{6 \cdot 23,7}{100} = 1,42$ m;

deci $h_{rA} = 0,43 + 1,42 = 1,85$ m.

Din tabelul 2.3, se determină valoarea p_v corespunzătoare temperaturii de 20°C: $p_v = 0,02$ daN/cm².

Introducând valorile respective în formula (2.34) se poate scrie:

$$NPSH_{disp} \approx 10 - (3 + 1,85) - 10 \cdot 0,02 = 10 - 5,05 = 4,95 \text{ m.}$$

$NPSH_{disp}$ rezultat se compară cu $NPSH_{nec}$ cerut de pompă, iar în cazul cînd acesta din urmă nu poate fi satisfăcut, se va modifica instalația micșorîndu-se înălțimea H_{gA} pînă la valoarea necesară, astfel ca $NPSH_{disp} \geq NPSH_{nec} + 0,5$ m.

Exemplul 2. Cazul aspirației la nivel liber, superior pompei.

Într-o astfel de instalație, pompa se găsește la un nivel inferior față de nivelul minim al apei, iar alimentarea sa se face prin „cădere”, sau în limbaj uzual se spune că pompa este „inecată”.

În fig. 2.18 este prezentată o instalație de acest gen.

Pentru această schemă, calculul valorii $NPSH_{disp}$ se va face luînd în considerare situația cea mai defavorabilă, care corespunde nivelului minim din bazinul de aspirație.

Deoarece în această schemă, nivelul geodetic de aspirație este situat deasupra axului pompei și acționează în același sens cu presiunea atmosferică, reprezentînd o contrapresiune, ter-

menul H_{gA} se introduce în formula (2.26) cu semnul minus, astfel că relația de calcul devine:

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{p_0 + p_1}{\gamma} + H_{gA} - h_{rA} - 10 \frac{p_v}{\gamma} \quad (2.35)$$

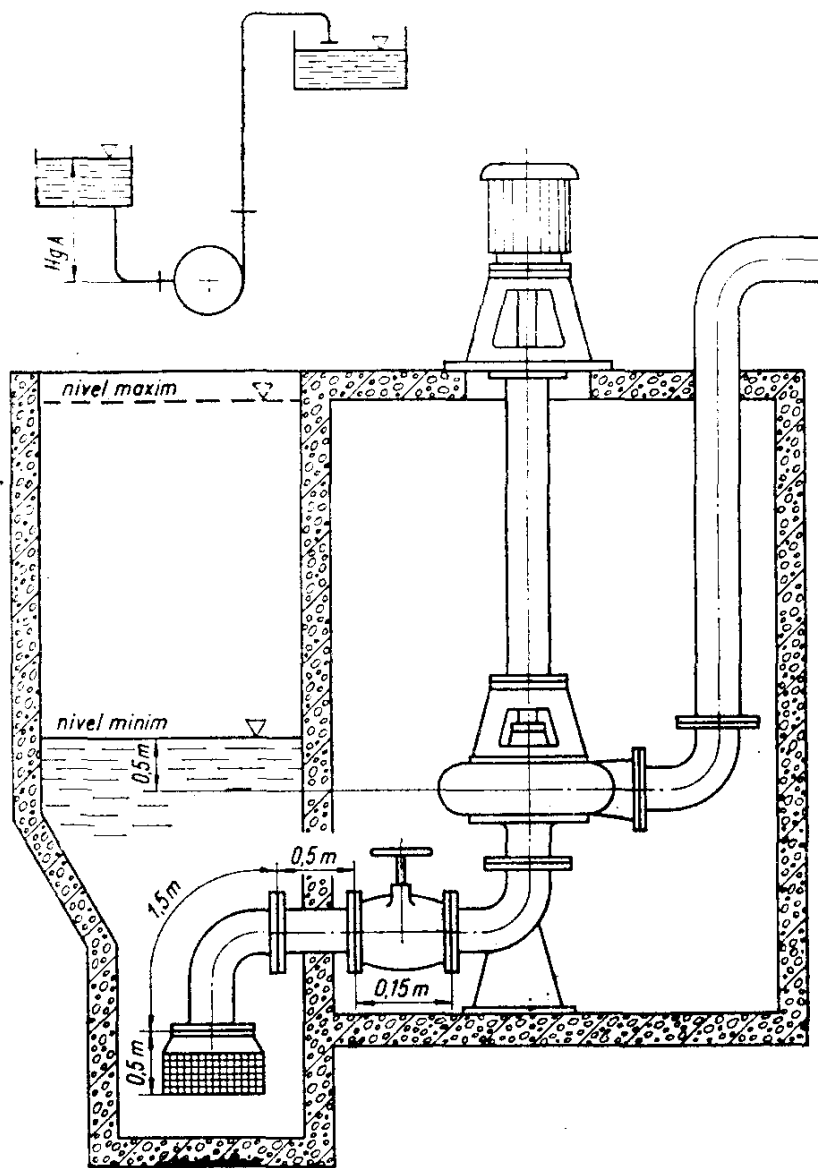


Fig. 2.18. Schema instalației cu pompă montată sub nivelul de aspirație.

Din nomograma pierderilor de sarcină locale (diagrama B, tabelul 2.1), se determină lungimile de conductă echivalente:

$l_{cond. echiv.}$ pentru sorb, 13 m;

$l_{cond. echiv.}$ pentru cot la 90°, 1 m;

$l_{cond. echiv.}$ pentru robinet cu ventil deschis complet, 16 m, deci se poate scrie:

$$h_{rA} = h_{rA lin} + h_{rA loc} = 0,12 (2,65 + 13 + 1 + 16) = 3,92 \text{ m.}$$

Presiunea de vaporizare a apei la temperatura de 15°C este $p_v = 0,017 \text{ daN/cm}^2$ (din tabelul 2.3). Introducând în relația 2.35 valorile obținute, se obține:

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{0,92}{1,1} + 0,5 - 3,92 - 10 \frac{0,017}{1,1} = 4,78 \text{ m.}$$

Prin urmare această valoare trebuie să satisfacă $NPSH_{nec}$ al pompei.

Date cunoscute:

Debitul maxim al pompei, $Q = 15 \text{ m}^3/\text{h}$;

Altitudinea instalației față de nivelul mării, $A = 1000 \text{ m}$;

Presiunea atmosferică corespunzătoare altitudinii de 1000 m, $p_0 = 0,92 \text{ daN/cm}^2$;

Temperatura mediului ambiant, $t = 15^\circ\text{C}$;

Lichidul pompat: apă cu suspensii,

Greutatea specifică, $\gamma = 1,1 \text{ kgf/dm}^3$;

Înălțimea de aspirație geodetică, $H_{gA} = 0,5 \text{ m}$;

Diametrul nominal al conductei de aspirație, $D_n = \varnothing 50 \text{ mm}$;

Aspirația are loc la presiunea atmosferică, $p_1 = 0$.

Pentru determinarea termenilor necunoscuți se procedează ca și în cazul de la exemplul 1:

$$h_{rA} = h_{rA lin} + h_{rA loc}.$$

Din diagrama pierderilor de sarcină (diagrama A — tabelul 2.1), rezultă, pentru debitul de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ și conducta cu diametrul $\varnothing 50 \text{ mm}$, o pierdere de sarcină de $12 \text{ m}/100 \text{ m}$ lineari de conductă. Lungimea totală a conductei de aspirație este $2,65 \text{ m}$. Se remarcă conform figurii, că în calculul lungimii conductei nu a fost inclus cotul de aspirație al pompei, deoarece acesta face parte componentă din pompă și este luat în considerare la stabilirea $NPSH_{nec}$ al pompei.

Comparind valoarea obținută, cu valoarea $NPSH_{disp}$ din primul exemplu, se observă că acestea sînt aproape egale, deși în cazul al doilea pompa este înecată. Acest lucru se explică prin faptul că, în exemplul 2, pierderile hidraulice în instalație, datorate mai ales sorbului și robinetului cu ventil, sînt mult mai importante, de aceea se recomandă ca acolo unde este posibil să se evite astfel de armături.

Tabelul 2.3.

Presiunea de saturație a vaporilor de apă (p_v) și greutatea specifică a apei (γ)

t °C	p_v daN/cm ²	γ kgf/dm ³	t °C	p_v daN/cm ²	γ kgf/dm ³	t °C	p_v daN/cm ²	γ kgf/dm ³	t °C	p_v daN/cm ²	γ kgf/dm ³
0	0,0062	0,9998	41	0,0793	0,9917	82	0,5234	0,9705	170	8,076	0,8973
1	0,0067	0,9999	42	0,0836	0,9913	83	0,5447	0,9698	175	9,101	0,8920
2	0,0072	0,9999	43	0,0881	0,9909	84	0,5667	0,9693	180	10,225	0,8869
3	0,0077	1,0000	44	0,0928	0,9905	85	0,5894	0,9687	185	11,456	0,8814
4	0,0083	1,0000	45	0,0977	0,9900	86	0,6129	0,9680	190	12,800	0,8760
5	0,0089	1,0000	46	0,1028	0,9898	87	0,6372	0,9673	195	14,265	0,8703
6	0,0095	0,9999	47	0,1082	0,9893	88	0,6623	0,9667	200	15,857	0,8646
7	0,0102	0,9999	48	0,1138	0,9889	89	0,6882	0,9659	205	17,585	0,8587
8	0,0109	0,9998	49	0,1197	0,9885	90	0,7149	0,9653	210	19,456	0,8528
9	0,0117	0,9997	50	0,1258	0,9880	91	0,7425	0,9646	215	21,477	0,8465
10	0,0125	0,9996	51	0,1322	0,9876	92	0,7710	0,9640	220	23,659	0,8403
11	0,0134	0,9995	52	0,1388	0,9871	93	0,8004	0,9632	225	26,007	0,8339
12	0,0143	0,9994	53	0,1457	0,9866	94	0,8307	0,9625	230	28,531	0,8272
13	0,0153	0,9993	54	0,1530	0,9861	95	0,8619	0,9619	235	31,239	0,8206
14	0,0163	0,9992	55	0,1605	0,9857	96	0,8942	0,9611	240	34,140	0,8136
15	0,0174	0,9990	56	0,1683	0,9852	97	0,9274	0,9604	245	37,244	0,8064
16	0,0185	0,9989	57	0,1765	0,9847	98	0,9616	0,9596	250	40,560	0,7992
17	0,0197	0,9987	58	0,1850	0,9842	99	0,9969	0,9590	255	44,100	0,7918
18	0,0210	0,9985	59	0,1939	0,9836	100	1,0332	0,9583	260	47,870	0,7840
19	0,0224	0,9984	60	0,2031	0,9831	102	1,1092	0,9568	265	51,880	0,7759
20	0,0238	0,9982	61	0,2127	0,9826	104	1,1898	0,9554	270	56,140	0,7678
21	0,0253	0,9979	62	0,2227	0,9821	106	1,2751	0,9540	275	60,660	0,7593
22	0,0269	0,9977	63	0,2330	0,9816	108	1,3654	0,9525	280	65,460	0,7506
23	0,0286	0,9974	64	0,2438	0,9810	110	1,4609	0,9510	285	70,540	0,7416
24	0,0304	0,9972	65	0,2550	0,9804	112	1,5618	0,9495	290	75,920	0,7323
25	0,0323	0,9970	66	0,2666	0,9800	114	1,6684	0,9479	295	81,600	0,7227
26	0,0343	0,9966	67	0,2787	0,9794	116	1,7809	0,9464	300	87,610	0,7124
27	0,0363	0,9964	68	0,2912	0,9788	118	1,8995	0,9448	305	93,950	0,7017
28	0,0385	0,9961	69	0,3042	0,9782	120	2,0245	0,9431	310	100,640	0,6906
29	0,0408	0,9957	70	0,3177	0,9777	122	2,1561	0,9414	315	107,690	0,6793
30	0,0432	0,9955	71	0,3317	0,9771	124	2,2947	0,9398	320	115,130	0,6671
31	0,0458	0,9952	72	0,3463	0,9765	126	2,4404	0,9381	325	122,950	0,6540
32	0,0485	0,9949	73	0,3613	0,9759	128	2,5935	0,9365	330	131,180	0,6402
33	0,0513	0,9946	74	0,3769	0,9754	130	2,7544	0,9348	335	139,850	0,6257
34	0,0542	0,9942	75	0,3931	0,9748	135	3,1920	0,9305	340	148,960	0,6093
35	0,0573	0,9939	76	0,4098	0,9742	140	3,6850	0,9260	345	158,540	0,5910
36	0,0606	0,9934	77	0,4272	0,9737	145	4,2370	0,9216	350	168,630	0,5724
37	0,0640	0,9932	78	0,4451	0,9730	150	4,8540	0,9169	355	179,240	0,5512
38	0,0675	0,9928	79	0,4637	0,9724	155	5,5400	0,9121	360	190,420	0,5243
39	0,0713	0,9925	80	0,4829	0,9718	160	6,3020	0,9073	365	202,210	0,4926
40	0,0752	0,9921	81	0,5028	0,9712	165	7,1460	0,9023	370	214,680	0,4484

Exemplul 3. Cazul aspirației dintr-un rezervor închis care se află la o presiune diferită de presiunea atmosferică.

În fig. 2.19 este prezentată schema unei instalații de pompare la care pompa aspiră dintr-un rezervor aflat sub presiune.

O astfel de instalație, la care conducta de aspirație are o lungime foarte mare, se utilizează de exemplu la pomparea lichidelor inflamabile, unde se impune condiția ca electropompa sau motopompa să se găsească la o anumită distanță față de rezervorul de aspirație.

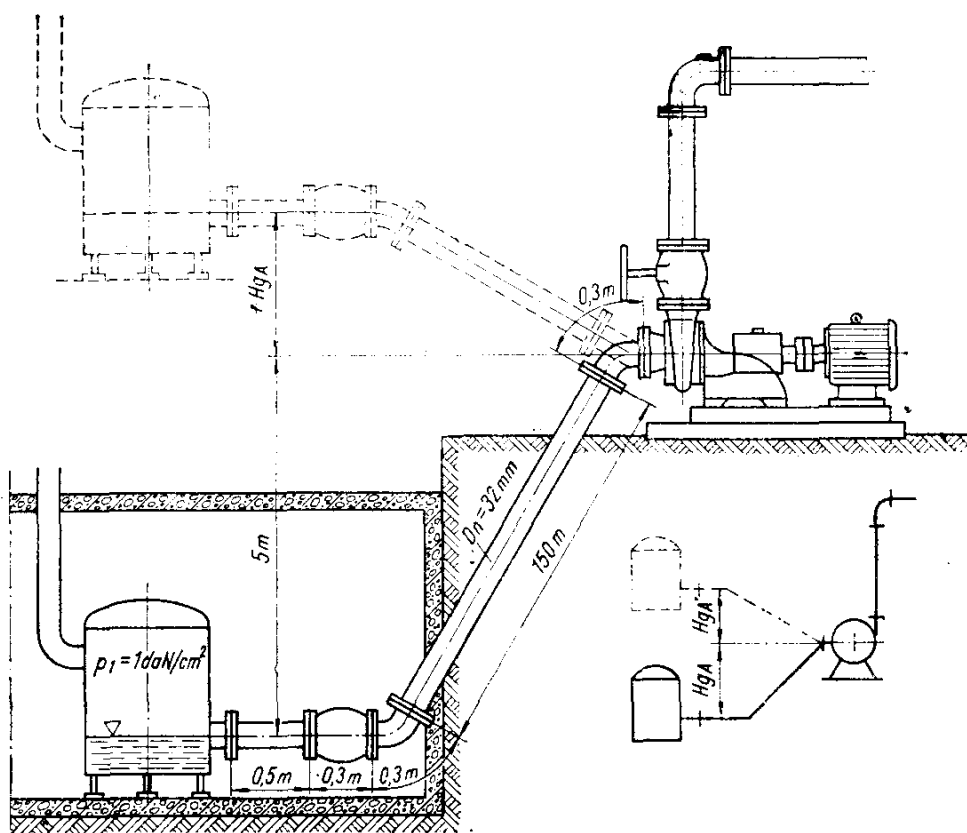


Fig. 2.19. Schema instalației pompei cu aspirație din rezervor închis, aflat sub presiune.

Pentru calculul $NPSH_{disp}$ se ia în considerare nivelul minim din rezervorul de aspirație.

Date cunoscute:

Debitul maxim al pompei, $Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$;

Altitudinea față de nivelul mării; $A = 300 \text{ m}$;

Lichidul vehiculat: benzină $\gamma = 0,8 \text{ kgf/dm}^3$;

Presiunea atmosferică corespunzătoare altitudinii, $p_0 = 0,968 \text{ daN/cm}^2$;

Înălțimea de aspirație geodetică, $H_{gA} = 5 \text{ m}$;

Diametrul nominal al conductei de aspirație, $D_n = 40 \text{ mm}$;

Presiunea la suprafața lichidului din rezervor, $p_1 = 1 \text{ daN/cm}^2$;

Temperatura mediului ambiant, $t = 35^\circ\text{C}$;

Lungimea totală a conductei de aspirație, $l = 151,4 \text{ m}$.

Pentru determinarea lui $NPSH_{disp}$, se aplică relația (2.34):

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{p_0 + p_1}{\gamma} - (H_{gA} + h_{rA}) - 10 \frac{p_v}{\gamma}$$

$$h_{rA} = h_{rA \text{ lin}} + h_{rA \text{ loc}}$$

Din diagrama pierderilor de sarcină (diagrama A, tabelul 2.1), rezultă, pentru debitul de $10 \text{ m}^3/\text{h}$ și conducta cu diametrul $\varnothing 40 \text{ mm}$, o pierdere, a cărei valoare este $17 \text{ m}/100 \text{ m}$ lineari de conductă

Din diagrama B, tabelul 2.1 rezultă:

$l_{\text{cond. echiv.}}$ pentru clapetă de reținere, 4 m ;

$l_{\text{cond. echiv.}}$ pentru cot la 120° , $0,5 \text{ m}$.

$$h_{rA} = 0,17 \cdot (151,4 + 4 + 2 \cdot 0,5) = 26,58 \text{ m}.$$

Presiunea de vaporizare a benzinei, corespunzătoare temperaturii de 35°C , este: $p_v = 0,4 \text{ daN/cm}^2$. Introducând valorile termenilor în formula (2.34) se obține:

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{0,968 + 1}{0,8} - (5 + 26,58) - 10 \frac{0,4}{0,8} = 24,6 - 36,58 = -11,98 \text{ m.}$$

Rezultatul obținut are o valoare negativă, ceea ce nu este posibil, deoarece termenul $NPSH_{disp}$ este o mărime fizică reală; de aceea trebuie acționat asupra elementelor instalației astfel ca valoarea sa să devină pozitivă.

Din ecuație, se observă că pierderea de sarcină cea mai importantă este determinată de lungimea și diametrul conductei. Deoarece lungimea este impusă, se poate acționa numai asupra diametrului interior al acesteia. Dacă se alege $D_n = 50 \text{ mm}$, pierderea de sarcină corespunzătoare este, conform diagramei A, tabelul 2.1, de $6 \text{ m}/100 \text{ m}$ lineari de conductă. Pierderile echivalente pentru armături sînt:

$l_{cond. echiv.}$ pentru clapetă de reținere, 6 m ;

$l_{cond. echiv.}$ pentru cot la 120° , $0,75 \text{ m}$.

$$h_{rA} = 0,06 \cdot (151,4 + 6 + 2 \cdot 0,75) = 9,53 \text{ m.}$$

$$\text{Deci: } NPSH_{disp} = 10 \frac{1,968}{0,8} - (5 + 9,53) - 10 \frac{0,4}{0,8} = 5,07 \text{ m.}$$

Prin urmare, se impune soluția utilizării unei conducte de aspirație, avînd diametrul interior egal cu 50 mm .

Dacă rezervorul este amplasat la un nivel superior pompei, așa cum este reprezentat punctat în fig. 2.19, atunci, pentru determinarea valorii $NPSH_{disp}$, se utilizează relația (2.35).

Există situații în care presiunea din rezervorul de aspirație este inferioară presiunii atmosferice, adică aspirația se face sub vid. Relațiile utilizate pentru calculul lui $NPSH_{disp}$ la astfel de instalații sînt:

— pentru rezervor aflat la nivel inferior axului pompei:

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{p_0 + (-p_1)}{\gamma} - (H_{gA} + h_{rA}) - 10 \frac{p_v}{\gamma}; \quad (2.36)$$

— pentru rezervor situat la nivel superior axului pompei:

$$NPSH_{disp} = 10 \frac{p_0 + (-p_1)}{\gamma} - (-H_{gA} + h_{rA}) - 10 \frac{p_v}{\gamma}. \quad (2.37)$$

O altă situație este aceea în care presiunea la suprafața lichidului este chiar presiunea de vaporizare a acestuia — cazul pompării lichidelor care se află în stare de fierbere. Atunci formula de determinare a valorii $NPSH_{disp}$ este:

$$NPSH_{disp} \approx H_{gA} - h_{rA}. \quad (2.38)$$

De aici rezultă că, în astfel de cazuri, pompa trebuie să fie plasată sub nivelul lichidului din rezervorul de aspirație, adică înecată.

Din exemplele prezentate mai sus, rezultă că proiectantul instalației este dator să determine cît mai exact posibil valoarea $NPSH_{disp}$ a instalației, valoare care-i servește la alegerea corectă a pompei, asigurînd astfel de la început funcționarea acesteia într-un regim lipsit de cavitație.

Din cele expuse anterior, se desprind cîteva concluzii cu caracter general, care trebuie respectate la instalarea pompelor și care pot fi rezumate astfel:

— Pierderile de sarcină din conducta de aspirație trebuie să fie cît mai reduse, ceea ce impune utilizarea unor conducte cu traseu cît mai scurt, armături cît mai puține și diametre nominale largi (în limitele impuse de calculul economic).

— Înălțimile de aspirație geodetice H_{gA} trebuie să fie cât mai reduse. Cazurile favorabile sînt acelea în care pompa se găsește la un nivel inferior nivelului minim al lichidului, deci este în permanență înecată.

— Temperaturile lichidului pompat, să fie de asemenea cât mai reduse, ceea ce ar corespunde unor valori mici ale presiunii de vaporizare p_v .

2.2.1.6. *Greutatea specifică a lichidului.* Greutatea specifică a unui lichid se exprimă prin greutatea unității de volum a acestuia și se măsoară uzual în kgf/dm^3 sau în kgf/m^3 . Ea se notează cu simbolul γ .

Greutatea specifică a lichidului vehiculat nu influențează debitul sau înălțimea de pompare a pompei, deoarece nu intervine în relațiile teoretice care definesc acești parametri. Ea își manifestă influența numai asupra puterii absorbite la arborele pompei în a cărei formulă apare și termenul γ : $P_a =$

$$= \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102 \cdot \eta} \quad [\text{kW}].$$

Într-adevăr, calculele teoretice, precum și experiențele practice, demonstrează că, la o turație constantă a pompei, înălțimea de pompare măsurată în „metri coloană de lichid” este totdeauna aceeași, indiferent de greutatea specifică a lichidului. Cu alte cuvinte, înălțimea de pompare pe care o poate realiza o pompă, la turație constantă, nu se modifică atunci cînd se vehiculează lichide cu greutăți specifice diferite, spre exemplu, apă sau mercur. Dar indicațiile manometrului se modifică deoarece în prezent manometrele sînt etalonate în metri coloană de apă sau kgf/cm^2 . De aceea, este necesar să se coreleze aceste indicații în funcție de natura lichidului pompat. Acest lucru este prezentat în exemplul de mai jos:

— O pompă vehiculează cîteva lichide avînd următoarele greutăți specifice:

apă, $\gamma = 1 \text{ kgf/dm}^3$;
benzină, $\gamma = 0,8 \text{ kgf/dm}^3$;
saramură, $\gamma = 1,4 \text{ kgf/dm}^3$.

Dacă pompa realizează o înălțime totală de pompare de 32 metri coloană de lichid, la un anumit debit, atunci manometrul, gradat în mCA sau kgf/cm^2 , va indica următoarele valori:

— pentru apă, $32 \cdot 1 = 32 \text{ mCA} = 3,2 \text{ kgf/cm}^2$;
— pentru benzină, $32 \cdot 0,8 = 25,6 \text{ mCA} = 2,56 \text{ kgf/cm}^2$;
— pentru saramură, $32 \cdot 1,4 = 44,8 \text{ mCA} = 4,48 \text{ kgf/cm}^2$.

Dacă la aceeași pompă, presiunea maximă de aspirație, indicată de manovacuummetrul montat în flanșa de aspirație a pompei, este de $0,75 \text{ kgf/cm}^2$, atunci înălțimea maximă de aspirație pentru fiecare din cele trei feluri de lichide va fi:

— pentru apă, $h_A = \frac{0,75 \text{ kgf/cm}^2}{0,001 \text{ kgf/cm}^3} = 750 \text{ cm} = 7,5 \text{ m}$;
— pentru benzină, $h_A = \frac{0,75 \text{ kgf/cm}^2}{0,0008 \text{ kgf/cm}^3} = 937 \text{ cm} = 9,37 \text{ m}$;
— pentru saramură, $h_A = \frac{0,75 \text{ kgf/cm}^2}{0,0014 \text{ kgf/cm}^3} = 535 \text{ cm} = 5,35 \text{ m}$.

În scopul evitării confuziilor, toate curbele caracteristice ale pompelor, prevăzute în cataloagele firmelor furnizoare, sînt valabile pentru apă cu greutatea specifică $\gamma = 1 \text{ kgf/dm}^3$.

Influența greutății specifice a lichidului vehiculat asupra puterii absorbite la arborele pompei se manifestă prin creșterea valorii puterii absorbite, proporțional cu creșterea greutății specifice. Prin urmare, pomparea unui lichid cu greutate specifică mare va necesita un motor de antrenare mai puternic.

2.2.1.7. Viscositatea lichidului. În hidraulică, lichidele incompresibile și lipsite de viscozitate sînt considerate „ideale” sau „perfecte”. În realitate, în masa lichidelor există forțe interne de frecare între molecule și, de asemenea forțe de frecare între lichid și pereții conductelor. Aceste forțe opun rezistențe la curgerea lichidelor, iar pentru învingerea lor este necesar un consum suplimentar de energie.

Caracteristica lichidelor, la care odată cu apariția mișcării iau naștere forțe de frecare, se definește cu noțiunea de „viscozitate”. Această caracteristică a lichidelor este de o mare importanță în tehnică, atît prin avantajele pe care le creează în cazul menținerii filmului de lubrifiant, la ungerea organelor de mașini, cît și prin dezavantajele care însoțesc curgerea lichidelor prin orificii și conducte. De aceea, în decursul timpului, problema viscozității a preocupat un mare număr de cercetători, dar pînă în prezent nu a fost definitivată o teorie care să elucideze complet fenomenul. În practică, măsurarea viscozității se efectuează după mai multe metode, dar în principiu se consideră ca unitate de viscozitate absolută forța cu care acționează reciproc două straturi de lichid, avînd fiecare o suprafață de 1 m^2 , aflate la distanța de 1 metru, unul față de celălalt și care se deplasează cu o viteză relativă de 1 m/s .

Dacă acest principiu se aplică la o suprafață elementară dA , atunci forța tangențială care apare la deplasarea a două straturi situate la distanța dy este

$$dF = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \cdot dA, \quad (2.39)$$

în care $\frac{dv}{dy}$ este gradientul de viteză pe normala la suprafața dA , iar η

este un coeficient care depinde de natura, temperatura și presiunea lichidului.

Coeficientul η se numește „viscozitate dinamică”, iar unitatea sa de măsură în sistemul internațional SI este $[\text{m}^{-1} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$.

În practică, în sistemul CGS, η se măsoară în „poise” sau mai frecvent în „centipoise”, simbolizat cu „cP”.

Tot aici se mai distinge și noțiunea de „viscozitate cinematică”, notată cu ν și care este raportul dintre viscozitatea dinamică și densitatea lichidului la temperatura și presiunea respectivă.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.40)$$

În sistemul CGS, viscozitatea cinematică ν se măsoară în „stokes” sau în „centistokes”, simbolizată cu „cSt”.

În practica industrială din țara noastră, viscozitatea se exprimă de obicei în grade Engler, avînd simbolul °E.

Gradul Engler reprezintă raportul dintre timpul de curgere al unui anumit volum de lichid, printr-un orificiu calibrat și timpul de curgere a unui volum identic de apă distilată, la temperatura de 20°C.

Viscozitatea cinematică poate fi determinată din viscozitatea exprimată în grade Engler, cu ajutorul relației

$$10^6 \cdot \nu = 7,31 \text{ } ^\circ\text{E} - \frac{6,31}{^\circ\text{E}} \quad [\text{m}^2/\text{s}]. \quad (2.41)$$

O mare influență asupra viscozității o are temperatura lichidului și anume: viscozitatea scade pe măsura creșterii temperaturii. Curbele de variație a viscozității cu temperatura, pentru diverse lichide, sînt prezentate sub formă de diagrame în diverse manuale de specialitate.

Teoretic, variația viscozității în funcție de temperatură poate fi determinată cu relația aproximativă

$$\nu = \nu_0 \left(\frac{t_0 + 17,78^k}{t + 17,78} \right), \quad (2.42)$$

în care ν_0 este viscozitatea cinematică la temperatura t_0 °C și $k = 2,5 \dots 3,25$ este un exponent care depinde de natura lichidului.

Deoarece în multe țări industriale se utilizează alte unități de măsură a viscozității, este necesar ca acestea să fie cunoscute cu denumirile respective, iar utilizarea lor trebuie să se facă numai în baza valorilor convertibile prezentate în diverse tabele. Dintre unitățile folosite în mod frecvent se rețin: secunda Redwood I (R), secunda Redwood-Admiralty II (RA), secunda Saybolt-Universal (SSU), secunda Saybolt-Furol (SF), grade Barbey (°B) și altele.

În lucrare este prezentat tabelul 2.4, care conține valorile convertibile ale diverselor unități de viscozitate.

Viscozitatea lichidelor influențează fenomenul de pompare, dar, ținînd seama de principiul de funcționare al pompelor, această influență se manifestă în mod diferit. Astfel, la pompele centrifuge și axiale, debitul, presiunea și randamentul scad pe măsura creșterii viscozității în timp ce puterea absorbită la arborele pompei crește proporțional cu viscozitatea.

Înălțimea de pompare a pompelor centrifuge este funcție de turația și diametrul rotorului, dar pierderile prin frecarea cu discurile rotorului sînt apreciabil mai mari decît cele cauzate de mărirea turației. De aceea, la vehicularea lichidelor vîscoase (cu pompe centrifuge), se preferă utilizarea unor turații sporite în locul unor rotoare cu diametre mari. Creșterea rezistențelor de frecare conduce la scăderea înălțimii totale de pompare a pompei.

Curbele caracteristice ale pompelor, furnizate de uzinele constructoare, se referă de regulă la pomparea apei reci aflate la temperatura mediului ambiant (15°C), astfel că pentru pomparea unor lichide cu viscozități diferite este necesară recalcularea parametrilor pompei pentru lichidul în cauză.

Recalcularea noilor curbe se face cu ajutorul unor coeficienți de corecție, f_H , f_Q și f_η , stabiliți pentru poziția de randament maxim.

Tabelul 2.4

Unități de conversiune a viscozității

Grade Engler	Secunde Redwood I	Secunde Redwood II (Admiralty)	Secunde Saybolt-Universal	Secunde Saybolt-Furol	Viscozitate cinematică în centiStokes
1,0	27	—	28	—	1,0
1,4	39	5	42	—	5,0
1,8	51	7	57	—	9,6
2,2	65	8	73	13	13,8
2,6	77	10	90	15	17,5
3,0	91	11	105	16	21,1
3,4	104	12	121	17	24,5
4,2	128	15	150	20	30,9
5,0	154	17	181	22	37,3
6,0	185	20	218	25	45,0
7,0	217	23	255	29	53,0
8,0	248	26	292	32	60,8
9,0	279	29	329	35	68,4
10,0	311	32	365	39	76,0
12,0	373	38	438	46	91,2
15,0	466	47	548	56	114,0
20,0	621	62	730	73	152,0
25,0	776	78	913	91	190,0
30,0	932	93	1095	110	228,0
40,0	1242	124	1460	146	304,0
50,0	1553	155	1825	183	380,0
70,0	2174	217	2555	256	532,0
100,0	3105	311	3650	365	760,0
150,0	4660	466	5480	548	1140,0
200,0	6210	621	7300	730	1520,0
250,0	7760	776	9130	913	1900,0

În fig. 2.20 este prezentată diagrama variației coeficienților respectivi, funcție de debit și viscozitate.

Pentru utilizarea diagramei se procedează astfel: se fixează pe abscisă valoarea debitului Q pentru care se face recalcularea și se ridică o verticală care intersectează într-un punct linia oblică a înălțimii de pompare corespunzătoare debitului respectiv; din punctul de intersecție se duce o dreaptă orizontală în sensul în care intersectează linia oblică a viscozității lichidului ce urmează a fi vehiculat; din acest punct, se ridică din nou o verticală care intersectează curbele factorilor de corecție, determinând astfel valorile acestora.

Exemplu: O pompă, avînd următoarele caracteristici valabile pentru apă: $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 40 \text{ m}$ și $\eta = 0,72$, vehiculează un lichid avînd viscozitatea cinematică $\nu = 160^\circ\text{E}$ sau 1217 cSt și greutatea specifică $\gamma = 0,8 \text{ kgf}/\text{dm}^3$. Aplicînd metoda indicată mai sus din diagramă rezultă următorii factori de corecție: $f_Q = 0,75$; $f_H = 0,79$; $f_\eta = 0,33$.

Noile valori caracteristice sînt: $Q_v = 0,75 \cdot 250 = 187,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_v = 0,79 \cdot 40 = 31,6 \text{ m}$; $\eta_v = 0,33 \cdot 0,72 = 0,237$.

Puterea necesară va fi $P_v = \frac{Q_v \cdot \gamma \cdot H_v}{102 \eta_v} = \frac{187,5 \cdot 800 \cdot 31,6}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,237} = 54,47 \text{ kW}$.

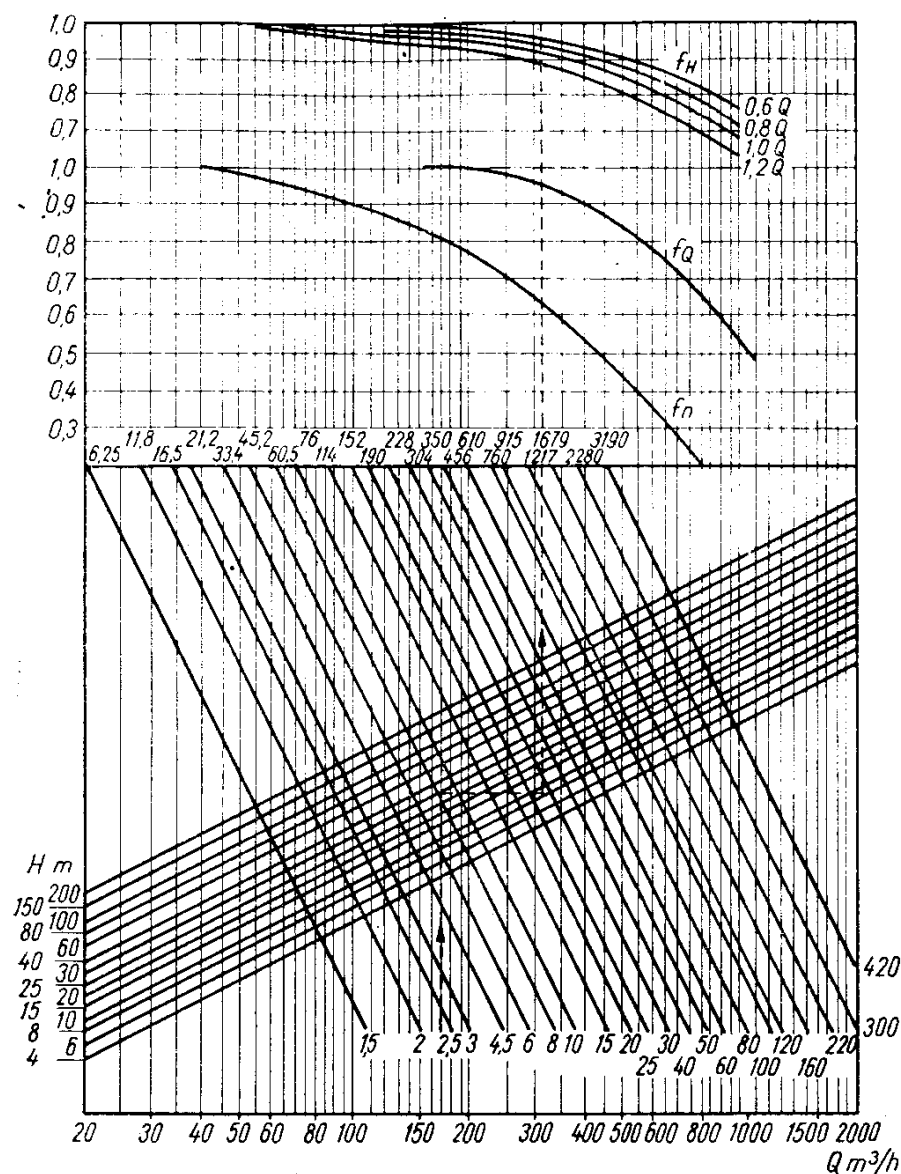


Fig. 2.20. Diagrama variației factorilor de corecție a viscozității.

Pentru determinarea unei curbe complete, se procedează identic, luînd în considerare valorile: $0,6 Q$, $0,8 Q$, $1 Q$, și $1,2 Q$, precum și mărimile H și η corespunzătoare.

Se întocmește apoi un tabel în care se înscriu valorile afectate de factorii de corecție și apoi se trasează noua diagramă a caracteristicilor.

Exemplu

Parametrii pompei			$0,6 Q$	$0,8 Q$	$1 Q$	$1,2 Q$
Apă	Q	m^3/h	33,6	44,8	56	67,2
	H	m	35	33	30	27
	η		0,6	0,67	0,695	0,692
	P	kW	5,34	6,0	6,6	7,14
Ulei	ν	$^{\circ}E$		50		
	f_Q			0,82		
	f_H		0,89	0,86	0,83	0,78
	f_n			0,4		
	$Q \cdot f_Q$	m^3/h	27,5	36,7	45,9	55,1
	$H \cdot f_H$	m	31,1	28,4	24,9	21,1
	$\eta \cdot f_n$		0,24	0,268	0,278	0,276
	γ	kgf/dm^3		0,8		
	P	kW	7,76	8,48	8,95	9,18

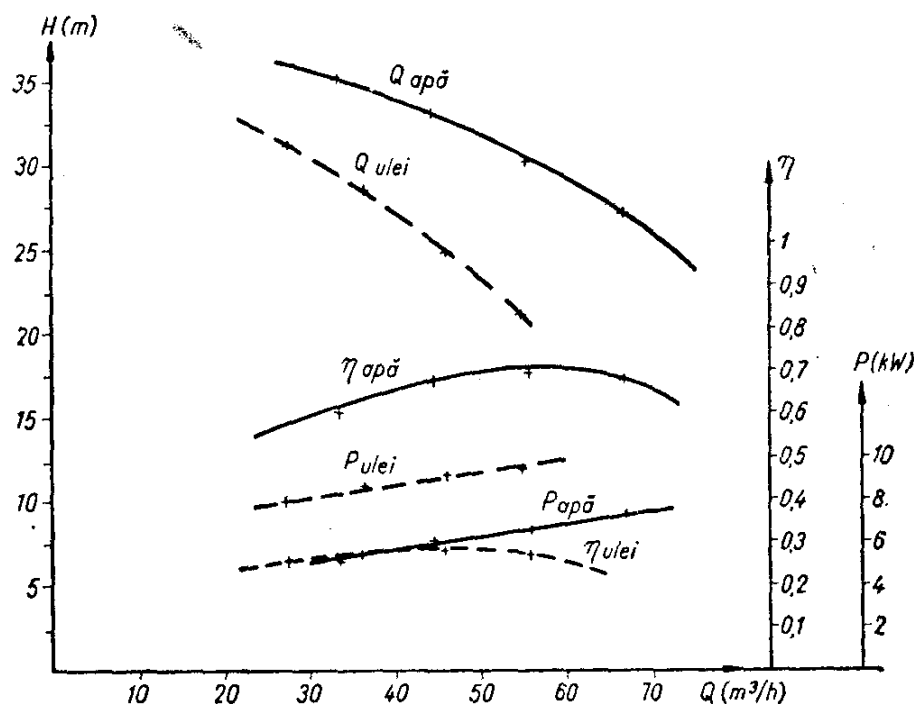


Fig. 2.21. Diagrama caracteristicilor unei pompe recalculată pentru viscozitatea de 50°C. — apăulei.

Valorile obținute astfel se înscriu în diagrama din fig. 2.21.

Coefficienții de corecție f_Q , f_H și f_η sînt prezentați în unele lucrări de specialitate în funcție de un coeficient analog numărului Reynolds și anume:

$$Re = \frac{Q}{\nu \cdot D},$$

în care Q este debitul pompei în punctul de randament maxim, în m^3/s ;

D — diametrul rotorului, în metri;

ν — viscozitatea cinematică, în m^2/s .

În diagrama din fig. 2.22 este prezentată variația acestor coeficienți.

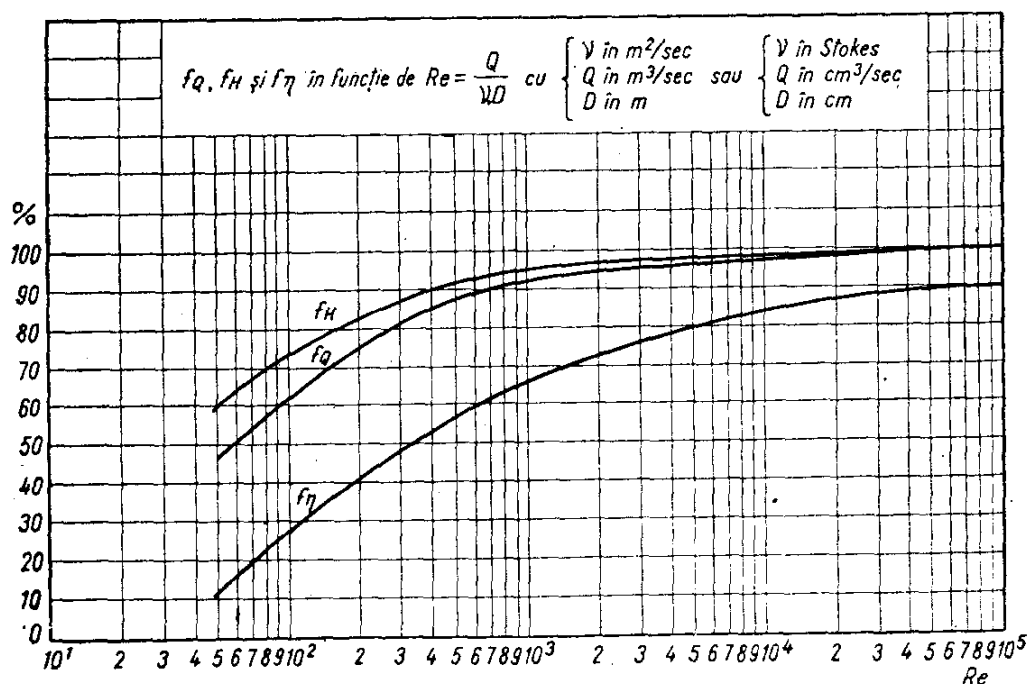


Fig. 2.22. Variația coeficienților de corecție f_Q , f_H și f_η în funcție de Re .

Pentru pompele autoaspiratoare cu canal lateral, determinarea factorilor de corecție se face pe baza unor formule stabilite empiric pentru un debit dat. Aceste formule au valabilitate într-un domeniu care satisface condițiile:

$$\nu = 10 \dots 40^\circ\text{E} \text{ și } Q/Q_0 = 0,25 \dots 0,75,$$

în care Q_0 este debitul maxim corespunzător unei înălțimi de pompare nule.

$$\text{Astfel} \quad f_H = 0,9 - 0,06 (E - 10) [(Q/Q_0)^4 + 0,09]; \quad (2.43)$$

$$f_P = 1,012 + 0,02 (E - 10) (0,3 + Q/Q_0) + 1,2 (Q/Q_0)^2. \quad (2.44)$$

Exemplu. $Q_0 = 4 \text{ m}^3/\text{h}$; $Q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\nu = 30^\circ\text{E}$.

$$f_H = 0,9 - 0,06 \cdot 20 [(0,75)^4 + 0,09] = 0,42; \quad f_P = 1,012 + 0,02 \cdot 20 (0,3 + 0,75) + 1,2 (0,75)^2 = 2,1.$$

La pompele cu piston, drumul parcurs de lichid este foarte întortocheat, datorită supapelor care provoacă schimbarea frecventă a direcției de curgere. Totodată, lichidul este supus unor accelerări și frînări repetate, corespunzătoare vitezei de deplasare a pistonului. Toate aceste perturbații antrenează pierderi de sarcină care sporesc pe măsura creșterii viscozității lichidului. Creșterea acestor rezistențe conduce la o umplere nesatisfăcătoare a cavităților de aspirație și deci implicit la o diminuare a debitului și a înălțimii de pompare.

La aceste tipuri de pompe, în anumite limite, viscozitatea are și o influență favorabilă deoarece scăpările prin jocurile dintre piston și cilindru se diminuează cu cât viscozitatea este mai mare, iar etanșeitatea se îmbunătățește, ceea ce are ca efect creșterea valorii înălțimii de pompare.

La pompele cu angrenaje, fenomenul se petrece analog ca la cele cu piston, dar aici pierderile sînt mai mici, deoarece debitul este continuu, iar schimbările de direcție ale curentului de lichid sînt mai reduse. Dat fiind că jocurile frontale și radiale sînt mici, creșterea viscozității conduce la o diminuare a pierderilor de debit, deci devine favorabilă în anumite limite de funcționare.

În diagrama din fig. 2.23 este prezentată variația curbelor caracteristice ale unei pompe cu roți dințate, în funcție de viscozitate.

Din această diagramă rezultă următoarele constatări:

Debitul crește paralel cu creșterea viscozității, indiferent de presiune, pînă la o anumită limită, după care rămîne constant;

La viscozități reduse, mărirea presiunii de refulare atrage după sine o diminuare a debitului;

Randamentul este mai redus la lichidele mai puțin vîscoase, valoarea sa maximă depinzînd de presiunea de pompare.

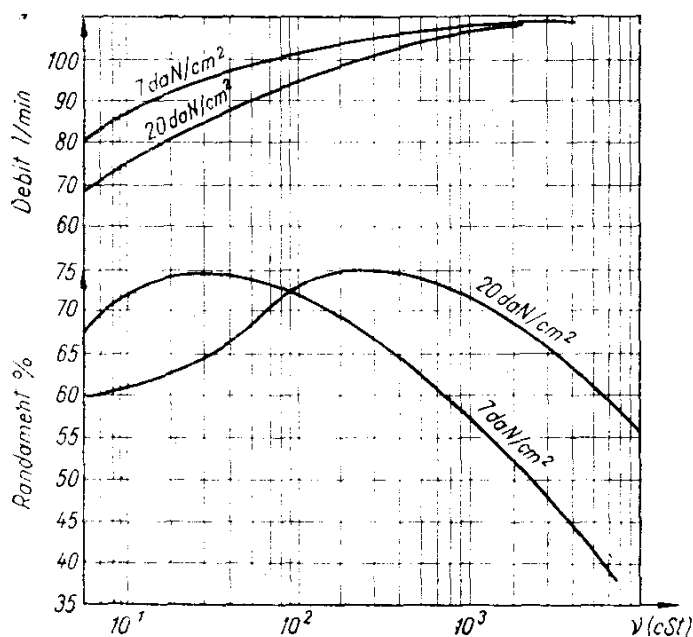


Fig. 2.23. Variația caracteristicilor unei pompe cu roți dințate, în funcție de viscozitate.

Rezultă că este dificil să se fixeze limite generale de utilizare valabile pentru toate mărimile de pompe cu angrenaje. De aceea, în baza experiențelor efectuate, a rezultat că, pentru o bună funcționare a unei pompe cu roți dințate, este necesar să se respecte raportul: $\frac{\text{vicozitate (cst)}}{\text{creșterea presiunii (daN/cm}^2\text{)}} \geq 0,8$.

2.2.1.8. *Putere. Randament.* Lucrul mecanic util pe care-l efectuează pompa atunci când ridică o cantitate de lichid $Q\gamma$ la o înălțime manometrică H , în timp de o secundă, poate fi exprimat sub forma

$$L_u = Q \cdot \gamma \cdot H \quad (\text{daN} \cdot \text{m}), \quad (2.45)$$

sau, exprimat în unități de putere,

$$P_u = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{75} \quad (\text{CP}) \text{ sau } P_u = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102} \quad (\text{kW}), \quad (2.46)$$

în care Q , în m^3/s ; γ , în kgf/m^3 ; H , în m .

Dar pompa este antrenată de un motor a cărui putere trebuie să acopere atât puterea utilă a pompei cât și puterea consumată pentru învingerea rezistențelor datorate pierderilor interioare și exterioare.

Prin pierderi interioare se înțelege suma tuturor pierderilor provocate de rezistențele hidraulice, care apar la curgerea lichidului prin pompă, și a pierderilor volumice care se datoresc scăpărilor prin interstiții și neetanșeități și care au ca rezultat vehicularea unei cantități de lichid mai mari decât cea debitată util. Prin pierderi exterioare se înțeleg cele datorate frecărilor mecanice în lagăre, garnituri, glisiere etc.

Prin urmare, puterea absorbită la arborele pompei este mai mare decât puterea utilă, iar raportul dintre cele două puteri reprezintă tocmai randamentul total al pompei, notat cu simbolul η .

Deci formula puterii reale va căpăta forma

$$P = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{75 \eta} (\text{CP}) \text{ sau } P = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{102 \eta} (\text{kW}). \quad (2.47)$$

Cu ajutorul acestor relații, se poate calcula puterea reală necesară pentru antrenarea unei pompe, atunci când se cunosc caracteristicile acestora: debit maxim, înălțime de pompare corespunzătoare debitului și randamentul la punctul respectiv.

Randamentul total η , care influențează puterea reală a pompei, poate fi descompus într-un număr de factori independenți, care se datoresc pierderilor interioare și exterioare arătate anterior.

Dacă se notează cu simbolul h_e valoarea presiunii necesare pentru învingerea rezistențelor hidraulice, create de curgerea lichidului prin pompă, atunci lucrul mecanic al pompei este

$$L_h = Q \cdot \gamma (H + h_e); \quad (2.48)$$

$$\eta_h = \frac{L_u}{L_h} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{Q \cdot \gamma (H + h_e)} = \frac{H}{H + h_e} \quad (2.49)$$

reprezintă randamentul hidraulic al pompei.

După cum s-a mai arătat, debitul real Q al pompei este mai mic decât debitul teoretic Q_v , datorită scăpărilor prin interstiții și neetanșeități. De aici, rezultă randamentul volumic $\eta_v = \frac{Q}{Q_v}$.

Lucrul mecanic interior necesar pentru vehicularea debitului teoretic Q_v la înălțimea $H + h_e$ este

$$L_i = Q_v \cdot \gamma(H + h_e); \quad (2.50)$$

$$\eta_i = \frac{L_u}{L_i} = \frac{Q}{Q_v} \cdot \frac{H}{H + h_e} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (2.51)$$

reprezintă randamentul interior al pompei.

Pentru învingerea rezistențelor exterioare provocate de frecarea în lagăre, pistoane, cilindri, garnituri etc., este necesar un lucru mecanic exterior L_e , care, împreună cu lucrul mecanic interior L_i , reprezintă tocmai lucrul mecanic total L_t efectuat de pompă.

$$\eta_m = \frac{L_i}{L_t} \quad (2.52)$$

reprezintă randamentul mecanic al pompei.

Randamentul total al pompei este raportul dintre lucrul mecanic util și lucrul mecanic total

$$\eta = \frac{L_u}{L_t} = \frac{L_i \cdot \eta_v \cdot \eta_h}{L_i / \eta_m} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m. \quad (2.53)$$

Prin urmare, așa cum rezultă din relația (2.53), valoarea randamentului total al unei pompe este produsul randamentelor hidraulice, volumice și mecanice.

Randamentul hidraulic η_h folosește pentru determinarea presiunii manometrice dezvoltate de pompă, în comparație cu presiunea teoretică rezultată din calcul.

Randamentul volumic η_v permite stabilirea debitului real față de cel calculat teoretic.

Randamentul mecanic η_m folosește la determinarea puterii necesare învingerii rezistențelor exterioare.

Randamentul total η se utilizează în calcule pentru determinarea puterii motorului de antrenare.

Randamentul total este deci unul din cei mai importanți parametri care se iau în considerare la alegerea pompei și de aceea valorile lui, care diferă mult în funcție de construcția și tipul pompei, se obțin pe cale experimentală în standurile de probe ale uzinelor constructoare.

2.2.1.9. Viteza de antrenare. Pompele sînt mașini ale căror organe de lucru execută mișcări transmise de către o mașină de antrenare. Așa după cum s-a arătat la capitolul 1, aceste mișcări pot fi de rotație sau translație alternativă.

Viteza de antrenare a pompelor este o caracteristică esențială a acestora și ea influențează în mod direct parametrii funcționali: Q , H , P și η , dar

această influență se manifestă în mod diferit, în funcție de tipul constructiv și de principiul de funcționare al pompei. Astfel, la pompele centrifuge și axiale, variația caracteristicilor pompei în funcție de turație este dată de relația (1.5), determinată, pe baza criteriilor de similitudine, în capitolul 1 al lucrării:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2; \quad H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2; \quad P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3.$$

De aici se remarcă următoarele reguli:

- debitul pompei variază proporțional cu turația;
- înălțimea de pompare variază proporțional cu pătratul turației;
- puterea absorbită la arborele pompei variază proporțional cu cubul turației.

În ceea ce privește randamentul, pentru variații reduse de turații, se poate considera că $\eta_1 = \eta_2$.

Pentru variații importante de turație, determinarea valorii randamentului se face cu ajutorul unei relații stabilite empiric

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) (n_1/n_2)^{1/10}. \quad (2.54)$$

Din formula (2.54), se poate constata că, la creșteri importante ale turației, randamentul se îmbunătățește; de asemenea, se observă că influența variației turației este mai accentuată în zona randamentelor inferioare.

Este necesar să se aibă în vedere că, paralel cu mărirea turației, crește și viteza lichidului în conducta de aspirație și implicit pierderile hidraulice, ceea ce conduce în final la înrăutățirea condițiilor de aspirație a pompei.

Spre deosebire de celelalte tipuri de pompe, la pompele volumice, variația turației nu influențează teoretic presiunea de refulare, aceasta depinzând practic numai de rezistența pe care o opune consumatorul la capătul conduitei de refulare.

La pompele volumice cu mișcare alternativă, viteza de antrenare este incomparabil mai mică decât la celelalte tipuri de pompe, deoarece organele de lucru ale acestora sînt mai voluminoase, iar în mișcare dau naștere la forțe de inerție importante, care solicită în mod nedorit materialul pieselor. De asemenea, datorită forțelor de inerție care apar în lichid, viteza de antrenare trebuie redusă, pentru a evita apariția cavitației.

2.2.1.10. *Valoarea pH.* Pompele utilizate în activitatea industrială sînt puse în situația de a vehicula lichide de natură foarte diferită, și pe drept cuvînt se poate afirma că industria chimică oferă, din acest punct de vedere, un domeniu practic nelimitat. Dar în procesul de pompare, organele de lucru ale pompei care vin în contact cu lichidul sînt de multe ori atacate prin coroziune și distruse într-o anumită perioadă de timp, care depinde de agresivitatea agentului respectiv și de condițiile în care are loc pomparea. Din acest motiv, constructorii de pompe trebuie să cunoască cît mai bine avertismentul posibil comportarea materialelor din care se confecționează pompa la acțiunea diverselor lichide și să aleagă materialele corespunzătoare, astfel încît pompa să ofere o siguranță maximă în exploatare. Coroziunea metalelor este un fenomen care se produce datorită acțiunii agenților chimici asupra suprafețelor cu care vin în contact, provocînd modificarea formei și structurii acestora. Fenomenul poate avea loc într-un ritm lent sau foarte rapid. Procesul se datorește reacției

chimice care se stabilește între metal și lichidul pompat. În funcție de natura acestui proces, coroziunea poate fi chimică sau electrochimică.

Coroziunea chimică este provocată de acțiunea (reacția) directă a lichidului asupra metalului.

Coroziunea electrochimică este provocată de prezența unor micropile electrice care se formează în mediul respectiv și care se datoresc mai multor cauze: utilizarea unor materiale diferite ca natură; prezența a două medii diferite; neomogenitatea materialului; diferența rugozității suprafețelor; eforturi mecanice diferite; incluziuni și pori în material.

Măsurarea efectelor coroziunii se face prin aprecierea „vitezei de coroziune”, care exprimă pierderea de material (în greutate) a unei piese, raportată la suprafața pe care se exercită acțiunea de corodare, într-o anumită perioadă de timp.

Astfel grosimea stratului corodat Δl se determină cu formula $\Delta l \text{ (mm/an)} = \frac{365 \text{ (zile)} \cdot 24 \text{ (ore)} \cdot \Delta p}{\gamma}$, în care: Δp reprezintă pierderea în greutate, în $\text{mN/m}^2\text{h}$ și γ este greutatea specifică a materialului, în kgf/m^3 .

Din punct de vedere al acțiunii lor corosive, lichidele pot fi clasificate în următoarele categorii: acide, alcaline și neutre. Aceste noțiuni caracterizează de fapt lichidul respectiv, prin concentrația sa în ioni de hidrogen. Astfel apa neutră la 20°C are o concentrație de ioni de hidrogen a cărei valoare este de 10^{-7} . Din motive de simplificare, s-a convenit ca, în mod practic, în loc de concentrația propriu-zisă să se indice logaritmul negativ al acestei valori, atribuindu-i denumirea de pH . Astfel valoarea pH , pentru apă curată la 20°C , este 7.

Lichidele care au concentrații de ioni inferioare celei a apei, adică 10^{-8} , 10^{-9} etc., ceea ce reprezintă valori ale pH -ului superioare cifrei 7, sînt lichide alcaline. Lichidele cu valori ale pH -ului inferioare cifrei 7, sînt lichide acide.

Neutralitatea lichidelor nu este constantă ci variază în funcție de temperatură, așa cum este prezentat în diagrama din fig. 2.24.

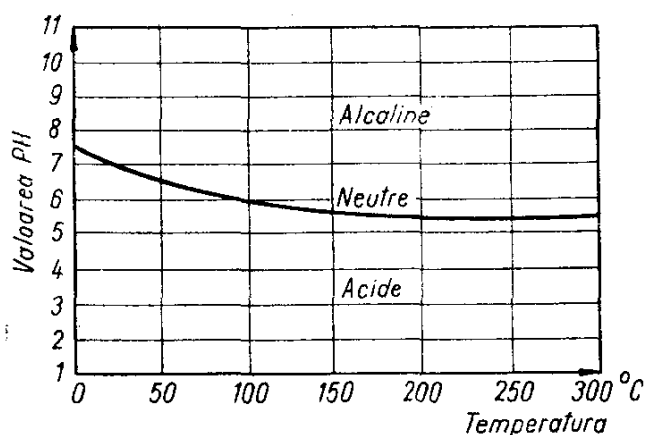


Fig. 2.24. Variația limitei de neutralitate în funcție de temperatură.

Valoarea pH a unui lichid poate servi în mod orientativ la alegerea materialului pompei, conform următoarelor recomandări:

Pentru $pH = 0 \dots 4$ (acid puternic concentrat), se utilizează oțelul inoxidabil;
 pentru $pH = 4 \dots 6$ (acid slab concentrat), se utilizează bronzul;
 pentru $pH = 6 \dots 8$ (lichide aproximativ neutre) se utilizează fonta;
 pentru $pH > 8$ (lichide alcaline) se utilizează fonta sau oțelul.

Aceste recomandări au un caracter general, iar în cazul particular al unui anumit lichid, trebuie să se țină seama și de celelalte elemente: temperatură, concentrație, prezența aerului etc., care pot modifica în mod substanțial proprietățile acestuia.

În tabelul 2.5 sînt prezentate materialele care se comportă satisfăcător și care sînt recomandate pentru construcția organelor pompelor, în funcție de lichidul vehiculat.

Deoarece, în general, materialele rezistente la coroziune sînt deficitare și deci neeconomice, pe plan mondial au avut loc investigații, care în prezent au luat o amploare deosebită, pentru descoperirea unor materiale de protecție ieftine, care să protejeze pompele confecționate din materiale obișnuite.

Procedeele tehnologice moderne, de protecție anticorozivă, constau în acoperirea suprafețelor expuse, cu pelicule metalice (cromare, nichelare, fosfatare), plastice, ceramice etc. Totodată, în exploatare, se utilizează din ce în ce mai mult metoda de prelucrare a lichidului vehiculat, prin adaosuri de inhibitori, care au proprietatea de a încetini sau chiar opri acțiunea de corodare.

2.3. Relații între furnizor și beneficiar

Pompa este o mașină indispensabilă în orice domeniu de activitate industrial-economică. Astfel, începînd de la industriile de bază și terminînd cu mica gospodărie domestică, pompa își îndeplinește rolul ei, uneori mai important, alteori mai modest, satisfăcînd cerințele celor ce o utilizează.

Beneficiind deci de serviciile pompelor, în limbajul uzual al constructorilor de pompe, cei ce le exploatează sînt denumiți „beneficiari”.

În comparație cu alte tipuri de mașini, sistemul constructiv al pompelor este în sine un sistem destul de simplu și ușor de înțeles, în ceea ce privește funcționarea, iar această situație prezintă avantaje pentru cei ce efectuează lucrări de exploatare și întreținere. Dar în contrast cu această simplitate, alegerea și montarea corectă a unei pompe, adecvată pentru o anumită instalație, comportă cunoașterea amănunțită a caracteristicilor și elementelor instalației în cauză, astfel încît pompa aleasă să poată funcționa în exploatare în condiții cît mai apropiate de cele prevăzute inițial. Omiterea unor amănunte, care par mai puțin importante la prima vedere, poate conduce la o funcționare defectuoasă a pompei urmată de o degradare rapidă a acesteia. În practică, se cunosc destule cazuri cînd pompe identice, montate în instalații asemănătoare, se comportă în mod diferit tocmai datorită unor amănunte care au fost omise inițial: altitudinea locului de instalare, temperatura mediului ambiant, natura lichidului etc. Datorită unor astfel de situații, apare necesitatea ca între beneficiar și producător să existe o relație de colaborare care să asigure alegerea pompei celei mai potrivite pentru instalația respectivă. Totodată beneficiarul are datoria de a informa uzina constructoare asupra comportării în exploatare a pompei alese, contribuind prin aceasta la îmbogățirea experienței construcțiilor de pompe și implicînd la ridicarea gradului de calitate a acestora.

Informațiile pe care le poate obține beneficiarul despre pompe, în special proiectantul instalației, sînt preluate din prospectele și cataloagele firmelor furnizoare. În mod obișnuit, documentația de prezentare conține minimul necesar de date pe baza cărora beneficiarul poate să-și proiecteze instalația. Datele respective se referă de obicei la diagrama curbelor caracteristice ale

Tabelul 2.5

Alegerea materialului pentru piesele udate ale pompei

Nr. crt.	Denumirea materialului indicat	Industria produselor de bază	Industria alimentară	Industria de coloranți și lacuri	Industria de săpun și corpuri grase	Industria hidrocarburilor sintetice și cauciucului	Industria celulozei	Industria de textile naturale și artificiale	Industria farmaceutică
1	Aliaje Cr-Ni-Mo	Acid acetic Acid fosforic Acid sulfuric Alcalii Amestecuri acide	Acid lactic Bere Ape minerale	Acid acetic Acid formic Ester acid Produse nitate	Acizi grași Acid oleic Grăsimi vegetale	Apă acidă pentru spălat gaze Soluție de alcazid cald	Acid formic Băi de tinctură Apă oxigenată Nitroceluloză Viscoze calde	Acid formic Antibiotice Produse intermediare	
2	Foate cu Si (15%) Noricid	Acid clorhidric Acid nitric Acizi organici Acid sulfuric Cloruri. Electroliti Săruri acide	Extrase de carne hidrolizate și acide	Acizi diverși	Acizi grași Alaun (sulfat de cupru sau piatră vânăță)	—	Hipoclorit	Băi de congealare Băi de precipitare Hipoclorit Nitroze	Brom Clorobenzol
3	Aliaje de aluminiu	Acid azotic concentrat Acid sulfuric Nitrați neutri	Bere Pulpe Gemuri	Coloranți în dispersie	Glicerină Uleiuri volatile Parfumuri	Hidrocarburi Alcazid rece Latex	Sulfură de carbon Viscoze	Sulfură de carbon Viscoze	Unguente Parfumuri Uleiuri volatile
4	Bronzuri	Acizi slabi Lichide organice Soluții sărate	Alcool Distilate Pulpe minerale Saramură	Fenoli Solvenți	Soluții de sare de bucătărie	Uleiuri Esențe Benzol	Pulpe celulozice acide	Băi acide coloranți	Fungicide Insecticide

5	Plumb durificat	Alaun Bisulfid de sodiu Acid sul- furic stins	—	Alaun Bisulfid de sodiu Acid sul- furic stins	Alaun Bisulfid de sodiu Acid sul- furic stins Plastifiant	Acid sul- furic stins Leșii de înălbire	Acid sul- furic stins Băi de coagulare Băi de precipitare	Acid sul- furic stins Bisulfid de sodiu
6	Materiale dure, pe bază de grafit, carbon sau rășini fenolice	Acid fluor- hidric 40% Acizi neoxidanți Compuși organici Soluții sărate	—	Acid fluor- hidraulic 40% Acizi neoxidanți Compuși organici Soluții sărate	Acid clor- hidric Acid sul- furic stins Soluții să- rate mine- rale	Acizi ne- oxidanți Compuși organici Soluții sărate	Acizi ne- oxidanți Soluții sărate Compuși organici Băi de filaj	Acid fluor- hidric 40% Acizi neoxi- danți Compuși organici Soluții sărate
7	Cauciuc dur sau moale sau ebonită	Acid clorhidric Acid fluorhidric Acid sul- furic stins Decapanți Fluoruri aci- de Soluții de săruri minerale	Saramuri pentru salate Soluții acide de sare de bucătărie	Acid clor- hidric Acid sulfuric stins Sare de amo- niac Soluții să- rate mine- rale	Acid clor- hidric Acid sulfuric stins Soluții săra- te minerale	Leșii de înălbire Paste ce- lulozice agresive	Băi acide de coloranți Leșii de înălbire	Acid clor- hidric Acid fluoro- silicic Acid sul- furic stins Soluții sărate mi- nerale
8	Fontă cenu- șie sau fon- tă cu grafit sferoidal	Acid sul- furic con- centrat Hidrocarburi Leșii de potasă Leșii de sodă Soluții sărate neutre	Alcool denaturat Pulpe re-agresive Saramură rece	Anilină Lacuri diluante Solvenți Hidrocarburi ciclice	Alcooli Glicerină Carbonat de sodiu Uleiuri și grăsimi Leșii de sodă	Paste de celuloză neutre Paste de hârtie neutre	Emulsii de materiale sintetice Solvenți neutri Viscoze reci	Alcooli grași Cetonă Cloroform Eteri și esteri

pompelor, valabilă pentru apă rece $15^{\circ} \dots 20^{\circ}\text{C}$, precum și la dimensiunile de gabarit și amplasare. În cazul când datele din catalog satisfac cerințele beneficiarului, acesta poate comanda direct pompa, indicând denumirea ei exactă, conform indicativului din catalog. Acesta este cazul cel mai des întâlnit la alegerea pompelor de uz general, iar beneficiarul poartă întreaga răspundere pentru tipul de pompă ales.

Pentru categoria pompelor de uz general, în stadiul actual al dezvoltării tehnice, există o experiență suficientă care asigură alegerea pompei fără riscuri, cazurile de nepotriviri fiind din ce în ce mai rare și considerate ca accidente.

Datorită însă avântului industrial, manifestat pe plan mondial în ultima perioadă, procesele tehnologice devin din ce în ce mai complicate, solicitând la rândul lor realizarea unor instalații la fel de complicate, ce impun construcții speciale de pompe, care de multe ori se încadrează organic în procesul respectiv, astfel încât cunoașterea comportării acestora se poate stabili numai pe baza unor experiențe vaste, atât de laborator cât și de exploatare. De aici s-a născut necesitatea ca relațiile dintre producător și beneficiar să fie directe, adică beneficiarul este îndemnat să se adreseze nemijlocit producătorului, să-l consulte, iar acesta din urmă să-i recomande pompa cea mai potrivită pentru instalația dorită. Deși constructorii de pompe se străduiesc să întocmească un material documentar cât mai complet, ei nu uită să menționeze în cataloage și în prospecte că, în cazurile unor instalații speciale, beneficiarii sînt invitați să consulte specialiștii întreprinderii.

În scopul evitării unor confuzii ce ar putea avea loc în relațiile dintre beneficiari și producători, aceștia din urmă au simțit nevoia de a introduce anumite tipuri de formulare, denumite în limbaj uzual „chestionare” sau „cereri de ofertă”, prevăzute cu diverse rubrici referitoare la instalație, lichidul vehiculat, mașina de antrenare etc., care trebuie să fie completat de solicitanți. Formularele astfel completate sînt înapoiate serviciului competent al fabricii constructoare, unde sînt analizate de specialiștii acesteia și apoi primesc un aviz tehnic.

Pentru a veni în întîmpinarea dorinței beneficiarilor din țara noastră de a alege pompa cea mai potrivită, la întreprinderea de pompe AVERSA din București funcționează un compartiment special pentru relații tehnice, alcătuit din specialiști cu înaltă calificare în domeniul pompelor și care pot fi consultați pentru orice situație de alegere a unei pompe. Compartimentul analizează din punct de vedere tehnic cererile beneficiarilor și recomandă pompa corespunzătoare instalației ale căror caracteristici au fost indicate în formularele chestionar. Deoarece caracteristicile pompei recomandate pot diferi într-o anumită măsură față de cele solicitate, în funcție de sortimentul de fabricație, beneficiarul are obligația să verifice avizul și numai în cazul în care soluția avizată îl satisface, poate să emită comanda fermă de execuție.

În fig. 2.25 este prezentat un model de formular chestionar utilizat de întreprinderea de pompe AVERSA, București.

Formularul din fig. 2.25 este valabil pentru pompe centrifuge și axiale.

A. Date privind gazul vehiculat

B. Date privind lichidul auxiliar

Denum.		
Formula chimică		
Conținutul și natura suspen.		
Indicații speciale volatilitate, inflam- bilitate, nocivitate		Temperatura °C
		Viscozitatea cst
		Greutatea specifică kgf/dm ³
		pH

C. Date privind pompa

D. Mașina de antrenare

Caracteristici instalație	Debit Q m ³ /h		Mașina electrică	Tensiunea rețelei de alimentare (între faze) U Volți	
	Presiune absolută pentru pompe de vid P mmHg			Frecvența f Hz	
	Diferența de presiune (pentru compresoare) P $\frac{daN}{cm^2}$			Tipul construcției (Asincron, sincron, etc.)	
Caract. constr.	Poziția axului (orizontal, vertical, incl.)	Tipul etansării (moale, mecanică)		Protecție IP, AE, AEM	
				Tip constructiv (cu benzină, Diesel, etc.)	
Protecție climatică : Tara, Localitatea					
Amplasament : Categorie, Deschis, Acoperit, Inchis			Uzina nu livrează aparate de protecție și pornire pentru motoarele electrice.		
Precizări suplimentare					

Fig. 2.26. Formular pentru alegerea pompelor de vid cu inel de lichid.

2.3.1. Garanțiile furnizorului. După alegerea pompei, pentru a o obține beneficiarul trebuie să emită o comandă fermă către furnizor, iar apoi între cele două părți se încheie un contract în care sînt prevăzute atît condițiile tehnice referitoare la obiectul contractului, cît și la termenele de livrare.

Referitor la condițiile tehnice se precizează că, așa cum rezultă din cele descrise în capitolul 1, funcționarea pompelor este elastică între anumite limite, conform curbelor caracteristice respective, de aceea în formulare se indică numai valorile corespunzătoare parametrilor energetici ai punctului nominal.

În practică, la verificarea pompei în standul de probă, sînt foarte rare cazurile cînd punctul contractat se situează chiar pe curba caracteristică. De regulă, poziția lui se abate în anumite limite, față de curba determinată, iar acest lucru se datorește, pe de o parte erorilor rezultate în timpul măsurării, pe de altă parte, abaterilor provenite din imprecizia de uzinare a pompei.

Pe plan internațional, există diferite norme care reglementează categoriile de erori și abateri admisibile, astfel încît furnizorii au posibilitatea să ofere garanții pentru o anumită zonă, care cuprinde și valorile punctului nominal

în care pompa poate fi considerată corespunzătoare, în privința realizării parametrilor energetici.

Categoriile de erori și abateri acceptate sînt următoarele:

- erori tolerate la măsurare, datorate aparatelor de măsură și metodelor de măsurare;
- erori tolerate datorate interdependenței parametrilor Q , H și η ;
- erori tolerate datorate abaterilor rezultate din imprecizia de execuție a pompei.

Valorile erorilor tolerate la măsurare sînt indicate în tabelul 2.6.

Tabelul 2.6

Valori pentru erori tolerate la măsurare

Denumirea parametrului măsurat	Denumirea metodei de măsurare	Erori tolerate %
Presiune	Măsurări cu manometre cu lichid în tub U	± 1
	Măsurări cu aparate cu element elastic $\begin{cases} \text{temp.} \leq 200^\circ\text{C} \\ \text{temp.} \geq 200^\circ\text{C} \end{cases}$	$\pm 1,5$ ± 2
Debit	Măsurări cu rezervoare etalonate	$\pm 0,4$
	Măsurări prin cîntărire	± 1
	Măsurări cu dispozitive de strangulare	± 1
	Măsurări cu deversoare	± 1
	Măsurări cu debitmetre	± 1
	Măsurări cu moriști hidraulice	± 2
Putere	Măsurări cu dinamometre de torsiune	± 1
	Măsurări cu motoare basculante	$\pm 1,5$
	Măsurări prin metode indirecte	± 2
Turație	Măsurări cu contoare cu cronometru	± 1
	Măsurări cu tahometre centrifugale	$\pm 1,5$
Greutate specifică	Măsurări pentru apă cu temp. $\leq 100^\circ\text{C}$	± 0
	Măsurări pentru apă cu temp. $\geq 100^\circ\text{C}$ sau lichide cunoscute din punct de vedere chimic	$\pm 0,5$
	Măsurări pentru lichide necunoscute din punct de vedere al compoziției, sau pentru lichide cu suspensii	± 2

Erorile datorate interdependenței parametrilor energetici sînt cauzate de abaterile turației față de valoarea sa nominală. De aici rezultă că pentru aprecierea corectă a performanțelor pompei, trebuie să se ia în considerare influența totală a erorilor factorilor respectivi.

Legea de propagare a erorilor prevede că eroarea totală, determinată de erorile relative ale factorilor parțiali ai unui produs, este egală cu rădăcina pătrată din suma patratelor erorilor factorilor care concură. De aici, rezultă că eroarea tolerată totală pentru debitul Q este

$$T_{Q\ T} = \sqrt{T_Q^2 + T_n^2}, \quad (2.55)$$

iar pentru înălțimea de refulare H (care se modifică cu pătratul turației):

$$T_{HT} = \sqrt{T_H^2 + 4 T_n^2}, \quad (2.56)$$

în care T_Q , T_H și T_n sînt erorile tolerate la măsurarea debitului, presiunii și turației și ale căror valori sînt indicate în tabelul 2.6, în funcție de metoda folosită.

În mod asemănător, eroarea tolerată pentru randament se determină cu relația

$$T_\eta = \sqrt{T_Q^2 + T_H^2 + T_P^2 + T_Y^2}, \quad (2.57)$$

în care T_P și T_Y reprezintă erorile măsurate la măsurarea puterii, respectiv a greutatei specifice.

Eroarea tolerată pentru putere se determină cu relația

$$T_P = \sqrt{T_Q^2 + T_H^2 + T_Y^2}. \quad (2.58)$$

În ceea ce privește abaterile limită datorate impreciziei de execuție, normele internaționale stabilesc în general următoarele limite:

— pentru debitul corespunzător înălțimii de refulare $H_{nominal}$ și $n_{nominal}$

$$A_Q = \pm 0,05 Q_{nominal}; \quad (2.59)$$

— iar pentru randament:

$$A_\eta = \frac{1}{15} (1 - \eta_{nominal}). \quad (2.60)$$

Datorită erorilor și abaterilor descrise mai sus, și care sînt acceptate pe plan internațional, rezultă că garanția furnizorului se referă la o zonă și nu la un punct nominal.

Pentru debit și înălțimea de refulare, această zonă are forma unui dreptunghi, avînd în centru punctul nominal și ale cărui laturi rezultă din însumarea erorilor tolerate și a abaterilor respective.

$$\text{Astfel:} \quad \Delta Q = 2(T_{QT} + A_Q) Q_{nominal} \quad (2.61)$$

$$\Delta H = 2T_{HT} \cdot H_{nominal} \quad (2.62)$$

Pentru randament, domeniul garantat este limitat de un segment în direcția ordonatei, avînd valoarea:

$$\Delta \eta = A_\eta + T_\eta. \quad (2.63)$$

În fig. 2.27, este prezentată diagrama caracteristică a unei pompe centrifuge, cu domeniul garantat pentru valorile nominale ale parametrilor energetici.

Conform diagramei din fig. 2.27, domeniul garantat de furnizor pentru curba $H = f(Q)$ este dreptunghiul avînd laturile ΔQ și ΔH , iar pentru curba $\eta = f(Q)$, limitele garantate sînt date de segmentul $\Delta \eta$.

În această situație, pompa este considerată corespunzătoare, dacă curbele respective intersectează sau sînt tangente la dreptunghiul $\Delta Q - \Delta H$, respectiv la segmentul $\Delta \eta$.

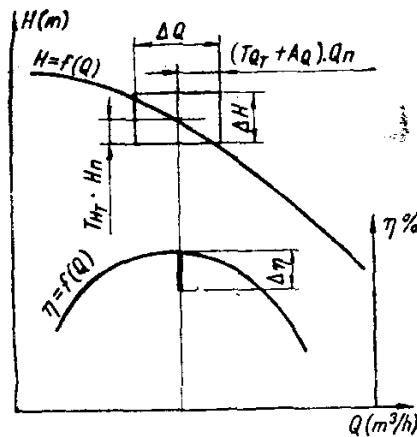


Fig. 2.27. Domeniul garantat pentru parametri nominali ai unei pompe centrifuge.

Exemplu. Pentru o pompă centrifugă care vehiculează apă curată, punctul nominal contractat are următoarele valori:

$Q = 12 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 15 \text{ m}$; $\eta = 67\%$; $t = 35^\circ\text{C}$.

Pentru determinarea domeniului garantat se utilizează relațiile: $\Delta Q = 2(T_{QT} + A_Q)Q_n$; $\Delta H = 2T_{HT} \cdot H_n$; $\Delta \eta = A_\eta + T_\eta$.

Măsurarea parametrilor s-a realizat astfel:

Debitul	— prin cîntărire;
Înălțimea de refulare	— cu manometru cu element elastic;
Turația	— cu tahometru mecanic centrifugal;
Puterea	— cu motor electric basculant etalonat.

Din tabelul 2.6, se determină valorile;

$$T_Q = \pm 0,01, \quad T_H = \pm 0,015, \quad T_n = \pm 0,015, \quad T_P = \pm 0,015, \quad T_\gamma = 0;$$

introducînd aceste valori în formule, se obține:

$$T_{QT} = \sqrt{T_Q^2 + T_n^2} = \sqrt{0,01^2 + 0,015^2} = 0,018;$$

$$T_{HT} = \sqrt{T_H^2 + 4T_n^2} = \sqrt{0,015^2 + 4 \cdot 0,015^2} = 0,0335;$$

$$\Delta Q = 2(0,018 + 0,05) \cdot 12 = 1,632 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\Delta H = 2 \cdot 0,0335 \cdot 15 = 1,005 \text{ m};$$

$$\Delta \eta = \frac{1}{15} (1 - \eta_n) + T_\eta;$$

$$T_\eta = \sqrt{T_Q^2 + T_H^2 + T_P^2 + T_\gamma^2} = \sqrt{0,01^2 + 0,015^2 + 0,015^2} = 0,0235;$$

$$\Delta \eta = \frac{1}{15} (1 - 0,67) + 0,0235 = 0,0455 \text{ sau } \Delta \eta = 4,55\%.$$

În continuare, prin punctele obținute la măsurare, se trasează diagrama curbelor caracteristice și se verifică dacă acestea satisfac condiția de intersectare a zonei respective.

În ceea ce privește pompele volumice, pînă în prezent nu există o reglementare internațională care să stabilească limitele de garanție a parametrilor. Acest lucru se explică prin aceea că randamentul volumic al acestor pompe este net superior față de cel al pompelor centrifuge și axiale. Totodată presiunea de refulare nu depinde de turația pompei, astfel încît ea poate atinge valori foarte ridicate, în funcție de rezistența consumatorului și calitatea materialului pompei. Totuși, neconvențional, se admit abateri de $\pm 5\%$ față de caracteristicile nominale.

La pompele de vid cu inel de lichid, constructorii acestor tipuri de pompe prevăd o toleranță de 10% pentru debitul de aer rarefiat, aspirat la vidul corespunzător, cu condiția ca temperatura lichidului de alimentare să nu depășească 15°C .

3. Exploatarea și întreținerea pompei în instalație

Exploatarea reprezintă totalitatea operațiilor care se efectuează în scopul utilizării eficiente a parametrilor unui utilaj sau ai unei mașini, în vederea menținerii lor la valori acceptabile pe o perioadă cât mai lungă de timp. Această cerință se aplică și în cazul pompelor, care sînt mașini relativ simple din punct de vedere constructiv, dar care, pe lîngă o alegere judicioasă, mai necesită și o exploatare care trebuie să respecte cu rigurozitate indicațiile prevăzute de constructor în cartea tehnică a mașinii. Aceste cărți sînt elaborate de producător și cuprind indicații specifice, pe tipuri constructive de pompe. De regulă, ele sînt transmise beneficiarului odată cu pompa, iar respectarea prevederilor devine obligatorie chiar de la recepționarea pompei.

Experiența demonstrează că, de multe ori, cauzele unor defecțiuni importante, constatate în timpul exploatării, s-au datorat nerespectării sau neluării în considerare a unor indicații ce păreau lipsite de importanță la prima vedere. Un exemplu, frecvent întîlnit în exploatare, îl constituie neverificarea sensului de rotație al agregatului la pornire, avînd de multe ori ca rezultat distrugerea pompei, datorită deșurubării rotorului, sau neobținerea parametrilor energetici necesari.

Pentru evitarea unor astfel de situații, precum și din dorința de a oferi unui număr cât mai mare de persoane, care vin în contact cu pompele, posibilitatea de a-și însuși un bagaj de cunoștințe în acest domeniu, în cele ce urmează se prezintă regulile generale și recomandările ce stau la baza unei exploatări raționale a pompelor. Dar în paralel cu însușirea acestor reguli, pentru obținerea unor rezultate cât mai bune, este necesar ca personalul de exploatare să posede o calificare tehnică adecvată. Acest personal are următoarele atribuții: executarea operațiilor pregătitoare în vederea pornirii propriu-zise a pompei; supravegherea funcționării agregatelor; respectarea regimurilor de funcționare prescrise; efectuarea manevrelor și reglajelor necesare; sesizarea avariilor; notarea constatărilor făcute în timpul funcționării în carnetul de bord al utilajului; executarea operațiilor de întreținere; respectarea regulilor de protecția muncii.

3.1. Montarea pompei în instalație

De obicei schema de montare a pompei în instalație este concepută de proiectantul acesteia, astfel că traseul conductelor și dimensiunile acestora sînt precizate în documentația tehnică de execuție. Dar, pentru instalațiile hidraulice, există anumite condiții specifice, care de cele mai multe ori nu sînt precizate în documentație, fiind considerate ca reguli cunoscute de către

personalul care execută montajul. În mod obișnuit, pompele se livrează de către furnizor ambalate în lăzi închise sau stelaje, care le protejează de deteriorări în timpul transportului. Gurile de aspirație și refulare sînt acoperite cu capace de protecție, care împiedică pătrunderea corpurilor străine în interiorul pompei. Se recomandă ca, în măsura posibilităților, pompa să fie procurată la timpul oportun pentru montarea ei în instalație, evitîndu-se perioade prea lungi de depozitare sau stocaj. Dacă acest lucru nu este posibil, ea se va păstra ambalată, fără a i se îndepărta unsoarea de protecție. Dasamblarea se va face numai atunci cînd se începe montarea efectivă, iar capacele de protecție se vor înlătura numai în momentul racordării conductelor la flanșele de legătură. În situațiile în care pompa a fost depozitată o perioadă mai îndelungată (2—3 ani), înainte de montare se va face o verificare a aspectului pieselor principale și se va înlocui unsoarea rulmenților, atît la pompă cît și la motorul electric de antrenare.

3.1.1. Indicații privind așezarea pe fundație. Agregatele care sînt destinate să funcționeze în instalații stabile — stații de pompare, instalații tehnologice — se vor așeza pe fundații turnate din beton, care trebuie astfel dimensionate încît să poată prelua trepidațiile normale ce apar în timpul funcționării. Forma fundației este aceea a unui paralelipiped ale cărui margini ale suprafeței de așezare trebuie să le depășească pe cele ale plăcii de bază a agregatului cu aproximativ 80—120 mm.

La turnarea blocului de beton, în acesta se vor prevedea locașuri cu secțiunea de 100×100 mm și adîncimi corespunzătoare (250—500 mm), în care urmează să se introducă buloanele de fundație. Suprafata superioară a fundației se nivelează, după care se lasă să se întărească betonul; după întărire (cca. 6-8 zile de la turnare), se introduc buloanele de fundație și se fixează poziția acestora astfel încît să corespundă cu găurile de trecere din placa de bază, ținînd seama ca partea filetată să fie suficient de lungă pentru a permite strîngerea piulițelor de fixare. Apoi, în locașurile buloanelor se toarnă mortar de ciment în proporția: o parte ciment și trei părți nisip și se lasă să se întărească. După întărire, se așază agregatul pe fundație și se verifică orizontalitatea plăcii de bază cu ajutorul unei nivele cu bulă de aer, care se va așeza pe placa de bază în două direcții perpendiculare. Eventualele înclinări ale plăcii se corectează cu ajutorul penelor din oțel care se introduc sub placa de bază, cît mai aproape de buloanele de fundație. Se recomandă ca înălțimea spațiului rezultat ca urmare a introducerii penelor să nu depășească 50 mm. Operația următoare constă în verificarea stării de centrare a agregatului (conform cu indicațiile de la subcapitolul 3.1.2).

După această operație, în vederea rigidizării plăcii de bază, se toarnă lapte de ciment, prin găurile special prevăzute pentru acest scop în placă, și se verifică umplerea acesteia, care trebuie să fie cît mai uniformă, materialul ocupînd întregul volum disponibil.

După întărirea laptelui de ciment, piulițele buloanelor de fundație se strîng uniform — în cruce — și cu un efort moderat, după care se verifică din nou centrarea agregatului.

În fig. 3.1 este prezentată o secțiune prin fundația unei electropompe. În situațiile în care pompele sînt amplasate pe planșeul unei clădiri, fundația se va turna astfel ca axul său longitudinal să se suprapună pe una din grinzile de rezistență ale clădirii, sau să se sprijine la capete pe două grinzi transversale.

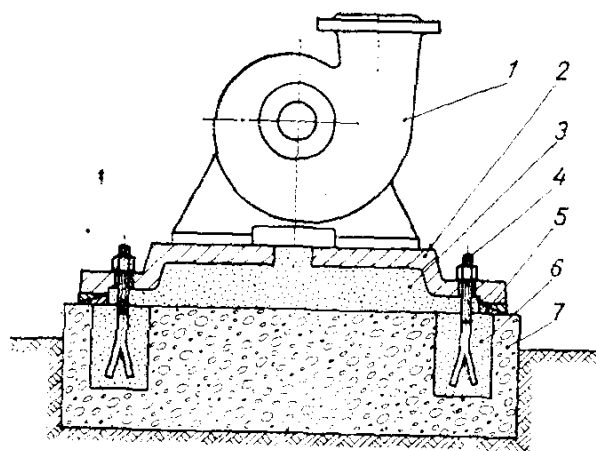


Fig. 3.1. Secțiune prin fundația unei pompe:

1 — pompă; 2 — placă de bază; 3 — lapte de ciment; 4 — bulon de fundație; 5 — adaosuri metalice; 6 — mortar de ciment; 7 — fundație.

Pompele, care sînt montate direct pe construcții metalice (rezervoare, chesoane), se vor amplasa în porțiunile cele mai rigide. Dacă acest lucru nu este posibil datorită construcției, atunci se vor executa lucrări speciale de rigidizare.

La pompele care urmează să vehiculeze lichide fierbinți, strîngerea buloanelor de fundație se va face ferm numai spre partea de antrenare a pompei. Spre partea opusă strîngerea se va face moderat astfel încît să permită mici deplasări datorate dilatărilor și contracțiilor.

Dimensiunile găurilor de trecere pentru buloane sînt suficient de largi pentru a prelua aceste deplasări.

3.1.2. Indicații privind centrarea agregatelor de pompare. Turația de funcționare a pompelor corespunde în majoritatea cazurilor cu turația nominală a motoarelor electrice sau a motoarelor termice curente, astfel încît transmiterea mișcării de antrenare se face de obicei prin cuplare directă. Pentru pompe de dimensiuni reduse, se utilizează construcția monobloc, la care rotorul pompei și cel al motorului electric sînt calate pe un arbore comun. Această soluție prezintă avantajul unui gabarit redus, al unei funcționări mai liniștite și, ceea ce este mai important, nu necesită operații de centrare în timpul exploatării. Dar cea mai răspîndită metodă utilizată pentru antrenarea pompelor constă în realizarea cuplării între arborele mașinii de antrenare și arborele pompei, prin intermediul unui cuplaj elastic. În acest fel șocurile provocate la pornire sau în timpul funcționării sînt preluate de elemente elastice din cauciuc care le amortizează, protejînd astfel arborele și lagărele pompei. Este de la sine înțeles că obținerea unei mișcări uniforme, liniștite, fără trepidatii, depinde de precizia coaxialității dintre arborele motor și arborele pompei.

Operația care are ca scop alinierea celor doi arbori se numește în limbaj uzual „centrare” și ea se execută inițial de către uzina constructoare, atunci cînd livrează pompele cuplate cu mașina de antrenare.

În timpul transportului însă, precum și în perioada de montare în instalație, la racordarea conductelor sau la strîngerea buloanelor de fundație, pot apărea anumite deformări care au ca efect descentrarea agregatului. De aceea, este necesar ca după montarea sa definitivă în instalație să se procedeze la verificarea centrării și, dacă este cazul, să se corecteze.

Verificarea stării de centrare se efectuează asupra cuplajului respectiv, folosind mai multe metode, dintre care cele mai uzuale sînt prezentate în

exemplele următoare. Astfel în fig. 3.2, 3.3, 3.4 și 3.5 se arată procedeul de verificare a centrării cu rigla și trusa de calibre.

Procedeul de verificare cu rigla este următorul: se așază rigla paralel cu axa celor doi arbori, astfel încât se sprijine pe generatoarele celor două semicuple; operația se efectuează în mai multe puncte de pe circumferința

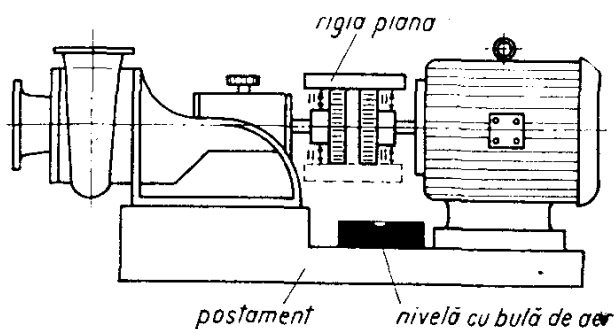


Fig. 3.2. Verificarea centrării cu rigla plană. Centrare corectă.

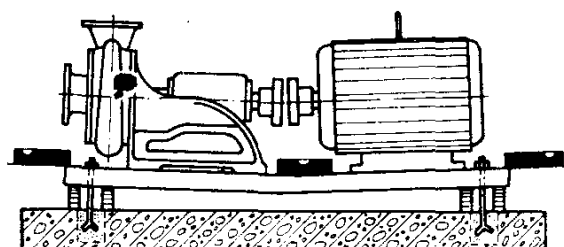
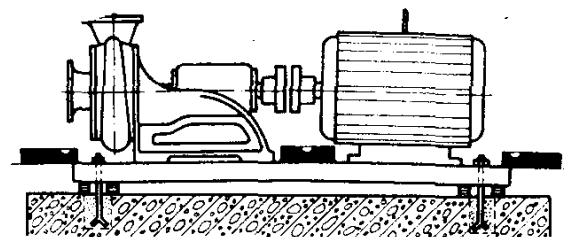


Fig. 3.3. Centrare defectuoasă.

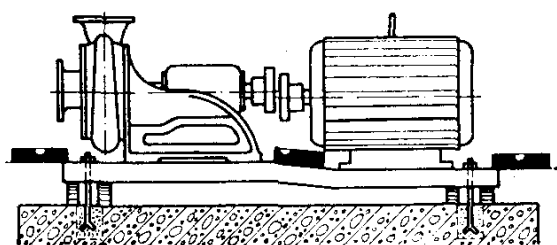


Fig. 3.4. Centrare defectuoasă.

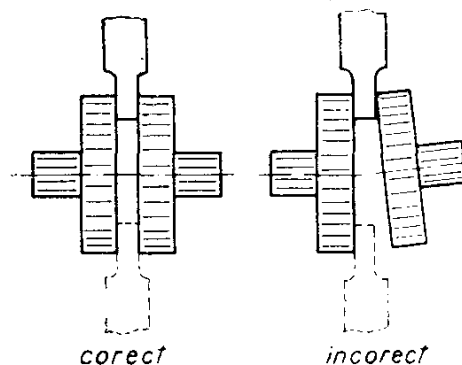


Fig. 3.5. Verificarea centrării unei cuplaj, cu trusa de calibre.

cuplajului, rotind cu mîna ansamblul (în prealabil se slăbesc șuruburile de strîngere a presetupei). Se consideră că centrarea este corectă, dacă rigla este în contact pe toată lungimea generatoarelor, în toate punctele circumferinței (fig. 3.2). Dacă situația se prezintă ca în fig. 3.3 sau 3.4, centrarea trebuie corectată. Corecția se face prin deplasarea corespunzătoare a pompei sau motorului — în sensul dorit — și prin introducerea de adaosuri metalice sub tălpile acestora. Șuruburile de fixare a pompei și motorului pe placa de bază se vor strînge numai după ce cuplajul este corect centrat. Concomitent cu verificarea efectuată cu rigla, se controlează și distanța dintre cele două semicuple, cu ajutorul trusei de calibre. Această distanță trebuie să fie egală pe toată circumferința cuplajului. Procedeul este prezentat în fig. 3.5.

După efectuarea operațiilor de centrare, rotind cuplajul cu mîna, se observă vizual dacă distanța dintre cele două suprafețe frontale ale semicuple-

lor este constantă pe toată circumferința. În caz contrar, se reface din nou centrăjul.

La pompele care vehiculează lichide fierbinți, centrarea se face în două etape: inițial se execută centrarea atunci când agregatul este rece, apoi se pornește pompa lăsînd-o să funcționeze pînă ce atinge temperatura de regim; se oprește agregatul și se verifică din nou centrarea. Este posibil ca aceasta să nu mai corespundă din cauza dilatărilor ne-uniforme, iar în acest caz se efectuează corecțiile necesare, cu multă atenție, agregatul fiind fierbinte.

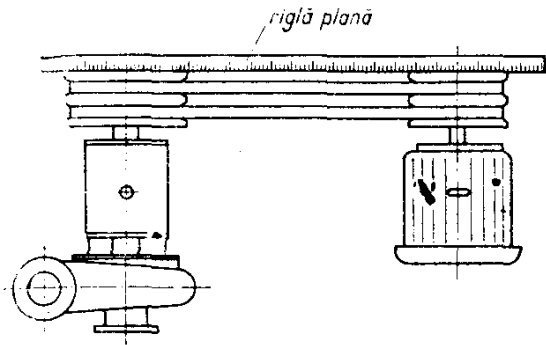


Fig. 3.6. Centrarea unei pompe antrenată prin transmisie cu curele.

În unele situații, turația de antrenare a pompei diferă de turația nominală a motorului, astfel că antrenarea se poate realiza printr-o transmisie cu curele sau printr-un grup reductor-multiplicator. La o transmisie prin curele, arborele pompei și cel al motorului trebuie să fie perfect

paraleli, iar roțile de curea trebuie să fie coplanare, așa cum este prezentat în fig. 3.6.

Verificarea coplanarității roților de curea se face cu ajutorul unei rigle plane, sau, pentru curele mai lungi, cu o sfoară bine întinsă. Centrarea se consideră corectă dacă rigla sau sfoara fac contact pe toată lungimea planului exterior al celor două roți. La acest gen de transmisii trebuie prevăzută totdeauna posibilitatea de întindere a curelelor. Acestea se întind astfel încît să nu patineze și totodată să nu solicite în mod inutil lagărele.

3.1.3. Indicații privind poziția și racordarea conductelor. După cum este cunoscut, pompa are misiunea de a prelua lichidul de la o sursă și a-l transporta la consumator. Transportul lichidului se face prin conducte, care, împreună cu pompa și armăturile respective, alcătuiesc instalația propriu-zisă.

Conducta care face legătura între sursa de lichid și orificiul de aspirație al pompei se numește „conductă de aspirație”, iar cea care face legătura între orificiul de refulare al pompei și consumator, „conductă de refulare”.

Conductele se racordează la pompe prin flanșe strînse cu șuruburi, și mai rar prin îmbinări filetate. Etanșarea îmbinării se realizează cu garnituri plate, confecționate din cauciuc sau marsit (klingherit).

Pentru toate pompele sînt valabile următoarele indicații generale privitoare la conducte:

— axele flanșelor conductelor trebuie să coincidă cu cele ale flanșelor la care se racordează, iar flanșele trebuie să fie paralele între ele. Prin aceasta se evită obturarea secțiunilor de trecere a lichidului și crearea de rezistențe hidraulice suplimentare;

— racordarea trebuie astfel realizată încît conductele să nu creeze solicitări mecanice în flanșele pompei. În acest scop, se vor folosi diverse elemente

de susținere, așa cum se arată în fig. 3.7; este absolut interzisă realizarea îmbinării prin strângerea forțată a șuruburilor flanșelor;

— la instalațiile la care lichidul vehiculat are temperatura ridicată, se vor lua măsuri pentru evitarea eforturilor ce ar putea lua naștere datorită dilatării conductelor.

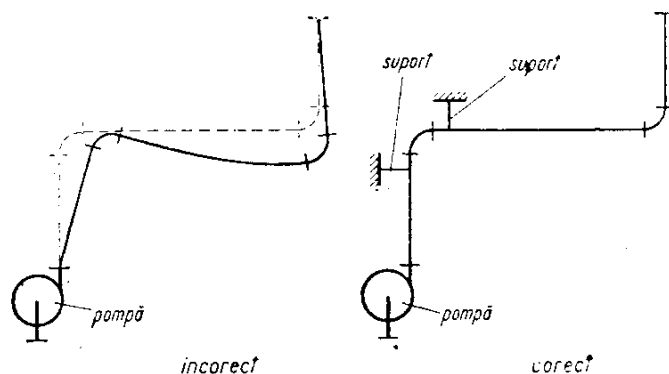


Fig. 3.7. Sustinerea conductelor.

În acest scop, acestea vor fi prevăzute cu compensatoare de dilatare și reazeme de alunecare. Totodată conductele fierbinți se vor izola termic, pentru a preveni accidentele prin arsuri ce ar putea avea loc la atingerea lor;

— traseul conductelor va fi ales cât mai judicios, astfel încât să permită accesul ușor la pompă în timpul funcționării;

— de câte ori este posibil, instalația va fi astfel concepută încât să permită demontarea pompei din instalație fără demontarea conductelor;

— modificările de direcție se vor realiza prin racordări largi, evitându-se coturile bruște;

— se vor evita montajele care permit formarea pungilor de aer;

— înainte de racordarea pompei, se va proceda la curățirea interioară a conductelor, prin spălare cu apă de la o altă sursă, eliminându-se astfel impuritățile rămase din timpul sudării.

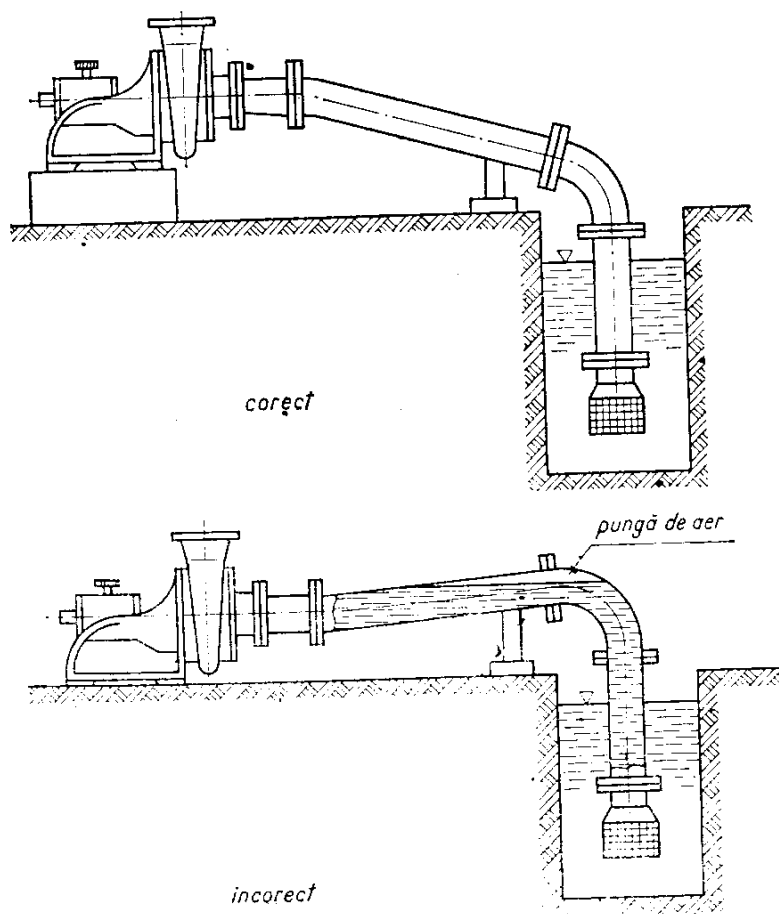


Fig. 3.8. Montarea conductei de aspirație.

3.1.3.1. Conducta de aspirație. Este recomandabil ca lungimea conductei de aspirație să fie cât mai redusă, cu scopul de a se micșora pierderile hidraulice. Pentru a se evita formarea pungilor de aer, porțiunea de conductă orizontală se va monta astfel încât să aibă o pantă continuă pînă la pompă (minimum 2‰).

În fig. 3.8, este prezentată schema de montare a unei conducte de aspirație.

Diametrul conductei de aspirație trebuie să fie cel puțin egal cu cel al orificiului de aspirație al pompei. În cazul unor diametre superioare, ra-

cordarea se va face printr-o reducție excentrică, așa cum este arătat în fig. 3.9.

Dacă prin construcție nu se poate evita formarea pungilor de aer, atunci în locurile cele mai de sus ale zonelor respective se vor monta robinți de aerisire. Este recomandabil să nu se monteze vane pe conducta de aspirație, deoarece acestea măresc pierderile hidraulice și totodată pot provoca dezamorsări ale pompei, datorită neetanșeităților. Vana se va monta numai în cazul în care pompa se găsește la un nivel inferior față de cel din rezervorul de aspirație, cu scopul de a permite demontarea pompei pentru revizie sau reparații.

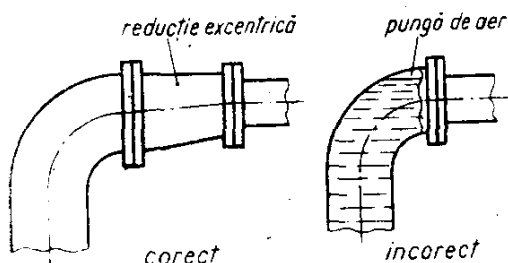


Fig. 3.9. Reducție de racordare.

Este interzisă utilizarea vanelor de aspirație pentru reglarea parametrilor pompei.

Este recomandabil ca fiecare pompă să aibă o conductă proprie de aspirație. Dacă această soluție nu se poate aplica, se va folosi atunci o conductă comună, dimensionată corespunzător, așa cum este arătat în fig. 3.10.

Dimensionarea conductei de aspirație se va face ținând cont că, pentru o funcționare a pompei în limitele unui randament acceptabil, este necesar ca viteza lichidului la intrarea în pompă să nu depășească valorile: 1 ... 1,2 m/s. În funcție de sistemul de amorsare, la capătul conductei de aspirație se montează un sorb cu clapetă sau numai un grătar simplu, destinat să împiedice pătrunderea impurităților în pompă.

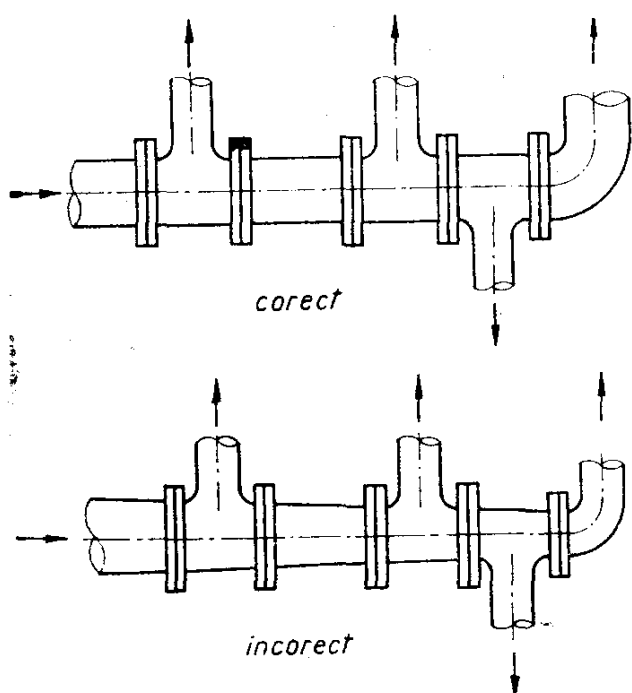


Fig. 3.10. Conductă de aspirație comună.

tează un sorb cu clapetă sau numai un grătar simplu, destinat să împiedice pătrunderea impurităților în pompă.

Pentru evitarea unor deranjamente de aspirație, la montarea sorbului, se vor respecta următoarele prevederi:

- distanța de la fundul bazinului de aspirație până la sorb, trebuie să fie de cel puțin 0,5 metri;
- distanța de la flanșa de racordare a sorbului până la suprafața lichidului, atunci când acesta atinge nivelul minim, trebuie să fie de cel puțin 0,5 metri;
- distanța de la axa sorbului până la peretele cel mai apropiat, trebuie să fie de cel puțin $2D$ (D fiind diametrul sorbului).

Aceste condiții sînt ilustrate schematic în fig. 3.11.

Dacă fundul bazinului de aspirație este nisipos, pentru a se evita pătrunderea în pompă a particulelor abrazive, antrenate de curentul creat de aspirație, sorbul se va instala într-o cuvă special construită, așa cum este prezentat în fig. 3.12.

Deoarece foarte multe deranjamente de amorsare se datoresc neetanșeității conductei de aspirație, este necesar să se acorde o grijă deosebită îmbinărilor acestora. În acest sens, este de preferat ca îmbinările să se facă prin

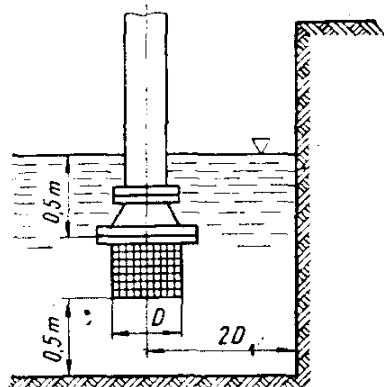


Fig. 3.11. Schema poziției sorbului.

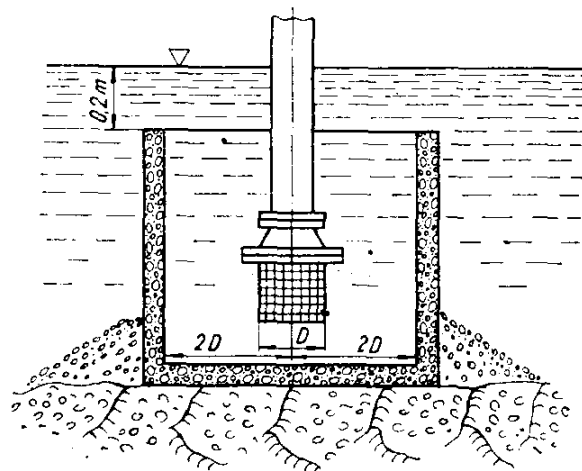


Fig. 3.12. Schema de montaj a unui sorb cu cuvă de protecție.

flanșe cu garnituri plate, moi, care asigură o etanșare superioară, în comparație cu îmbinările prin filet.

3.1.3.2. Conducta de refulare. Diametrul conductei de refulare trebuie să fie cel puțin egal cu cel al orificiului de refulare al pompei. În cazul utilizării unor conducte cu diametre superioare, îmbinarea se va realiza prin reducții concentrice, a căror conicitate nu va depăși raportul 1 : 10. Conducta de refulare trebuie dimensionată corespunzător, în funcție de presiunea maximă pe care o poate realiza pompa. Dacă lungimea verticală a conductei depășește 10 metri, se recomandă montarea unei clapete de reținere care protejează pompa împotriva șocurilor provocate prin întoarcerea lichidului, la oprirea pompei. Pe conducta de refulare este recomandabilă montarea unei vane care servește la pornirea pompei și la reglarea debitului în timpul funcționării. Conductele verticale vor fi rigidizate prin coliere de susținere montate în dreptul coturilor. La pompele volumice, unde presiunea poate atinge valori foarte ridicate, se va monta între conducta de refulare și cea de aspirație o supapă de siguranță (numai în cazul când pompa însăși nu este prevăzută cu o astfel de supapă). Supapa se va regla pentru presiunea de descărcare, astfel ca, în caz de depășire a valorii stabilite, ea să declanșeze și să pună în legătură conducta de refulare cu cea de aspirație, protejând prin aceasta atât pompa cât și instalația. Supapa de siguranță trebuie astfel aleasă încât să poată permite recircularea debitului maxim al pompei.

Deoarece în perioada de execuție a instalației, în interiorul conductelor se acumulează diverse impurități, rezultate din activitatea de șantier, pentru a se evita pătrunderea acestora în pompă, este necesar ca înainte de racordarea pompei să se procedeze la curățirea tuturor conductelor. Această curățire prezintă o importanță deosebită, mai ales la instalațiile deservite de pompe echipate cu etanșări mecanice, la care pătrunderea impurităților între inelele frontale poate provoca rizuri pe fețele aflate în contact ale acestora, conducând astfel la degradarea etanșării și pierderea etanșeității. Curățarea se poate realiza cu apă sub presiune preluată de la o pompă auxiliară.

La dimensionarea conductei de refulare, care uneori poate atinge lungimi importante, se va avea în vedere recomandarea ca suma tuturor pierderilor de sarcină să nu depășească 10% din înălțimea geodetică de refulare.

3.1.4. Indicații privind mașina de antrenare. Pompele primesc energia mecanică de antrenare de la diverse mașini de forță, a căror denumire provine de la cea a agenților energetici utilizați de acestea.

În prezent, pentru antrenarea pompelor, se folosesc următoarele mașini de forță: motorul electric, motorul termic, mașina cu abur și turbina cu abur. Pentru construcții cu caracter special se mai folosește turbina cu gaze, turbina hidraulică, motorul pneumatic și motorul eolian.

La alegerea mașinii de antrenare a unei pompe trebuie să se ia în considerare un număr de factori, a căror influență este determinantă pentru obținerea unei exploatare avantajoase. Din acest punct de vedere, la alegerea celei mai convenabile mașini pentru o situație dată, se vor analiza următorii factori:

- rentabilitatea instalației, ținând cont de balanța cheltuielilor inițiale și ale celor de exploatare;
- timpul diurn de funcționare a instalației;
- existența energiei de acționare disponibilă la fața locului — combustibili ușor de procurat, energie electrică, hidraulică etc.;
- gradul de siguranță necesar în funcționare — întreruperi accidentale, porniri rapide;
- posibilități de întreținere — cadre calificate;
- caracteristici specifice tipului constructiv al pompei, care pot determina mașina de antrenare fără a ține seama de ceilalți factori.

Analiza economică poate fi reprezentată într-o diagramă ca cea din fig. 3.13.

După cum se remarcă din diagramă, curbele cheltuielilor prezintă o pantă constantă, considerînd că prețul combustibilului sau al energiei consumate rămîne constant pe întreaga perioadă analizată. Salturile verticale reprezintă cheltuielile de întreținere, dobînzile și amortismentele.

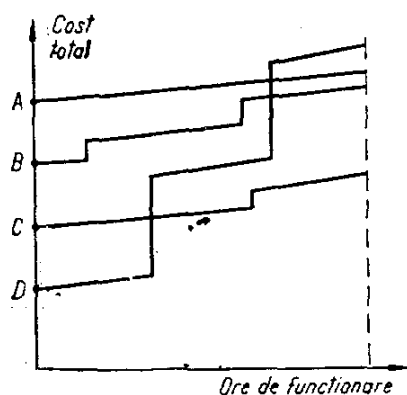


Fig. 3.13. Diagrama analizei cheltuielilor privind alegerea mașinii de antrenare.

Astfel, curba A reprezintă un cost inițial ridicat, avînd cheltuieli de combustibil și întreținere reduse. Curba B reprezintă un cost inițial ridicat, cheltuieli reduse pentru combustibil, dar întreținere scumpă. Curba C reprezintă un cost inițial mijlociu și cheltuieli mijlocii pentru combustibil și întreținere. Curba D reprezintă un cost inițial redus, dar ulterior cheltuieli ridicate pentru combustibil și întreținere.

Din diagramă, se mai observă că punctele de intersecție determină precis momentul din care o mașină de antrenare devine neeconomică, în comparație cu altele.

Dintre toate mașinile de antrenare utilizate în prezent, ponderea covârșitoare o reprezintă motoarele electrice, deoarece ele sînt mai economice din punct de vedere al costurilor inițiale și al cheltuielilor din perioada de exploatare.

Motoarele termice se folosesc de obicei în situațiile în care nu poate fi realizată alimentarea cu energie electrică, și din acest punct de vedere ele suplinesc cu succes motoarele electrice. Fiind surse de energie independentă, motoarele termice se utilizează cu precădere la agregatele de pompare, mobile, în special în agricultură, și ca grupuri de intervenții la stingeri de incendii, la evacuări de ape în perioade de inundații etc.

Pentru antrenarea pompelor, se folosesc atît motoare cu aprindere prin scînteie, alimentate cu benzină, cît și motoare cu aprindere prin compresie (diesel), alimentate cu motorină.

Alegerea tipului de motor se face pe baza unei analize tehnico-economice, ținînd cont de avantajele și dezavantajele pe care le prezintă fiecare construcție. Se știe că motoarele cu aprindere prin scînteie, în comparație cu cele cu aprindere prin compresie, prezintă avantaje ca: gabarite și greutatea reduse, puteri mari raportate la greutatea motorului, porniri ușoare, costuri inițiale mai reduse la puteri asemănătoare. Dezavantajele lor constau în: combustibil scump, uzuri mai rapide, pericol de incendiu sporit, puteri limitate. Datorită acestor caracteristici, motorul cu aprindere prin scînteie este folosit la antrenarea grupurilor de pompare mobile, ușor transportabile, a căror durată diurnă de funcționare este limitată.

Avantajele motoarelor cu aprindere prin compresie sînt: randament energetic superior, consum mic de combustibil, prețul combustibilului mai redus, întreținere ușoară, uzuri mai lente în timp. De aceea, motorul cu aprindere prin compresie se pretează a fi utilizat la antrenarea pompelor mari, alcătuind agregate fixe, cu timp de funcționare diurnă foarte mare sau chiar continuu. Deși au un cost inițial ridicat, cheltuielile globale sînt mai reduse cu $1/3$ sau $1/4$ față de cele ale unui motor cu benzină care antrenează aceeași pompă. Din acest punct de vedere, ele concurează cu succes instalații asemănătoare echipate cu motoare electrice.

Mașinile cu abur sau turbinele cu abur se folosesc la antrenarea pompelor în situațiile în care acest agent este disponibil la fața locului. Astfel, pompele cu piston cu acțiune directă, utilizate la alimentarea cazanelor de abur, folosesc pentru antrenare chiar o parte din aburul produs de cazanul respectiv. De asemenea, pompele centrifuge de înaltă presiune, folosite în centralele termice pentru alimentări de cazane, sînt antrenate de turbine cu abur, agent preluat chiar de la cazanele pe care le deservește. Aceste pompe sînt folosite de obicei ca pompe de rezervă care pot intra rapid în funcțiune în caz de întrerupere a curentului electric.

Motoarele cu aer comprimat au un domeniu limitat de utilizare, în ceea ce privește antrenarea pompelor, ele înlocuind motoarele electrice în instalațiile care funcționează în mediu exploziv — mine și rafinării.

Motoarele eoliene sînt rar folosite astăzi, deși în trecut au fost utilizate cu succes în agricultură. (În Olanda au adus servicii importante fiind puse să antreneze pompele de evacuare a apei din incintele îndiguite.) Funcționarea lor este legată de prezența și viteza vîntului, ceea ce le face improprii pentru antrenarea pompelor care au regimuri de funcționare diurnă mari sau continuu.

Din cele relatate mai sus rezultă că motorul electric este mașina de forță care întrunește majoritatea calităților necesare pentru antrenarea pompelor

și de aceea utilizarea lui în acest scop s-a impus pe plan mondial. Din acest motiv, este necesar ca atât proiectantul instalației cât și personalul de exploatare să posede suficiente cunoștințe în acest domeniu, astfel ca alegerea tipului de motor electric, montarea în instalație și exploatarea să corespundă cât mai complet scopului urmărit.

Curentul electric este de două feluri: continuu și alternativ. Curentul alternativ este un curent electric caracterizat de variația periodică a parametrilor săi. Prin denumirea de „perioadă”, notată cu simbolul T , se înțelege timpul după care un fenomen își repetă ciclul. Inversul perioadei se numește „frecvență”, notată cu f ($f = 1/T$).

Ca unitate de timp se ia în considerare secunda, deci frecvența va reprezenta numărul de perioade efectuate de variația curentului într-o secundă. În țara noastră, precum și în majoritatea țărilor europene, frecvența este normalizată la valoarea de 50 perioade/secundă (50 Hz). În S.U.A., Canada și alte țări ale continentului american, valoarea frecvenței este $f = 60$ Hz.

Rețelele de distribuție ale curentului electric sînt monofazice și trifazice. Cele monofazice sînt destinate alimentării diverselor aparate electrocasnice precum și iluminatului electric. Rețelele trifazice sînt destinate să alimenteze cu energie electrică de forță consumatorii industriali. Rețeaua monofazică furnizează curent electric la tensiunile de 120 V și 220 V. Tensiunile uzuale la rețeaua trifazică sînt de 220—380 V, pentru rețeaua de joasă tensiune, și 6 000—10 000—V, pentru rețeaua de înaltă tensiune. Puterea medie transmisă în decursul unei perioade a curentului alternativ monofazat se numește „putere activă” și se determină cu relația

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi, \quad (3.1)$$

în care U reprezintă valoarea efectivă a tensiunii;

I — valoarea efectivă a curentului;

φ — unghiul de defazaj dintre tensiune și curent.

Din formulă, se observă că P are valoarea maximă atunci cînd $\cos \varphi = 1$, deci $\varphi = 0$, respectiv atunci cînd tensiunea și curentul sînt în fază.

Termenul $\cos \varphi$ se numește „factor de putere” și reprezintă unul din cei mai importanți parametri ai instalațiilor electrice de forță. Prin urmare, rezultă că transmiterea unei anumite puteri electrice este cu atât mai economică cu cît valoarea factorului de putere este mai apropiată de cifra 1.

La rețeaua trifazată, consumatorii pot fi racordați în două moduri: în „stea” sau în „triunghi”.

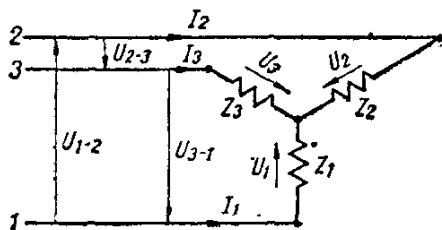


Fig. 3.14. Schema conexiunii în stea.

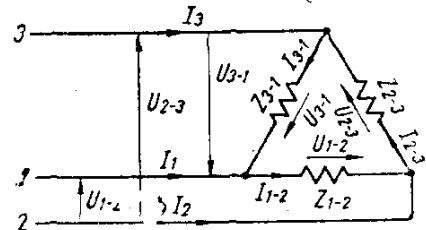


Fig. 3.15. Schema conexiunii în triunghi.

În fig. 3.14 și 3.15, sînt prezentate schemele celor două feluri de conexiuni.

Curenții de linie sînt curenții care circulă prin conductorii rețelei trifazice. Curenții de fază sînt curenții care circulă prin circuitul propriu al consumatorului.

Tensiuni de linie sînt tensiunile existente între două linii ale rețelei. Tensiuni de fază sînt tensiunile existente la bornele consumatorului.

Din schemele prezentate mai sus se pot determina următoarele relații:

$$\text{— la conexiunea în stea } \lambda \begin{cases} I_l = I_f \\ U_l = \sqrt{3} \cdot U_f \end{cases} \quad (3.2)$$

$$(3.3)$$

$$\text{— la conexiunea în triunghi } \triangle \begin{cases} I_l = \sqrt{3} \cdot I_f \\ U_l = U_f \end{cases} \quad (3.4)$$

$$(3.5)$$

Din cele relatate mai sus se observă că la conexiunea în stea, tensiunea de fază este mai mică decît cea de linie, iar la conexiunea în triunghi, curentul de fază este mai mic decît cel de linie.

Aceste proprietăți rezultate din cele două feluri de conexiuni servesc la racordarea convenabilă a consumatorilor, în funcție de caracteristicile specifice ale acestora.

Puterea activă absorbită de la o rețea trifazată nu depinde de modul cum este conectat consumatorul, iar valoarea ei se determină cu expresia

$$P = \sqrt{3} \cdot UI \cos \varphi \quad (3.6)$$

în care U și I reprezintă tensiunea și curentul de linie, ale căror valori sînt ușor măsurabile.

Puterea motorului de antrenare trebuie astfel aleasă încît să fie cel puțin egală cu cea absorbită de arborele pompei la regimul normal de funcționare.

Deoarece în exploatare pot interveni însă situații neprevăzute, datorită modificărilor condițiilor inițiale de funcționare, care pot provoca suprasarcini suplimentare, este recomandabil să se aleagă un motor cu o rezervă de putere care să poată satisface solicitarea suplimentară.

În tabelul 3.1, valabil pentru pompe centrifuge, sînt indicați coeficienții cu care trebuie multiplicată puterea absorbită de pompă, față de care se va alege motorul electric corespunzător.

Tabelul 3.1

Coeficienți de multiplicare a puterii absorbite de pompă, pentru alegerea motorului electric de antrenare

Puterea absorbită la arborele pompei la regimul nominal kW	Coeficient de multiplicare a puterii, funcție de variația înălțimii de refulare		
	H	$0,8 H$	$0,5 H$
0—3	1,25	1,50	1,80
3,5—7,5	1,18	1,40	1,60
8—37,5	1,15	1,35	1,45
38—75	1,12	1,30	1,40
peste 75	1,09	1,25	1,35

Motoarele electrice sînt realizate în diverse tipuri constructive, determinate de natura curentului electric utilizat. După acest criteriu, ele pot fi împărțite în următoarele categorii:

- motoare de curent continuu;
- motoare de curent alternativ monofazat;
- motoare sincrone de curent alternativ trifazat;
- motoare asincrone de curent alternativ trifazat.

În industrie, utilizarea motoarelor de curent continuu este limitată din cauza dificultăților de transmitere la distanță a energiei electromagnetice sub formă de curent continuu. De aceea, astfel de motoare și-au găsit utilitatea la antrenarea pompelor montate în instalații care dispun de acest gen de energie la fața locului: locomotive, nave.

La alegerea motoarelor de curent continuu trebuie să se țină seama de caracteristica lor de variație a turației în funcție de cuplu, deoarece, așa după cum se știe, variația turației are influențe asupra parametrilor energetici ai pompei.

Din electrotehnică se cunoaște că alura curbei de variație a turației în funcție de cuplu, la motorul cu excitație paralel, este diferită de cea a motorului cu excitație serie.

În fig. 3.16 sînt reprezentate diagramele de variație a turației, în funcție de cuplu, la cele două categorii de motoare.

Din figură se observă că, la motorul cu excitație paralel, variația turației este neînsemnată, iar aceasta se explică prin aceea că, la acest tip de motor, curentul de excitație se menține aproximativ constant. La motorul cu excitație serie, datorită faptului că curentul de excitație este egal cu curentul rotorului, variația turației în funcție de cuplu devine importantă și, prin urmare, trebuie să se țină seama de ea.

Din cele descrise mai sus rezultă că motoarele cu excitație paralel sînt preferate pentru antrenarea pompelor, deoarece pot asigura menținerea unei turații constante. Motoarele cu excitație serie sînt preferate ca motoare de tracțiune, fiindcă, la turații reduse, au valori mari ale cuplului, deci demaraje puternice. Motorul cu excitație serie nu trebuie lăsat să funcționeze în gol sau la sarcini reduse, deoarece așa cum

se vede din diagramă, turația crește foarte mult, ceea ce poate provoca defecțiuni mecanice datorită acțiunii forțelor centrifuge care ating valori importante.

Sensul de rotație al motoarelor de curent continuu este stabilit de fabrica constructoare în conformitate cu comanda beneficiarului. În exploatare, sensul poate fi inversat astfel:

- la motorul cu excitație paralel se inversează sensul curentului de excitație;
- la motorul cu excitație serie se inversează sensul curentului de alimentare a rotorului.

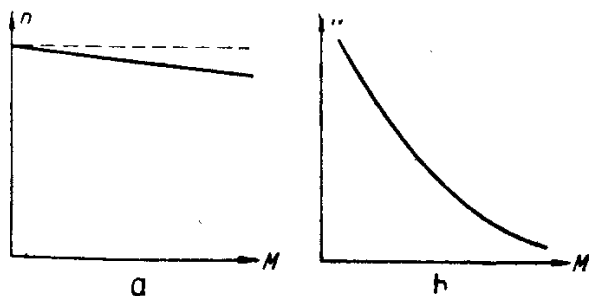


Fig. 3.16. Variația turației în funcție de cuplu, la motoare de curent continuu:

a — motor cu excitație în paralel; b — motor cu excitație serie.

În fig. 3.17 și 3.18 sînt prezentate schemele legăturilor pentru inversarea sensului de rotație la aceste categorii de motoare.

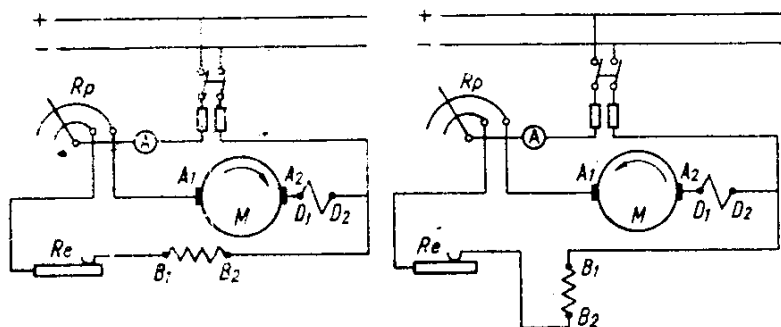


Fig. 3.17. Schema conexiunilor pentru inversarea sensului de rotație la motorul cu excitație paralel.

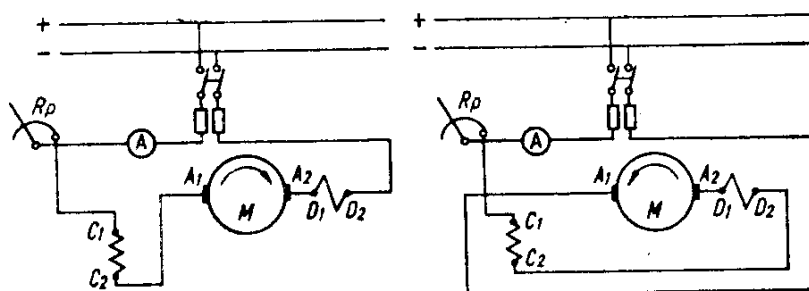


Fig. 3.18. Schema conexiunilor pentru inversarea sensului de rotație la motorul cu excitație serie.

Notațiile au următoarele semnificații:

A_1 și A_2 — începutul și sfîrșitul înfășurării rotorului;

B_1 și B_2 — începutul și sfîrșitul înfășurării de excitație paralel;

C_1 și C_2 — începutul și sfîrșitul înfășurării de excitație serie;

D_1 și D_2 — începutul și sfîrșitul polilor auxiliari;

R_p — reostat de pornire;

R_e — rezistență reglabilă a curentului de excitație.

Terminațiile capetelor de legătură se numesc borne și se găsesc pe o placă de borne prinsă de corpul motorului.

La motorul de curent continuu această placă are forma din fig. 3.19.

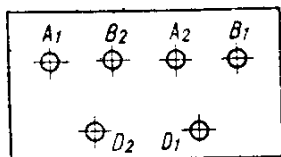


Fig. 3.19. Placa de borne a motorului de curent continuu.

Pornirea motoarelor de curent continuu prezintă unele dificultăți, deoarece curentul de pornire are o valoare foarte mare, ceea ce poate provoca încălzirea excesivă a bobinajului. Pentru evitarea unor astfel de situații, pornirea se face cu ajutorul unor reostate de pornire care introduc în circuit o rezistență-suplimentară ce limitează valoarea curentului. Înainte de a porni motorul, maneta reostatului se așază în poziția corespunzătoare rezistenței maxime, apoi se face contactul electric și, pe măsură ce

turația crește, se reduce treptat rezistența, astfel ca la atingerea turației de regim aceasta să devină nulă.

Dacă curentul de excitație are o valoare redusă, motorul se ambalează, turația crescînd vertiginos, ceea ce poate provoca deteriorarea acestuia. Ca măsură de protecție, pentru evitarea acestui fenomen, în circuitul de exci-

tație se introduce o rezistență reglabilă care permite să se obțină turația necesară.

La motoarele de puteri reduse, bobinajul este în general supradimensionat, de aceea ele pot fi pornite direct, fără folosirea rezistențelor reglabile.

Motoarele electrice de curent alternativ monofazat, denumite în limbaj uzual „motoare monofazice”, reprezintă o categorie de motoare mai rar utilizate în industrie, deoarece puterea lor este limitată, în general nedepășind 1 kW. Din acest motiv, ele și-au găsit o largă utilizare la acționarea unor mașini și aparate electrocasnice. În acest domeniu, ele sînt folosite la antrenarea unor pompe de grădinarit precum și a grupurilor hidrofoare de alimentare cu apă a gospodăriilor individuale, care nu sînt racordate la rețeaua publică de distribuție a apei. Din punct de vedere electric, montarea lor în instalație este foarte simplă, racordarea la rețea efectuîndu-se prin simpla introducerea a ștekerului în priza de curent. Deoarece aceste motoare se construiesc pentru tensiuni de 120 V și 220 V, la racordare se va verifica în prealabil corespondența dintre tensiunea rețelei și cea a motorului electric. Rotorul motorului electric monofazic este supus acțiunii a două cupluri egale dar de sens contrar, determinate de cîmpul magnetic al înfășurării monofazate. De aceea, atît timp cît rotorul se găsește în stare de repaus, cele două cupluri se anulează reciproc și mișcarea nu poate avea loc. Dacă se imprimă însă o mișcare de rotație într-un sens oarecare, atunci cuplul corespunzător sensului de rotație devine preponderent, astfel că rotorul se va roti datorită acțiunii cuplului rezultat. De aceea motoarele monofazice, pentru a putea fi pornite, au nevoie de un dispozitiv care să le asigure rotirea inițială în sensul dorit. Soluția constructivă ce se adoptă în acest sens constă în prevederea unei înfășurări auxiliare în stator, care este alimentată de un curent defazat față de cel din înfășurarea principală. Această defazare se obține cu ajutorul unui condensator de capacitate corespunzătoare. Prin urmare, la alegerea unui motor monofazic trebuie să se aibă în vedere că sensul său de rotație este stabilit de fabrica constructoare și el nu poate fi modificat în exploatare.

Motoarele electrice sincrone de curent alternativ trifazat sînt denumite astfel datorită faptului că turația rotorului este egală cu turația cîmpului magnetic rotitor produs de curentul ce trece prin înfășurările polilor respectivi ai statorului. Rotorul motorului sincron este alimentat cu un curent de excitație de la o sursă exterioară de curent continuu. Funcționarea acestui tip de motor este stabilă numai la turația de sincronism, deaceia el este utilizat cu precădere în situațiile în care este necesară menținerea unei turații absolut constante. La motoarele sincrone, variația curentului de excitație atrage după sine variația curentului absorbit de la rețea, astfel încît acesta poate fi defazat înainte sau înapoi față de tensiunea U . Această proprietate este folosită pentru îmbunătățirea factorului de putere, care poate atinge valoarea 1, deci transmiterea puterii devine economică. În practică, domeniul de utilizare al motoarelor sincrone se situează în zona puterilor mari, peste 300 kW, deoarece în zona puterilor mici, datorită complexității construcției față de cea a motoarelor asincrone, cheltuielile inițiale sînt mai ridicate, nefiind compensate de economia datorată factorului de putere. Cuplul activ al motorului sincron trebuie să fie mai mare decît cuplul rezistent al mașinii antrenate, deoarece nerespectarea acestei condiții face ca motorul să iasă din sincronism

și să se oprească. Pornirea motoarelor sincrone este dificilă, fiindcă rotorul trebuie adus inițial la o turație apropiată de cea a câmpului magnetic rotitor. Acest lucru se realizează de obicei prin două metode:

- antrenarea mecanică de către un alt motor de construcție asincronă;
- executarea unei înfășurări suplimentare, în colivie, asemănătoare cu cea de la motoarele asincrone și care servește numai la pornire.

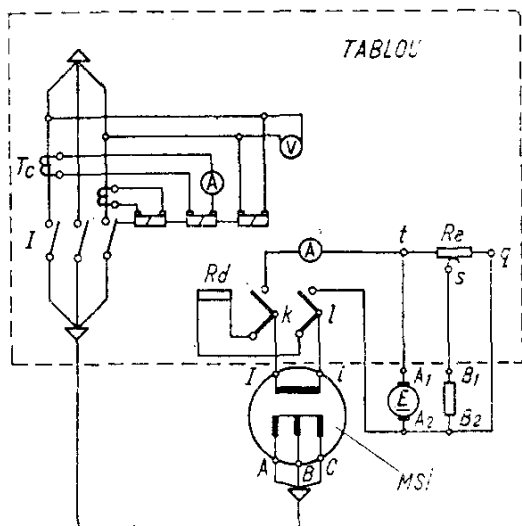


Fig. 3.20. Schema de pornire cu racordare directă la rețeaua de alimentare:

E — excitatoare; R_d — rezistență la descărcare; R_e — rezistență de excitație; T_c — transformator de curent; K — comutator.

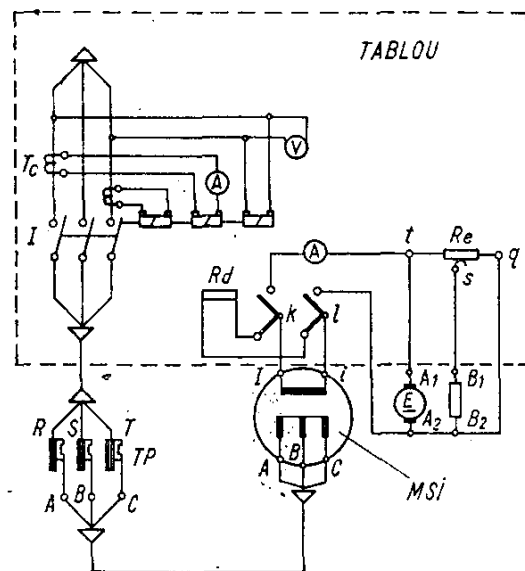


Fig. 3.21. Schema de pornire cu racordare prin autotransformator:

E — excitatoare, TP — autotransformator de pornire, R_e — rezistență de excitație, T_c — transformator de curent.

Schimbarea sensului de rotație poate fi obținută prin schimbarea a două faze din stator sau prin inversarea sensului curentului de excitație.

În fig. 3.20, 3.21 și 3.22 sînt prezentate cîteva exemple de conexiuni ale unui motor sincron tip MSI.

Motoarele asincrone sînt cele mai răspîndite motoare electrice utilizate în toate domeniile de acționare, iar acest lucru este explicabil prin faptul că

ele au o construcție extrem de simplă, sînt robuste, iar caracteristica lor funcțională poate satisface cele mai variate cerințe. Denumirea de „asincron” ilustrează modul lor de funcționare, care se caracterizează prin aceea că viteza de rotație a rotorului este diferită de cea a câmpului magnetic rotitor. Din punct de vedere constructiv, după modul de execuție al rotorului, aceste motoare se construiesc în două variante principale

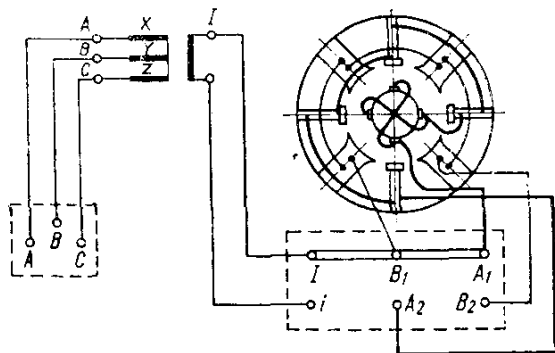


Fig. 3.22. Schema conexiunilor la placa de borne.

1. Motoare cu rotor „în colivie”, denumite și motoare în scurt-circuit.
2. Motoare cu rotor „bobinat”, denumite uzual motoare cu inele colectoare.

Prin noțiunea de alunecare se înțelege

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1}, \quad (3.7)$$

în care n_1 reprezintă turația cîmpului magnetic rotitor;
 n_2 — turația rotorului.

Valoarea alunecării se exprimă de obicei în procente și indică astfel reducerea turației rotorului în raport cu cea a cîmpului magnetic.

La motorul asincron, totdeauna $n_2 < n_1$, iar alunecarea crește proporțional cu sarcina.

La acest tip de motor, funcționarea este posibilă numai pînă la o anumită valoare a alunecării, corespunzătoare cuplului maxim. Dacă cuplul rezistent este mai mare decît cuplul maxim, alunecarea crește foarte mult, funcționarea devine instabilă și motorul are tendința să se oprească.

În fig. 3.23, este prezentată diagrama de variație a cuplului în funcție de alunecare.

Din diagramă se observă că la pornire, cînd $s = 1$, valoarea cuplului este redusă, iar pentru $s = 0$, corespunzător situației de sincronism, valoarea cuplului este nulă. Funcționarea este stabilă numai pe porțiunea $O-A$, adică în zona în care cuplul crește proporțional cu alunecarea, de aceea la alegerea motorului, se va avea în vedere ca valoarea cuplului nominal de funcționare să nu fie prea apropiată de cea a cuplului maxim. În acest fel, se vor putea evita deranjamentele provocate de suprasarcini temporare.

În mod practic, valoarea cuplului nominal se alege de 2 ... 5 ori mai mică decît cea a cuplului maxim.

La pornire, motorul asincron prezintă următoarele particularități de funcționare, care diferă de regimul nominal:

— Cuplul de pornire are o valoare redusă la turație redusă, deci pornirea se realizează într-o situație dezavantajoasă;

— Curentul absorbit la pornire are o valoare mult mai mare decît curentul nominal ($I_p = 4-7I_n$), ceea ce provoacă șocuri în rețeaua electrică de alimentare, șocuri ale căror efecte defavorabile sînt resimțite de ceilalți consumatori;

— Decalajul dintre tensiune și curent este mare, deci factor de putere redus.

Aceste dezavantaje sînt acceptate la motoarele în scurt-circuit de putere redusă, care solicită mai puțin rețeaua de alimentare și oferă în schimb posibilitatea unei cuplări simple, direct la rețea.

Orientativ, pornirea prin legare directă la rețea poate fi permisă dacă se realizează condiția

$$\frac{I_p}{I_n} \leq \frac{3}{4} + \frac{\text{puterea instalată}}{4 \times (\text{puterea motorului})}. \quad (3.8)$$

Pentru preîntîmpinarea neajunsurilor descrise mai sus, la pornirea motoarelor asincrone în scurt-circuit de puteri relativ mari, se utilizează diverse

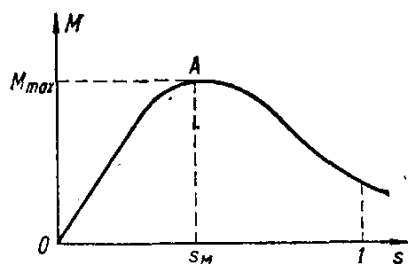


Fig. 3.23. Variația cuplului unui motor asincron, funcție de alunecare.

soluții al căror principiu se bazează pe reducerea curentului sau tensiunii de alimentare a statorului.

Metodele de pornire generalizate sînt următoarele:

- pornire prin racordare stea-triunghi $Y - \Delta$;
- pornire prin autotransformator;
- pornire cu bobine trifazate de inducție.

Schema legăturilor pentru pornirea în montaj stea-triunghi este prezentată în fig. 3.24.

Conform schemei, comutatorul conectează inițial înfășurările de fază în stea, iar după ce motorul a ajuns aproape de turația nominală, se efectuează, fără pauză, trecerea pe poziția triunghi.

Aplicînd relațiile determinate anterior pentru cele două moduri de conexiuni, se obține:

- pentru cuplarea în stea Y :

$$I_{lY} = I_{fY} = \frac{U_{lY}}{Z_k} = \frac{U_l}{\sqrt{3} \cdot Z_k}; \quad (3.9)$$

- pentru cuplarea în triunghi Δ :

$$I_{l\Delta} = \sqrt{3} \cdot I_{f\Delta} = \sqrt{3} \frac{U_l}{Z_k}, \quad (3.10)$$

în care I_l , I_f sînt curenții de linie, respectiv de fază;

U_l — tensiunea de linie (rețea);

Z_k — impedanța unei faze a înfășurării statorice.

Din cele două egalități, rezultă

$$Z_k = \frac{U_l}{\sqrt{3} \cdot I_{lY}} = \frac{\sqrt{3} \cdot U_{lY}}{I_{l\Delta}} \quad (3.11)$$

sau

$$I_{lY} = \frac{1}{3} \cdot I_{l\Delta} \quad (3.12)$$

Prin urmare, la conectarea motorului în stea, valoarea curentului este de trei ori mai redusă decît la conectarea în triunghi.

Pornirea prin conectare în sistemul stea-triunghi prezintă însă deza avantajul reducerii valorii cuplului de pornire, tot în aceeași proporție (1/3) deoarece acesta este proporțional cu pătratul tensiunii pe fază, la conexiunea în stea.

Pornirea prin utilizarea unui autotransformator este prezentată în schema din fig. 3.25.

Dacă se notează cu K_A raportul de transformare al autotransformatorului aplicînd relațiile stabilite în electrotehnică, se obțin următoarele rezultate

- valoarea curentului absorbit de la rețea este de K_A^2 mai mică decît la cuplarea directă;
- cuplul de pornire se reduce de K_A^2 ori față de cel realizat prin cuplare directă

Prin urmare, și prin această metodă, se obține un curent redus la pornire, dar dezavantajul întâlnit la conectarea stea-triunghi se păstrează deoarece cuplul de pornire este mai mic decât cuplul nominal, iar acest lucru trebuie avut în vedere la alegerea motorului.

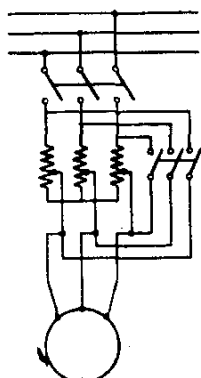


Fig. 3.25. Schema conexiunilor la pornirea cu autotransformator.

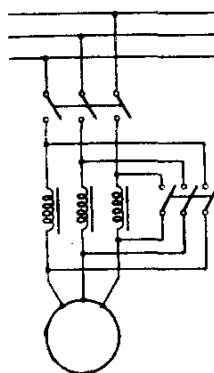


Fig. 3.26. Schema conexiunilor pentru pornirea cu bobină de inducție trifazată.

Pornirea motoarelor asincrone în scurt-circuit prin intermediul unei bobine de inducție trifazate are la bază același principiu de reducere a tensiunii în faza inițială. Schema acestei metode de conectare este prezentată în fig. 3.26.

Alimentarea motorului la acest montaj se face cu un curent mai redus, deoarece în interiorul bobinei are loc o cădere de tensiune. În paralel, se produce și o micșorare a cuplului de pornire, deci dezavantajul întâlnit la metodele anterioare se păstrează.

Pornirea motorului asincron cu inele colectoare se realizează cu ajutorul unui reostat de pornire care introduce în înfășurările de fază ale rotorului rezistențe reglabile, legate în serie cu acesta. Prin aceasta se reduce curentul de pornire, dar cuplul nu este afectat, deoarece, conform teoriei mașinilor asincrone, valoarea cuplului nu depinde de rezistența rotorului. Pe măsură ce motorul se accelerează, rezistențele se scurtcircuitează, iar la atingerea turației de regim, acestea se scot complet din circuit și periile sînt ridicate de pe colector, motorul funcționînd ca un motor în scurtcircuit.

Acest motor prezintă avantajul unui cuplu mare la pornire ceea ce îl recomandă să fie utilizat la acționarea mașinilor și mecanismelor la care cuplul rezistent atinge valori importante.

Motoarele asincrone au o turație practic constantă, deci convenabilă pentru antrenarea pompelor.

Din cele descrise anterior rezultă recomandarea ca pornirea pompelor să se efectueze la sarcini reduse, iar aceasta se poate obține prin manevrarea corespunzătoare a vanelor instalației, în funcție de tipul pompei utilizate. Schimbarea sensului de rotație a motorului poate fi obținută foarte simplu prin inversarea a două legături de la rețeaua de alimentare, ceea ce echivalează cu inversarea cîmpului învîrtitor statoric.

3.2. Punerea în funcțiune, supravegherea și întreținerea în perioada de exploatare

Punerea în funcțiune a unei instalații hidraulice poate fi definită ca fiind totalitatea operațiilor ce se execută în faza de trecere de la starea de repaus,

la cea de funcționare. Ea reprezintă pentru beneficiar momentul important în care instalația poate fi solicitată să satisfacă cerințele pentru care a fost concepută. Înainte de punerea în funcțiune, este absolut obligatoriu ca personalul de exploatare să studieze cu atenție și să-și însușească indicațiile cuprinse în instrucțiunile de exploatare ale fabricilor constructoare, emise pentru fiecare tip de pompă în parte și livrate împreună cu acestea. Verificările ce se efectuează înainte de pornirea propriu-zisă au ca scop să ofere garanția îndeplinirii tuturor condițiilor necesare unei funcționări corecte a instalației.

Aceste verificări, valabile în general pentru toate pompele industriale, se vor efectua în ordinea următoare:

- rotirea liberă (valabilă numai pentru pompele cu organe în mișcare de rotație);
- sensul de rotație (valabil numai pentru pompele cu organe în mișcare de rotație);
- sistemul de ungere;
- sistemul de etanșare;
- circuitele auxiliare;
- amorsarea.

Rotirea liberă este prima operație ce se execută înainte de pornirea pompei și are ca scop să verifice în ansamblu corectitudinea montajului pieselor rotitoare. Pentru aceasta, se slăbește strângerea presetupei și apoi se rotește cuplajul cu mâna. Rotirea trebuie să se facă ușor și continuu. Dacă pe anumite porțiuni se întâmpină rezistențe sau înțepeniri, se va verifica centrarea cuplajului. Prin această verificare, se previne pornirea unei pompe blocate din anumite motive, care, forțată, poate conduce la defectarea unor piese.

Operația se poate executa și la pompele de dimensiuni mari; pentru aceasta se apucă cuplajul cu ambele mâini, de către una sau două persoane și se rotește câteva ture. Mișcarea este posibilă deoarece frecarea în lagăre și în garniturile de etanșare este redusă.

Ca exemplu se prezintă următorul caz: o pompă verticală de adâncime, de tipul PAD, destinată hidrocentralei de la Porțile de Fier, avînd o lungime de 50 metri (alcătuită din tronsoane), fiind acționată printr-o transmisie rigidă, sprijinită pe lagăre de alunecare, a fost rotită de o singură persoană în două situații diferite: în poziție orizontală, la asamblarea pompei, și în poziție verticală, după ce pompa a fost montată în instalație. Efortul de rotire a fost moderat.

La pompele care funcționează în condiții atmosferice neprielnice, expuse pericolului de îngheț, operația de verificare a rotirii se va executa de fiecare dată cînd se pornește pompa. La aceste pompe, în perioada de iarnă, după fiecare oprire, se vor deșuruba dopurile prevăzute la partea inferioară a carcasei, cu scopul de a evacua apa din pompă și a preveni astfel înghețarea ei.

Sensul de rotație a pompei are o mare importanță asupra bunei funcționări a instalației, atît în ceea ce privește obținerea parametrilor energetici, cît și pentru prevenirea deteriorării agregatului. Este obligatoriu să se verifice dacă sensul de rotație al motorului de antrenare corespunde cu cel indicat de săgeata de sens a pompei. Această săgeată este așezată întotdeauna într-un loc ușor vizibil și este realizată fie direct din turnare, apărînd proeminentă pe piesa respectivă, fie sub forma unei plăcuțe prinsă cu nituri. Pentru a atrage mai ușor atenția, culoarea ei se deosebește de cea a pompei — se vopsește

în roșu, galben sau negru. Verificarea sensului de rotație se face numai la pompele antrenate de motoare electrice, deoarece acestea pot funcționa în ambele sensuri. Motoarele termice de forță, în afară de cele navale, au sensul determinat prin construcție, astfel că în exploatare el nu mai poate fi modificat.

Operația de verificare propriu-zisă se face pornind motorul înainte ca acesta să fie cuplat cu pompa. La pompele de dimensiuni mici și mijlocii, se poate porni motorul pentru o fracțiune de timp foarte scurtă (cu pompa cuplată), astfel încât să se poată observa tendința de rotire și sensul.

La pompele echipate cu garnituri moi din azbest grafitat, verificarea sensului se va face numai după ce în prealabil s-au slăbit șuruburile de strângere a presetupei. La pompele echipate cu etanșări mecanice, se va verifica înainte de pornire prezența lichidului de ungere-spălare, în spațiul destinat acestuia.

Este interzis a se proceda la verificarea sensului cu motorul cuplat, la pompele la care rotorul este fixat pe arbore prin înfiletare, deoarece o pornire în sens invers poate provoca deșurubarea sa și înțepenirea în carcasă. Această interdicție este totdeauna subliniată în instrucțiunile de exploatare (cartea tehnică a mașinii).

La aceste tipuri de pompe, pentru verificarea sensului, se procedează astfel: se decuplează în prealabil motorul, se verifică sensul la mersul în gol și se corectează dacă este cazul, se cuplează apoi din nou pompa și se verifică centrarea cuplajului.

Lagărele pompei sînt unse cu ulei sau cu unsoare consistentă. Înainte de pornire, se va verifica sistemul de ungere astfel: la pompele care au lagărele unse cu ulei, nivelul acestuia trebuie să se găsească în dreptul semnului de nivel prevăzut pe lagăr, de obicei un vizor transparent. Dacă pompa este echipată cu un ungător de nivel constant, se va verifica nivelul uleiului din paharul basculant.

La pompele la care ungerea se face cu unsoare consistentă, nu este necesar să se verifice gradul de ungere, deoarece lagărele cu rulmenți ale acestora sînt unse în timpul procesului de asamblare din uzină și livrate ca atare. Numai în cazul în care pompa a fost stocată pe o perioadă mai îndelungată, mai mult de un an, astfel încât calitățile unsoarii nu mai pot fi garantate, se vor demonta capacele rulmenților, se va îndepărta unsoarea veche și se va înlocui cu unsoare nouă. Aceeași operație se va executa și asupra motoarelor electrice care nu au funcționat o perioadă mai lungă.

Excluzînd unele construcții speciale, etanșarea arborelui pompelor industriale se realizează cu garnituri moi, sau cu etanșări mecanice. În această privință, înainte de pornire, se vor lua următoarele măsuri:

— la pompele echipate cu garnituri moi se vor strînge piulițele presetupei cît mai uniform cu putință. Strîngerea va fi moderată, fiind recomandabil a se efectua cu mîna liberă;

— la pompele echipate cu etanșare mecanică, se va verifica dacă în locașul presetupei există lichid de ungere-spălare.

Unele tipuri de pompe sînt prevăzute cu instalații auxiliare — de răcire, ungere, egalizare — al căror rol și funcționare trebuie bine cunoscut de personalul de exploatare.

În acest sens, înainte de pornire, se vor manevra robineții respectivi, în conformitate cu indicațiile prevăzute în instrucțiunile mașinii.

Cea mai importantă operație de care este condiționată buna funcționare a instalației o reprezintă verificarea stării de amorsare a pompei.

După cum s-a arătat în capitolul 1, pentru a putea transmite o cantitate oarecare de energie lichidului, organul de lucru al pompei — rotor, piston, paletă — trebuie să vină în contact cu acesta, realizând amorsarea propriu-zisă. Din acest punct de vedere, există două categorii de pompe:

- pompe care nu se pot amorsa singure (neautoamorsante);
- pompe care se amorsează singure, denumite autoamorsante sau auto-aspiratoare.

În general, toate pompele volumice, atât cele cu mișcare alternativă cât și cele cu mișcare de rotație, au calitatea de a fi autoamorsante.

Pompele centrifuge și axiale nu posedă această proprietate, ceea ce reprezintă marele lor dezavantaj.

Avînd în vedere importanța fenomenului de amorsare la punerea în funcțiune a pompelor, în continuare sînt prezentate cîteva procedee utilizate mai frecvent la diverse instalații:

a. *Procedeul amorsării prin „cădere” sau „înecare”*. Acesta constă în amplasarea pompei în instalație astfel ca nivelul lichidului din rezervorul de aspirație să fie situat la un nivel superior față de nivelul la care se găsește axa rotorului pompei. În acest fel lichidul ajunge la pompă datorită acțiunii forței de gravitație, asigurînd în mod permanent amorsarea acesteia. Diferența de nivel trebuie astfel aleasă încît să satisfacă $NPSH$ -ul necesar al pompei.

Schema de funcționare a unei astfel de instalații este prezentată în fig. 3.27.

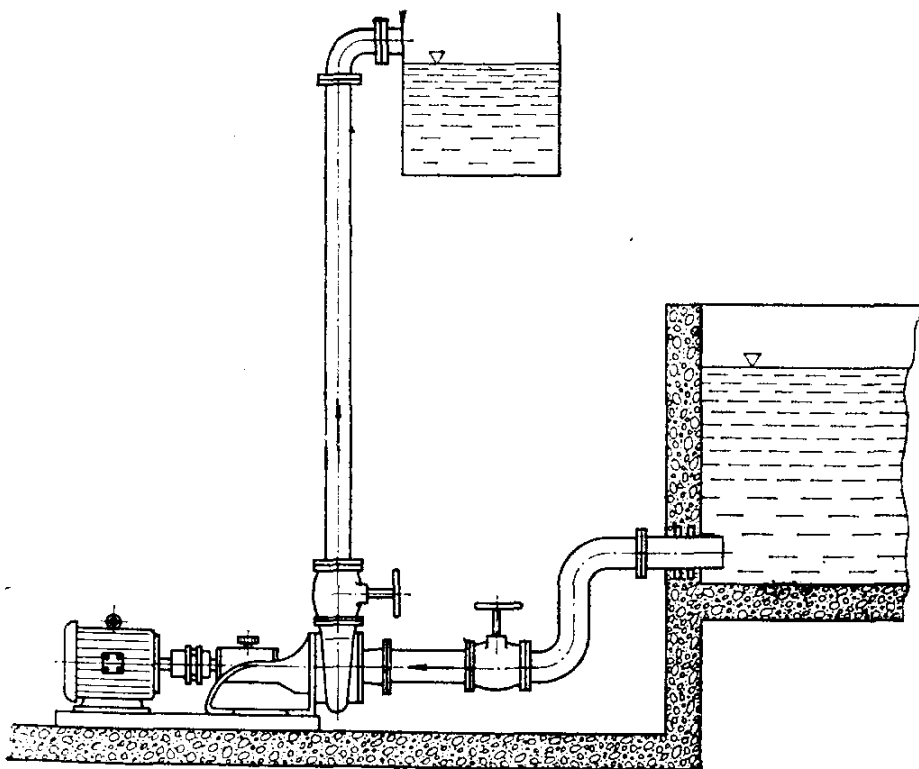


Fig. 3.27. Schema instalației de amorsare prin sistem gravitațional (prin cădere, sau înecare).

Acest procedeu prezintă dezavantajul că necesită execuția unei construcții speciale — coborîrea pompei sau ridicarea rezervorului de aspirație — scumpind costul instalației.

b. Procedul amorsării prin sorb cu clapetă. Soluția este ilustrată în fig. 3.28, din care se remarcă faptul că nivelul lichidului din rezervorul de aspirație este inferior nivelului axei rotorului pompei. Sistemul funcționează astfel: înainte de pornirea inițială, prin pîlnia de umplere, situată la partea superioară a pompei, se umple conducta de aspirație și pompa cu lichid care apasă asupra clapetei și o menține închisă. Pompa se consideră umplută atunci cînd lichidul ajunge la nivelul pîlniei, după care se înșurubează dopul de închidere.

La pornirea pompei, coloana de lichid fiind continuă, amorsarea poate avea loc, clapeta deschizîndu-se sub acțiunea curențului de lichid. După oprirea pompei din funcțiune, sensul curgerii se inversează, clapeta se închide și păstrează astfel coloana de lichid pentru o nouă amorsare.

Acest sistem presupune realizarea unei etanșeități perfecte a clapetei, care să asigure menținerea permanentă a coloanei de lichid în conducta de aspirație. Eventualele scăpări datorate stării necorespunzătoare a suprafeței de etanșare, care poate fi corodată, lovită sau zgîriată, conduc la golirea conductei de aspirație, avînd drept consecință neamorsarea pompei la pornirea următoare.

Această deficiență reprezintă dezavantajul principal al sistemului. Un alt dezavantaj, din punct de vedere hidraulic, îl constituie însăși clapeta, care introduce o rezistență suplimentară, ceea ce defavorizează caracteristica de aspirație a pompei.

c. Procedul de amorsare prin vid. Acesta se realizează cu ajutorul unei surse care poate crea în conducta de aspirație o depresiune.

Există diverse soluții de creare a vidului care-și găsesc aplicarea în funcție de caracterul instalației.

Pentru stațiile de pompare dotate cu un număr mare de pompe, sau pentru pompe de dimensiuni mari, este rentabil să se folosească o pompă de vid racordată la conducta de aspirație a pompelor.

În fig. 3.29 este prezentată schema acestui procedeu.

Funcționarea are loc astfel: se închide în prealabil vana de refulare, se deschide robinetul de vid de pe conducta de aspirație, urmărindu-se indicațiile vacumetrului. Cînd depresiunea atinge o valoare stabilă, determinată de înălțimea geodetică de aspirație, lichidul ajunge la nivelul prizei de vid și deci pompa poate fi amorsată. Se pornește pompa și se deschide treptat vana de refulare.

Acest sistem de amorsare este rațional, nu are dezavantajele întîlnite la sistemele anterioare, iar astăzi este utilizat din ce în ce mai mult, în special în stațiile de pompare.

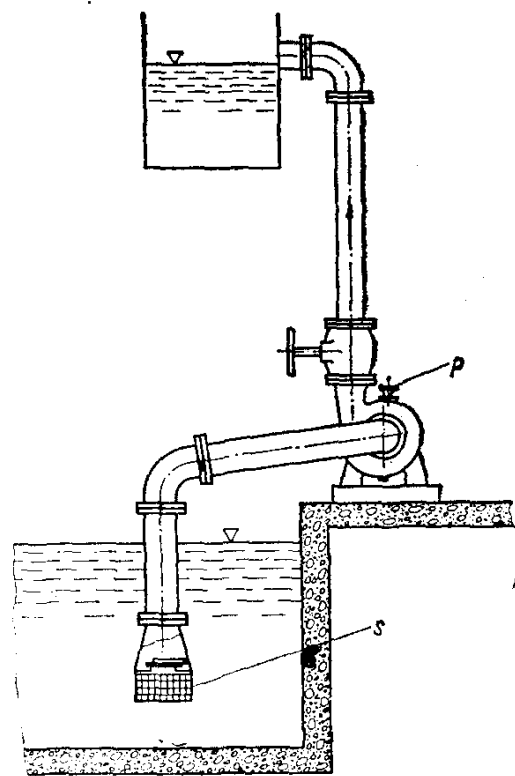


Fig. 3.28. Schema instalației de amorsare prin sorb cu clapetă:

p — pîlnie; *s* — sorb cu clapetă.

Utilizarea sistemului de amorsare prin vid, la pompele axiale, este condiționată de alura curbei caracteristice a puterii acestora, care așa după cum s-a mai arătat, crește pe măsura creșterii presiunii de refulare. De aici, rezultă

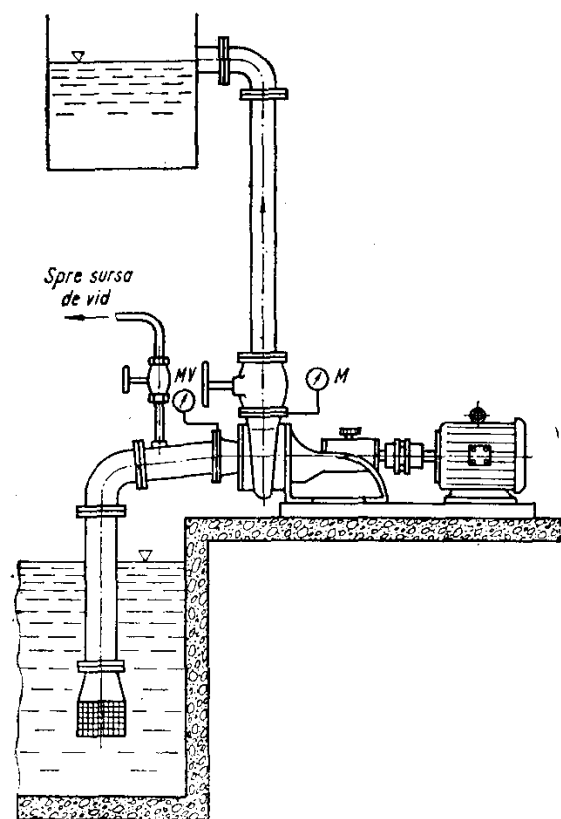


Fig. 3.29. Schema instalației de amorsare prin vid:

M — manometru. MV — manovacuummetru.

că pompele axiale nu pot fi pornite cu vana de refulare închisă, astfel că separarea conductei de refulare de cea de aspirație nu poate avea loc, iar crearea vidului în aceste condiții nu mai este posibilă. La aceste pompe nu se aplică nici procedeul de amorsare prin sorb și clapetă, deoarece conducta de aspirație are dimensiuni foarte mari și umplerea s-ar face într-un timp prea îndelungat. Din aceste motive, la stațiile de pompare echipate cu pompe axiale se utilizează exclusiv procedeul de amorsare prin înecare. Totuși la unele stații, situate la distanță mai mare de sursa de apă, amorsarea se face printr-o conductă sifon, care se umple tot cu ajutorul unei pompe de vid.

În afară de sistemele descrise mai sus, la anumite tipuri de pompe se utilizează diverse soluții constructive, bazate pe principii de funcționare diferite, astfel încât pompele devin autoamorsante. Folosirea acestor construcții este impusă în general de condiția de siguranță (agrega-

te de intervenții la stingerea incendiilor, pompe navale, procese tehnologice automatizate etc.). De obicei, randamentul lor este inferior față de cel al pompelor obișnuite.

Ca regulă generală, înainte de pornire, toate pompele autoamorsante trebuie umplute cu lichidul de lucru care realizează etanșarea interstițiilor și în același timp evită uzurile datorate frecării suprafețelor nelubrifiate. După efectuarea tuturor operațiilor pregătitoare în vederea punerii în funcțiune, se poate proceda la pornirea propriu-zisă a agregatului. Manevrele care se fac cu această ocazie trebuie să țină seama de tipul pompei, precum și de particularitățile constructive ale acesteia.

În cele ce urmează, se prezintă regulile valabile la pornirea principalelor categorii de pompe.

Pompe centrifuge

- Se închide complet vana de refulare, cu scopul de a obține un cuplu-rezistent minim, conform curbilor caracteristice ale pompelor centrifuge.
- Se deschide vana de pe conducta de aspirație, la instalațiile care sînt echipate cu astfel de vane.
- Se deschid robinetele circuitelor de răcire, ungere sau etanșare.
- Se pornește pompa, acționînd mașina de antrenare respectivă.

După atingerea turației de regim se urmărește indicația manometrului montat în flanșa de refulare a pompei; dacă acesta este stabil și indică o presiune superioară față de cea nominală, pompa este amorsată și se poate deschide vana de refulare.

Nu este nici un pericol dacă pompa funcționează o perioadă de timp limitată (1—2 minute) cu vana de refulare complet închisă, deoarece organele pompei sînt dimensionate să reziste la o presiune mai mare decît presiunea obținută în acest punct. Totuși pompa nu trebuie să funcționeze prea mult în acest regim, deoarece, datorită frecărilor cu organele pompei, lichidul se poate încălzi excesiv și poate atinge punctul de fierbere, ceea ce ar avea ca efect dezamorsarea pompei.

Dacă după pornire manometrul nu indică presiune în refulare, aceasta este un indiciu că pompa nu este amorsată. În această situație, se va opri pompa și se va verifica din nou starea de amorsare.

Dacă pornirea pompei s-a efectuat în condiții normale, în continuare, se va regla regimul de funcționare în scopul obținerii parametrilor doriți. În mod practic, la instalațiile curente se procedează astfel:

— Se deschide vana de refulare, urmărindu-se concomitent indicația manometrului pînă ce acul indicator se oprește în dreptul diviziunii corespunzătoare presiunii dorite. La o instalație calculată corect din punct de vedere hidraulic, această situație trebuie să coincidă cu deschiderea completă a vanei de refulare.

— Se urmărește funcționarea etanșării; presetupa cu garnituri moi se va strînge astfel încît să permită o picurare necesară răcirii și ungerii garniturilor.

— La pompele antrenate de motoare electrice se citește indicația ampermetrului, avîndu-se în vedere ca, la sarcina respectivă, să nu se depășească valoarea curentului nominal înscris pe plăcuța de caracteristici a motorului.

În exploatare, pot apărea situații diferite, în care pompa este pusă să funcționeze la alți parametri decît cei prevăzuți la contractare. Din acest punct de vedere, pompa centrifugă poate satisface un domeniu cu limite suficient de largi, dar se va ține seama că, în general, motoarele recomandate de fabrica constructoare nu satisfac caracteistica puterii absorbite pe toată lungimea curbei — procedeu rațional și economic — astfel că, la o anumită valoare a debitului, motorul devine supraîncărcat, iar funcționarea în asemenea regim trebuie evitată.

În marea lor majoritate, instalațiile nu sînt dotate cu debitmetre pentru măsurarea debitului vehiculat, iar acest lucru nici nu este necesar atîta timp cît cerințele beneficiarului sînt satisfăcute. Dacă se apreciază însă că debitul este nesatisfăcător, privind jetul de lichid la capătul conductei de refulare, atunci se poate improviza o măsurătoare cu ajutorul unui vas etalonat, de exemplu un butoi de capacitate cunoscută. Rezultatele măsurătorii sînt aproximative, dar ele pot oferi o imagine asupra ordinului de mărime a debitului, care, fiind comunicată producătorului în caz de reclamație, poate reprezenta pentru acesta o informație prețioasă. Se înțelege că astfel de măsurători se pot aplica numai la pompele cu debite mici și mijlocii, determinate de capacitatea vasului de măsură.

La pompele cu debite importante, se vor utiliza debitmetre adecvate, iar pentru alegerea metodei de măsurare și a tehnicii propriu-zise, se vor consulta manualele de specialitate.

Pentru oprirea pompei din funcțiune se va proceda astfel:

- Se închide vana de pe conducta de refulare.
- Se deconectează mașina de antrenare.
- Se închid robinetele circuitelor auxiliare. Dacă există pericol de îngheț se golește pompa.

Pompe axiale

- Se deschide complet vana de refulare.
- Se deschide vana de pe conducta de aspirație, dacă instalația o are prevăzută.
- Se deschid robinetele circuitului de alimentare cu lichid pentru ungerea lagărelor transmisiei.
- Se pornește pompa.
- După atingerea turației de regim, se va manevra vana de refulare pînă ce se obține presiunea dorită. Aici se va avea în vedere ca reglajul presiunii să se realizeze astfel încît să nu se depășească valoarea nominală contractată, care, în caz contrar, ar putea conduce la supraîncărcarea mașinii de antrenare.
- Se verifică strîngerea presetupei cu garnituri moi, astfel ca în funcționare să se asigure o scurgere sub formă de picături.
- Se urmăresc indicațiile aparatelor de control: manometre, vacummetre, debitmetre, ampermetre.

Deoarece pompele axiale nu pot fi pornite cu vana de refulare închisă, funcționarea lor fiind instabilă în zona debitelor reduse și a înălțimilor de pompare mai ridicate, instalația trebuie astfel concepută încît să nu creeze rezistențe importante la pornire. În acest sens, clapeta de reținere nu se va monta decît la capătul conductei de refulare, astfel încît pornirea să se facă cu conducta golită de apă.

Oprirea pompei din funcțiune se face astfel:

- Se deconectează mașina de antrenare.
- Se închid robinetii circuitelor auxiliare.
- Se deschide complet vana de refulare, dacă aceasta a fost închisă parțial în timpul funcționării.

Pompe volumice

Toate pompele volumice, indiferent de felul mișcării — prin rotație sau translație — se pornesc cu vana de refulare complet deschisă, deoarece, la aceste pompe, puterea consumată crește pe măsura creșterii presiunii de refulare. Prin urmare, pornirea lor are loc astfel:

- Se deschide vana de refulare.
- Se deschide vana de aspirație.
- Se deschid robinetii circuitelor de ungere și răcire.
- Se pornește pompa.
- După atingerea regimului nominal, cu ajutorul vanei de refulare se reglează valorile parametrilor solicitați.

Oprirea se face astfel:

- Vana de refulare rămânând deschisă, se deconectează mașina de antrenare.
- Se închid robinetii circuitelor auxiliare.
- Dacă există pericol de îngheț, se golește pompa.
- Vana de pe conducta de aspirație poate rămâne în poziție deschisă.

3.2.1. Supravegherea în timpul funcționării. Supravegherea agregatului în perioada de funcționare are scopul de a asigura exploatarea normală a acestuia și de a preveni producerea unor defecțiuni sau deranjamente datorate unor cauze accidentale.

Pe parcursul funcționării, se urmăresc următoarele elemente:

— Funcționarea liniștită a agregatului, care trebuie să aibă loc fără zgomote anormale sau vibrații puternice. Dacă regimul este silențios, aceasta este o indicație că montajul și centrajul au fost corect efectuate. La pompele al căror arbore este sprijinit pe lagăre cu rulmenți, se aude un uruit continuu, a cărui intensitate este în funcție de calitatea rulmenților. Acest zgomot nu este un indiciu de funcționare anormală. De regulă, astfel de pompe nu se montează în instalațiile clădirilor de locuit, deoarece zgomotul este supărător pentru locatari. În astfel de cazuri, se instalează pompe prevăzute cu lagăre de alunecare, a căror funcționare este mult mai silențioasă.

Vibrațiile și trepidațiile puternice sînt determinate în majoritatea cazurilor de un centraj defectuos.

Dacă în timpul funcționării apar zgomote puternice, sub formă de lovituri sau pocnituri, se oprește imediat pompa, se cercetează cauza, se înlătură defecțiunea și numai după aceea se poate porni din nou agregatul.

— Temperatura uleiului din lagărul pompei nu trebuie să depășească cu mai mult de 50°C, temperatura mediului ambiant. Pentru aceasta, se va urmări ca nivelul de ulei din lagăr să corespundă cu reperul marcat pe indicatorul de nivel. Dacă uleiul are un nivel mai redus, față de reper, se va completa cu ulei de aceeași calitate.

Este contraindicată funcționarea cu exces de ulei, deoarece aceasta provoacă un consum suplimentar de energie și, în același timp, conduce la o încălzire excesivă a uleiului, datorită frecării acestuia cu piesele aflate în rotație.

Dacă lagărele pompei sînt unse cu unsoare consistentă, completarea se va face periodic, în funcție de tipul pompei, tipul constructiv al rulmentului, precum și de mediul în care funcționează ansamblul. Intervalele de completare sau înlocuire totală a unsoarii sînt precizate în instrucțiunile de exploatare emise de către furnizor.

Temperatura de funcționare a rulmenților se verifică de obicei atingînd cu mîna porțiunile de lagăr din dreptul acestora. Orientativ se precizează că dacă mîna poate suporta cîteva secunde contactul cu părțile respective, fără senzație de arsură, încălzirea poate fi considerată normală (40—50°C). Verificarea se va face după cel puțin 1/2 oră de funcționare, deoarece în această perioadă de timp se poate aprecia că regimul termic s-a stabilizat. Dacă temperatura continuă să crească și după acest interval, atunci se va opri pompa, se va cerceta cauza și se va remedia. Temperatura diverselor părți ale corpului pompei poate fi măsurată cu precizie cu ajutorul termometrelor de suprafață, care ar fi recomandabil să existe în dotarea unei stații de pompare.

— Etanșarea arborelui la ieșirea din carcasă trebuie să asigure o funcționare fără pierderi abundente de lichid, la presetupele echipate cu garnituri moi, iar la cele echipate cu etanșări mecanice, să împiedece complet scăpările.

La etanșările moi, piulițele presetupelor, se strâng moderat, la început cu mîna liberă, astfel încît să permită o ușoară scurgere de lichid, sub formă de picături, necesară răcirii și ungerii garniturilor. O strîngere prea puternică are ca efect încălzirea excesivă a acestora, încălzire care se manifestă prin apariția unui fum negru în zona presetupeii, arderea inelelor respective și deteriorarea etanșării.

La pompele ale căror etanșări sînt prevăzute cu circuit exterior de răcire, spălare sau etanșare, robinetul care alimentează acest circuit se va regla astfel ca presiunea lichidului auxiliar să depășească cu 1—2 bar presiunea lichidului pompat.

În principiu, la pompele echipate cu etanșări mecanice, nu sînt admise scăpări de lichid. Dacă totuși se constată astfel de situații, se va opri pompa și se va verifica dacă montajul etanșării a fost executat în conformitate cu prescripțiile furnizorului.

— Aparatele de măsură și control trebuie observate în permanență, iar valorile parametrilor obținuți se notează în registrul de exploatare, la anumite intervale stabilite în funcție de caracterul instalației. Dacă indicațiile aparatelor sînt sub formă de pulsații sau oscilații, rezultă că regimul de pompare este neuniform, prin urmare trebuie depistată cauza și înlăturată.

La pompele volumice cu piston, după cum rezultă din principiul de funcționare, regimul debitării este pulsatoriu, dar pentru a proteja aparatele, acestea se vor racorda prin intermediul unor amortizoare de pulsații.

Corespunzător stadiului actual de dezvoltare a tehnicii, instalațiile mai importante sînt automatizate, astfel încît pompele pot funcționa și fără o supraveghere strictă din partea personalului. Astfel, instalațiile dotate cu pompe antrenate de motoare electrice se pretează în mod deosebit la automatizare, datorită ușurinței de transmitere electrică la distanță a comenzilor. Cel mai simplu dispozitiv de comandă electrică este contactorul electromagnetic, care are rolul de a asigura închiderea sau deschiderea circuitului electric de alimentare a motorului. Comanda automată a pompelor centrifuge este foarte ușor de realizat deoarece, spre deosebire de pompele volumice, între pompă și motor nu intervin cupluri rezistente care să se opună în mod brusc la pornire.

Avantajele principale ale automatizării pot fi rezumate astfel:

— Eliminarea posibilității efectuării de manevre greșite, în timpul funcționării, element care devine foarte important în special la agregatele de puteri mari.

— Protecția motorului este asigurată în mod automat în timpul cît agregatul se află în funcțiune.

— Economie de personal de supraveghere calificat.

În principiu, aparatele și dispozitivele de automatizare trebuie să semnalizeze și să întrerupă funcționarea pompelor în următoarele situații:

— dezamorsarea pompei;

— scăderea presiunii de refulare sub limita pentru care s-a reglat funcționarea;

— depășirea temperaturii uleiului din lagărul pompei, peste limita admisă;

- supraîncărcarea mașinii de antrenare;
- scăparea lichidelor toxice în exterior.

În practică, automatizarea instalațiilor de pompare, precum și procedeele folosite, se bazează pe principiul variației parametrilor energetici ai agregatului: depresiunea în conducta de aspirație, presiunea în conducta de refulare, debitul refulat, intensitatea curentului electric de alimentare, nivelele limită ale lichidului din rezervorul de aspirație sau refulare, temperatura lagărelor etc.

De obicei, variația nivelului este folosită pentru pornirea și oprirea agregatului, iar variația presiunii, temperaturii și intensității, pentru oprire în caz de avarii.

Soluțiile constructive bazate pe variația nivelului sînt cele care utilizează comanda prin flotor sau electrozi.

Flotorul este un corp plutitor ghidat pe un cablu vertical și care urmărește variația nivelului lichidului între două limite, una inferioară, alta superioară, care pot fi reglate după dorință. Cînd nivelul lichidului crește în rezervor, plutitorul (flotorul) se ridică odată cu acesta și cînd ajunge la limita superioară stabilește contactul electric și pornește pompa. Pe măsură ce nivelul lichidului scade, plutitorul coboară și, cînd atinge limita inferioară, întrerupe contactul electric.

În fig. 3.30, este prezentată schema acestui dispozitiv.

Comanda prin electrozi se realizează cu ajutorul a doi electrozi suspendați prin cabluri electrice izolate, la două nivele diferite ale lichidului, în rezervorul de aspirație. Acest sistem se bazează pe principiul conductibilității electrice a lichidelor impure și de aceea este utilizat cu precădere la automatizarea instalațiilor de pompare a apelor menajere și lichidelor ce conțin particule în suspensie.

În momentul contactului electrodului cu lichidul, se stabilește un curent de slabă intensitate, care, prin intermediul unui releu, este capabil să transmită comanda electrică de pornire sau oprire.

3.2.2. Deranjamente funcționale și metode de remediere. În perioada exploatării, la agregatele de pompare pot apărea anumite incidente funcționale care au ca efect un regim de lucru defectuos al instalației, sau chiar oprirea ei din funcțiune.

Defecțiunile ce se ivesc în funcționarea instalației îl nemulțumesc totdeauna pe beneficiar, iar practica confirmă tendința acestuia de a acuza pompa, deci furnizorul.

Pentru ca relațiile dintre beneficiar și furnizor să nu sufere datorită unor interpretări sau informații eronate, este bine să se precizeze cadrul acestor

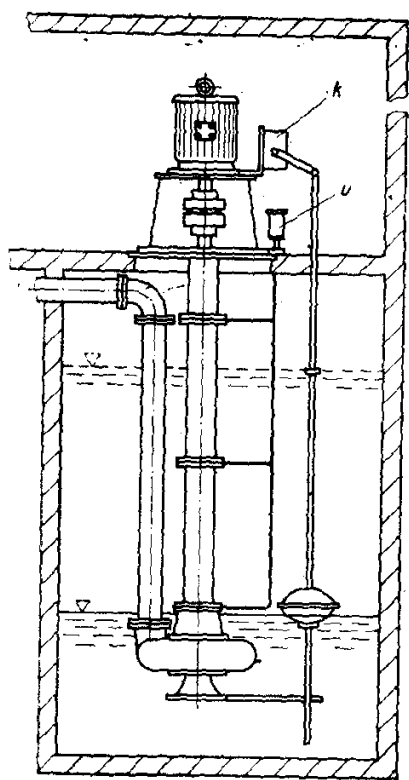


Fig. 3.30. Schema automatizării cu dispozitiv cu flotor:
K — comutator; U — ungător.

relații, privind principalele condiții de livrare a pompelor, care, în perioada actuală de dezvoltare tehnică, au un caracter de valabilitate acceptat de majoritatea furnizorilor de pompe, la nivel mondial. Astfel trebuie cunoscut că înainte de livrare, pompele sînt supuse unui control final în standurile de probă ale uzinelor executante, control care are ca scop să verifice comportarea pompei în funcționare precum și realizarea caracteristicilor hidraulice prevăzute în documentația tehnică. Pompele care sînt admise primesc un certificat de calitate emis de furnizor, care este înmînat beneficiarului odată cu livrarea pompei. Prin acest certificat se atestă faptul că uzina a livrat un produs care corespunde condițiilor stipulate în contractul încheiat cu beneficiarul.

În țara noastră, dealtfel ca și în multe alte țări, uzina furnizoare acordă anumite termene de garanție, în funcție de tipul constructiv al pompei, în cadrul cărora se obligă să remedieze sau să înlocuiască piesele defecte, datorate unor cauze imputabile executantului — defecte de material, defecte ascunse etc.

În general, termenele de garanție acordate de uzinele producătoare, pentru pompele de uz general, sînt de 6—12 luni de funcționare, dar ele nu depășesc 12—18 luni de la livrare.

Prin urmare, se recomandă ca, în cazul unor defecțiuni de funcționare, beneficiarul să verifice în prealabil dacă din punct de vedere al instalației au fost respectate cu strictețe toate condițiile prevăzute inițial și dacă au fost urmate indicațiile din instrucțiunile de exploatare ale produsului. Dacă după această verificare rezultatul este neconcludent, se va înștiința furnizorul, căruia i se vor transmite informații cît mai detaliate asupra situației existente. Dacă pe baza acestor informații specialiștii uzinei pot depista cauza defecțiunii, ei vor informa beneficiarul, recomandînd în același timp măsurile necesare în vederea remedierii. Dacă informațiile nu sînt suficiente, furnizorul are datoria de a trimite un delegat competent sau echipa de „service”, care va analiza situația la fața locului și va indica modul de remediere, care poate să privească pe beneficiar sau uzina constructoare. Rezultatele cercetărilor efectuate în prezența beneficiarului, precum și constatările, se consemnează într-un proces verbal. Dacă defecțiunea se produce după scurgerea termenului de garanție, furnizorul nu mai are obligații legale de remediere, cu excepția livrării contra cost a pieselor de schimb comandate de beneficiar. Totodată beneficiarul este nevoit să stabilească prin personalul său de exploatare, care trebuie să posede cunoștințele adecvate, cauzele defecțiunilor și să execute remedierile necesare cu mijloace proprii. Pentru a oferi personalului de exploatare posibilitatea de a depista operativ cauzele care conduc la funcționarea necorespunzătoare a instalațiilor hidraulice, în continuare se prezintă principalele defecțiuni ce se întîlnesc mai frecvent în exploatarea pompelor, precum și recomandări pentru remedierea acestora.

Deranjamentele ce apar într-o instalație pot fi împărțite în două categorii distincte:

- deranjamente privind pompa;
- deranjamente privind mașina de antrenare.

Deoarece natura deranjamentelor funcțional-hidraulice este comună pentru marea majoritate a diverselor categorii de pompe, ele pot fi grupate după aceleași criterii, fapt care prezintă avantajul unei depistări rapide a cauzei care le provoacă.

Indicațiile se referă în special la pompele centrifuge, deoarece acestea sînt cele mai răspîndite, particularitățile specifice anumitor tipuri de pompe fiind tratate separat.

A. POMPA

I. Pompa nu se amorsează

<i>Cauze</i>	<i>Remedieri</i>
a. Sorbul cu clapetă nu îndeplinește condiția de etanșeitate, astfel că umplerea pompei cu lichid nu mai poate fi asigurată.	a. Se demontează sorbul și se verifică starea suprafețelor de etanșare ale clapetei și ale sorbului. Dacă acestea prezintă urme de corodare, zgîrieturi sau lovituri, se vor remedia prin prelucrare sau șlefuire cu șmirghel fin, în funcție de mărimea, forma și adîncimea rizurilor. Se verifică dacă clapeta nu rămîne blocată în poziția „deschis”, datorită uzurilor articulației clapetei. Dacă se constată uzuri mai pronunțate, se vor înlocui piesele uzate.
b. Traseul conductei de aspirație de la sorb pînă la gura de aspirație a pompei nu este etanș.	b. Se verifică etanșeitatea conductei de aspirație, cu scopul de a preveni pătrunderea aerului în sistemul de aspirație prin eventuale fisuri sau pori. Această verificare este de obicei greu de realizat, din cauza poziției dificile a traseului conductei de aspirație (puțuri, rezervoare închise), astfel că în majoritatea cazurilor se poate verifica doar execuția îmbinărilor, strîngerea șuruburilor flanșelor, racordarea robinetilor și aparatelor de măsură (vacuummetre, manometre), strîngerea presetupei etc. Dacă accesul la conducta de aspirație este simplu, atunci aceasta se umple cu apă și se verifică dacă prezintă scurgeri. Lichidul se toarnă prin orificiul de umplere al pompei, iar nivelul său trebuie să depășească marginile acestuia. Dacă apar bule de aer, se continuă umplerea pînă ce acestea dispar.
c. La sistemul de amorsare prin instalație de vid nu se realizează vidul necesar amorsării.	c. Se pornește pompa de vid și se observă indicația vacuummetrului, care trebuie să arate o valoare de cel puțin $-0,6$ bar. Dacă vidul nu poate depăși o anumită limită, se închide robinetul de legătură dintre conducta de aspirație și instalația de vid,

se oprește funcționarea acesteia și se urmărește poziția acului vacuummetrului. Dacă se constată o reducere treptată a valorii vidului, rezultă că traseul de aspirație nu este etanș și deci trebuie verificat. Inițial se va verifica strângerea garniturilor presetupei pompei și ale celor de la tija vanei de refulare. Dacă și după aceste măsuri vacuummetrul continuă să indice o reducere a vidului, conducta de aspirație trebuie demontată și verificată separat pe tronsoane.

Dacă vidul se menține constant, dar sub limita minimă necesară, defecțiunea se datorește neetanșeităților sau uzurilor pompei de vid sau a instalației respective și în consecință acestea trebuie verificate.

- d. Valoarea $NPSH_{disp}$ este mai mică decât $NPSH_{nec}$.
- d. Din diverse motive, valoarea $NPSH_{disp}$ poate să difere față de cea prevăzută la contractare, astfel încât $NPSH_{nec}$ să nu mai poată fi satisfăcut și de aceea amorsarea nu mai poate fi realizată. Pentru depistarea acestei cauze se procedează astfel:
- se verifică dacă sita sorbului nu este înfundată și se elimină impuritățile din ochiurile sitei;
 - se verifică caracteristicile lichidului: temperatură, viscozitate, greutate specifică și se iau măsuri ca acestea să se încadreze în limitele valorilor avizate la contractare;
 - dacă nivelul minim al lichidului din rezervorul de aspirație este mai scăzut decât cel pentru care s-a avizat pompa, în funcție de situație, se vor lua măsuri pentru restabilirea condițiilor inițiale, sau dacă acest lucru nu este posibil, se va proceda la modificarea instalației în sensul creșterii valorii $NPSH_{disp}$. În acest scop se va acționa în special asupra înălțimii geodetice dintre nivelul lichidului din rezervorul de aspirație și axa sau planul rotorului pompei (vezi paragraful 2.2.1.5). Dacă condițiile existente nu pot fi schimbate, iar instalația este dificil de modificat, se va proceda la înlocuirea pompei cu o alta adecvată pentru noua situație. În multe cazuri, această soluție se dovedește a fi cea mai economică.

În practică se întâlnesc destul de des cazuri în care pompa se amorsează inițial, funcționează o perioadă, iar apoi se dezamorsează. Această defecțiune se manifestă prin oscilații ale debitului, care se transmit direct aparatelor de măsură (vacuumetre, manometre, ampermetre), regimul devine instabil, iar zgomotul uniform al pompei se modifică.

II. Pompa se dezamorsează

Cauze

Remedieri

- | | |
|---|--|
| <p>a. Debitul pompei este mai mare decât debitul de colectare în rezervorul de aspirație, astfel că la un moment dat sorbul rămîne descoperit, permițînd pătrunderea aerului în conducta de aspirație.</p> <p>b. Pătrunderea aerului în sistemul de aspirație, datorită unor cauze accidentale — fisuri, deteriorări ale garniturilor flanșelor, slăbiri ale strîngerii flanșelor etc. — provocate de trepidațiile agregatului.</p> <p>c. Creșterea înălțimii vacuummetrice de aspirație peste limita admisă de pompa respectivă.</p> | <p>a. Se verifică nivelul lichidului în rezervorul de aspirație și se iau măsuri ca acesta să nu scadă sub nivelul minim prevăzut inițial.</p> <p>b. Se verifică etanșeitarea îmbinărilor conductei de aspirație și se strîng șuruburile flanșelor.</p> <p>c. Se verifică dacă sita sorbului nu este înfundată și se înlătură impuritățile din ochiurile ei. Se verifică dacă indicația manometrului corespunde valorii presiunii pentru care a fost avizată pompa, manevrîndu-se vana de refulare pînă ce se obține presiunea nominală.</p> |
|---|--|

În funcție de alura curbei, la o reducere a presiunii de refulare corespunde o creștere a valorii debitului, ceea ce poate avea ca efect creșterea înălțimii de aspirație peste limita posibilităților pompei. Aceasta poate conduce la o funcționare în regim de cavitație sau chiar la dezamorsarea pompei.

Funcționarea în regim de cavitație intensă poate fi ușor depistată deoarece ea se manifestă printr-un zgomot caracteristic, provocat de intrarea aerului în sorb, pecum și prin formarea unei pîlnii de lichid în jurul conductei de aspirație.

Dacă pompa funcționează într-un regim de cavitație mai puțin intens, care corespunde unei zone din vecinătatea limitei de aspirație, de multe ori acest fenomen nu mai poate fi sesizat din exterior, iar efectele apar mai tîrziu sub formă de defecțiuni mecanice ale pieselor hidraulice ale pompei.

Dacă la demontarea pompei, cu ocazia reviziilor, se constată uzuri datorate cavitației, atunci se va interveni în sensul modificării instalației, astfel ca înălțimea de aspirație să se încadreze în limitele valorilor avizate. Dacă acest

lucru nu este posibil, nu se va mai folosi pompa deoarece ea se va distruge rapid. Soluția corectă constă în înlocuirea ei cu o alta adecvată condițiilor reale.

Dezamorsarea se mai poate produce și în situația în care, pe parcursul funcționării, temperatura lichidului crește, atingând valori la care începe să se producă vaporizarea lichidului.

Ca mijloc de remediere se recomandă intercalarea în circuitul instalației a unor răcitoare, care să mențină temperatura lichidului din rezervorul de aspirație în limitele prevăzute inițial.

Pompele volumice, pe baza principiului lor de funcționare, sînt toate pompe autoamorsante și de aceea ele prezintă rareori deranjamente de amor-sare. În general, înainte de pornire ele trebuie umplute cu lichid, cu scopul de a micșora uzura datorată frecărilor uscate și de a îmbunătăți etanșarea.

În situația în care o pompă de tip volumic nu poate fi amor-sată, cauzele prezentate la pompele centrifuge rămîn valabile, urmînd să se verifice în plus gradul de uzură al pieselor hidraulice. Dacă interstițiile au crescut datorită uzurii, etanșarea nu mai este corespunzătoare iar piesele în cauză trebuie înlocuite.

III. Pompa nu realizează debitul

Deranjamentele privind această caracteristică se constată atunci cînd debitul este nul sau insuficient.

De obicei, în majoritatea cazurilor instalațiile nu sînt prevăzute cu aparate pentru măsurat debitul, astfel că valoarea acestuia se apreciază vizual, observîndu-se variația nivelului lichidului în rezervorul de aspirație sau forma jetului la capătul conductei de refulare.

Astfel, dacă nivelul lichidului din rezervorul de aspirație crește în permanență, se deschide complet vana de refulare și se observă capătul conductei de refulare; jetul de lichid trebuie să fie plin, continuu, fără a conține bule de aer, de grosime egală cu diametrul interior al conductei de refulare. Dacă și într-o astfel de situație nivelul lichidului continuă să crească, rezultă că pompa nu poate satisface caracteristica instalației și deci a fost nepotrivit aleasă. Ea trebuie înlocuită cu o alta adecvată sau completată în paralel de o altă pompă suplimentară.

În cazul în care pe măsura deschiderii vanei de refulare apare un zgomot caracteristic de cavitație, se va închide din nou vana pînă la dispariția completă a zgomotului.

Dacă la capătul conductei de refulare debitul este nul sau insuficient (jetul este anemic, pulsatoriu, conține mult aer și are o grosime mult mai mică decît diametrul conductei), cauzele care pot provoca aceste deranjamente sînt următoarele:

Cauze

Remedieri

- a. Lipsa lichidului în a. Se verifică nivelul lichidului în rezervorul de aspirație și se iau măsuri ca sorbul să nu rămînă descoperit.

- b.* Amorsarea pompei *b.* Se verifică dacă pompa este amorsată (vana de refulare fiind închisă, manometrul trebuie să indice presiunea maximă. nu este realizată.
- c.* Vana de refulare a *c.* După amorsarea pompei se verifică vana de refulare fost uitată în poziția închis. și se deschide corespunzător necesităților.
- d.* Sita sorbului este *d.* Se verifică sorbul și se desfundă ochiurile sitei. înfundată cu suspensii.
- e.* Clapeta sorbului *e.* Se verifică funcționarea clapetei și se înlocuiesc este blocată în poziția închis, datorită uzurilor articulației sau lipirii de garnitura de cauciuc. piesele uzate și garnitura din cauciuc.
- f.* Sens de rotație în- *f.* Se verifică sensul de rotație a mașinii de antrenare versat. și se iau măsuri ca acesta să corespundă cu cel indicat de săgeata de sens a pompei.
- g.* Se găsesc pungi de *g.* Se verifică modul de execuție a traseului de aspirație; dacă acesta este astfel construit încât creează aer pe traseul de aspirație. posibilitatea formării unor pungi de aer, se va modifica instalația în conformitate cu recomandările referitoare la condițiile conductei de aspirație.
- h.* Turația nominală a *h.* Se verifică turația pompei cu ajutorul unui tahometru. pompei nu poate fi realizată datorită unor defecțiuni ale mașinii de antrenare sau sistemului de transmisie (de exemplu: patinarea curelei la o transmisie prin curea) La pompele antrenate prin cuplare directă, turația este identică cu cea a mașinii de antrenare, care are arborele prevăzut cu o gaură conică în care se introduce capătul prizei tahometrului. La acest sistem de cuplare, scăderea turației, dacă nu este provocată de o defecțiune a mașinii de antrenare, se datorește exclusiv suprasarcinii create de pompă. Ca remediu, se recomandă să se manevreze vana de refulare pînă ce manometrul indică o presiune apropiată de cea avizată la contractare. Prin aceasta, puterea absorbită la arborele pompei este readusă în limitele pe care le poate satisface mașina de antrenare. Dacă nici prin această operație nu se obține o reducere a sarcinii, rezultă că defecțiunea se datorește unor cauze mecanice (strîngere prea puternică a garniturilor presetupei, gripaje în lagăre, cuplaj descentrat etc.), care trebuie verificate și înlăturate. La pompele antrenate prin transmisii cu curele, se verifică atît turația motorului cît și cea a pompei, pentru a se constata diferența datorată alunecării curelelor. Valoarea turației măsurate a

pompei nu trebuie să depășească toleranța de ± 40 rot/min, față de cea avizată la contractare. Alune-carea curelelor poate fi datorată unei întinderi insuficiente, îmbâcsirii cu ulei a roților de curea, sau depășirii efortului pentru care a fost dimensionată transmisia. Ea se constată relativ ușor, deoarece se manifestă prin degajare de fum cu miros de ars, datorat încălzirii excesive a curelelor.

În vederea remedierii se iau următoarele măsuri:

- Se curăță de unsoare atât roțile de curea cât și curelele și se presară cu praf de talc sau sacîz. Dacă curelele sînt prea îmbâcsite se înlocuiesc cu altele noi.
- Se întind curelele moderat; o întindere prea puternică uzează lagărele în mod inutil.
- Se evită crearea de suprasarcini.

- | | |
|--|---|
| <p>i. Funcționare în regim intens de cavitație.</p> | <p>i. Funcționarea în regim intens de cavitație se manifestă prin zgomote caracteristice, asemănătoare cu cele provocate de o avalanșă de pietre sau de un fierăstrău circular. În această situație, pompa se va opri imediat, urmînd să se procedeze la înlăturarea cauzelor care generează funcționarea într-un astfel de regim: înălțime de aspirație ce depășește posibilitatea de aspirație a pompei, temperatura prea ridicată a lichidului, creșterea rezistențelor hidraulice de pe traseul de aspirație etc.</p> |
| <p>j. Uzuri pronunțate la rotoare și la birinți.</p> | <p>j. Dacă pompa este construită din materiale normale, dar funcționează cu lichide care au în suspensie particule abrazive, uzurile vor fi mult mai rapide, în special la rotor și inelele labirint, ceea ce conduce la creșterea cantității de lichid ce trece din camera de refulare către aspirație. Prin aceasta, debitul total de lichid se micșorează apreciabil. Ca remediu, se recomandă înlocuirea pieselor uzate cu altele din materiale adecvate, rezistente la abraziune.</p> |
| <p>k. Caracteristicile lichidului diferă față de cele avizate.</p> | <p>k. Dacă lichidul vehiculat diferă prin caracteristicile sale, față de cele avizate de furnizor, de exemplu: viscozitate mai mare, debitul se va reduce în mod corespunzător. În această situație, dacă noile caracteristici nu sînt satisfăcătoare, singura soluție constă în înlocuirea pompei cu alta, adecvată lichidului vehiculat.</p> |

La pompele volumice cauzele defecțiunilor sînt în principiu aceleași, în plus însă, la anumite categorii prevăzute cu supape de siguranță pentru limitarea presiunii, reducerea debitului poate avea drept cauză chiar funcționarea defectuoasă a supapei. Astfel dacă supapa rămîne blocată în poziția deschis, o mare parte a debitului este recirculată între refulare și aspirație, iar debitul total de lichid este mult redus.

Ca remediu, se recomandă, înainte de alte măsuri, verificarea funcționării supapei, reglarea corespunzătoare în funcție de presiunea de declanșare și asigurarea reglajului efectuat prin sigilare sau inscripționare care să atragă atenția.

IV. Pompa nu realizează înălțimea de refulare

Defecțiunile privind înălțimea de refulare se constată simplu, citind indicațiile manometrului racordat la orificiul de refulare al pompei. Acesta trebuie să indice o valoare apropiată de cea avizată la contractare.

Cauzele defecțiunilor care determină nerealizarea debitului, sînt valabile și pentru înălțimea de refulare.

Astfel, *dacă manometrul nu indică nici un fel de presiune, cînd vana de refulare este complet închisă*, cauzele pot fi:

Cauze

Remedieri

- | | |
|--|---|
| <p>a. Lipsa lichidului în rezervorul de aspirație.</p> <p>b. Amorsarea pompei nu este realizată.</p> <p>c. Sita sorbului este complet înfundată.</p> <p>d. Clapeta sorbului blocată în poziția închis.</p> | <p>a. Se verifică nivelul lichidului și se iau măsuri corespunzătoare.</p> <p>b. Se aplică măsurile descrise la capitolul privind defecțiunile de amorsare.</p> <p>c. Se desfundă sita sorbului.</p> <p>d. Se verifică clapeta și se deblochează.</p> |
|--|---|

Dacă vana de refulare este complet închisă, iar manometrul indică o presiune redusă, cauzele pot fi:

Cauze

Remedieri

- | | |
|---|---|
| <p>a. Sens de rotație inversat.</p> <p>b. Turația pompei este apreciabil mai redusă față de valoarea nominală.</p> <p>c. Pungi de aer neeliminate pe traseul conductei de aspirație.</p> <p>d. Funcționare în regim de cavitație.</p> <p>e. Uzuri pronunțate ale pieselor hidraulice.</p> | <p>a. Se verifică sensul și se corelează cu cel indicat de săgeata de sens a pompei.</p> <p>b. Se măsoară turația pompei și dacă se constată abateri față de cea nominală, se iau măsuri de remediere conform indicațiilor arătate la capitolul privind turația.</p> <p>c. Se deschid robinetii sau dopurile plasate în „cocoașele” instalației. Acestea se închid numai după ce jetul de lichid nu mai conține bule de aer.</p> <p>d. Se aplică măsurile indicate la capitolul care tratează cavitația.</p> <p>e. Se înlocuiesc piesele uzate.</p> |
|---|---|

- f. Caracteristicile lichidului, în special greutatea specifică și viscozitatea, sînt diferite față de cele prevăzute inițial.
- f. Se verifică caracteristicile lichidului și se corectează pe cît posibil.

B. MAȘINA DE ANTRENARE

În timpul exploatării, pot surveni unele deranjamente ale mașinii de antrenare care determină o funcționare necorespunzătoare a întregului agregat.

Avînd în vedere că antrenarea pompelor se realizează în marea majoritate a cazurilor de către motoare electrice, deranjamentele descrise în continuare se referă mai ales la aceste tipuri de mașini.

I. Motorul nu poate fi pornit

- | <i>Cauze</i> | <i>Remedieri</i> |
|--|---|
| a. Linia de alimentare este lipsită de tensiune. | a. Se verifică dacă linia de alimentare se găsește efectiv sub tensiune; verificarea se face la bornele motorului electric cu ajutorul unei lămpi de control. Dacă aceasta nu se aprinde se va interveni la postul de alimentare |
| b. Conexiunile sînt greșit executate | b. Se verifică dacă conexiunile executate corespund cu bobinajul motorului electric. Dacă acestea sînt greșite, de exemplu: tensiunea rețelei este $3 \times 380V$ și tensiunea nominală a bobinajului statoric indicată pe placă este $380Y$ sau $380/220$, iar conexiunea se realizează în triunghi Δ , atunci după cum se știe, puterea și curentul cresc de trei ori, bobinajul se supraîncălzește și se poate deteriora. Dacă la aceeași tensiune a rețelei, tensiunea bobinajului indicată pe placă este 380Δ sau $380/660$, iar conexiunea se realizează în stea Y , atît timp cît puterea absorbită nu depășește puterea motorului corespunzătoare conexiunii în stea (care este mai mică de trei ori), funcționarea decurge normal. În cazul în care $P > P_Y$ motorul nu pornește, iar bobinajul se supraîncălzește. |
| c. Legăturile borne- lor sînt slăbite sau murdare. | c. Se verifică starea contactelor la legarea bornelor. Dacă acestea sînt murdare, se curăță de praf și unsoare, iar piulițele se vor strînge ferm, cu chei adecvate (nu cu cleștele patent). |
| d. Întreruperi într-una din înfășurările statorului. | d. La motoarele trifazice se verifică dacă toate fazele sînt sub tensiune. În cazul cînd una din faze nu este alimentată, la efectuarea contactului se aude |

„un zgomot de intensitate medie, de forma unui bîzîit“, care încetează la întreruperea contactului. În practică, se spune că motorul electric este în „două faze“, iar deranjamentul poate fi datorat lipsei de tensiune într-una din fazele liniei de alimentare, sau unei întreruperi accidentale într-o înfășurare a statorului. În acest din urmă caz, motorul electric trebuie trimis la atelierul de reparație.

La sesizarea zgomotului caracteristic de alimentare în două faze, contactul trebuie întrerupt imediat, deoarece, în caz contrar, bobinajul se va arde.

- e. Contacte murdare sau perii uzate, la motoarele cu colector. La motoarele cu colector, se verifică starea contactelor periilor pe inelele colectoare. Contactele murdare se curăță de praf și unsoare, apoi se șterg cu o cârpă curată, pentru a îndepărta impuritățile. Periiile uzate se înlocuiesc.
- f. Scurtcircuit în înfășurările rotorului, la motoarele cu colector. Se verifică starea bobinajului rotorului, la motoarele cu colector, iar dacă acesta este întrerupt, se trimite la atelierul de reparații.
- g. Valoarea rezistenței reostatului de pornire nu este adecvată. Se verifică poziția manetei reostatului de pornire, la motoarele care sînt pornite cu ajutorul acestui dispozitiv. Maneta trebuie să se găsească în poziția corespunzătoare unei rezistențe de valoare maximă. Caracteristicile reostatului ales trebuie să fie adecvate pentru motorul respectiv, deoarece la o rezistență de valoare mare, curentul de pornire, respectiv cuplul, sînt mult reduse, iar motorul nu mai poate porni.
- h. Momentul rezistent depășește valoarea cuplului de pornire a motorului electric. Pentru a obține o pornire normală, cuplul rezistent trebuie să fie mai mic decît cuplul de pornire al motorului electric. Dacă rezistențele mecanice sînt prea mari, ele pot fi provocate de următoarele cauze:
 - Strîngerea prea puternică a garniturilor pompei; se remediază prin deșurubarea piulițelor de strîngere cu cîteva ture;
 - Lagăre gripate, rulmenți blocați; se verifică montajul iar piesele defecte se înlocuiesc (se verifică prin rotirea cuplajului cu mîna);
 - Arborele pompei deformat, datorită tensiunilor provocate de racordarea incorectă a conductelor la flanșele pompei; se verifică și se corectează montajul instalației;
 - La pompele volumice, vana de refulare uitată în poziția închis; se deschide vana de refulare.

II. Motorul se supraîncălzește

În practică, gradul de încălzire a unui motor electric se verifică de obicei extrem de simplu și anume prin palparea carcasei acestuia cu mâna.

Se consideră că încălzirea este perfect normală dacă temperatura carcasei nu depășește 50—60°C, iar aceasta se apreciază prin aceea că, la atingere, mâna nu simte o senzație de arsură. Totuși în multe situații motorul poate funcționa la temperaturi superioare, cca. 80°C, fără a prezenta deranjamente din acest punct de vedere, astfel că aprecierea temperaturii cu mâna este destul de relativă. În această privință, STAS 1893-78 reglementează limitele maxime admise pentru temperatură, în funcție de clasa de izolație a motorului electric.

În condițiile exploatării curente principalul element care poate oferi o bază reală pentru aprecierea încălzirii unui motor îl constituie variația temperaturii într-o anumită perioadă de timp. Astfel, începând de la pornire se urmărește încălzirea motorului, cel mai frecvent prin atingere cu mâna, în interval de 1—1,5 ore. Dacă regimul termic se stabilizează în acest răstimp, funcționarea se consideră normală. Dacă însă temperatura manifestă o tendință de creștere continuă, motorul trebuie oprit, urmînd să se depisteze cauza defecțiunii și să se remedieze.

Dacă motorul se încălzește de la început foarte puternic, el trebuie oprit imediat și verificat.

Este important de știut că un motor electric aflat sub tensiune, al cărui rotor este imobilizat dintr-un motiv oarecare, absoarbe un curent de o intensitate foarte mare și prin urmare bobinajul, care nu este dimensionat pentru astfel de sarcini, se încălzește puternic și poate fi deteriorat într-un timp foarte scurt — mai puțin de un minut. De aceea se recomandă ca într-o astfel de situație să se întrerupă imediat contactul electric, să se depisteze cauza și să se remedieze.

Încălzirea anormală a motorului electric se manifestă sub formă de încălzire foarte puternică, localizată în diverse porțiuni, sau sub formă de încălzire uniformă a bobinajului, dar care depășește cu mult limita de temperatură admisă.

Supraîncălzirile locale pot fi datorate următoarelor cauze:

<i>Cauze</i>	<i>Remedieri</i>
a. Scurtcircuit în pa- a. Se pornește motorul și se lasă să funcționeze în gol, chetul de tole.	verificîndu-se valoarea tensiunii de alimentare; dacă tensiunea corespunde cu cea nominală, dar motorul se încălzește totuși peste limită, deranjamentul este datorat unui scurtcircuit al tolelor (tole cu bavuri rămase de la matrițare, pătrunderea unor corpuri străine etc.). Remedierea se poate face numai de către atelierul de întreținere specializat.

- b. Contacte necores- b. Se verifică starea contactelor pentru a se constata
punzătoare între dacă lipiturile sînt corect executate. În caz de încăl-
bobinele statorului. zire puternică a legăturilor, se vor reface lipiturile.
- c. Scurtcircuit între c. Scurtcircuitul spirelor unei bobine se manifestă
spirele unei bobine. printr-o încălzire puternică, iar motorul scoate fum
datorită arderii izolației. Defecțiunea se remediază
numai la atelierul de reparații.

Dacă încălzirea este uniformă, cuprinzînd treptat bobinajul rotorului sau statorului, cauzele pot fi:

Cauze

Remedieri

- a. Supraîncărcarea a. Se verifică elementele pompei care pot crea supra-
motorului. sarcini: strîngerea presetupei, corectitudinea monta-
jului pieselor și a instalației etc. și se corectează așa
cum s-a arătat anterior.
- b. Ventilație deficitară b. Se verifică funcționarea ventilatorului motorului
(numărul de pale trebuie să fie complet, iar acestea
nu trebuie să fie deformate).
Dacă motorul este amplasat într-un spațiu strîmt,
închis, fără posibilitate de circulație a aerului, se
vor prevedea orificii în peretele încăperii, care să
permită intrarea aerului din exterior.
Starea de curățenie a motorului poate influența
în mod considerabil regimul de răcire, de aceea spa-
țiile dintre aripioarele carcasei trebuie să fie libere
și curate, pentru a permite circulația aerului de
răcire.
- c. Tensiune de ali- c. Se verifică valoarea tensiunii de alimentare la bor-
mentare redusă. ne. Dacă aceasta este redusă sub limita toleranței
admise, pentru transmiterea aceluiași cuplu, curen-
tul absorbit va crește, fapt care poate conduce
la încălzirea exagerată a înfășurărilor. Literatura de
specialitate recomandă ca tensiunea de alimentare
la borne să nu depășească limitele toleranței de
 $\pm 5\%$ față de tensiunea nominală indicată pe eti-
cheta motorului. În practică, se acceptă limite
ceva mai largi, $\pm 10\%$, în funcție de condițiile de
exploatare.
- d. Contacte slăbite d. Se verifică contactele sistemului colector și se curăță
sau murdare. de murdărie sau unsoare.
Se verifică contactele la legarea aparatului de pornire
și se strîng piulițele respective.
- e. Conexiuni greșit e. Se verifică corectitudinea conexiunilor și se reme-
executate. diază așa cum s-a arătat anterior.

- f.* Dereglări de ordin mecanic (lagăre neunse, curea de transmisie prea slăbită sau prea întinsă, vibrația motorului).
- f.* Se verifică temperatura lagărelor prin atingerea porțiunilor din dreptul rulmenților, cu mâna; dacă se simte senzație de arsură, se desfac capacele de lagăr și se completează sau se înlocuiește unsoarea. La agregatele care sînt antrenate prin curele de transmisie, se verifică dacă întinderea acestora este corectă. În cazul în care cureaua nu este întinsă suficient, ea va aluneca pe roțile de transmisie și va provoca încălzirea excesivă a acestora, precum și a motorului de antrenare. O întindere prea puternică solicită în mod inutil lagărele, provocînd de asemenea supraîncălzirea lor. Dacă agregatul funcționează într-un regim de vibrații sesizabil cu ochiul liber, pe lângă celelalte inconveniente legate de aceasta mai apare și fenomenul de supraîncălzire. Pentru remediere se recomandă:
- Verificarea centrajului ansamblului;
 - Verificarea rigidizării acestuia pe fundație;
 - Verificarea pieselor ce se rotesc și luarea de măsuri ca acestea să nu prezinte mase excentrice în mișcarea de rotație (palete lipsă la ventilator, șuruburi lipsă la cuplaj etc.).

III. Motorul nu dezvoltă puterea necesară

Cauze

Remedieri

- | | |
|--|---|
| <p><i>a.</i> Tensiunea de alimentare este redusă sub limita admisă.</p> <p><i>b.</i> La motoarele cu conexiunea în triunghi, una din faze este întreruptă.</p> <p><i>c.</i> Scurt circuit în bobinajul rotorului la motoarele cu colector.</p> | <p><i>a.</i> Se măsoară tensiunea la borne și se iau măsuri ca aceasta să se încadreze în limitele toleranțelor admise.</p> <p><i>b.</i> Se verifică dacă toate cele trei faze ale înfășurării în triunghi ale bobinajului sînt alimentate. În cazul în care una din faze este întreruptă, se spune că motorul funcționează în „triunghi deschis”. Astfel cuplul pe care-l realizează va avea o valoare mai redusă (2/3 din cuplul nominal).</p> <p><i>c.</i> Dacă ampermetrul funcționează cu pulsații, aceasta poate constitui un indiciu că în bobinajul rotorului s-a produs un scurtcircuit. Se verifică deci bobinajul cu ajutorul unei lămpi de control. Remedierea se face numai la atelierul de reparații.</p> |
|--|---|

3.2.3. Întreținerea Prin noțiunea de întreținere se înțelege în general totalitatea operațiilor de verificare, reglare, ungere, curățire, ce se efectuează cu scopul de a menține la un nivel satisfăcător calitatea funcțională a mașinii sau utilajului. Operațiile de întreținere care se aplică în domeniul pompelor sînt asemănătoare pentru majoritatea tipurilor constructive cunoscute astăzi,

de aceea personalul de exploatare trebuie să posede calificarea necesară pentru a le înțelege și a le efectua cu toată conștiinciozitatea, în scopul obținerii unei exploatare cu rezultate maxime. Pentru a facilita însușirea de către acest personal a unor cunoștințe temeinice, privind operațiile de întreținere specifice pompelor, acestea sînt prezentate în continuare în funcție de elementele constructive principale care alcătuiesc pompa.

3.2.3.1. *Ungerea.* După cum s-a arătat la începutul lucrării, organele de lucru ale pompei pot efectua mișcări de rotație sau translație. Indiferent de natura mișcării, părțile metalice aflate reciproc în mișcare relativă nu trebuie să vină în contact direct, deoarece atunci are loc o frecare useată care provoacă uzuri exagerate într-un timp foarte scurt. Pentru a se evita această situație, între suprafețele de lucru se introduce un lichid de ungere care creează o peliculă ce împiedică contactul suprafețelor, iar frecarea devine hidrodinamică. Prin urmare locurile de ungere ale pompei sînt determinate de această necesitate, iar organul principal care necesită operații de întreținere, din acest punct de vedere, îl reprezintă, la pompele cu mișcare de rotație, lagărul. La pompele cu mișcare de translație, ungerea se aplică pe suprafețele de ghidare ale mișcării.

În principiu, lagărul unei pompe cu mișcare de rotație este alcătuit dintr-un corp suport în care sînt prevăzute locașurile pentru rulmenți — la lagărele de rostogolire —, sau pentru bușele lagărelor — la cele de alunecare. Aceste lagăre susțin arborele pompei și piesele ce se rotesc împreună cu acesta.

În tehnica actuală, marea majoritate a construcțiilor de pompe utilizează lagăre cu rulmenți, deoarece aceștia sînt elemente de mașini standardizate, care se pot procura ușor, necesitînd în același timp o întreținere minimă. Dezavantajul folosirii lor constă într-o funcționare mai puțin silențioasă.

În continuare se prezintă cîteva dintre cele mai răspîndite soluții constructive de lagăre, precum și metodele curente de ungere utilizate astăzi pe plan mondial.

În fig. 3.31 este prezentată o secțiune longitudinală printr-o pompă centrifugă avînd arborele sprijinit pe doi rulmenți radiali cu bile, întreg ansamblul fiind susținut de un corp lagăr.

Efortul axial este preluat de către rulmentul 1 din partea dinspre pompă, care se sprijină cu inelul exterior în umărul capacului de lagăr 2, iar cu inelul interior în umărul arborelui 3. Între fața frontală a inelului exterior al rulmentului din partea dreaptă 4 și umărul capacului de lagăr 5, se prevede un joc de 0,2—0,3 mm, care are scopul de a prelua deplasările rulmentului datorate dilatării arborelui în timpul funcționării. Ungerea rulmenților poate fi realizată fie cu unsoare consistentă, fie cu ulei. În acest scop, corpul lagăr 6 este prevăzut cu un orificiu de nivel 7, în care se găsește înșurubat un dop transparent ce permite cu ușurință să se verifice nivelul de ulei din baie. Completarea cu ulei se face prin orificiul prevăzut la partea superioară, protejat împotriva pătrunderii impurităților de către dopul 8, iar golirea uleiului se realizează prin deșurubarea dopului 9. La anumite variante constructive, lagărul este dotat cu un ungător de nivel constant, care are rolul de a menține constant în permanență nivelul uleiului.

O întreținere satisfăcătoare din punct de vedere al ungerii se poate obține prin alegerea adecvată a lubrifiantului, care trebuie să țină seama de următorii

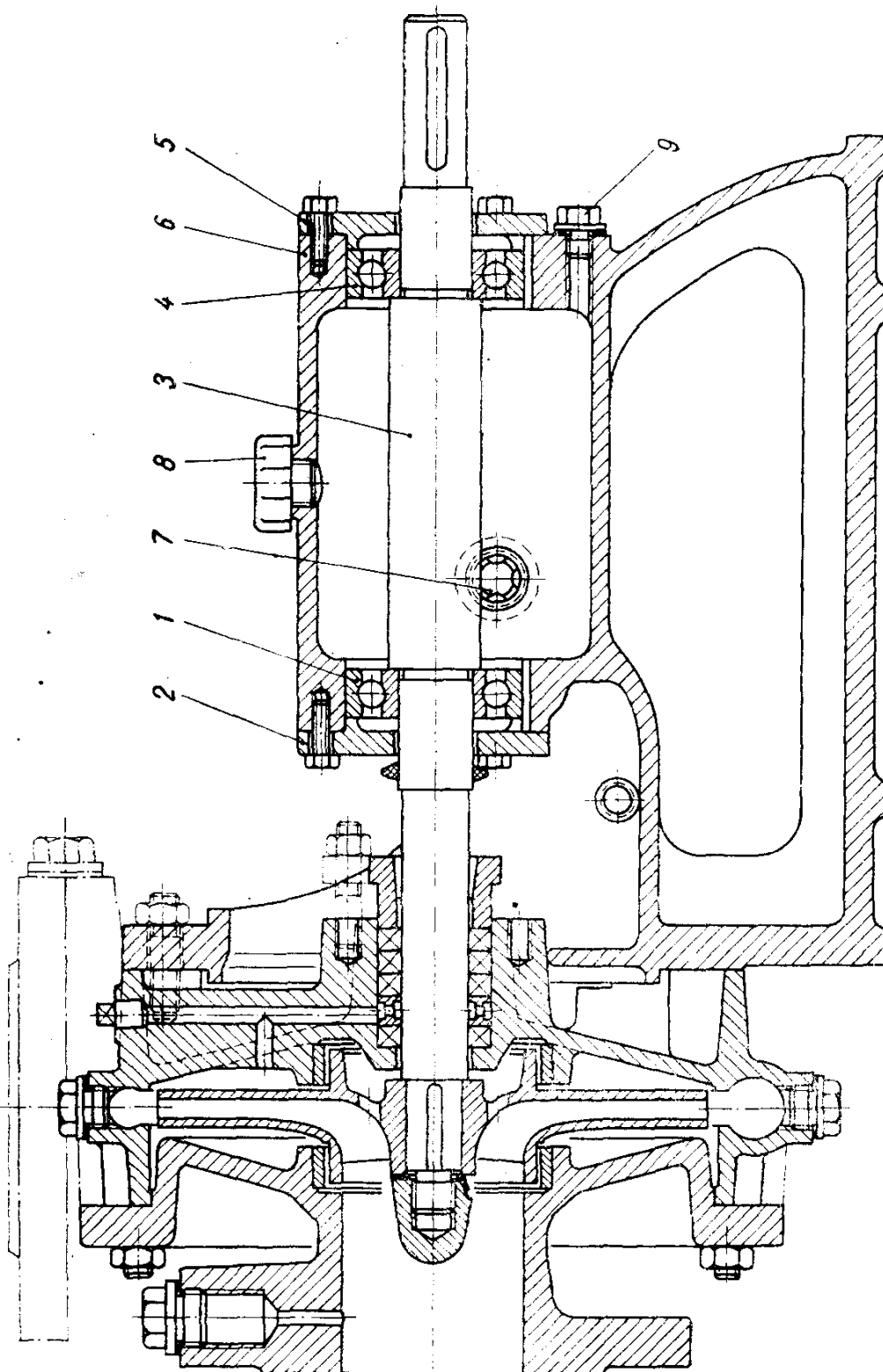


Fig. 3.31. Pompă centrifugă cu lagăr cu rulmenți și rotor în consolă.

factori: dimensiunile rulmentului, turația, sarcina, temperatura, modul de etanșare, rentabilitatea etc.

Este important ca lubrifiantul să prezinte o rezistență de frecare cât mai redusă, pentru a se evita creșterea exagerată a temperaturii, care după cum se știe îi modifică substanțial viscozitatea și calitățile de ungere. Tot în scopul evitării unor încălziri, dozarea cantității de lubrifiant trebuie să țină cont de capacitatea de înmagazinare a camerelor de ungere.

Temperatura de regim a lagărului, la care se ajunge după o anumită perioadă de funcționare, trebuie să fie întotdeauna sub limita maximă a temperaturii admise pentru un anumit tip de lubrifiant.

Pentru alegerea rațională a lubrifiantilor utilizați la pompele prevăzute cu lagăre cu rulmenți, se fac următoarele recomandări:

— Ungerea cu unsoare consistentă este indicată a se aplica în cazul rulmenților care trebuie să suporte sarcini mari la turații relativ reduse;

— Ungerea cu ulei se aplică la rulmenții ce suportă sarcini mijlocii și reduse, la turații mari și foarte mari.

Ungerea cu unsoare consistentă prezintă avantajul unei construcții mai simple, deoarece soluțiile de etanșare au o complexitate redusă, în comparație cu cele utilizate la ungerea cu ulei.

Pentru lagărele de pompe, intervalul de ungere cu unsoare consistentă este de regulă mai mare decât perioada de funcționare între două revizii sau reparații curente, astfel că în acest timp nu este necesară completarea unsorii din lagăr. Din acest motiv multe construcții de lagăre nici nu au prevăzute dispozitive de alimentare, cum ar fi gresoarele. Intervalul de ungere se reduce mult însă, dacă temperatura de regim a lagărului are o valoare ridicată. Aceasta conduce la îmbătrânirea prematură a unsorii și la pierderea calităților de ungere. În această situație, completarea se face la intervale mai scurte și numai cu unsoare de aceeași calitate, care se introduce în rulment astfel încât să o înlocuiască pe cea veche.

La pompele care nu au dispozitive de ungere, se demontează capacele de lagăr și se introduce unsoarea, care se presează cu degetul sau cu o lopățică, direct în locașurile dintre bilele rulmentului. Completarea se va face, moderat, astfel încât cantitatea totală de unsoare, ce se află în carcasa de ungere să nu depășească $\frac{2}{3}$ din volumul camerei acesteia. Practic, unsoarea trebuie să acopere părțile frontale ale rulmentului, iar capacul lagărului se umple pînă la jumătate din volumul său.

În situațiile cînd rulmenții se demontează cu ocazia efectuării reparațiilor, este recomandabil ca aceștia să fi spălați în petrol sau soluție de tricloretilenă, pentru a se îndepărta unsoarea veche, să fie șterși cu o cîrpă moale și umpluți cu unsoare proaspătă.

De regulă, temperatura unui lagăr cu rulmenți nu trebuie să depășească cu mai mult de 50°C temperatura mediului ambiant. Aprecierea se face prin palparea corpului de lagăr cu mîna, în dreptul rulmentului unde nu trebuie să se simtă o senzație de arsură.

Ungerea cu ulei se aplică la lagărele pompelor care funcționează la turații foarte ridicate și prin urmare au un regim de temperatură mai înalt.

Aici, pe lângă ungere, uleiul mai are și rolul de a răci lagărele respective, preluând căldura degajată și transmițând-o mediului înconjurător prin toată masa corpului lagăr.

De aceea, este recomandabil să se folosească ungerea cu ulei în special la pompele care un regim de funcționare continuu.

Uleiul de ungere trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- să nu producă spumă în timpul funcționării;
- să nu fie corosiv, să nu aibă tendințe de oxidare și să nu formeze depuneri;
- viscozitatea sa trebuie să corespundă temperaturii de funcționare a lagărului.

Nivelul uleiului din baie nu trebuie să depășească mijlocul bilei sau rolei din partea cea mai de jos a rulmentului, deoarece o cantitate prea mare de ulei conduce la creșterea temperaturii lagărului, datorită frecărilor, precum și la scurgeri de ulei care apar în zonele de ieșire ale arborelui din corpul lagăr.

Pentru a se evita eventualele erori în această privință, precum și în scopul sporirii gradului de siguranță în exploatare, lagărele pompelor ce funcționează în condiții mai dificile (pompe pentru procese tehnologice, pompe pentru vehicularea lichidelor cu temperaturi ridicate) sînt prevăzute cu un dispozitiv denumit „ungător de nivel constant”, al cărui rol este, așa după cum indică și denumirea, acela de a menține în permanență constant nivelul uleiului din baie.

În fig. 3.32 este prezentat un astfel de dispozitiv.

Ungătorul de nivel constant este alcătuit dintr-un rezervor 1, confecționat din material transparent, o țeavă 2, tăiată înclinat la un unghi de aproximativ 60° , racordul 3, care se înșurubează în locașul prevăzut în corpul lagărului 4, articulația 5 și garnitura de etanșare 6. Funcționarea are loc astfel: înainte de punerea în funcțiune se umple cu ulei baia lagărului, ungă-

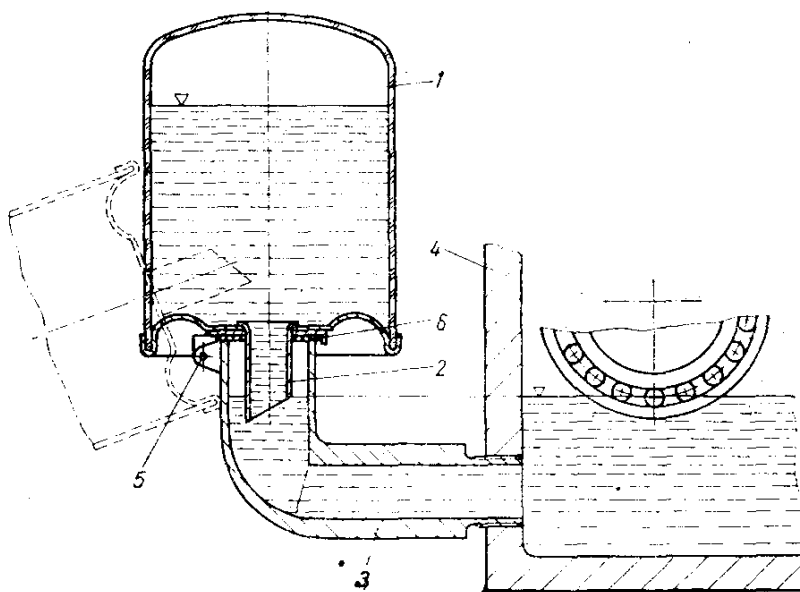


Fig. 3.32. Ungător de nivel constant.

torul fiind în poziție închisă, pînă ce uleiul pătrunde în rezervor și devine astfel vizibil; se întrerupe alimentarea, se basculează rezervorul și se toarnă ulei prin țeava oblică; se așază din nou rezervorul în poziție verticală și se

urmărește nivelul uleiului. Dacă acesta scade mai mult de $\frac{2}{3}$ din volumul rezervorului, se repetă operația pînă ce nivelul rămîne constant.

Din figură se observă că marginea superioară a tăieturii țevii se găsește la același nivel cu mijlocul bilei rulmentului. În cazul cînd nivelul uleiului din lagăr scade datorită pierderilor prin neetanșeități, uleiul eliberează partea superioară a tăieturii țevii și permite ca o cantitate de aer să pătrundă în corpul rezervorului, ceea ce are ca efect scurgerea unei cantități de lubrifianț în baie. Această scurgere durează pînă în momentul în care țeava este din nou acoperită cu ulei, restabilindu-se situația de echilibru.

Completarea uleiului sau înlocuirea lui depinde de condițiile de funcționare a pompei. Astfel dacă lagărul funcționează cu sarcini mari, care au ca efect creșterea temperaturii lagărului, completarea sau schimbarea se vor face mai frecvent.

Din acest punct de vedere, în cazul lagărelor de pompe se admite ca temperatura de funcționare să atingă limita de 50°C peste temperatura mediului ambiant, dar cu condiția ca suma acestora să nu depășească 80°C .

De asemenea pentru lagărele de pompe unse cu ulei, se recomandă ca înlocuirea completă a cantității de ulei din baie să se facă la maximum un an calendaristic.

În fig. 3.33 este prezentată o secțiune printr-o pompă care are arborele sprijinit pe lagăre de alunecare.

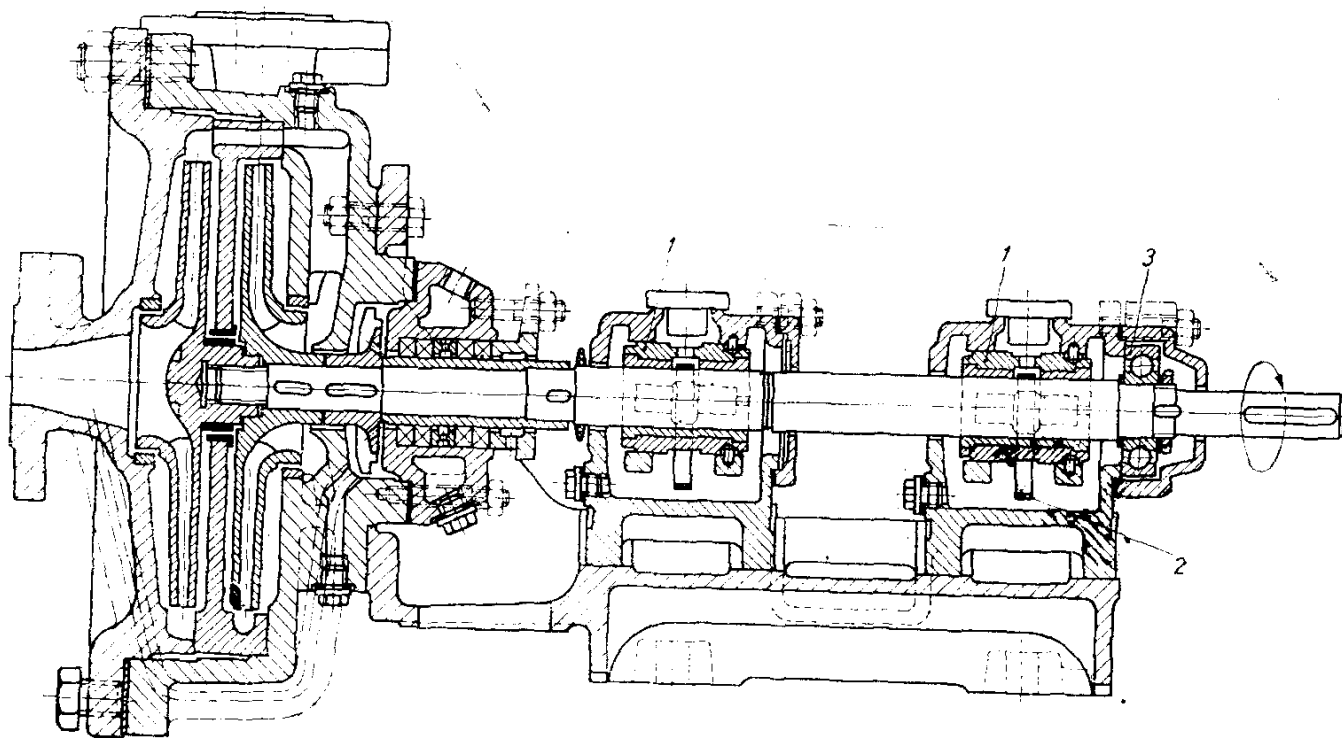


Fig. 3.33. Pompă centrifugă cu arborele sprijinit pe lagăre de alunecare și rulment de preluare a efortului axial.

Lagărele de alunecare 1 preiau efortul radial. Ungerea acestor lagăre se realizează numai cu ulei, cu ajutorul inelelor de ungere 2 care vehiculează uleiul din baie. Efortul axial, în cazul prezentat, este preluat de rulmentul 3, montat special pentru acest scop.

La alte construcții, se utilizează pentru preluarea acestui efort un lagăr axial de alunecare, astfel cum este prezentat în fig. 3.34.

O altă importantă categorie de lagăre o constituie cea a pompelor de construcție verticală, utilizate la puțuri de diverse adâncimi. Aici lagărul are rolul de a prelua pe de o parte efortul axial rezultat din suma efortului hidraulic și a maselor pieselor aflate în mișcare de rotație, iar pe de alta de a ghida arborii de transmisie. Avînd în vedere că accesul la aceste pompe este dificil, deoarece ele sînt montate în puțuri adînci și înguste, soluțiile de ungere trebuie astfel adoptate încît să prezinte o mare siguranță în exploatare. La majoritatea construcțiilor de astfel de pompe, efortul axial este preluat de un lagăr cu rulmenți, care poate fi inclus în construcția motorului electric de antrenare, sau alcătuiește o construcție separată denumită „crapodină”. Lagărele verticale intermediare sînt lagăre cu rulmenți sau lagăre de alunecare și au rolul de a ghida arborii de transmisie. În fig. 3.35 este prezentată o pompă verticală pentru apă menajere, montată în puț uscat.

Soluția de montaj din fig. 3.35 se utilizează pentru pompele prevăzute cu lagăre intermediare cu rulmenți, deoarece oferă un acces ușor pentru ungerea acestora chiar în timpul funcționării. În acest scop, corpurile lagărelor sînt prevăzute cu orificii astupate cu dopuri; acestea se deșurubează și în locul lor se montează gresoare adecvate, ungerea realizîndu-se cu ajutorul unei pompe de ungere manuală (tecalemit).

În fig. 3.36 este prezentată o pompă verticală pentru apă menajere, imersată în lichid.

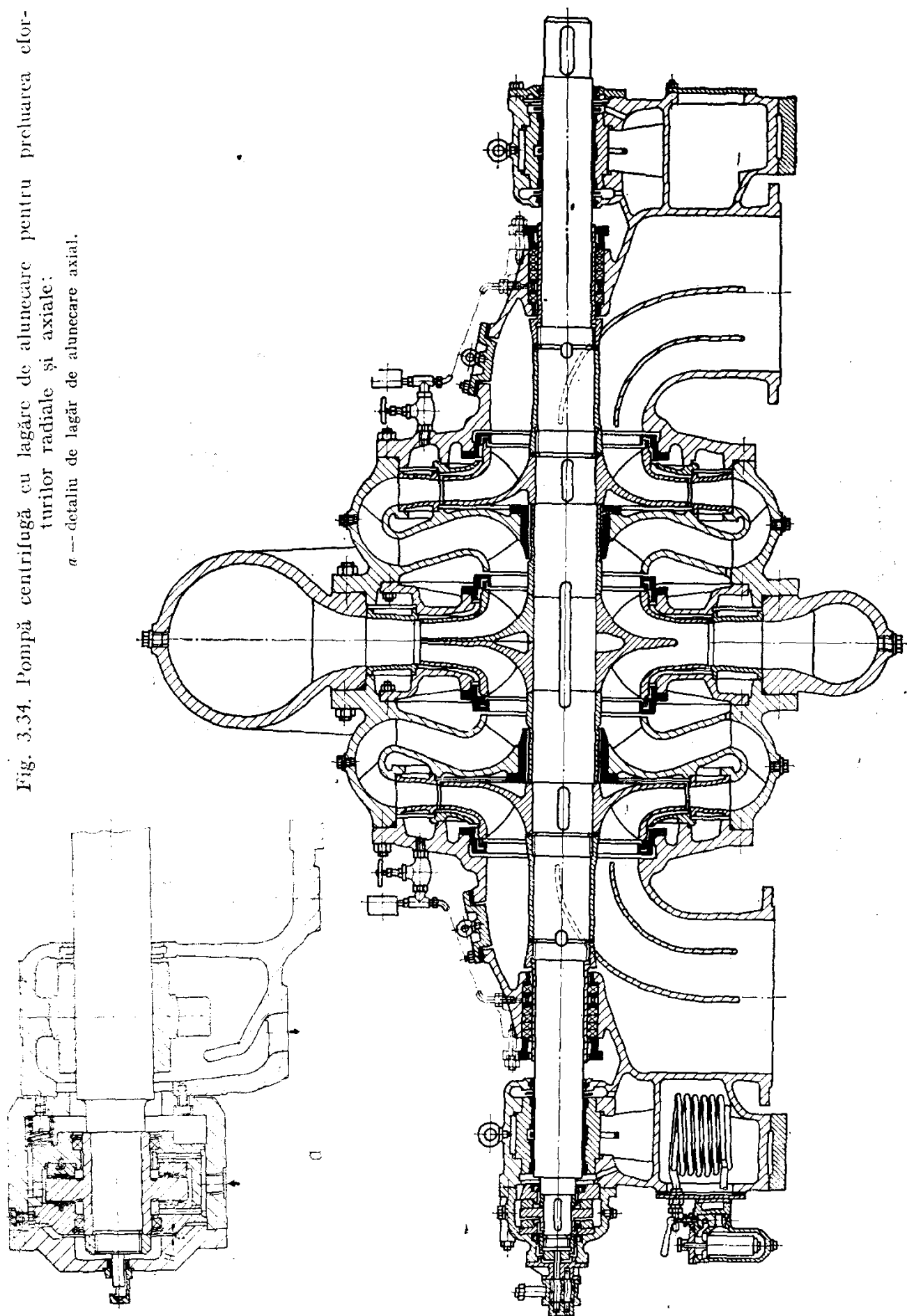
Această schemă se utilizează în situațiile în care spațiul este limitat, nepermițînd construcția în paralel a unei camere uscate. Soluția este mai economică din punct de vedere al investiției, dar mai dezavantajoasă din punct de vedere al exploatării.

Pompele verticale pentru apă menajere, imersate, sînt prevăzute cu lagăre de alunecare intermediare, ungerea acestora realizîndu-se cu unsoare consistentă trimisă sub presiune de către o pompă de ungere antrenată de la arborele principal al pompei prin intermediul unei curele de transmisie sau al unui angrenaj melcat.

În fig. 3.37 este prezentată o astfel de pompă de ungere, care este de tip volumic, cu pistonaje axiale.

Funcționarea pompei de ungere are loc astfel: în rezervorul 1 se introduce unsoare consistentă care este presată de paleta 2 prin găurile prevăzute în corpul pompei 3. Cuplul de rotație este realizat de angrenajul melcat 4, iar mișcarea este astfel sincronizată încît canalele prevăzute în distribuitorii 5, acționați de axul dințat 6, se găsesc în dreptul orificiilor din corpul distribuitor 7 în momentul în care paleta profilată 8 presează unsoarea în acestea. În această fază pistonușul 9, comandat de cama profilată 10, execută cursa de aspirație, iar unsoarea pătrunde în cilindrul 11. La sfîrșitul cursei de aspirație distribuitorul se rotește cu 180° — astfel cum se vede la cilindrul opus — iar la cursa de întoarcere a pistonușului unsoarea este trimisă prin canalele 12 către racordurile 13, iar de aici, prin conducte separate, la punctele de ungere ale lagărelor intermediare. Reglarea cantității de unsoare necesară fiecărui punct de ungere se realizează cu ajutorul șuruburilor de reglaj 14, care permit modificarea cursei pistonușelor între valoarea maximă și zero, în dependență

Fig. 3.34. Pompă centrifugă cu lagăre de alunecare pentru preluarea eforturilor radiale și axiale;
a --- detaliu de lagăr de alunecare axial.



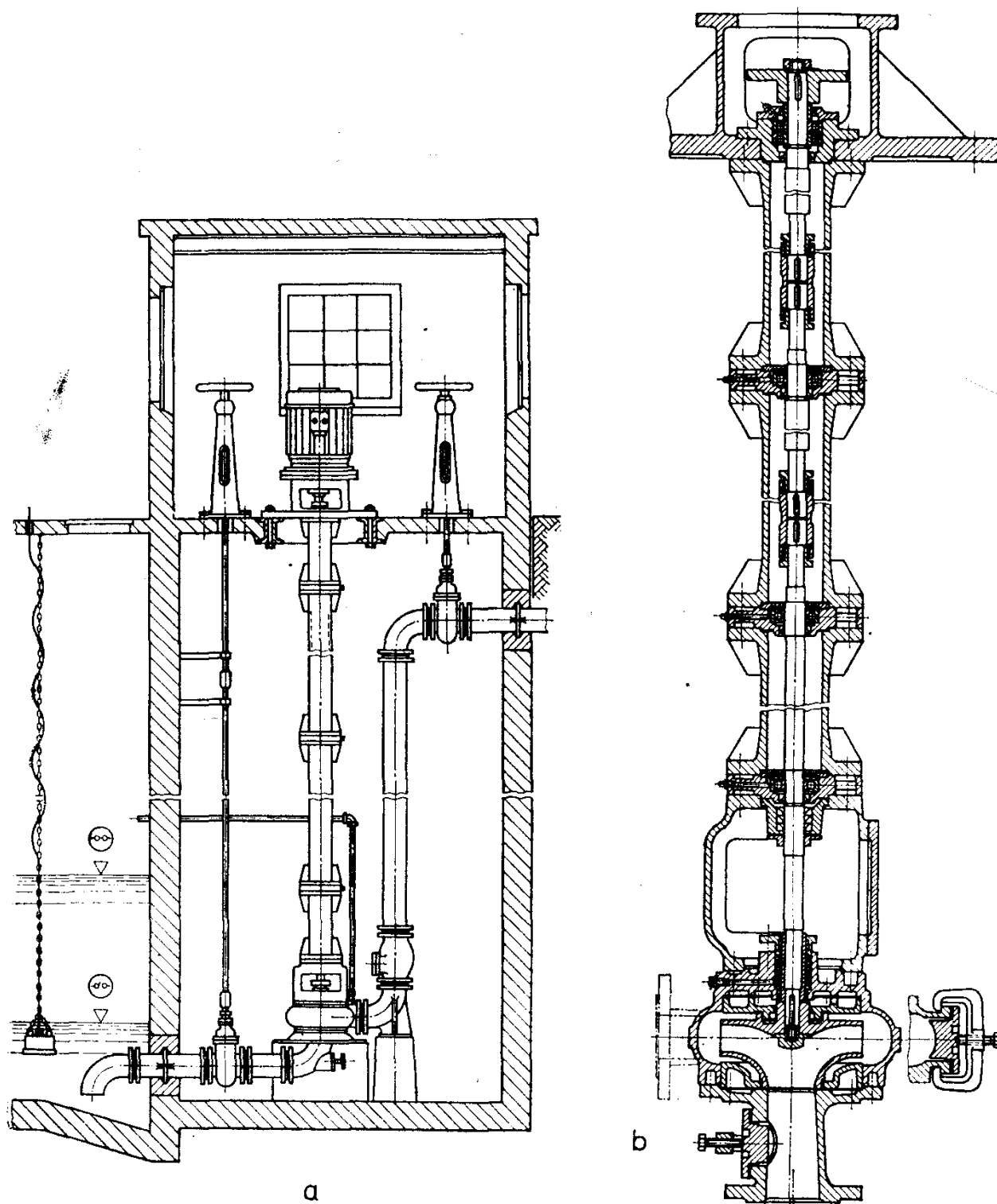


Fig. 3.35. Pompă verticală montată în incintă uscată:
a — schema amplasării în instalație; *b* — secțiune prin pompă.

directă de profilul camei de acționare. Astfel, pentru a obține o cursă de valoare nulă, se deșurubează șurubul pînă ce, la o rotație completă a camei, aceasta nu-l mai atinge. În această situație, pistonușul rămîne imobilizat în poziția superioară, datorită adeziunii unsorii, iar cursa de aspirație este anulată. Pompele de ungere de acest tip sînt prevăzute cu un număr de

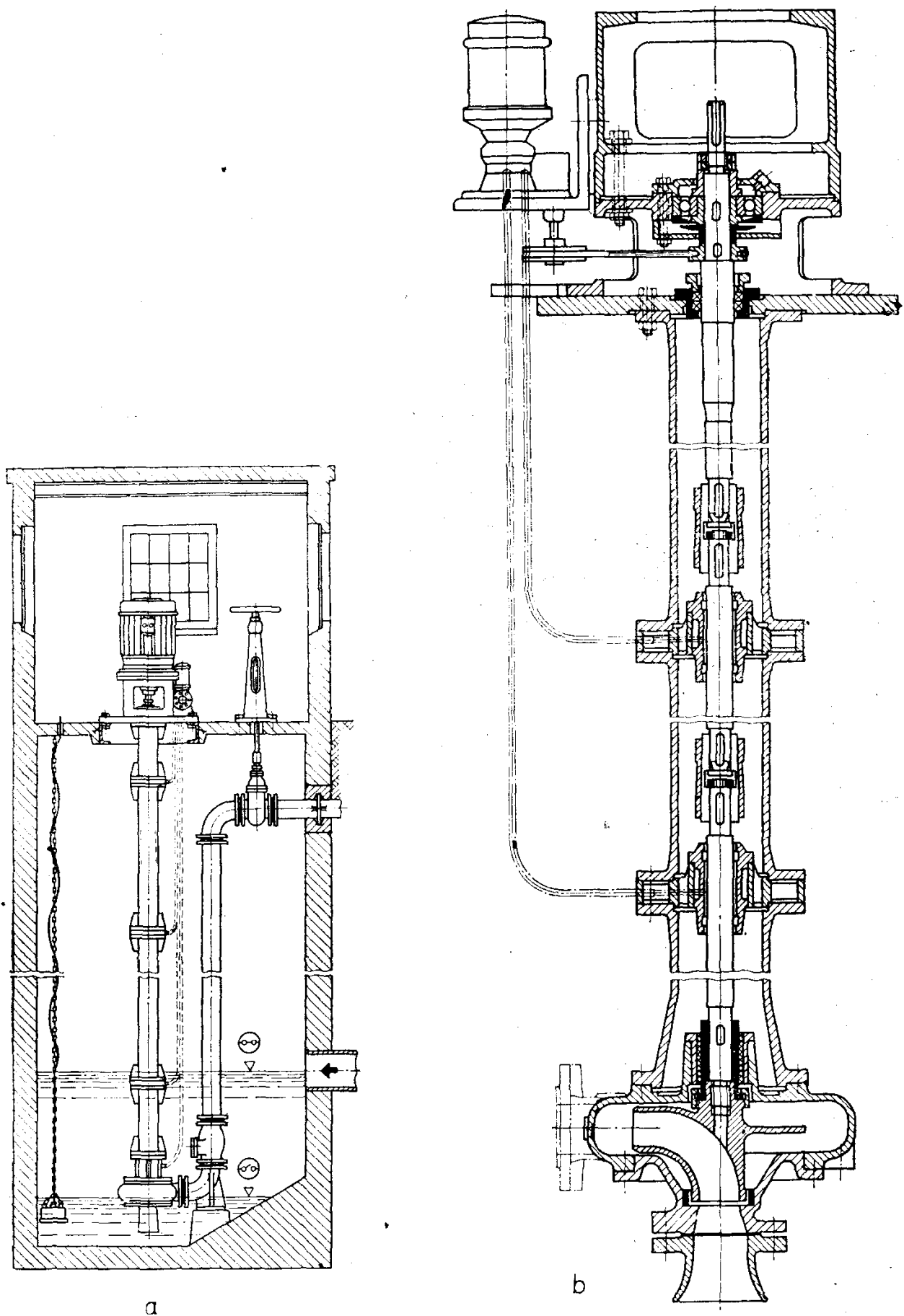


Fig. 3.36. Pompă verticală montată în incintă umedă:
a — schema amplasării în instalație; b — secțiune prin pompă.

4—16 racorduri de ungere. Dacă numărul punctelor de ungere este inferior față de posibilitățile pompei, racordurile suplimentare se astupă cu dopuri, iar pistonasele respective se reglează pentru cursa nulă. Unsoarea care se

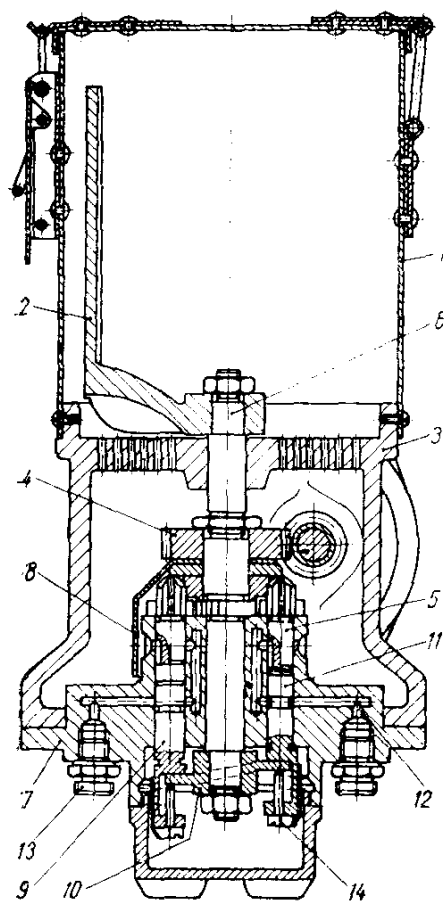


Fig. 3.37. Pompă de ungere pentru unsoare consistentă.

utilizează trebuie să fie suficient de fluidă, deoarece, în caz contrar, aspirația se realizează dificil. În cazul unei unsoare deosebit de vâscoase, aceasta poate fi fluidizată prin amestec cu ulei.

Pentru evitarea oricăror neplăceri, se recomandă să se utilizeze numai unsoare de calitate a celei prescrise de fabrica constructoare.

Înainte de prima punere în funcțiune, pompa de ungere trebuie amorsată, iar conductele de legătură umplute cu unsoare. Aceste operații se execută inițial de către uzina furnizoare, dar cu ocazia reparațiilor ce se efectuează la pompe, ele trebuie repetate de către personalul de exploatare. În vederea amorsării, unsoarea se presează manual prin orificiile de la partea inferioară a rezervorului, rotindu-se în același timp axul central, până ce pompa începe să refuleze. Pentru a se evita dezamorsarea pompei în funcționare, cantitatea de unsoare din rezervor nu trebuie să scadă mai mult de $3/4$ din capacitatea acestuia. Unsoarea care se folosește trebuie să fie de bună calitate, să fie lipsită de impurități sau particule abrazive.

Pompele cu transmisii verticale, în special cele imersate în ape menajere, au o fiabilitate redusă tocmai datorită uzurii lagărelor de ghidare, care sînt pretențioase din punct de vedere al asigurării unei ungeri corecte și al menținerii etanșeității. Din acest motiv, în ultima vreme ele au început să fie înlocuite cu o categorie de pompe de construcție „monobloc”, care înlătură sistemul de transmisie alcătuit din tronsoane de diverse lungimi.

În fig. 3.38 este prezentată o pompă de acest tip.

După cum se poate observa din figură, rotorul pompei este montat direct pe arborele motorului, iar corpul pompei este fixat de asemenea direct pe carcasa motorului. Ansamblul pompă-motor este imersat în lichid, care asigură totodată și răcirea motorului. Instalația este prevăzută cu un sistem de ghidare care permite scoaterea pompei la suprafață, pentru lucrări de întreținere și desfundare, fără a fi necesară demontarea instalației. Pompa se racordează la conducta de refulare prin simplă basculare.

În fig. 3.39 este prezentată schema acestei instalații.

În construcția de pompe verticale se utilizează în mod frecvent lagăre de alunecare avînd cuzineți din cauciuc, a căror ungere se realizează chiar cu lichidul vehiculat, care însă trebuie să fie neutru față de materialul lagărului. Acest gen de construcție se aplică de obicei pentru lagărele intermediare de ghidare, care preiau sarcini moderate.

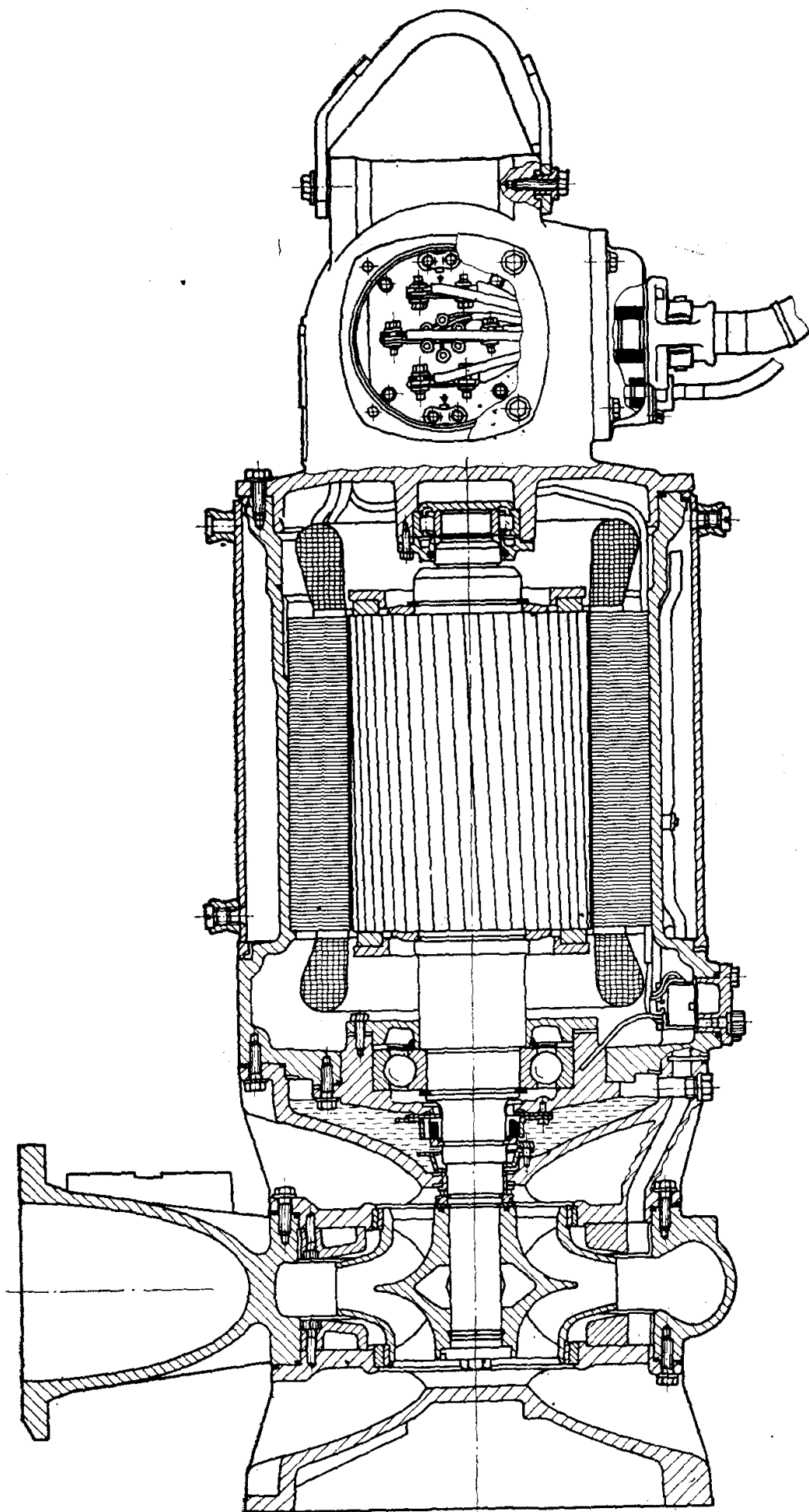


Fig. 3.38. Pompă monobloc, pentru ape menajere.

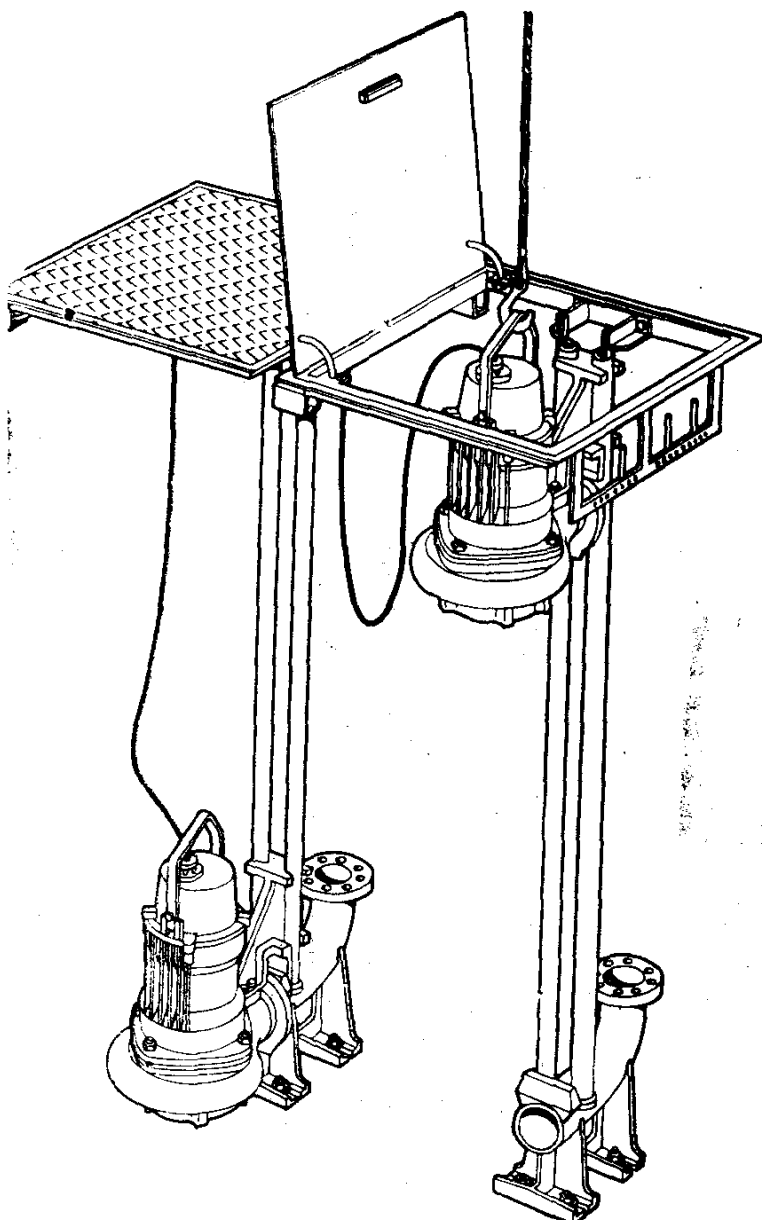


Fig. 3.39. Schema instalației pentru pompa imersată.

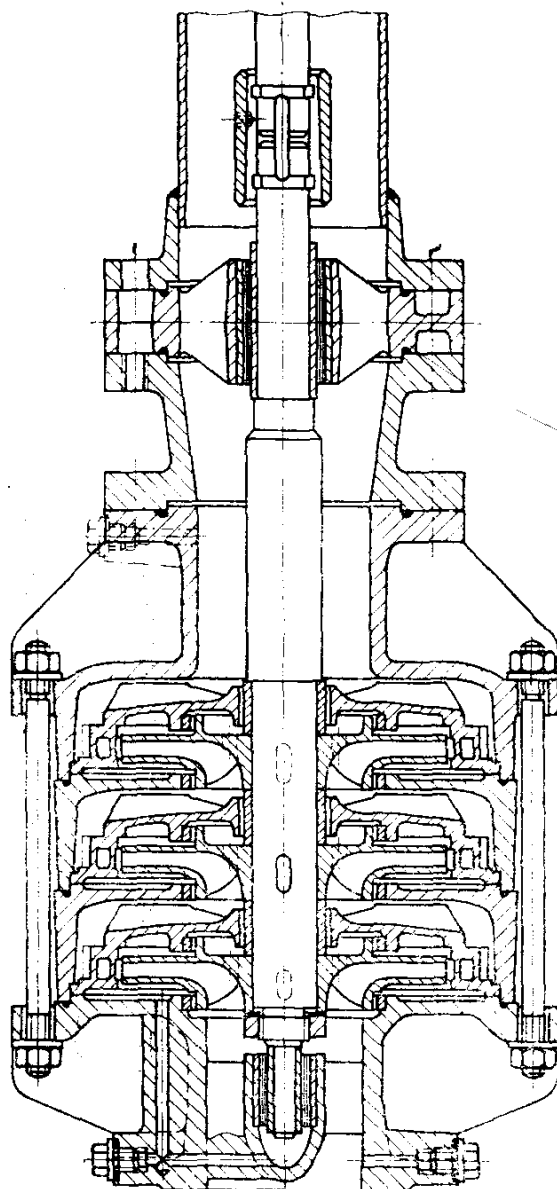
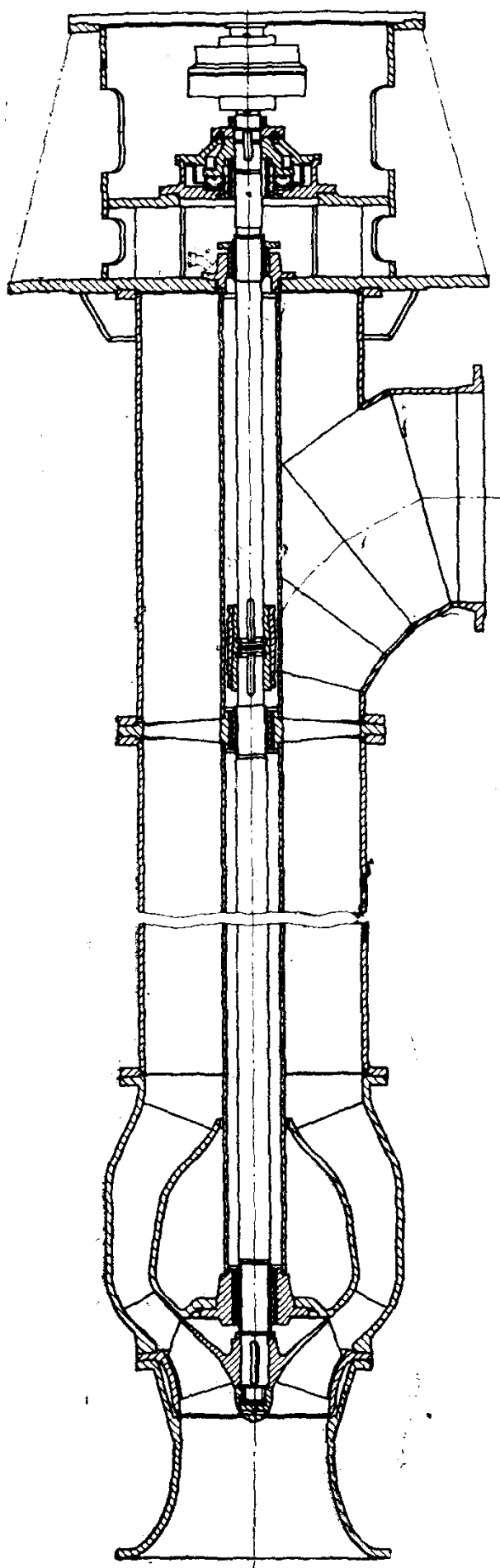


Fig. 3.40. Pompă verticală cu transmisie ghidată pe lagăre din cauciuc.

În fig. 3.40 este prezentată o pompă verticală de adâncime, avînd lagărele intermediare din cauciuc, unse cu apă.

La pornire, coloana de refulare a pompei trebuie umplută cu apă în scopul de a se evita frecarea uscată în lagăre. Dacă această cerință nu este îndeplinită, cuzinetul din cauciuc se încălzește puternic și materialul se degradează. În perioada de staționare, coloana de apă este menținută în conductă de sorbul cu clapetă, montat pe conducta de aspirație a pompei; în timpul funcționării, ungerea se face chiar cu apa refulată de pompă. Apa trebuie să fie curată, lipsită de impurități mecanice (nisip, pietriș), care ar putea provoca uzura rapidă a arborilor de transmisie. În cazul în care apa conține un procent mai însemnat de nisip sau alte impurități, pompele se echipează cu cuzineți din bronz, iar ungerea se face cu ulei și în această soluție arborii de transmisie sînt montați în coloane de protecție, etanșate față de lichidul vehiculat. Etanșarea se realizează cu inele de etanșare — siemering.



În fig. 3.41 este prezentată construcția acestei pompe.

Pompele volumice cu mișcare de rotație au în principiu aceleași tipuri constructive de lagăre — cu rulmenți sau de alunecare, ca și pompele centrifuge. În afară de aceasta, ungerea organelor de lucru — pistoane, paletе, rotoare — se face chiar cu lichidul vehiculat, de aceea materialul din care se confecționează piesele în contact cu lichidul se alege astfel încât să nu intre în reacții chimice cu acesta.

3.2.3.2. Etanșarea. Vehicularea lichidelor cu ajutorul pompelor presupune adoptarea unor soluții constructive care permit să se obțină un anumit grad de separație între fluidul pompat și mediul exterior. Din acest punct de vedere, etanșarea pompelor reprezintă unul din cele mai importante criterii de care depinde buna funcționare a acestora.

Deoarece organele de lucru ale pompelor, care sînt în contact cu lichidul, preiau mișcarea de antrenare de la surse exterioare, prin intermediul unor transmisii mecanice — arbori sau tije — etanșarea porțiunii în care acestea pătrund în corpul pompei se realizează cu ajutorul unor elemente care compun ansamblul a ceea ce în limbaj uzual poartă denumirea de „presetupă”.

La pompe se utilizează în principal două moduri de etanșare și anume:

— etanșare moale, la care presetupa este prevăzută cu garnituri moi, sub formă de inele, confecționate din materiale corespunzătoare condițiilor impuse de natura lichidului vehiculat.

— etanșare mecanică, la care presetupa este alcătuită din elemente mecanice — inele, arcuri, burdufuri —, diferită ca principiu de funcționare față de prima.

Fig. 3.41. Pompă verticală cu transmisie ghidată în lagăre unse cu ulei.

În afară de acestea există și unele pompe de construcție specială, la care etanșarea se realizează numai prin labirinți, sau la care motorul de antrenare este încorporat chiar în corpul pompei și lichidul circulă și prin interiorul acestuia, ele fiind cunoscute sub denumirea de „pompe ermetice”.

Etanșarea moale. Etanșarea moale este o etanșare clasică și ea se utilizează de obicei la pompele la care nu se impun condiții de etanșeitate absolută.

Principiul de funcționare este următorul: un inel din garnitură moale, confecționat din azbest grafitat, cânepă, bumbac sau alte materiale adecvate, este deformat în locul presetupei datorită comprimării exercitate de o bucsă și astfel presează suprafața arborelui, împiedicând scurgerea lichidului spre exterior. În realitate forța de presare trebuie aleasă astfel încât căldura degajată prin frecare să nu provoace degradarea garniturii și a suprafeței arborelui. Pentru a evita astfel de situații, se utilizează diverse soluții constructive care au ca scop satisfacerea cerințelor de ungere și răcire a presetupei, precum și a celorlalte condiții impuse de specificul exploatării.

În scopul cunoașterii principiilor de funcționare a etanșărilor utilizate la pompe, în continuare sînt prezentate cîteva din cele mai uzuale soluții constructive.

În fig. 3.42 este arătată schema unei etanșări cu garnituri moi, care se utilizează la pompele de joasă presiune ce vehiculează lichide fără impurități mecanice.

După cum se observă din figură, rotorul pompei nu are găuri de echilibrare a efortului axial, pompa fiind de joasă presiune, astfel că în spațiul dinaintea presetupei, lichidul care a scăpat prin labirint se găsește la o presiune a cărei valoare este cu ceva mai redusă decît presiunea din carcasa de refulare a pompei, datorită efectului de laminare, și are tendința de a curge prin spațiul dintre arbore și garnituri, în exteriorul pompei. Pentru funcționarea corectă a etanșării, este necesar ca strîngerea piulițelor presetupei să se facă moderat, astfel încît să permită o ușoară scurgere de lichid, sub formă de picături, care sînt colectate la partea inferioară a lagărului pompei și evacuate la rețeaua de canalizare. În acest fel, lichidul care scapă contribuie la răcirea presetupei și la lubrifierea suprafețelor de frecare, micșorînd uzura acestora. Lichidul trebuie să fie curat, fără impurități — nisip, particule dure etc., pentru a nu uza prematur arborele și garniturile. Acest lichid trebuie să fie lipsit de nocivitate pentru a nu dăuna mediului înconjurător.

Pentru pompele de presiune medie sau înaltă se utilizează soluția de etanșare prezentată în fig. 3.43.

Schema prezentată se utilizează de asemenea la pompele ce vehiculează lichide lipsite de impurități. Spre deosebire de soluția anterioară, aici rotorul 1 este prevăzut cu găuri 2 de echilibrare a împingerii axiale, iar lichidul circulă prin canalele interioare 3, pînă la inelul 4, denumit în limbaj uzual „laternou”, care desparte în două părți distincte setul de garnituri 5. În acest fel, în spațiul dinaintea presetupei se stabilește un regim de presiune care poate da naștere la următoarele două situații:

— Presiunea absolută din acest spațiu are o valoare mai redusă decît presiunea atmosferică — cazul pompelor care aspiră de la nivele inferioare, sau rezervoare aflate sub vid. În această situație, curentul de lichid de spălare

se desparte în dreptul inelului laternou în două sensuri opuse, astfel că o parte reintră în pompă, iar alta scapă către exterior (săgețile desenate cu linie plină în figură). Aici, pe lângă rolul de ungere și răcire, lichidul este folosit și pentru

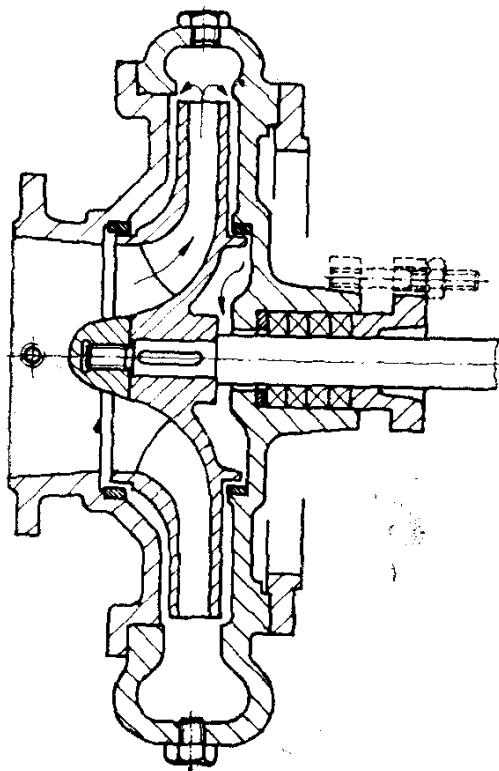


Fig. 3.42. Etanșare cu garnituri moi din azbest grafitat.

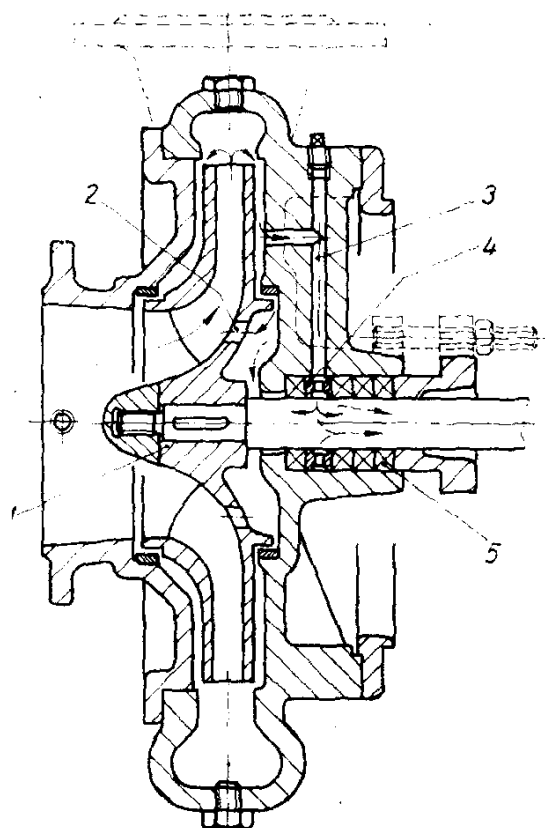


Fig. 3.43. Etanșare cu garnituri moi și circuit intern de spălare.

etanșarea pompei împotriva pătrunderii aerului din afară, împiedicând astfel dezamorsarea acesteia. Din acest motiv, lichidul mai poartă și numele de „lichid de etanșare“.

— Presiunea absolută din spațiul respectiv are o valoare mai mare decât presiunea atmosferică — cazul pompelor montate sub nivelul lichidului din rezervorul de aspirație, sau care aspiră din vase aflate sub presiune. Atunci curentul de lichid de spălare va avea un singur sens (săgețile desenate cu linie întreruptă în figură). Bineînțeles, în ambele cazuri, strângerea presetupei se va face moderat pentru a permite scurgerea lichidului sub formă de picături.

Pompele care vehiculează lichide cu suspensii sau impurități, care pot pătrunde în spațiul dintre arbore și garnituri, folosesc scheme de etanșare de felul celei prezentate în fig. 3.44.

Aceste tipuri de pompe au arborele protejat cu o bucsă denumită „bucșă de protecție“ sau „bucșă de uzură“, confecționată din materiale rezistente la uzură. Lichidul de spălare este adus de la o sursă exterioară și el trebuie să fie lipsit de impurități. Presiunea acestuia se alege astfel încât să depășească cu cel puțin 1 bar presiunea maximă pe care o poate realiza pompa. Din figură se observă că inelul laternou este plasat înaintea garniturilor de etanșare: Această poziție a fost aleasă astfel deoarece curentul lichidului

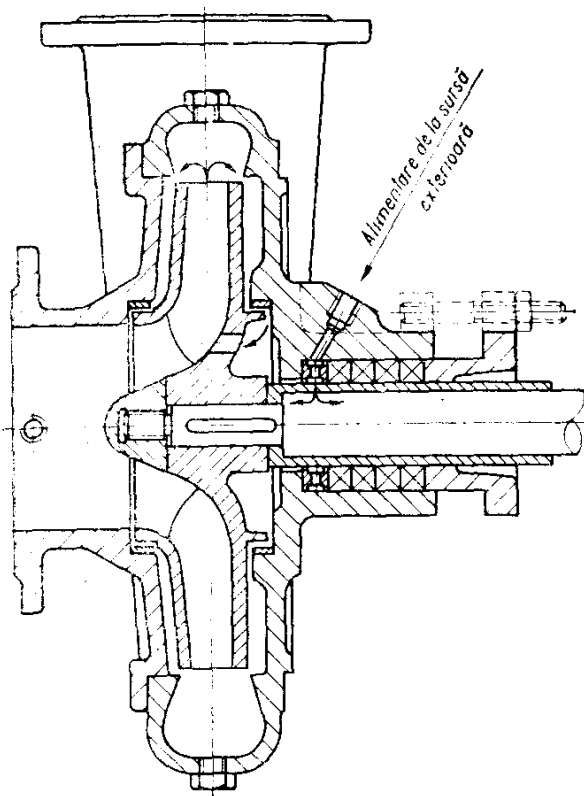


Fig. 3.44. Etanșare cu garnituri moi și circuit de spălare exterior.

de spălare, care are o presiune mai mare decât cea a lichidului pompat, se divide în două sensuri opuse, din care o parte împiedică pătrunderea impurităților și protejează etanșarea, iar cealaltă se scurge în exterior, asigurând ungerea și răcirea presetupei. Lichidul de spălare se amestecă în pompă cu lichidul vehiculat, de aceea el trebuie să fie neutru pentru a nu modifica proprietățile acestuia.

La pompele care vehiculează lichide cu temperaturi ridicate, peste 105°C , este necesară răcirea presetupei. Aceasta se obține printr-o construcție prevăzută cu cameră de răcire, așa cum este prezentată în fig. 3.45.

Etanșările cu garnituri moi necesită anumite operații de întreținere care trebuie efectuate cu conștiințiozitate de personalul de deservire, deoarece neglijarea celor mai mici amănunte poate avea ca efect funcționarea defectuoasă a pompei. În mod obișnuit, garniturile moi utilizate la pompele pentru lichide normale sînt confecționate din azbest grafitat, împletit din mai multe fire, avînd o secțiune transversală pătrată și care, din punct de vedere dimen-

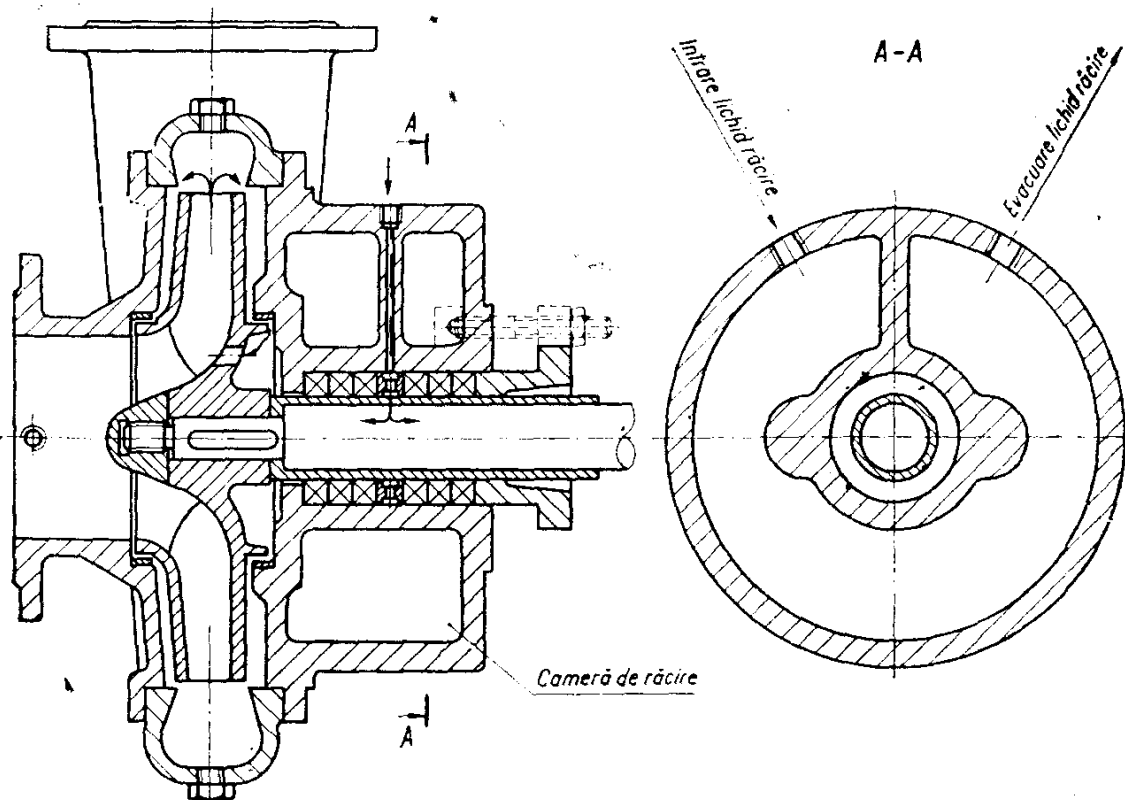


Fig. 3.45. Etanșare cu garnituri moi și cameră de răcire a presetupei.

sional, trebuie să se potrivească perfect cu golul locașului din corpul preșetupei. Fabricile producătoare livrează garniturile sub formă de inele gata confecționate la diverse dimensiuni, sau sub formă de șnur continuu, înfășurat în colaci. Garniturile se montează în locașul preșetupei numai sub formă de inele, iar operația trebuie efectuată astfel: mai întâi se introduce inelul de fund, dacă preșetupa este prevăzută cu un astfel de inel, apoi se introduc garniturile moi, inelul laternou, care trebuie să fie așezat în dreptul orificiului lichidului de etanșare, precum și restul garniturilor. Fiecare inel de garnitură se introduce separat și se împinge în locaș pînă ce opune rezistență. Împingerea se realizează cu ajutorul capacului preșetupei sau utilizînd un împingător ca cel din fig. 3.46.

Inelele se vor așeza cu tăieturile decalate la 90° — 120° , în funcție de numărul garniturilor. Dacă garniturile nu pot fi procurate sub formă de inele, situație care ar trebui evitată ori de cîte ori este posibil, atunci acestea se vor confecționa din șnur, cu ajutorul unor dispozitive care trebuie să le asigure dimensiunile și forma corectă.

Secționarea inelelor se poate face într-un plan vertical, perpendicular pe axa garniturii sau înclinat la 45° față de aceasta. Prima soluție se utilizează de obicei în cazul garniturilor moi, fără inserții metalice, care sînt mai ușor deformabile, destinate etanșării pompelor cu presiuni reduse. Tăietura oblică se folosește la garniturile moi cu inserții metalice, destinate pompelor ce funcționează în condiții de presiune și temperatură ridicată.

Pentru tăierea corectă a garniturilor, se întrebuintează diverse dispozitive, simple și practice în același timp.

În fig. 3.47 este prezentat un dispozitiv pentru tăierea garniturilor, perpendicular pe axă.

Dispozitivul este alcătuit dintr-un arbore auxiliar avînd diametrul identic cu cel al arborelui pompei (poate fi folosit în acest scop chiar arborele pompei, cînd aceasta este demontată, sau arborele de rezervă al acesteia, sau chiar

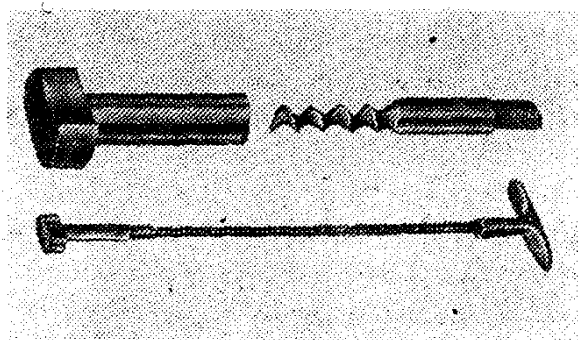


Fig. 3.46. Împingător pentru garnituri moi.

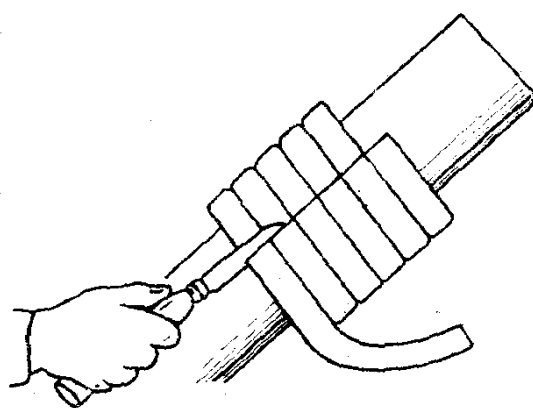


Fig. 3.47. Dispozitiv pentru confecționat inele de garnitură cu tăietură dreaptă.

un dorn confecționat din lemn). Pentru a nu deteriora suprafața arborelui, acesta se protejează în porțiunea respectivă cu 1—2 straturi de hîrtie cerată sau hîrtie pergament.

Șnurul de garnitură se înfășoară strâns pe acest arbore, apoi se trage cu creta o linie dreaptă longitudinală, după care, cu un cuțit foarte bine ascuțit, se taie fiecare garnitură în parte.

Tăierea oblică a inelelor se realizează de asemenea cu ajutorul unui arbore auxiliar, așa cum se arată în fig. 3.48.

Șnurul se înfășoară strâns pe arbore, apoi se trasează longitudinal două linii distanțate între ele cu o valoare egală cu lățimea șnurului (fig. 3.48, *a*), după care se taie cu un cuțit fiecare inel, pe diagonală dintre cele două linii (fig. 3.48, *b*). Se obține astfel un segment secționat la 45° .

Un alt dispozitiv pentru confecționat garnituri cu tăietura oblică este prezentat în fig. 3.49.

Dispozitivul este alcătuit dintr-un jgheab de lemn, având dimensiunile corespunzătoare cu cele ale secțiunii șnurului. El este prevăzut cu o fațetă oblică, la 45° , pe care se face tăierea șnurului sub formă de segmenti. Lungimea acestora se stabilește anterior, după o garnitură model, sau prin măsurarea circumferinței arborelui.

Montarea garniturilor se face numai după ce în prealabil s-a efectuat o verificare minuțioasă a locașului presetupei și a suprafeței de etanșare a arborelui, care trebuie să fie perfect curate. Fiecare inel se montează separat, iar pentru introducerea pe arbore, fără riscul unei deformări permanente sau chiar ruperi, se va proceda astfel: se apucă cu ambele mâini cele două capete ale inelului și se deschid radial, pînă ce distanța dintre capete devine egală cu jumătate din diametrul arborelui, apoi capetele se desfac axial și se introduce inelul pe arbore, așa cum se arată în fig. 3.50.

Capetele inelelor trebuie să se atingă fără a se încăleca.

După montarea întregului pachet de garnituri, se rotește arborele cu mîna pentru a se verifica dacă strîngerea garniturilor pe arbore nu este prea puternică. Piulițele presetupei se strîng inițial cu mîna, astfel încît presarea garniturilor să permită o ușoară scurgere, sub formă de picături, a lichidului pompat. Se admit de regulă 40—60 picături într-un minut. Pe măsura uzării garniturii, care se constată atunci cînd scurgerea devine abundentă, piulițele presetupei se strîng cu cheia, uniform și moderat, pînă se restabilește regîmul inițial.

Ca urmare a strîngerilor succesive, lungimea axială a pachetului de garnituri se micșorează, astfel că, la un moment dat, etanșarea nu mai poate fi asigurată, iar garniturile trebuie înlocuite. Ca regulă, se recomandă înlocuirea întregului pachet de garnituri atunci cînd lungimea acestuia s-a redus cu o valoare ce depășește cu 1,5 ori lățimea unui inel de garnitură. Pentru aceasta se procedează astfel: se oprește pompa, se scot garniturile uzate și se curăță bine locașul presetupei și suprafața arborelui de care au rămas lipite resturi de garnitură; operația se execută cu atenție pentru a nu se zgîria suprafețele de etanșare. Pentru scoaterea garniturilor, se interzice utilizarea unor scule improvizate — șurubelnițe, sîrme — deoarece acestea pot deteriora suprafața arborelui sau locașul presetupei. Se recomandă că această operație să se efectueze cu ajutorul unor scule speciale — tirbușoane — de mărime corespunzătoare, așa cum este prezentat în fig. 3.51.

Tirbușoanele se introduc diametral opus în locașul presetupei, se înșurubează în materialul garniturii și apoi se trag cu atenție afară, astfel cum este arătat în fig. 3.52.

Înlocuirea separată a unui singur inel de garnitură este contraindicată, deoarece deformarea acestuia va fi diferită față de inelele mai vechi, deci și presiunea de etanșare va fi diferită, ceea ce are ca efect uzarea neuniformă a suprafeței arborelui în dreptul garniturilor respective.

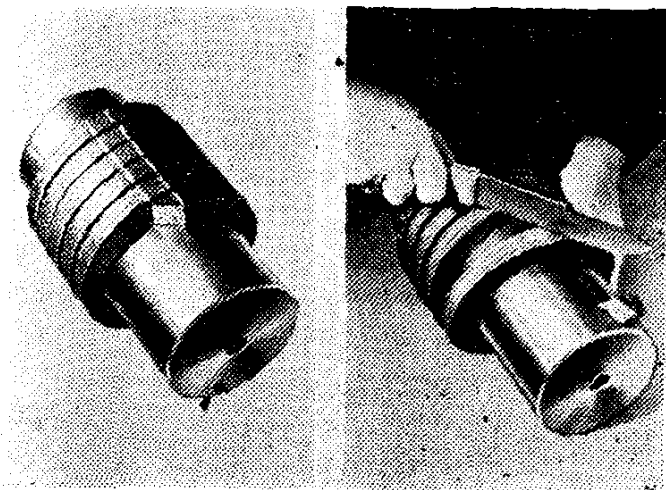


Fig. 3.48. Dispozitiv pentru confecționat inele de garnitură cu tăietură oblică.

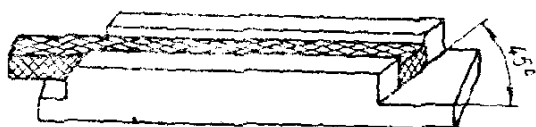


Fig. 3.49. Dispozitiv pentru tăierea înclinată a garniturilor.

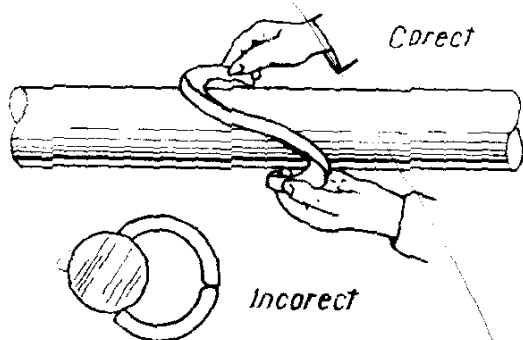


Fig. 3.50. Montarea pe arbore a inelelor de garnituri.

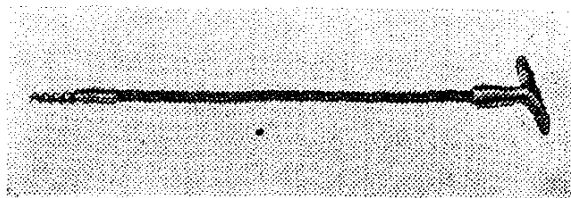


Fig. 3.51. Tirbușon pentru extragerea garniturilor.

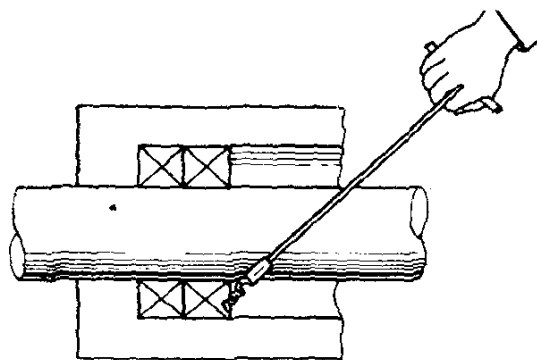


Fig. 3.52. Extragerea garniturilor cu ajutorul tirbușonului.

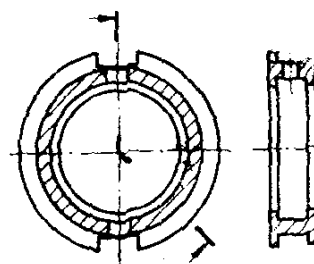


Fig. 3.53. Inel laternou.

Inelul laternou este prevăzut prin construcție cu două degajări care permit introducerea unei tițe, îndoită la un capăt și scoaterea acestuia în afara presetupei, fig. 3.53.

Temperatura de regim a presetupei constituie, în cazul pompării lichidelor reci, un criteriu de apreciere a funcționării corecte a acesteia. Astfel dacă o presetupă este strinsă prea tare, presiunea de contact dintre garnituri și arbore devine prea puternică, degajând o cantitate importantă de căldură, ceea ce conduce la un regim termic ridicat al întregului ansamblu. Acest lucru se poate constata în mod foarte simplu, atingând cu mâna corpul presetupei și apreciind așa cum s-a arătat anterior, temperatura. De asemenea

dacă se observă că presetupa fumegă și se constată un miros specific de ars, rezultă că strângerea este prea puternică și deci trebuie slăbită. Dar simpla deșurubare a piulițelor de strângere nu-și face întotdeauna efectul, deoarece se întâmplă frecvent ca întregul pachet de garnituri să se deplaseze fără însă să se micșoreze presiunea de etanșare. De aceea, dacă se constată în continuare că presetupa este prea caldă, se vor scoate separat inelele și se vor reintroduce de asemenea separat, strângerea piulițelor făcându-se cu mîna, cît mai uniform. După pornirea pompei, se va urmări intensitatea scurgerilor și se va regla astfel strângerea pînă ce se obține o scurgere sub formă de picurare. Acest lucru este un indiciu că lichidul de etanșare circulă și deci funcționarea este corectă.

O etanșare, care a fost prea strînsă încît a scos fum, este practic compromisă și garniturile respective nu mai pot fi utilizate. De aceea, se recomandă să se scoată toate inelele, să se curețe cu grijă locașul și arborele și să se introducă garnituri noi.

Pentru siguranța funcționării, este contraindicată folosirea unor garnituri de secțiune necorespunzătoare cu locașul inelar din corpul presetupeii (nici mai mari, nici mai mici), deoarece o garnitură cu grosimea prea mare va trebui să fie introdusă forțat în locaș și va avea ca efect o presiune de etanșare neuniformă. De asemenea, dacă garnitura are un diametru exterior mai mic decît cel al locașului presetupeii, ea nu va umple complet spațiul și nu va realiza presiunea de etanșare uniformă necesară. Procedul de a mări dimensiunile garniturii prin lățirea ei cu lovituri de ciocan este total greșit și contraindicat, deoarece firele din care este alcătuită garnitura nu rezistă la șocuri și aceasta se degradează rapid.

Alegerea corectă a dimensiunilor garniturii trebuie făcută conform schemei de principiu din fig. 3.54.

Grosimea garniturii se stabilește cu ajutorul relației:

$$s = \frac{D - d}{2} \quad (3.13)$$

în care: d este diametrul arborelui și D — diametrul locașului presetupeii.

Garniturile moi se confecționează din fire subțiri de bumbac sau de azbest, răsucite și impregnate cu seu sau unsoare grafitată.

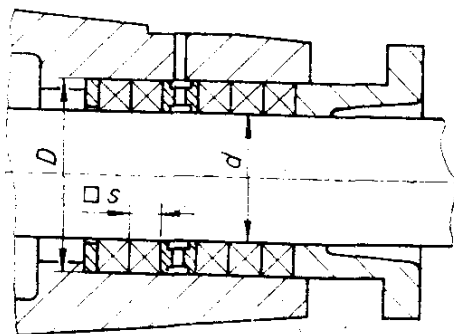


Fig. 3.54. Schema pentru alegerea dimensiunilor garniturilor.

Șnurul se obține din împletirea acestora în diverse forme, care trebuie să corespundă condițiilor impuse de sistemul de etanșare.

Secțiunea șnurului este un pătrat cu margini rotunjite.

În fig. 3.55 sînt prezentate cîteva modele de garnituri moi, de diferite forme.

Etanșarea mecanică. Etanșarea mecanică, denumită uzual și „presetupă mecanică” reprezintă o soluție constructivă modernă, aplicată cu precădere la pompe și ea se utilizează în special în situațiile de exploatare care impun condiții severe, în ceea ce privește scăpările către exterior: lichide toxice, agresive, inflamabile, radio-active etc.

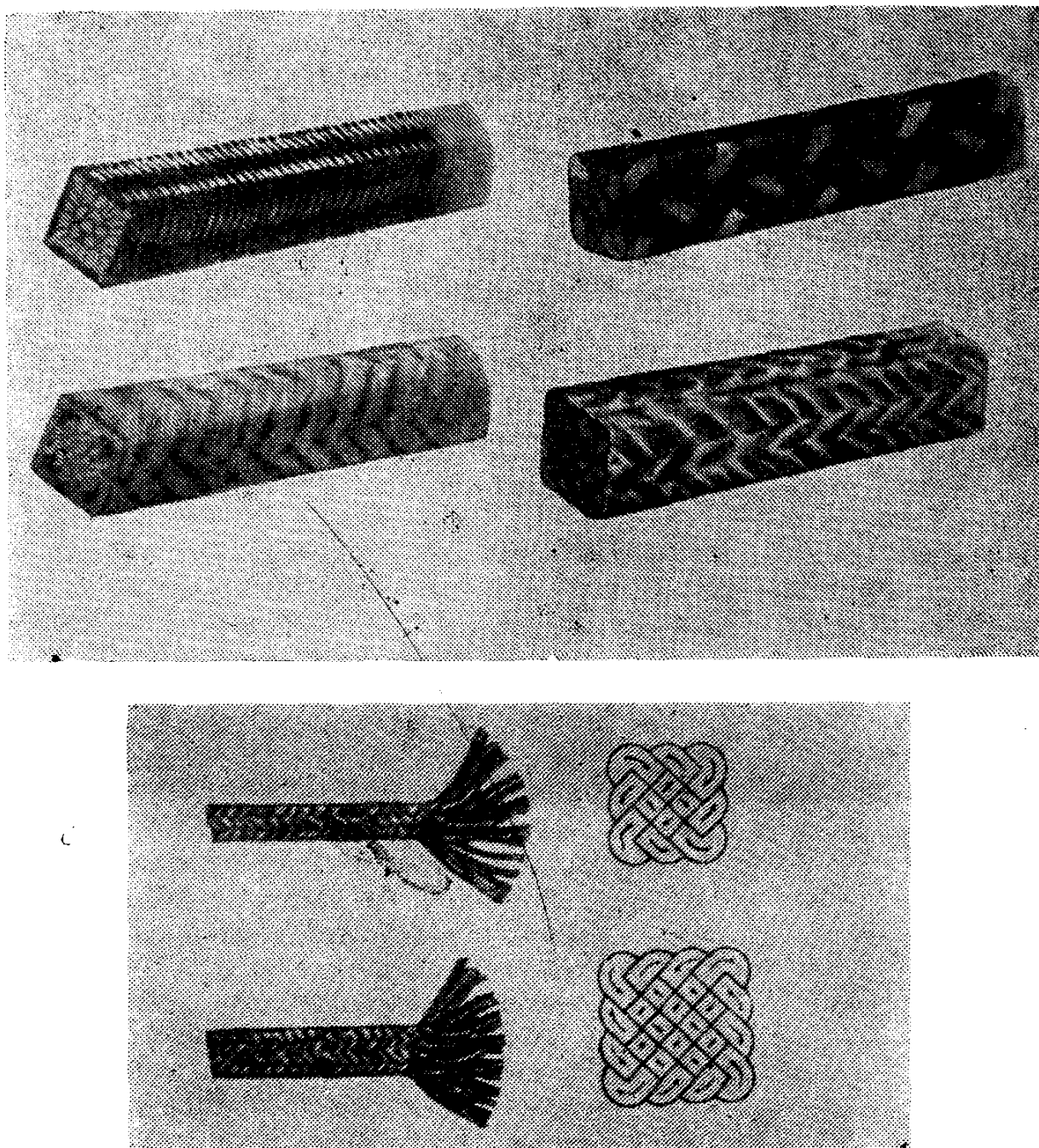


Fig. 3.55. Forme și modele de garnituri moi.

În comparație cu sistemul de etanșare cu garnituri moi, etanșările mecanice prezintă avantajul unei depline siguranțe în funcționare, necesitînd o întreținere minimă, cu condiția ca etanșarea să fie corect aleasă și montată.

Din punctul de vedere al caracteristicilor constructive și funcționale, domeniul de aplicare a etanșărilor mecanice cuprinde următoarele limite:

- diametrul arborelui: $D = 5-500$ mm, pentru etanșări cu inele executate dintr-o bucată;

$D =$ până la 1 000 mm, pentru etanșări cu inele executate din două bucăți;

- domeniul presiunilor: $p = 10^{-5}$ Torr — 250 bar;

- domeniul temperaturilor: $t = -200^{\circ}\text{C} \dots +450^{\circ}\text{C}$. Pot fi utilizate și la temperaturi mai ridicate, dacă se aplică o răcire suplimentară;

- domeniul vitezelor de rotație: $v =$ până la 100 m/s.

Din prezentarea datelor de mai sus rezultă că etanșările mecanice răspund practic la toate cerințele impuse de exploatare.

În principiu, o etanșare mecanică se compune din două inele în contact, așezate perpendicular pe axul pompei, din care unul este fixat în carcasă, iar celălalt se rotește împreună cu arborele. Inelul rotitor este apăsat de un arc, iar etanșarea se realizează între cele două fețe de alunecare, așa cum este prezentat în schema din fig. 3.56.

Conform figurii, inelul rotitor 1 este montat pe arbore cu un ajustaj suficient de larg, care-i permite o deplasare axială. Etanșarea pe arbore se realizează cu un element elastic din cauciuc de tip „O”. Tensiunea arcului se reglează cu ajutorul opritorului 4, fixat pe arbore cu un șurub. Valoarea cotei de fixare este dată în cataloagele firmelor producătoare și ea trebuie respectată cu rigurozitate.

Etanșarea lichidului aflat sub presiune se realizează pe suprafața A, care reprezintă locul de contact al celor două inele. Din acest motiv, suprafețele de alunecare ale acestora trebuie să fie absolut plane și să aibă o rugozitate minimă. Finisarea lor se obține prin lepuire pe mașini de lepuir, iar verificarea calității suprafețelor se face cu dispozitive speciale de control optic. O verificare expeditivă se poate face chiar de către montor, prin presarea manuală a celor două inele (unul către altul) pe suprafețele de etanșare; acestea trebuie să se lipească prin adeziune și să opună o oarecare rezistență la încercarea de a le desprinde. Din expunerea modului de funcționare reiese că, între suprafețele de alunecare ale inelelor, apare o forță de frecare care conduce la o încălzire a etanșării și în final la uzarea inelelor. În scopul preîntâmpinării acestor inconveniente, trebuie luate

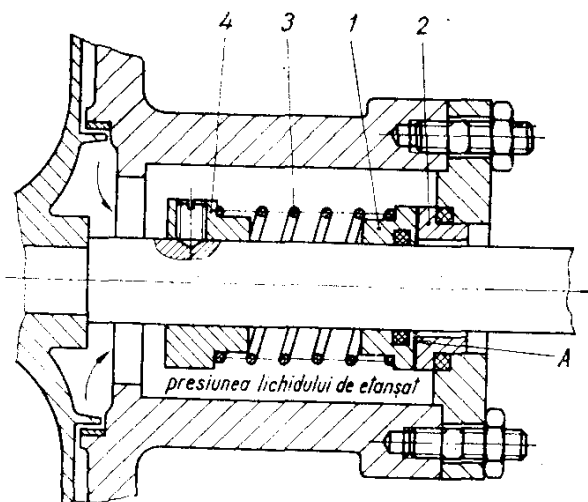


Fig. 3.56. Schema etanșării mecanice:
1 — inel rotitor; 2 — inel fix; 3 — arc elicoidal;
4 — opritor.

măsuri de lubrifiere a suprafețelor respective și de evacuare a căldurii degajate. Pentru micșorarea forței de frecare, materialele din care sînt confecționate inelele se aleg dintre cele care au un coeficient de frecare redus, dar totodată este necesar să se țină seama și de natura lichidului vehiculat, care nu trebuie să le influențeze comportarea.

Pentru micșorarea forței de frecare, materialele din care sînt confecționate inelele se aleg dintre cele care au un coeficient de frecare redus, dar totodată este necesar să se țină seama și de natura lichidului vehiculat, care nu trebuie să le influențeze comportarea.

În acest sens, materialele cele mai uzuale din care se confecționează inelele sînt:

- pentru inelul rotitor: cărbunele realizat prin sinterizare din diverse rețete de amestecuri ce au la bază grafitul;
- pentru inelul fix: fonta, bronzul, oțelul inoxidabil, textolitul și diverse materiale ceramice de duritate foarte mare.

La etanșările destinate să echipeze pompe ce vehiculează lichide abrazive, inelele se confecționează din materiale ce au la bază diferite combinații de carburi metalice.

Lubrifierea suprafețelor de alunecare se realizează oarecum asemănător ca și la sistemul de etanșare cu garnituri moi. Astfel, dacă în spațiul în care se găsește montată etanșarea, valoarea presiunii lichidului este mai mare decît presiunea exterioară, o parte din lichid va pătrunde între fețele de alunecare ale inelelor și va asigura ungerea. Cantitatea de lichid care pătrunde între cele două fețe este extrem de redusă, iar spațiul laminar creează o scădere puternică a presiunii, care poate atinge valoarea presiunii de vaporizare a lichidului, astfel că în exterior au loc scăpări sub formă de vapori care practic sînt imperceptibili.

În tehnică sînt cunoscute patru feluri de frecări: uscată, limită, mixtă și lichidă.

La frecarea uscată, între suprafețele ce se află în contact nu există un film de lubrifiant care să reducă coeficientul de frecare, astfel că cele două suprafețe sînt supuse unui proces de uzură intensă, însoțit de ciupituri și fisuri. La frecarea limită, filmul de lubrifiant este parțial întrerupt, iar local, în anumite porțiuni are loc o frecare uscată. Frecarea mixtă este asemănătoare cu frecarea limită, dar viscozitatea lichidului joacă în acest caz un rol important, coeficientul de frecare se reduce, iar uzura este minimă. La frecarea lichidă suprafețele de alunecare sînt separate printr-un film de lubrifiant care le împiedică să vină în contact, astfel încît în mod practic nu apar uzuri.

Din punct de vedere al frecării, etanșările mecanice se încadrează în categoria de frecare limită sau mixtă, adică în anumite porțiuni frecarea uscată nu poate fi evitată.

În cazul în care calitatea suprafețelor este necorespunzătoare și prezintă denivelări, pori sau fisuri, scurgerea devine abundentă iar etanșarea funcționează defectuos. Practica arată că, în general, prin efectuarea unei perioade de rodaj, cele două suprafețe de alunecare se adaptează reciproc, astfel că scurgerile se reduc progresiv. Se precizează că pe plan mondial nu există norme care să reglementeze valorile limită admise pentru scurgerile de lichid la etanșările mecanice. Firmele constructoare de etanșări mecanice nu admit scurgeri sub formă de picături, susținînd că în asemenea situații cauzele se datoresc unui montaj defectuos, unei manipulări neatențe a etanșării în timpul montării, care poate provoca deteriorarea suprafețelor de alunecare, sau alegerii necorecte a etanșării. În mod tacit însă, se recunoaște că termenul „scurgere zero” nu trebuie considerat ca o noțiune absolută, astfel că în funcție de situația din exploatare se pot admite anumite valori ale scurgerii, chiar sub formă de picături.

Conform datelor din literatura de specialitate, cantitatea de lichid care se scurge sub formă de vapori, la o pompă de mărime medie, este de ordinul a 10—12 cm³/oră.

Dacă presiunea din spațiul de etanșare are o valoare mai redusă decât presiunea mediului exterior, atunci este necesară aducerea în spațiul de etanșare a unui lichid cu o presiune superioară, care servește la răcirea și lubrifierea etanșării.

Din punct de vedere constructiv-funcțional, etanșările mecanice se pot clasifica în două categorii:

- etanșări fără echilibrarea presiunii, denumite și „etanșări neechilibrate”;
- etanșări cu echilibrarea presiunii, sau „etanșări echilibrate”.

La etanșarea fără echilibrarea presiunii, suprafața de alunecare este echivalentă cu suprafața pe care se exercită presiunea lichidului ce trebuie etanșat, prin urmare și presiunea specifică este aceeași cu cea a lichidului respectiv. Din acest motiv, etanșările neechilibrate nu pot fi folosite la presiuni prea mari, deoarece forța de apăsare a celor două inele capătă valori importante, astfel că temperatura crește peste limitele permise, iar etanșarea se uzează prematur. Practic, etanșările din această categorie pot fi utilizate pentru presiuni ce nu depășesc valoarea de 10 bar.

În fig. 3.57 este prezentată schema unei etanșări mecanice neechilibrate.

După cum se observă din figură, suprafața *A* pe care acționează presiunea lichidului din pompă este echivalentă cu suprafața *B* a inelului fix. În această situație, presiunea pe fața de contact dintre cele două inele este egală chiar cu presiunea lichidului ce trebuie etanșat. În exemplul prezentat nu s-a luat în considerare forța arcului care acționează în același sens cu presiunea lichidului pompat. În realitate, presiunea de contact dintre cele două fețe are o valoare mai mare decât presiunea lichidului, datorită tocmai acțiunii arcului.

În fig. 3.58 este prezentată schema unei etanșări mecanice la care suprafața *A*, pe care se exercită presiunea lichidului de etanșat, este mai mare decât suprafața *B* de contact. În această situație, presiunea de contact este mai mare decât presiunea lichidului de etanșat cu o valoare determinată de raportul celor două suprafețe.

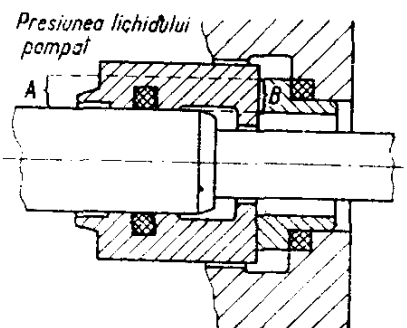


Fig. 3.57. Schema etanșării mecanice neechilibrate.

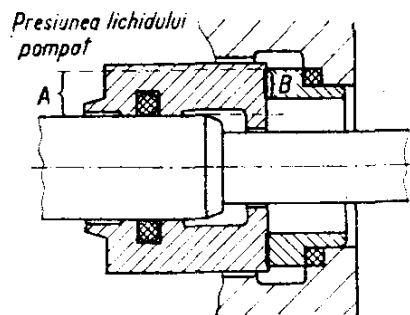


Fig. 3.58. Etanșare neechilibrată cu presiune specifică mărită.

Etanșările mecanice neechilibrate se utilizează în numeroase situații de exploatare, care impun condiții mai ușoare, datorită construcției lor simple în raport cu cea a etanșărilor echilibrate.

La presiuni superioare valorii de 10 bar, utilizarea unei etanșări neechilibrate nu mai este rațională, datorită presiunii mari de contact dintre cele două fețe de alunecare. Pentru înlăturarea acestui inconvenient se adoptă o soluție constructivă, la care presiunea pe fețele de contact este determinată de presiunea diferențială a lichidului de etanșat.

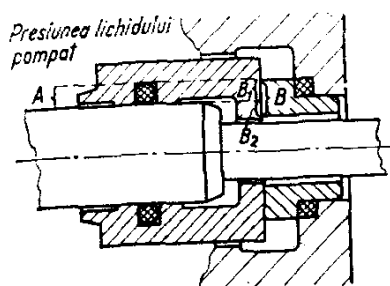


Fig. 3.59. Schema etanșării mecanice echilibrate.

După cum se remarcă din fig. 3.59, presiunea lichidului ce acționează pe suprafața A rezultă ca o diferență dintre presiunile de pe fețele opuse ale inelului rotitor și ea se transmite inelului fix prin intermediul suprafeței B_1 . Dar contactul dintre cele două inele se realizează pe o suprafață alcătuită din suma $B_1 + B_2$, echivalentă cu suprafața B a inelului fix. Rezultă, prin urmare, că presiunea pe suprafețele de contact este mai mică decât presiunea lichidului de etanșat și este determinată de raportul:

$$\frac{B_1}{B_1 + B_2} = \frac{A}{B} \quad (3.14)$$

Acest raport, exprimat în procente, indică gradul de echilibrare a etanșării.

Alegerea etanșării mecanice care urmează să echipeze pompa, respectiv determinarea tipului constructiv și a materialului etanșării este o sarcină a constructorului de pompe, care posedă datele de bază și condițiile de funcționare în exploatare furnizate de beneficiar în formularul cerere de ofertă.

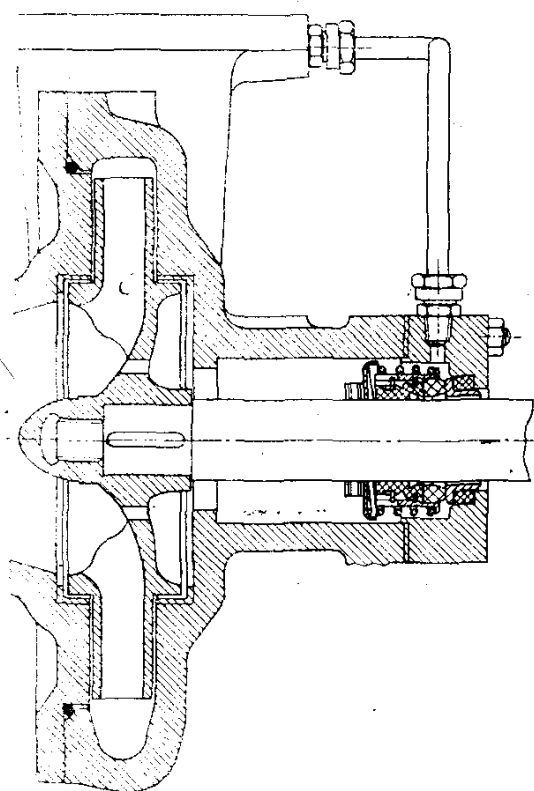


Fig. 3.60. Schema de montaj a etanșării mecanice neechilibrate, cu circulație exterioră și inel rotitor.

Totuși, cu ocazia reparațiilor capitale, sau în cazul când beneficiarul dorește ca la o pompă să înlocuiască etanșarea moale cu una mecanică, el trebuie să aleagă etanșarea cea mai potrivită și, în acest sens, este recomandabil să consulte specialiștii fabricii constructoare de pompe.

În scopul de a înlesni cunoașterea și însușirea cunoștințelor referitoare la etanșările mecanice, în continuare sînt prezentate cîteva din construcțiile caracteristice pom-pelor uzuale.

Schema din fig. 3.60 reprezintă soluția de montaj a unei etanșări simple, neechilibrate, la care circulația lichidului de răcire se face prin exteriorul pompei. Priza de lichid este situată pe carcasa de refulare, iar lichidul preluat la presiunea de lucru se introduce în locașul etanșării printr-un orificiu a cărui poziție se găsește în planul celor două fețe de alunecare ale inelelor etanșării. După cum se observă din schemă, etanșarea suprafețelor inelelor de alunecare

nu poate fi realizată direct cu lichidul aflat în spatele rotorului, deoarece datorită găurilor de echilibrare prevăzute în acesta, camera presetupei este pusă în legătură directă cu conducta de aspirație și prin urmare se găsește la un regim de depresiune.

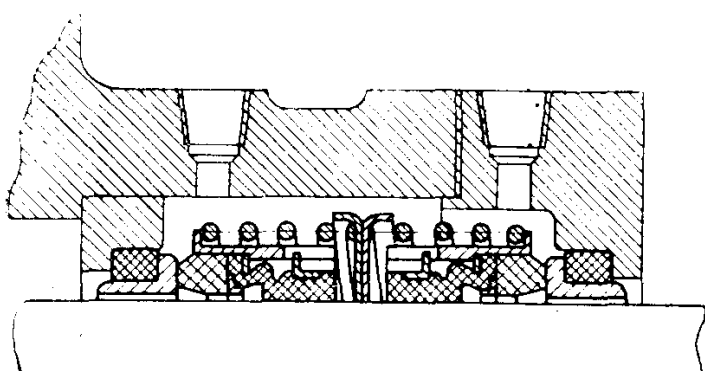


Fig. 3.61. Etanșare mecanică, echilibrată, cu inel fix.

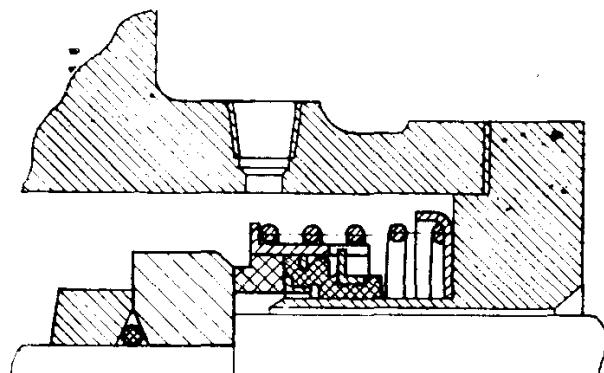


Fig. 3.62. Etanșarea mecanică dublă, neechilibrată, montaj spate în spate.

În schema prezentată, elementele etanșării — inelul de grafit, arcul de presare, manșonul din cauciuc și carcasa metalică de sprijin — sînt solidarizate împreună cu arborele și se rotesc odată cu acesta, în timp ce contrainelul este fix în carcasă.

În fig. 3.61 este arătată schema de montaj a unei etanșări mecanice simple, la care elementele presetupei sînt fixe în carcasă iar contrainelul se rotește odată cu arborele. Această etanșare este denumită uzual „cu inel rotitor“.

În situații în care parametrii exploatării impun condiții mai dificile: vehicularea de lichide cu particule solide în suspensie, toxice, inflamabile etc., se utilizează ca soluție de montaj etanșarea mecanică dublă. De obicei aceasta este alcătuită din două etanșări simple așezate: „spate în spate“, „față în față“, în „tandem“ sau „combinat“.

În schema din fig. 3.62 este prezentată soluția de montaj a unei etanșări duble așezată „spate în spate“, utilizată la o pompă pentru lichide abrazive.

Lichidul de etanșare și spălare se introduce din exterior, prin două orificii amplasate în planul suprafețelor de alunecare ale inelelor respective. El trebuie să fie lipsit de impurități și să aibă o presiune superioară cu aproximativ 1—2 bar față de presiunea de lucru a pompei. În felul acesta, între fețele de alunecare, se creează un film de fluid care împiedică pătrunderea particulelor abrazive și asigură protecția împotriva uzurii premature.

În cazul vehiculării unor lichide cu toxicitate ridicată sau foarte inflamabile, etanșarea dublă are rolul de a împiedica scăparea acestora în atmosfera exterioară. În acest scop, se utilizează montajul „față în față“ sau „combinat“.

În fig. 3.63 se prezintă schema de montaj a unei etanșări duble, combinate, alcătuită dintr-o etanșare simplă, neechilibrată, și una echilibrată.

După cum se observă din figură, etanșarea echilibrată este montată spre exteriorul cutiei presetupei, deoarece oferă o singură sporită împotriva pierderilor.

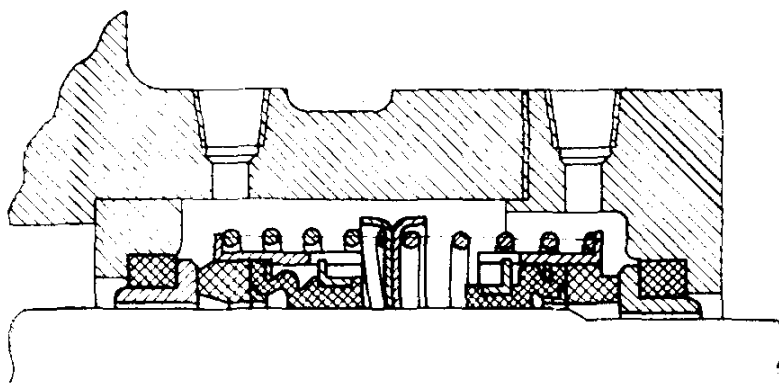


Fig. 3.63. Etanșare mecanică dublă, combinată, montaj „spate în spate”.

Etanșarea dublă dispusă în sistem „tandem” este utilizată de obicei la pompele ce vehiculează lichide ce au tendința de cristalizare, polimerizare sau cracare. Această soluție este arătată în fig. 3.64.

Exemplele descrise mai sus nu epuizează diversele soluții de montare a etanșărilor mecanice, mai ales dacă se ține seama și de marea varietate de forme constructive adoptate de fabricile producătoare. De aceea, se recomandă ca alegerea și utilizarea unei etanșări mecanice să se facă numai în conformitate cu prescripțiile din cataloagele furnizorului.

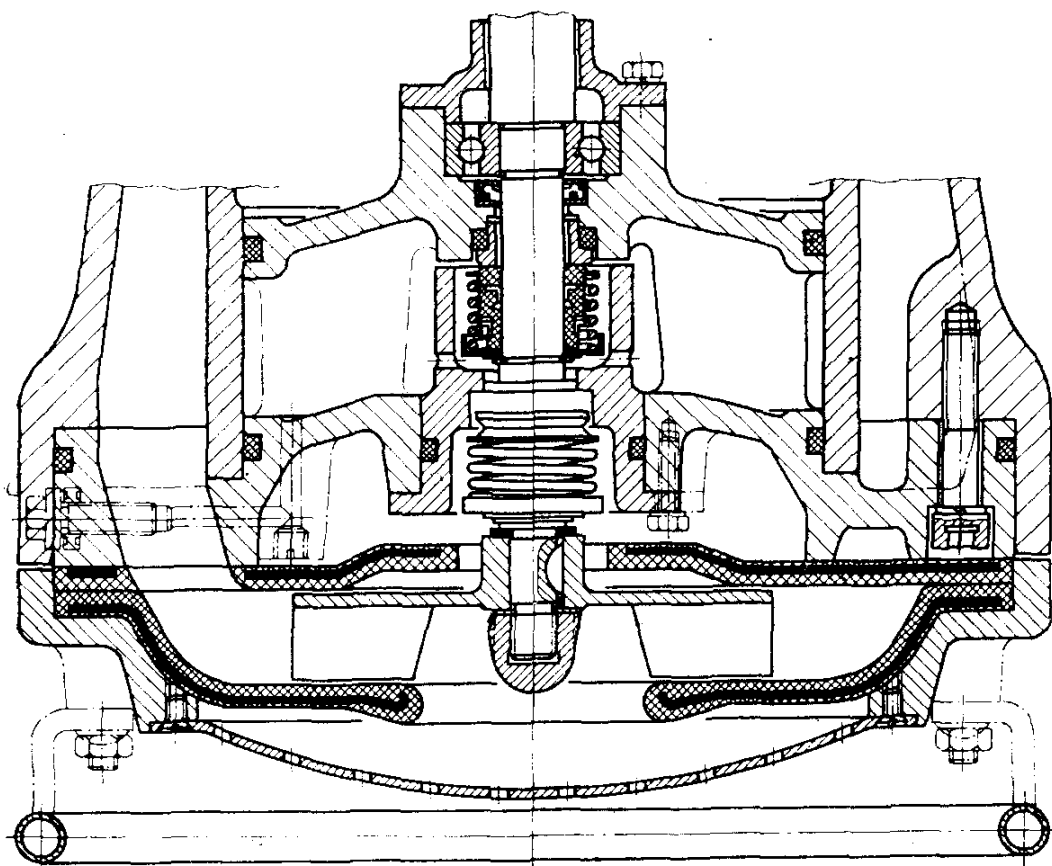


Fig. 3.64. Etanșare mecanică dispusă în tandem.

Așa după cum s-a arătat anterior, etanșarea mecanică nu necesită practic operații de întreținere, iar dacă a fost corect aleasă și montată va da deplină satisfacție în exploatare. Din acest punct de vedere se precizează că montarea unei etanșări mecanice reprezintă o operație foarte delicată, care trebuie

executată cu multă răbdare și finețe, respectînd cu strictețe toate prescripțiile furnizorului.

În acest sens, în continuare, sînt prezentate cîteva recomandări care au o valabilitate cu caracter general, avînd ca bază indicațiile cuprinse în instrucțiunile emise de diverși furnizori:

— Înainte de începerea montajului propriu-zis sînt necesare cîteva operații pregătitoare, care se referă la organizarea locului de muncă — spațiul de montaj, masa de montaj, sculele folosite etc.. Astfel, încăperea aleasă pentru montarea etanșării mecanice trebuie să fie situată la o distanță suficient de mare față de atelierul mecanic de montaj, unde se efectuează operații de prelucrare prin așchiere sau polizare, așa încît să se poată asigura o atmosferă lipsită de impurități (praf, murdărie etc.). Chiar și hainele și mîinile montorului trebuie să fie curate. Pompa se va aduce la camera de montaj după ce în prealabil a fost suflată cu aer, iar locul presetupei curățat cu îngrijire.

— Etanșările se livrează ambalate în cutii închise, iar suprafețele inelelor de alunecare, care sînt lepuite, sînt protejate cu un strat din material plastic. Din acest motiv, desfacerea din ambalajul original se va face numai în momentul cînd etanșarea se montează în pompă. Manevrarea se face cu deosebită atenție, iar stratul protector se va îndepărta prin dezlipire, avînd grijă ca suprafețele de etanșare să nu fie zgîriate sau lovite.

— Arborele trebuie să aibă pe lungimea de montare a etanșării o suprafață netedă, obținută prin rectificare. Toate degajările, muchiile și pragurile, peste care trece etanșarea în timpul montării, trebuie teșite și rotunjite la cotele indicate în cataloage. În locurile de trecere peste canale de pană, se vor introduce pene din lemn, care se vor ajusta la nivelul diametrului arborelui. În timpul rotirii, arborele trebuie să fie lipsit de vibrații perceptibile. Pentru ușurința montajului, se recomandă ca suprafețele peste care se introduce etanșarea să fie unse mai înainte cu un strat de ulei foarte fin.

În cataloage se indică cotele de montaj precum și toleranțele admisibile pentru fiecare tip de etanșare. Se înțelege că acestea vor trebui respectate cu rigurozitate.

Pentru exemplificare, în continuare, se prezintă cîteva tipuri de etanșări mecanice — cote de montaj, dimensiuni și toleranțe — pentru diametrul nominal al arborelui $D_n = 26$ mm, cuprinse în diverse cataloage de etanșări.

Valorile corespunzătoare literelor sînt (fig. 3.65): $D = 26 \pm 0,05$ mm; $D_1 = 32$ mm; $D_2 = 40 \pm 0,05$ mm; $D_3 = 47$ mm; $D_4 = 50$ mm; $B = 25$ mm; $H = 13$ mm; $F = 10,5$ mm.

Etanșarea din fig. 3.65 este o etanșare de tip T 2 (fabricată de firma CRANE-Anglia), neechilibrată, utilizată la pomparea lichidelor neagresive.

Valorile numerice indicate au fost obținute prin transformarea unităților din țoli în milimetri.

În fig. 3.66 este prezentată o etanșare mecanică tip T2 dublă, neechilibrată, pentru diametrul nominal al arborelui $D_n = 70$ mm. Ea poate fi utilizată la pompele ce vehiculează lichide ce conțin particule în suspensie, sau pentru lichide toxice și inflamabile.

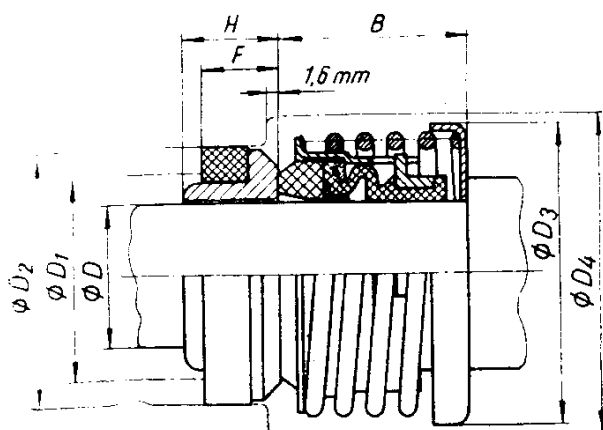


Fig. 3.65. Etanșare mecanică simplă, tip T2, fabricată de firma CRANE-Anglia.

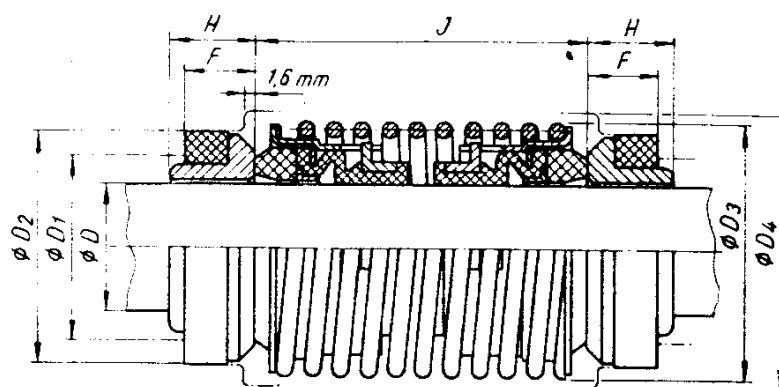


Fig. 3.66. Etanșare mecanică, tip T2, dublă, neechilibrată, fabricată de firma CRANE-Anglia.

Valorile corespunzătoare literelor sînt (fig. 3.66):

$D = 70 \pm 0,05$ mm; $D_1 = 81$ mm; $D_2 = 95 \pm 0,05$ mm; $D_3 = 100$ mm; $D_4 = 108$ mm; $F = 16$ mm; $H = 19$ mm; $J = 98$ mm.

Pentru a proteja elementele din cauciuc la trecerile peste umărul arborelui, se recomandă pentru arbori de diametre mici, rotunjirea muchiilor cu o rază de cel puțin 0,8 mm. Pentru arbori de dimensiuni mai mari, se vor executa teșituri conform cotelor indicate în fig. 3.67.

Aceeași condiție de rotunjire se impune și pentru muchiile locașului în care se montează inelul de etanșare fix, așa cum se arată în fig. 3.68.

Montajul propriu-zis al etanșării cuprinde două etape distincte:

- montarea inelului fix;
- montarea ansamblului rotitor.

Inelul fix este alcătuit din inelul de alunecare și garnitura de etanșare. În vederea montării, se procedează astfel: se desface ambalajul, se scoate inelul fix și se îndepărtează cu atenție stratul protector (prin dezlipire și în niciun caz prin răzuire). Se introduce garnitura din cauciuc pe pragul de ghidare al inelului, se unge apoi cu un strat fin de ulei la exterior (nu se recomandă unsoare consistentă), și se presează ansamblul cu mîna în locașul respectiv. Dacă opune o rezistență destul de mare, se poate folosi o bucsă de presare,

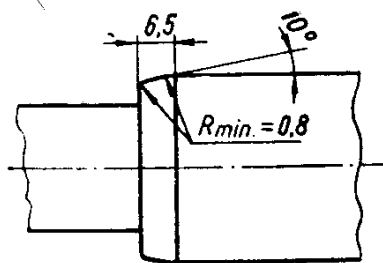


Fig. 3.67. Dimensiuni de rotunjire ale umărului arborelui.

cu marginile teșite, care se aplică pe teșitura inelului, astfel ca să nu deterioreze suprafața de alunecare (vezi fig. 3.68). După montare, suprafața de alunecare se unge cu un strat fin de ulei. Ansamblul rotitor se montează pe arbore, iar, pentru a ușura alunecarea burdufului de cauciuc, se unge cu un strat subțire de ulei suprafața arborelui. Se împinge apoi ansamblul cu mîna pe arbore, pînă ce inelul de sprijin al arcului se reazemă pe umărul arborelui. Se verifică dacă arcul s-a așezat corect și se încearcă tensiunea cu mîna. Se verifică dacă suprafețele de alunecare ale

inelor sînt așezate perpendicular pe arbore. Se unge și suprafața de alunecare a inelului rotitor cu un strat fin de ulei.

Ansamblul etanșării montate trebuie să respecte cotele de montaj indicate în catalog.

Din punct de vedere al siguranței în funcționare, este esențial să se cunoască faptul că înainte de pornirea pompei trebuie să se asigure alimentarea cu lichid de ungere-răcire a presetupei. Pentru aceasta, dacă circuitul de răcire

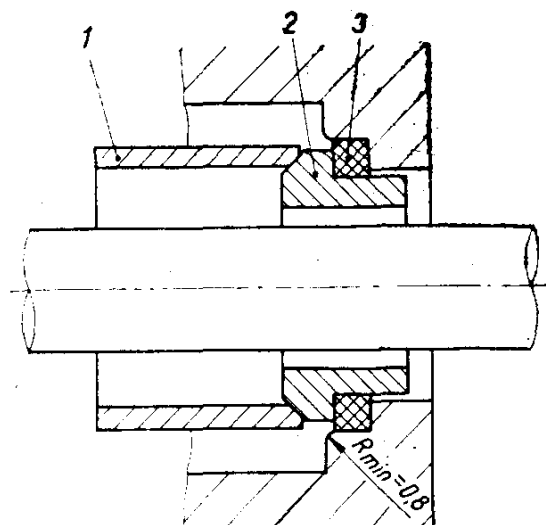


Fig. 3.68. Montajul inelului fix:
1 — bucsă de presare; 2 — inel fix; 3 — garnitură.

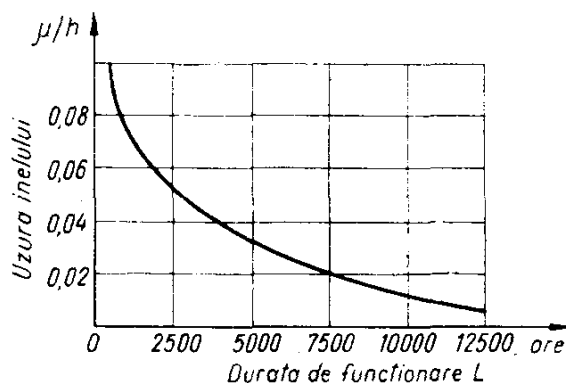


Fig. 3.69. Uzura inelului de grafit în funcție de timpul de funcționare.

este exterior, se verifică prezența lichidului de alimentare. Dacă circuitul este interior, pompa se va porni numai după ce a fost umplută cu lichid.

În stadiul actual al tehnicii, o etanșare mecanică, corect aleasă și montată, poate avea o durată de viață cuprinsă între câteva mii de ore și câteva zeci de mii de ore de funcționare. Aceasta depinde de condițiile de funcționare, precum și de mediul lichid vehiculat. De regulă, cu cât lichidul este mai curat și are o temperatură normală, cu atât mai lungă va fi durata de utilizare.

Ca exemplu, în fig. 3.69 este prezentată diagrama de uzură a inelului din grafit al unei etanșări mecanice care a funcționat cu apă curată la temperatura de 55—90°C, presiunea 3,5—5 bar și la viteza de alunecare $v = 2$ m/s.

Deoarece în mod normal uzura admisă, pînă la scoaterea produsului din funcțiune este 2 mm, rezultă că în condițiile date, această etanșare poate atinge o durată de funcționare de ordinul a 100 000 ore.

Pentru lichide curate, fără particule în suspensie, durata de utilizare se poate determina cu relația:

$$L = \frac{a}{A} \quad (3.15)$$

în care L este durata de funcționare; a — înălțimea pragului de uzură disponibil. Pentru etanșările obișnuite, $a = 2$ —5 mm; A — uzura medie orară a materialului mai moale.

3.2.3.3. Cuplajul. Transmiterea mișcării de la sursa de putere la pompă se poate realiza prin: cuplare directă, reductor mecanic sau transmisie cu curele. Ultimele două soluții se folosesc atunci cînd turația motoarelor de antrenare diferă de cea a pompelor antrenate.

Cuplarea directă, care este cea mai răspîndită, se folosește în situațiile în care turația pompei este aceeași cu turația motorului și ea se realizează prin intermediul unui organ de mașină denumit „cuplaj”. Condiția esențială,

care trebuie îndeplinită în acest caz, constă în obținerea unei coaxialități cât mai corecte, între arborele pompei și cel al motorului. Din acest punct de vedere, cuplajele utilizate la pompe se împart în două categorii: cuplaje rigide și cuplaje elastice.

Cuplajele rigide presupun realizarea unei coaxialități perfecte între cei doi arbori, nefiind admise în mod practic abateri. Dacă această condiție nu poate fi îndeplinită, urmarea este uzura prematură și defectarea lagărelor de susținere a arborilor respectivi. În practică, obținerea unei coaxialități fără abateri este anevoiasă, de aceea utilizarea cuplajelor rigide la pompe este limitată.

Cel mai răspândit tip de cuplaj este cuplajul elastic, la care, așa după cum indică și numele, transmiterea momentului se face prin intermediul unor elemente elastice ce preiau atât abaterile de coaxialitate — în anumite limite — cât și șocurile transmise de către mașina de antrenare. Actualmente în tehnica mondială sînt cunoscute o sumedenie de soluții constructive de cuplaje elastice, dar dintre toate, cele mai utilizate sînt: cuplajul cu bolțuri și cuplajul cu gheare și lamele din cauciuc.

În fig. 3.70 este prezentat un cuplaj elastic cu bolțuri.

El este alcătuit din semicuplele cu butuc 1 și 4, bolțul din oțel 2 și bușele 3, confecționate din cauciuc sau piele. Se observă că momentul transmis de semicupla 1, prin intermediul bolțului 2, este preluat de bușele elastice 3.

Cuplajul cu gheare și lamele din cauciuc reprezintă o soluție mai modernă, avantajoasă din punct de vedere al repartiției presiunilor pe lamele, precum și din punct de vedere economic, deoarece bolțurile prelucrate sînt înlocuite cu gheare obținute direct din turnare.

În fig. 3.71 este prezentat un cuplaj cu gheare și lamele din cauciuc.

Acesta este alcătuit din semicupla pompei 1, semicupla motorului 2 și lamelele din cauciuc 3. Momentul de torsiune este transmis prin intermediul

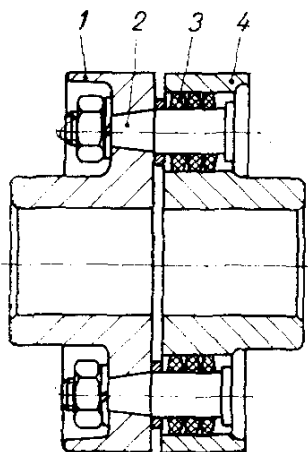


Fig. 3.70. Cuplaj elastic cu bolțuri.

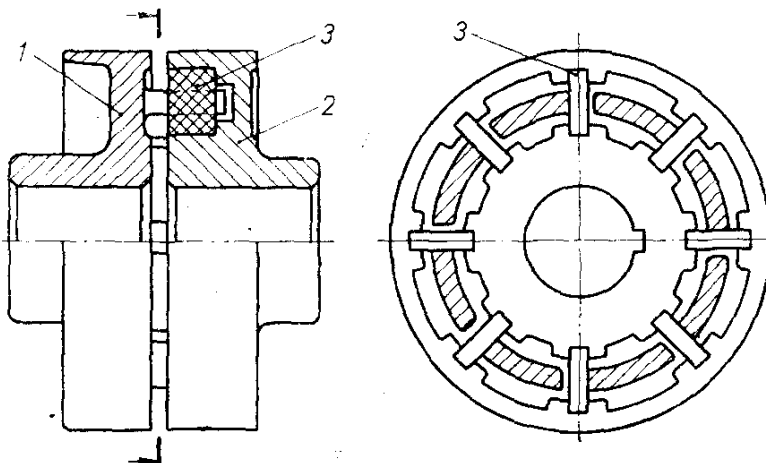


Fig. 3.71. Cuplaj elastic cu gheare și lamele din cauciuc.

lamelelor, care fiind elastice, pot prelua anumite abateri de coaxialitate, amortizînd totodată și șocurile de transmisie.

Lamelele sînt confecționate din cauciuc cu inserție de pînză și au o formă paralelipedică (fig. 3.72).

Dimensiunile lamelor sînt normalizate, iar introducerea lor în locașurile respective ale semicuplei trebuie să se facă fără joc, printr-o presare ușoară cu mîna. Între lamele și gheare se asigură un joc, aproximativ 1 mm, cu scopul de a facilita montarea semicuplei cu gheare.

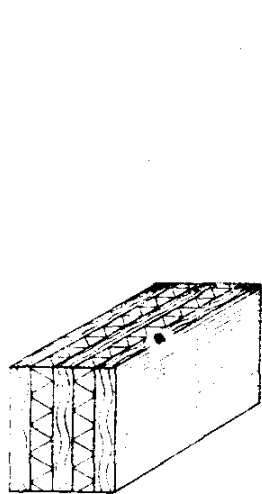


Fig. 3.72. Lamelă din cauciuc.

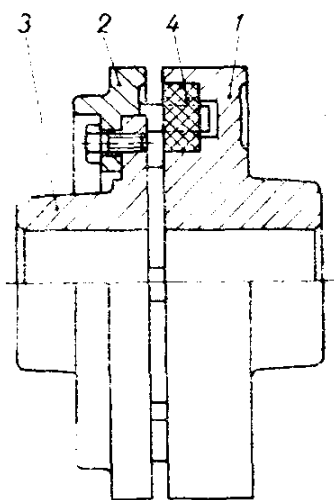


Fig. 3.73. Cuplaj elastic cu gheare, cu inel demontabil.

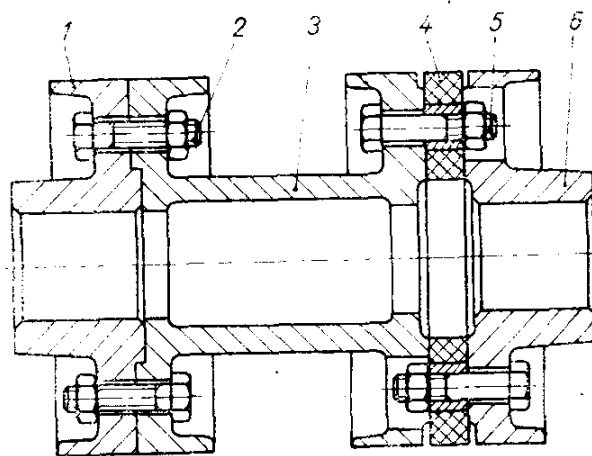


Fig. 3.74. Cuplaj cu tronson intermediar

Pentru a permite rotirea motorului de antrenare separat, în vederea verificării sensului de rotație, sau pentru efectuarea unor reglaje, în cazul acționării cu motoare termice, se utilizează un alt tip de cuplaj cu gheare, care permite decuplarea celor două semicuple fără a fi necesară deplasarea pompei sau a motorului din poziția centrată.

În fig. 3.73 este prezentat un cuplaj cu gheare cu inel intermediar, care oferă această posibilitate.

Cuplajul este alcătuit din semicupla pompei 1, inelul cu gheare 2, fixat prin șuruburi de semicupla 3 a motorului și lamelele din cauciuc 4. Cuplajul din fig. 3.73 este utilizat cu precădere la agregatele de dimensiuni mari, deoarece operațiile de centrare ale acestora sînt mai dificile.

Un alt tip de cuplaj care se folosește la pompele ce funcționează în condiții grele de exploatare, cum sînt pompele de proces din industria petrochimică, este cuplajul cu tronson intermediar. Acesta este astfel conceput încît să permită demontarea subansamblului lagăr și a rotorului, fără a demonta carcasa pompei din instalație. În figura 3.74 este prezentat un astfel de cuplaj. El este alcătuit din următoarele elemente: semicupla motor 1, șurubul de strîngere 2, tronsonul intermediar 3, discul din cauciuc 4, șurubul de păsuire 5 și semicupla pompei 6.

La demontare, se desfac șuruburile 2, și 5, se scoate discul elastic 4 și tronsonul intermediar 3, apoi se poate demonta lagărul pompei fără a se desface instalația. Această operație este prezentată în fig. 3.75.

Din punct de vedere al exploatării, cuplajele descrise anterior nu necesită practic operații de întreținere, însă la manipularea lor trebuie să se respecte următoarele recomandări:

— Cu ocazia montării sau demontării se va evita contactul lamelor din cauciuc cu diverse produse petroliere. În timpul funcționării, se verifică periodic funcționarea cuplajului, observînd ca acesta să nu producă vibrații sau bătăi.

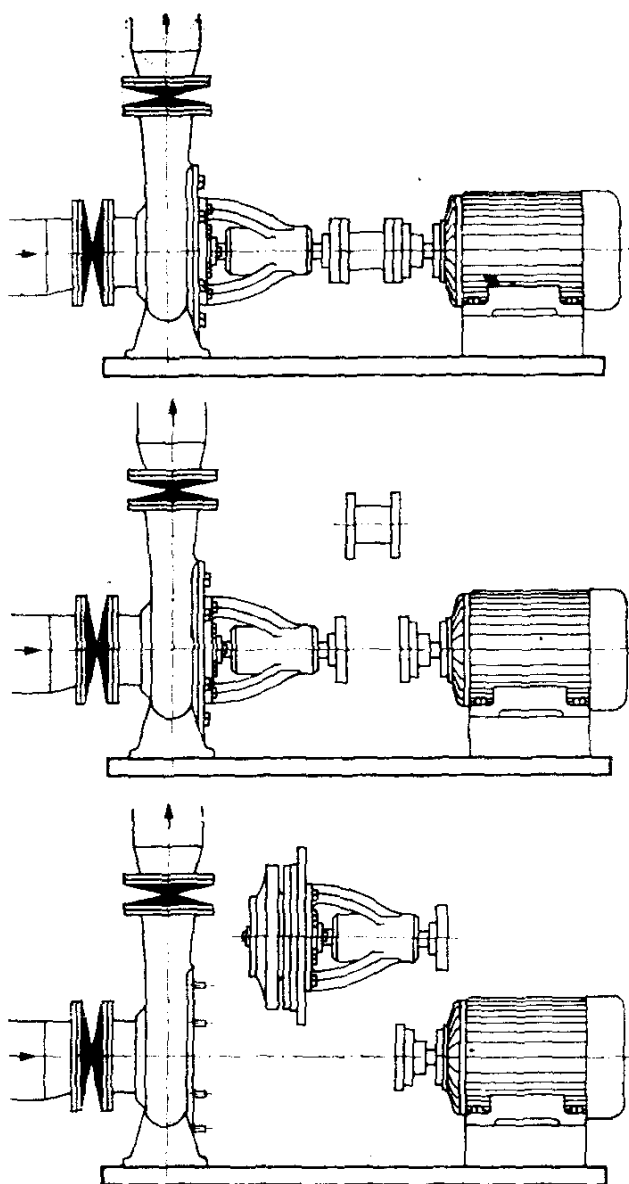


Fig. 3.75. Demontarea cuplajului cu tronson intermediar și a lagărului pompei, fără demontarea instalației.

Dacă se constată asemenea fenomene, se oprește agregatul și se controlează centrajul, așa cum s-a arătat la subcapitolul 3.1.2.

— În cazul în care o lamă este fisurată, ea trebuie înlocuită imediat. Uzura lamelor se manifestă prin detașarea unor particule de material de dimensiuni variate, ca urmare a fenomenului de îmbătrânire a cauciucului după o perioadă de funcționare îndelungată, sau datorită unor solicitări termice excesive. În această situație, se va înlocui întregul set de lamele.

— Montarea semicuplelor pe arbori se face cu ajutorul unor dispozitive de presare, pentru cuplajele de dimensiuni mici și mijlocii, și prin încălzire, la cele de dimensiuni mari.

— Ajustajul dintre semicuple și arbore este un ajustaj intermediar, de tipul $H6/j6$, de aceea se interzice demontarea sau montarea prin lovituri de ciocan, deoarece acestea pot deforma arborele sau distruge lagărele cu rulmenți.

În fig. 3.76 este arătat modul de depresare a unei cuple de pe arbore, cu ajutorul unei prese cu gheare.

Semicuplele sînt strunjite la exterior cu scopul de a permite efectuarea operațiilor de centrare cu ajutorul riglei plane. De aceea, ele trebuie manipu-

late cu grijă, ferite de lovituri care ar putea provoca deformarea acestor suprafețe și ar conduce astfel la erori de centrare.

Pentru montarea cuplajului cu tronson intermediar, se procedează astfel:

— Se introduce tronsonul intermediar pe umărul de centrare prevăzut în acest scop la semicupla motor, se introduc șuruburile de strîngere și se strîng în diagonală, cu un efort uniform, preferabil cu o cheie dinamometrică.

— Se introduce apoi discul din cauciuc și se strînge în mod asemănător, cu șuruburile de păsuire.

— Se face apoi verificarea centrajului cu ajutorul riglei plane, care se așază pe generatoarea cuplajului în trei poziții decalate la 120° . Se măsoară apoi cu ajutorul unei lere de grosime, distanța dintre riglă și diametrul exterior al celor două semicuple. Aceasta nu trebuie să depășească valoarea 0,05 mm.

O importantă categorie de pompe este aceea la care acționarea se realizează de la distanță. În această categorie intră pompele de construcție verti-

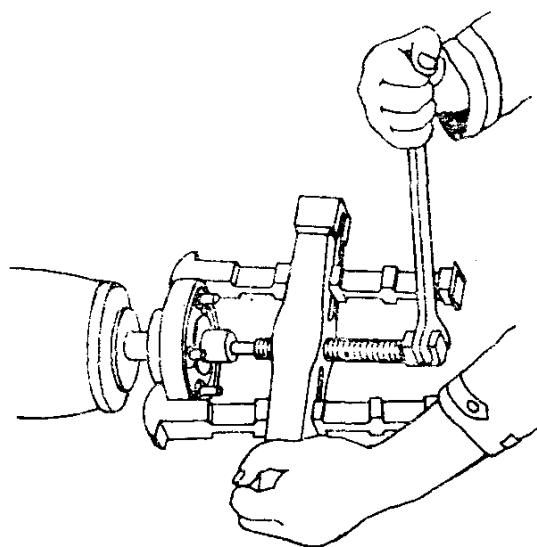


Fig. 3.76. Demontarea unei semicuple cu ajutorul prese cu gheare.

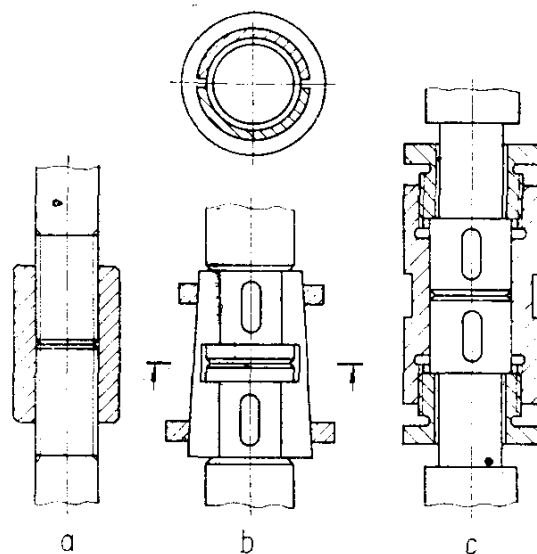


Fig. 3.77. Cuplaje pentru arbori verticali de transmisie.

cală, care funcționează introduse în puțuri sau rezervoare și la care pompa trebuie să fie situată cât mai aproape de nivelul de lichid sau chiar imersată, iar motorul de acționare este așezat la suprafață.

La aceste construcții, transmisia mișcării se face printr-un sistem de arbori intermediari, cuplați rigid între ei, astfel încât să realizeze coaxialitatea dintre arborele motorului și cel al pompei.

Există numeroase soluții de cuplare a arborilor de transmisie, din care în fig. 3.77 sînt prezentate cîteva din cele mai răspîndite.

Cuplajul *a* este un cuplaj cu manșon filetat, de construcție simplă, alcătuit dintr-o bucășă filetată în care se înșurubează capetele celor doi arbori. Pentru asigurarea unei coaxialități cât mai bune, filetele se execută cu o precizie mărită, iar la montaj capetele arborilor trebuie să se găsească în contact pe toată suprafața frontală. Momentul este transmis prin spirele filetului. În exploatare, acest cuplaj prezintă dezavantajul că se poate deșuruba atunci, cînd agregatul este pornit în sens invers. Prin urmare, la astfel de pompe înainte de pornire trebuie verificat sensul de rotație, cu motorul decuplat.

Cuplajul *b* este de tipul cu „inele conice”. El este alcătuit din două semibucșe cilindrice la partea interioară și conice la exterior. Solidarizarea acestora cu cei doi arbori se realizează prin două inele care au aceeași conicitate ca și bucșele. Inelele se presează pe partea conică a bucșelor și realizează astfel strîngerea. La această construcție, momentul de rotație este transmis prin pană.

Pentru obținerea unor strîngeri eficiente, execuția bucșelor și inelelor trebuie să fie îngrijită și să asigure conicități identice. Dacă din prelucrare au rezultat conicități diferite, în exploatare există pericolul slăbirii strîngerii și deteriorării cuplajului.

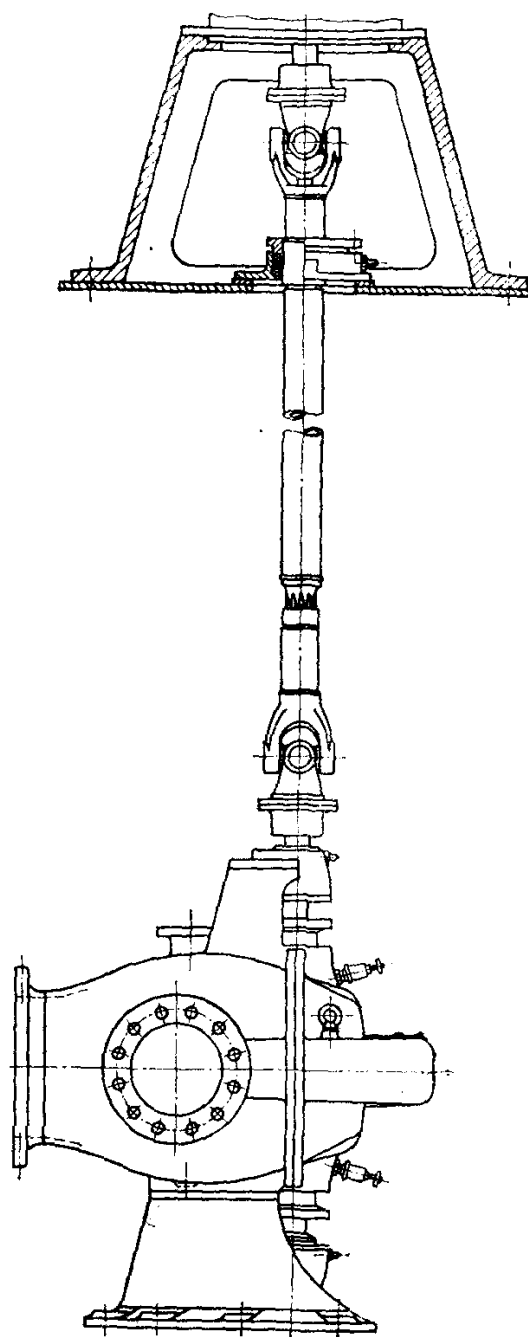


Fig. 3.78. Pompă verticală acționată prin transmisie cardanică.

Cuplajul *c* este un cuplaj alcătuit dintr-o bucă în care se introduc capetele arborilor, astfel încât ghidajul să asigure coaxialitatea prescrisă. Cuplul de rotație se transmite prin pană, iar deplasarea axială a bucei este limitată de către două piulițe secționate.

Din punct de vedere al exploatării, cuplajele descrise mai sus nu necesită lucrări de întreținere, deoarece accesul la aceste cuplaje este dificil și de cele mai multe ori imposibil (cazul transmisiei realizată în tub închis). Verificarea lor se face cu ocazia reviziilor periodice, când se demontează și pompa. Din acest motiv, operațiile de montare și demontare trebuie să fie executate cu multă atenție, folosind scule și dispozitive adecvate (nu se recomandă ca presarea inelelor să se facă prin lovituri de ciocan), iar piesele vor fi unse atât la interior cât și la exterior cu un strat subțire de unsoare consistentă. Această măsură ușurează montarea și demontarea și protejează într-o oarecare măsură piesele împotriva coroziunii.

Pentru anumite situații, la care alinierea arborilor de transmisie este foarte dificilă, se folosește cuplajul de tip cardanic, care permite realizarea unui montaj cu abateri importante de coaxialitate. În fig. 3.78 este prezentată o pompă acționată prin intermediul unei transmisii cardanice. Lucrările de întreținere necesare unei pompe echipate cu transmisie cardanică constau în verificarea funcționării ansamblului și în ungerea periodică a articulațiilor transmisiei. Deoarece acest tip de pompe se montează numai în incinte uscate (pompa nu este imersată în lichid), accesul este lejer. În

cazul articulațiilor prevăzute cu gresoare, se va presa unsoare consistentă cu ajutorul unei pompe de mână (tecalemit), iar ungerea se va face moderat, evitându-se excesul de unsoare. La articulațiile care nu sînt dotate cu gresoare, ungerea se va efectua numai cu ocazia reparațiilor, când se demontează transmisia.

4. Repararea pompelor

Parametrii funcționali-hidraulici ai unei pompe nu-și păstrează valorile constante pe toată durata ei de viață, iar acest lucru se explică prin faptul că, în mod asemănător altor mașini, piesele care alcătuiesc pompa se uzează în timp, datorită acțiunii unor factori mai mult sau mai puțin previzibili.

În cazul pompelor, natura uzurii este de două feluri: mecanică și chimică, dar în foarte multe situații din exploatare ea se manifestă printr-o acțiune combinată, astfel încât este destul de dificil să se determine uzura care are influența cea mai puternică.

Uzura mecanică a pompelor se datorește forțelor de frecare ce apar atunci când două piese aflate în contact au o deplasare relativă una față de alta. Evident, cu cât forțele de frecare vor fi mai mari, cu atât uzura va progresa mai rapid. Această formă de uzură, ca și în cazul altor mașini, poate fi ameliorată — încetinită — prin alegerea corespunzătoare a materialelor pieselor udate de lichidul vehiculat, prin asigurarea unui ajustaj cât mai corect, printr-un grad înalt de finisare a suprafețelor de contact, dar mai ales prin lubrifierea suprafețelor de lucru, astfel încât să se elimine frecarea uscată. O altă formă de uzură mecanică este cea provocată prin abraziune și ea se datorește acțiunii unor particule dure, aflate în lichidul vehiculat, care lovesc cu anumite viteze suprafețele de curgere ale pieselor pompei. Ea se manifestă prin eroziunea materialului, respectiv, prin zmulgerea unor particule de dimensiuni reduse, care cu timpul modifică forma inițială a piesei și în același timp subțiază peretele, putînd ajunge pînă la străpungerea lui.

Uzura chimică se datorește acțiunii intime dintre elementele chimice ale unui lichid și cele ale metalului cu care vine în contact. Ea este cunoscută în general sub denumirea de „coroziune” și se manifestă de asemenea prin îndepărtarea unor particule minuscule din metalul piesei, care trec în soluția de lichid și sînt eliminate odată cu acesta.

Foarte adesea, în cazul pompelor, uzura mecanică este însoțită de cea chimică, astfel încât la alegerea materialelor pompei trebuie să se țină seama de toate condițiile impuse de specificul instalației.

Această situație este evident reliefată de regimul de cavitație, întîlnit destul de des în funcționarea pompelor și la care uzura mecanică este produsă de presiunile locale foarte scăzute, ce provoacă fenomene de implozie însoțite de desprinderi de material, precum și de coroziunea metalului aflat sub acțiunea oxigenului degajat din lichid.

Indiferent de natura uzurii, aceasta are ca efect modificarea formelor geometrice ale pieselor precum și schimbarea caracterului ajustajelor, ceea ce se reflectă în final în variația parametrilor funcționali-hidraulici ai pompei. În mod practic nu există vreo pompă și probabil nici alt gen de mașină care să funcționeze fără uzură, dar cerința este ca aceasta să se producă într-un timp cât mai îndelungat, astfel încât să poată fi considerată ca o uzură normală.

Acest lucru se poate obține fie printr-o alegere corespunzătoare a pompei, în raport cu natura instalației, deci cât mai aproape de realitate, fie printr-o întreținere permanentă, efectuată în conformitate cu prescripțiile fabricantului. În exploatare se acceptă anumite limite în care valorile caracteristicilor hidraulice, precum și funcționarea din punct de vedere mecanic, sînt satisfăcătoare. Dacă aceste limite sînt depășite pentru unul din cele două elemente, pompa trebuie oprită din funcțiune și trimisă la reparat, deoarece este cunoscut că, de la un anumit grad, uzura progresează rapid și poate provoca deteriorarea gravă a pompei.

Prin repararea pompelor se urmărește restabilirea parametrilor energetici ai instalației, în cadrul unor valori cât mai apropiate de cele furnizate la punerea ei în funcțiune. Acest lucru se poate obține prin corectarea jocurilor și dimensiunilor pieselor uzate, prin diverse procedee tehnologice, astfel încît la terminarea operațiilor de reparație acestea să se încadreze în limitele toleranțelor prescrise de constructorul pompei. Rezultă deci că reparația unei pompe nu poate avea un caracter de improvizație și de aceea ea se încredințează numai personalului care posedă cunoștințe de specialitate și trebuie efectuată în ateliere care dispun de mașini adecvate, capabile să realizeze precizia necesară. Atelierul trebuie să dispună și de instrumente de măsură corespunzătoare.

4.1. Repararea pompelor centrifuge

La pompele centrifuge, piesele cele mai expuse la uzură, atît abrazivă cît și corosivă, sînt: *rotorul, labirintii, arborele, bușa de protecție a arborelui* (bușa de uzură), *etanșarea mecanică, garniturile moi și lagărele*.

Carcasele de aspirație și refulare nu constituie de obicei piese de uzură, ele avînd pereții mult mai groși decît ai rotorului. În cazul vehiculării unor lichide puternic abrazive, carcasele sînt protejate cu blindaje confecționate din materiale cu mare rezistență la uzură. *Rotorul* reprezintă una dintre cele mai importante piese ale pompei, și de aceea se recomandă ca, în caz de constatare a uzurii înaintate, el să se înlocuiască cu altul original, procurat din timp

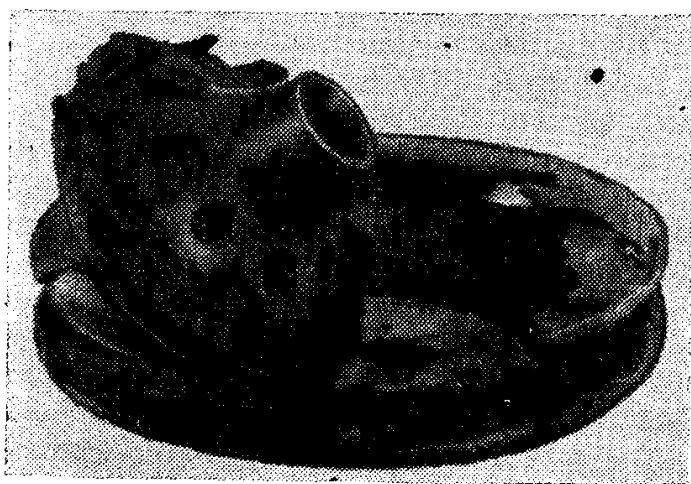


Fig. 4.1. Rotorul uzat al unei pompe de mină.

de la furnizor ca piesă de schimb. În acest fel, se asigură în continuare caracteristica hidraulică inițială a pompei. Uzura rotorului se manifestă prin ciupituri, știrbituri, discontinuități ale formei, subțieri de pereți, ovalizări ale alezajului butucului, deformări ale canalului de pană etc.

În fig. 4.1 se observă uzurile provocate la rotorul unei pompe centrifuge utilizată la vehicularea apelor de mină, ușor acide, cu conținut de particule abrazive în

suspensie. Rotorul a fost confecționat din oțel turnat, nealiat. Durata sa de viață, pînă a ajuns în starea în care se prezintă în figură, a fost de șase săptămîni. Cauzele uzurii s-au datorat atît coroziunii cît și eroziunii.

Fig. 4.2 prezintă rotorul unei pompe centrifuge utilizată într-o instalație chimică, unde a vehiculat o soluție de acid sulfuric cu o concentrație de 3—4 %, conținând și resturi de minereu în suspensie.



Fig. 4.2. Rotorul uzat al unei pompe pentru produse chimice.



Fig. 4.3. Rotorul uzat al unei pompe de răcire.

Rotorul este confecționat din oțel turnat înalt aliat, cu crom și nichel, de tipul V4A. Durata de viață a fost de aproximativ trei luni. Cauzele uzurii: coroziune, eroziune și cavitație.

În fig. 4.3 este prezentat rotorul unei pompe utilizate la vehicularea apei de răcire într-o centrală termică.

Rotorul este confecționat din fontă, iar uzura se datorește cavitației și coroziunii.

Este evident că rotoarele prezentate în figurile de mai sus nu mai pot fi reparate și trebuie înlocuite cu piese de schimb originale.

În caz de forță majoră, când nu se pot procura piese de schimb în mod operativ, se poate încerca confecționarea unui rotor din piese sudate din tablă de oțel. Pentru aceasta se procedează astfel:

— se secționează piesa uzată în plan perpendicular pe axul butucului, astfel încât să se detașeze un disc și să poată fi determinată forma paletelor. Se îndepărtează apoi discul dinspre partea de aspirație. Acest procedeu se aplică la rotoarele de tip închis;

— se decupează apoi două discuri din tablă de oțel, de grosime și dimensiuni corespunzătoare piesei model. Pentru rotoarele semideschise se decupează numai un singur disc;

— se execută un șablon după forma paletelor, respectându-se pe cât posibil lățimea, grosimea și traseul paletelor (unghiurile de intrare și ieșire), iar cu ajutorul acestuia se confecționează numărul necesar de palete;

— se confecționează din oțel laminat, butucul rotorului;

— se sudează apoi discul corespunzător pe butuc, se repartizează paletetele pe disc, conform modelului și se sudează pe ambele părți ale paletetei, la baza de așezare.

Pentru rotoarele semideschise, asamblarea elementelor este terminată, iar rotorul urmează să fie prelucrat la cotele finale.

197

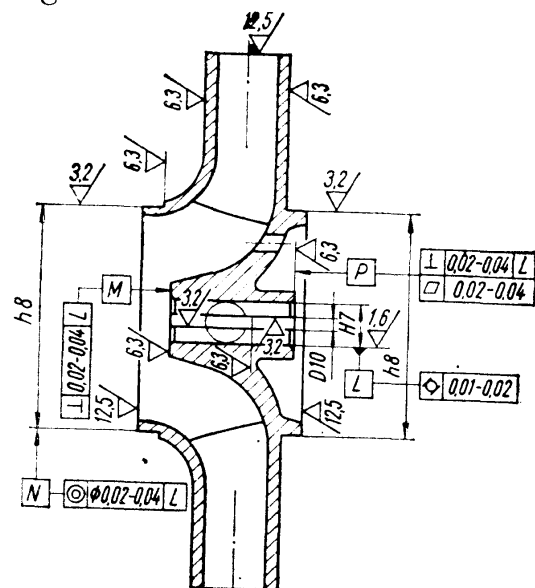


Fig. 4.5. Toleranțe și calități ale suprafețelor la rotorul pompei centrifuge.

În fig. 4.5 sînt date toleranțele de dimensiuni, formă și poziție și calitățile suprafețelor prelucrate ale unui rotor de pompă centrifugă de uz general.

Dacă atelierul nu este dotat cu o mașină de echilibrare dinamică, atunci se procedează la echilibrarea statică, care poate fi realizată de orice atelier de reparații, deoarece ea nu necesită utilaje complicate. Acest gen de echilibrare se realizează astfel:

- se confecționează un dispozitiv alcătuit din două prisme ce se așază pe doi suporturi care permit rotirea rotorului;
- rotorul se introduce pe un arbore executat special pentru această operație, iar ansamblul se așază cu fusurile arborelui pe cele două prisme;
- se imprimă rotorului o mișcare de rotație și se localizează zona care revine în poziția cea mai de jos. Se marchează cu o cretă locul respectiv, din care

urmează să se îndepărteze apoi o anumită cantitate de material. Această operație se realizează prin frezare, cu ajutorul unei fraze deget, după care ansamblul se verifică din nou pe dispozitivul cu prisme. Operația se repetă pînă ce învîrtind rotorul, acesta rămîne într-un echilibru indiferent. În scopul determinării precise a cantității de material ce trebuie îndepărtată, pe circumferința rotorului se pot agăța sau lipi diverse mase, pînă la obținerea echilibrului indiferent. Ulterior acestea se cîntăresc și se stabilește astfel cantitatea de material ce trebuie îndepărtată. Degajarea materialului prin frezare provoacă o subțiere a petetelui discului rotorului, care nu trebuie să depășească în nici un caz mai mult de jumătate din grosimea acestui disc.

Pentru obținerea unei echilibrări cît mai corecte, dispozitivul trebuie să satisfacă următoarele condiții:

— prismele trebuie să fie perfect paralele și orizontale. Suprafața lor de lucru trebuie să fie suficient de lată, pentru a nu lăsa urme pe fusurile arborelui, la rotoarele mai grele. Totodată, în scopul reducerii coeficientului de frecare, această suprafață trebuie finisată prin șlefuire.

— arborele trebuie de asemenea să aibă fusurile bine șlefuite și executate cu o mare precizie. De exemplu ovalitatea maximă admisă este de 0,01 mm. În fig. 4.6 este prezentat un dispozitiv de echilibrare statică a rotoarelor pompelor centrifuge.

Dezechilibrul dinamic este pus în evidență numai în timpul funcționării rotorului la turația de lucru și el se datorește momentelor create de forțele centrifuge ale unor mase concentrate, situate în planul axului, dar în același timp și în plane perpendiculare pe ax, mai mult sau mai puțin distanțate unul față de altul, așa cum se arată în fig. 4.7. Se observă din figură că în funcționare apare un cuplu determinat de produsul dintre masele neechilibrate și distanța dintre ele. Acest cuplu provoacă vibrații ale pompei, care se transmit întregului agregat, inclusiv postamentului, putînd avea ca efect desprinderea de pe placa de fundație sau ruperea unei piese.

Soluția de echilibrare dinamică care se impune constă în crearea voluntară a unui cuplu, egal ca valoare, dar de sens contrar, care să anuleze acțiunea primului cuplu. Acest lucru se realizează prin degajarea sau adăugarea unor mase de material, precis determinate, concentrate în două plane paralele, perpen-

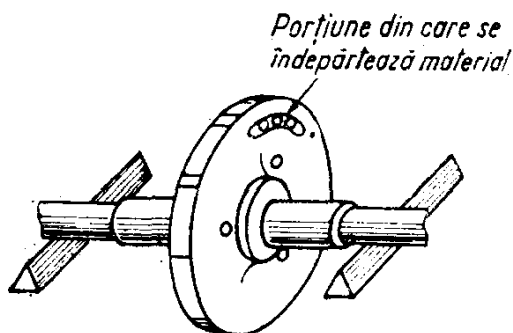


Fig. 4.6. Echilibrarea statică a unui rotor de pompă centrifugă.

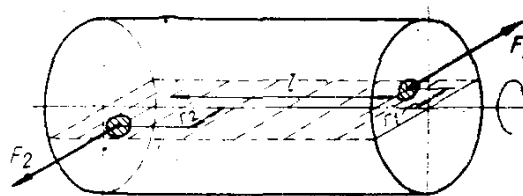


Fig. 4.7. Schema dezechilibrului dinamic.

diculară pe axa rotorului. Echilibrarea dinamică poate fi realizată numai cu ajutorul unor mașini speciale de echilibrat dinamic, care indică direct valoarea maselor neechilibrate. Acestea au o construcție complexă și sînt

dimensionate pentru diverse mărimi de rotoare. Din punctul de vedere al dotării unui atelier de reparații pentru pompe, achiziționarea unei astfel de mașini trebuie făcută numai pe baza unei analize temeinice, care să țină seama de ponderea reparațiilor de rotoare, precum și de tipul și dimensiunile lor, deoarece se știe că cheltuielile de investiție sînt apreciable, iar mașina trebuie să fie utilizată la întreaga ei capacitate. Echilibrarea dinamică este justificată practic la pompele ce au rotoare cu diametre mari sau care funcționează la turații foarte ridicate, deoarece aceste elemente determină valoarea forțelor centrifuge neechilibrate. De aceea un rotor de dimensiuni reduse, sau care funcționează la turații moderate — 1 000—1 500 rot/min — confecționat într-un atelier de reparații, poate fi montat într-o pompă și utilizat cu suficientă siguranță, chiar dacă a fost echilibrat numai static.

O altă piesă importantă a pompelor centrifuge, care determină durata dintre două reparații, este *arborele*. Părțile cele mai supuse la uzură ale acestuia sînt: porțiunea pe care freacă garniturile de etanșare (la arborii care nu sînt prevăzuți cu bucsă de protecție), porțiunile pe care freacă inelele de etanșare din cauciuc (siemeringurile), precum și părțile care vin în contact cu lichidul vehiculat și care sînt supuse uzurii prin coroziune. Totodată arborele mai suferă deformații de încovoiere și torsiune.

Repararea unui arbore, în cazul în care nu a fost procurat ca piesă de schimb, poate fi realizată în două moduri:

- prin confecționarea unui arbore nou;
- prin recondiționarea arborelui vechi.

Desigur, confecționarea unui arbore nou este preferabilă, mai ales la pompele de dimensiuni mici, deoarece acest lucru este ușor de realizat în cadrul unui atelier de reparații, care dispune de cîteva mașini unelte universale — strung, freză. Prelucrarea se va face numai pe baza unui desen de execuție, care trebuie procurat de la uzina constructoare, iar dacă acest lucru nu este posibil, se întocmește un desen după model, măsurîndu-se cît mai precis porțiunile uzate.

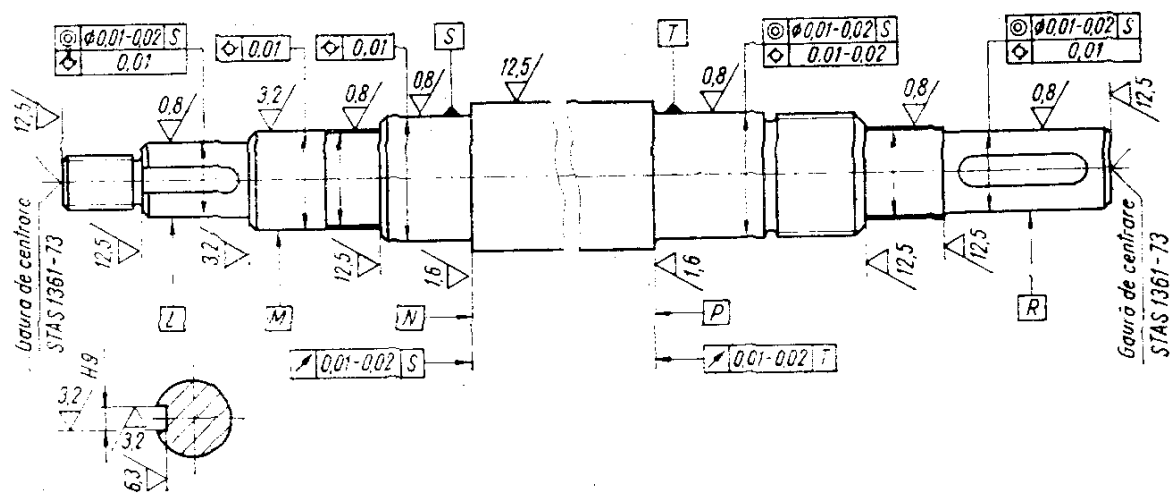


Fig. 4.8. Toleranțe și calități ale suprafețelor la un arbore de pompă centrifugă.

În fig. 4.8 este prezentată schița unui arbore de pompă centrifugă monoetajată, la care s-au indicat toleranțele de dimensiuni, formă și poziție, precum și calitățile suprafețelor. Indicațiile din figură se referă la arborii pompelor

de uz general. Așa după cum se observă, arborele trebuie prelucrat cu multă atenție, deoarece, în funcție de precizia realizată, se obține un montaj corect și o echilibrare precisă a întregului ansamblu rotitor.

Astfel suprafața L de așezare a rotorului și suprafața R de așezare a cuplajului trebuie să fie perfect concentrice cu suprafețele de așezare ale rulmenților S și T . De asemenea, abaterea de la cilindricitate a suprafețelor funcționale nu trebuie să depășească valoarea de 0,02 mm, pentru pompele de dimensiuni mici și mijlocii. Suprafețele L , S , T și R precum și cele pe care se așază inelele de etanșare se finisează prin rectificare la calitatea 0,3/

Din punct de vedere tehnologic, obținerea preciziei necesare este posibilă prin prelucrarea cât mai multor porțiuni dintr-o singură prindere pe mașină. Materialul arborelui se alege în funcție de condițiile de lucru ale pompei. Astfel pentru pompele de uz general, care vehiculează lichide necorozive, se folosește oțelul OL 50.1, iar pentru cele destinate instalațiilor în care mediile de lucru sînt corosive, se recomandă oțelul inoxidabil. Pentru anumite construcții de pompe speciale se folosesc și alte materiale, cum sînt oțelurile carbon de calitate, la care se aplică un tratament de îmbunătățire.

Un arbore poate să se defecteze în timpul funcționării datorită unor cauze accidentale — șocuri la pornire, variații bruște ale sarcinii de refulare — și să capete astfel deformații permanente care influențează negativ comportarea agregatului (vibrații, zgomote). De obicei, aceste deformații reprezintă încovoieri ale arborelui, în diverse plane, iar remediul constă în îndreptarea acestuia cu ajutorul unor prese mecanice cu șurub, sau a unei prese hidraulice. În funcție de natura și mărimea deformațiilor, îndreptarea se poate face la rece sau la cald, prin încălzirea arborelui. Această încălzire trebuie să se facă local, în porțiunea în care săgeata este maximă, iar în acest scop se utilizează dispozitive cu curenți de inducție, de genul celui prezentat în fig. 4.9.

Pentru ca arborele să devină maleabil la cald, el trebuie încălzit local pînă la temperatura de 600 ... 800°C. După atingerea temperaturii necesare, se îndepărtează inductorul și se presează arborele în zona săgeții maxime.

După presare se execută operațiile de verificare cu ajutorul unui comparator, așezat pe masa preseii de îndreptat. Operația se continuă pînă ce bătaia arborelui se înscrie în limitele toleranței de 0,01—0,02 mm.

În fig. 4.10 se prezintă schematic modul de îndreptare a unui arbore.

Nu este recomandabil ca încălzirea locală să se facă cu flacăra oxiacetilenică, deoarece viteza de încălzire este neuniformă, iar arborele rămîne cu tensiuni interne periculoase.

Canalele de pană deformate pot fi reparate fie prin practicarea unui alt canal în partea opusă, fie prin lărgirea canalului uzat, ceea ce impune utilizarea unei alte pene. De acest lucru, trebuie să se țină seama și la piesa care se montează pe arbore: rotor, bucsă, cuplă.

La arborii pompelor centrifuge, zona cea mai afectată de uzură o reprezintă suprafața pe care freacă garniturile de etanșare ale presetupei. De aceea, la construcțiile moderne, arborele este protejat în această zonă cu o bucsă de uzură care poate fi lesne înlocuită.

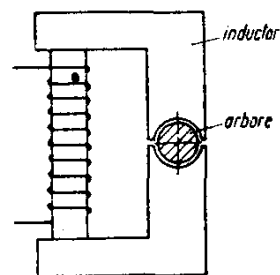


Fig. 4.9. Dispozitiv de încălzire locală prin inducție.

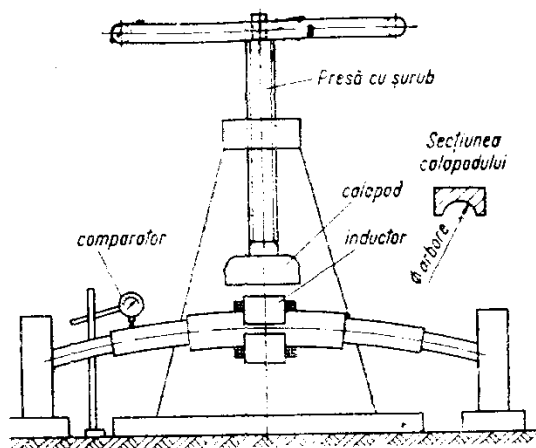


Fig. 4.10. Îndreptarea arborelui prin deformare termică.

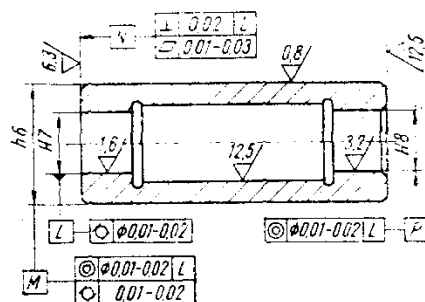


Fig. 4.11. Toleranțe și calități ale suprafețelor la o bucsă de uzură.

În fig. 4.11 este prezentată schița unei *bucșe de uzură*, la care s-au indicat toleranțele și calitățile suprafețelor. După cum se observă, fețele frontale au rugozități diferite, în funcție de contactul cu piesele conjugate. Bucșele se confecționează din oțel carbon de calitate, iar suprafața de uzură se cimentează cu scopul de a-i mări duritatea. În unele cazuri, bucșele se confecționează din oțel carbon obișnuit și se cromează dur la exterior.

O altă piesă a pompei supusă la uzură este *inelul labirint*. Scopul său este asemănător cu cel al bușei de uzură, el protejînd pragurile carcasei de aspirație a pompei, precum și zona de etansare dintre carcasă și rotor.

Inelul labirint se uzează datorită acțiunii particulelor abrazive care circulă prin interstițiul format de inel și rotor. Uzura lui conduce la creșterea debitului parazitar prin interstițiu și prin aceasta la înrăutățirea caracteristicilor hidraulice ale pompei. El poate fi înlocuit cu ușurință.

În figura 4.12 este prezentată secțiunea printr-un inel labirint, cu toleranțele și calitățile suprafețelor respective.

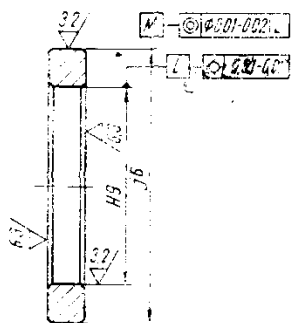


Fig. 4.12. Toleranțe și calități ale suprafețelor la un inel labirint.

Inelele labirint se confecționează din buçe din fontă turnată, sau din buçe din bronz. Dacă nu se pot procura ca piese de schimb, inelele labirint se vor executa pe un strung universal pe care-l posedă orice atelier de reparații.

Un alt organ al pompei centrifuge, care este supus acțiunii uzurii, este *presetupa*. Dacă etanșarea se realizează cu *garnituri moi*, atunci, așa după cum s-a arătat la capitolul respectiv, acestea sînt supuse uzurii datorită frecării ce are loc la contactul cu suprafața bușei de uzură.

Dacă lichidul vehiculat este încărcat cu particule abrazive, uzura garniturilor progresează rapid și acestea trebuie înlocuite foarte des. Avantajul garniturilor moi constă în faptul că ele pot fi procurate și înlocuite cu ușurință, fără a fi necesară în acest scop demontarea pompei; confecționarea inelelor se poate face chiar la locul de exploatare.

Dacă etanșarea folosită este o *etanșare mecanică*, uzura se produce pe suprafețele de frecare ale celor două inele — mobil și staționar. Etanșarea mecanică nu se repară ci se înlocuiește cu alta identică.

În afară de piesele de mare uzură descrise anterior, la o pompă centrifugă, uzura se manifestă și la *lagărele* de sprijin ale arborelui. În marea lor majoritate, pompele centrifuge sînt prevăzute cu lagăre cu rulmenți, iar uzura specifică a acestora se manifestă asupra bilelor și a căilor de rulare. Uzura rulmenților se poate datora următoarelor cauze: sarcini prea mari, turații prea ridicate, ungere insuficientă, montaj necorespunzător (ajustaje prea strînse care conduc la deformarea căilor de rulare) etc. Trebuie subliniat că și o ungere excesivă conduce indirect la uzură, deoarece introducerea unei cantități de lubrifiant mai mari decît cea prescrisă are ca efect supraîncălzirea ansamblului lagăr, topirea lubrifiantului și pierderea calităților sale de ungere. În timpul funcționării, uzura rulmenților se manifestă printr-un zgomot destul de puternic, specific, însoțit de trepidația agregatului. Starea rulmenților se verifică ori de cîte ori se efectuează o reparație la pompă.

Verificarea jocului în rulment se face astfel: se decuplează pompa de motorul de antrenare, se apucă cupla pompei cu ambele mîini, așezate opus la 180° și i se imprimă o mișcare de cuplu în planul axului. Se rotește cupla cu un sfert de rotație și se repetă operația. Dacă se constată un joc oricît de neînsemnat, se procedează astfel: se controlează ajustajul cuplei pe arbore, observînd dacă aceasta are joc și se mișcă. Cupla trebuie să fie fixă pe arbore, deoarece ea se montează cu un ajustaj intermediar de tipul H7/j6. Dacă ajustajul este corect și cupla nu se mișcă, atunci jocul nu se poate datora decît uzurii rulmenților. Se demontează lagărul și se scoate arborele împreună cu rulmenții. Se spală ansamblul în petrol sau tricloretilenă pentru a se îndepărta unsoarea, se usucă și apoi se verifică manual. La rotirea căilor de rulare nu trebuie să se simtă nici un fel de rezistență, iar jocul radial și axial (la rulmenții radiali cu bile) trebuie să fie practic imperceptibil. Căile de rulare și bilele trebuie să fie în perfectă stare, fără urme de zgîrieturi sau ciupituri. În cazul cînd un rulment nu satisface aceste condiții, el trebuie înlocuit. Personalul calificat care execută reparația unei pompe trebuie să posede experiența necesară pentru a aprecia starea de uzură a unui rulment.

O importanță categorie de pompe centrifuge este acționată de la distanță, prin intermediul unor transmisii mecanice sprijinite pe lagăre intermediare, soluție care este aproape generalizată la pompele verticale. Datorită lungimii relativ mari a transmisiei, este dificil să se respecte o coaxialitate corectă a arborilor de acționare, ceea ce provoacă apariția unor eforturi suplimentare care, combinate cu o ungere insuficientă, conduc la uzuri premature ale pieselor active ale lagărului.

La transmisiile sprijinite pe lagăre cu rulmenți — la pompele care funcționează în camere uscate — în caz de uzură se înlocuiesc rulmenții respectivi.

Pompele care funcționează imersate în lichid sînt prevăzute cu lagăre de alunecare, iar la acestea trebuie restabilit jocul corect al pieselor ce alcătuiesc lagărul propriu-zis.

În fig. 4.13 este prezentată secțiunea unui astfel de lagăr și toleranțele ajustajelor.

[illegible]

1 — corp lagăr; 2 — bucsă lagăr;
3 — bucsă de protecție.

Dacă pompa nu mai dă satisfacție în instalație, fie prin nerealizarea parametrilor hidraulici, fie printr-o funcționare defectuoasă din punct de vedere mecanic, ea trebuie demontată din acea instalație și dusă la atelier pentru verificare. Această operație necesită aproape întotdeauna demontarea pompei în părțile ei componente și verificarea individuală a fiecărei piese.

În acest sens, în fig. 4.14 este prezentată o secțiune longitudinală printr-o astfel de pompă, la care s-au indicat totodată și austajele pe care trebuie să le respecte construcția după asamblare.

— se demontează semicupla de pe arbore cu ajutorul unei prese cu gheare;

— se desface piulița 3 care fixează rotorul pe arbore;

— se scoate apoi rotorul de pe arbore. De regulă acesta se extrage relativ ușor, deoarece este montat cu un ajustaj alunecător. Există mai multe soluții de extragere a rotorului și anume:

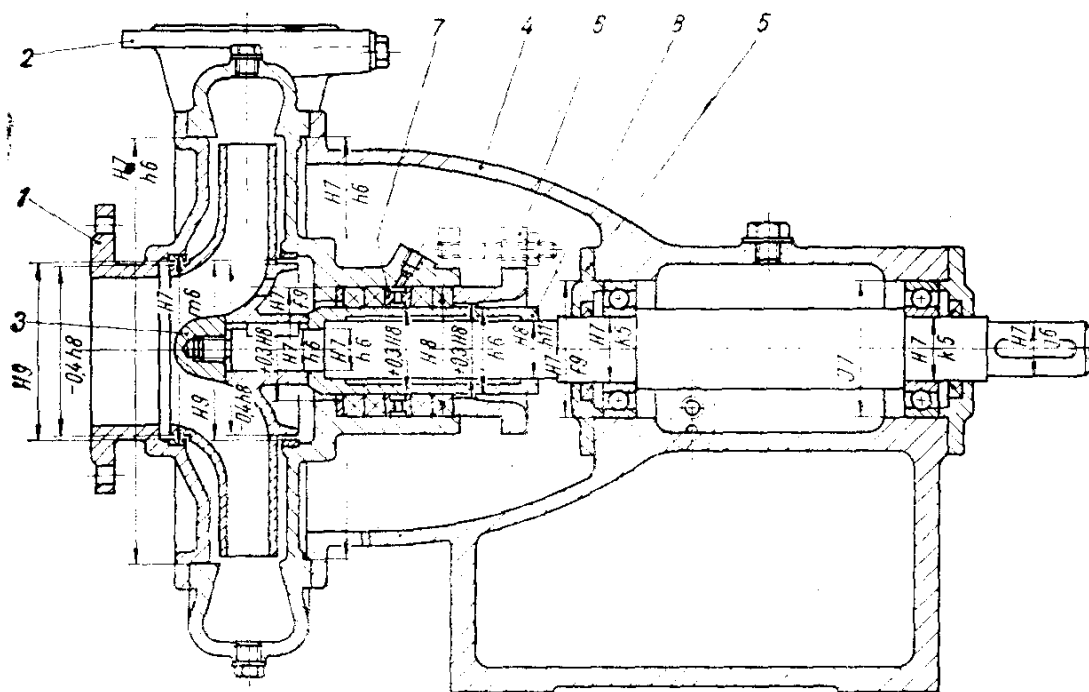


Fig. 4.14. Jocuri și toleranțe la o pompă centrifugă monoetajată.

a. Dacă situația o permite, se introduc în spatele discului rotor două leviere subțiri sau două șurubelnițe, diametral opuse, și se extrage spre exterior, așa cum se arată în fig. 4.15.

În timpul acționării cu cele două șurubelnițe, o altă persoană, prin intermediul unei bucăți de lemn sau de metal moale (bronz, aluminiu), aplică în capătul arborelui lovituri ferme de ciocan, fără a se exagera.

b. Dacă construcția pompei nu permite introducerea șurubelnițelor, se confecționează două cîrlige care se introduc în găurile de echilibrare ale rotorului; apoi rotorul se extrage spre exterior, concomitent cu aplicarea loviturilor de ciocan, așa cum s-a arătat și în primul caz.

c. Dacă rotorul opune totuși rezistență și nu poate fi extras prin metodele indicate anterior, aceasta se datorește unui ajustaj inițial realizat prea strîns, sau ruginirii suprafețelor de centrare; în acest caz pentru demontare se procedează astfel: se desfac piulițele care fixează carcasa 2 a pompei de lagărul 4, apoi se deșurubează piulițele presetupei 6 și se strîng șuruburile de depresiune ale lagărului. Dacă pompa nu este prevăzută cu astfel de șuruburi, se aplică lovituri de ciocan, numai prin intermediul unei bucăți de lemn sau metal moale, în carcasa pompei, pentru a o scoate de pe pragul de centrare. După anularea interstițiului dintre discul posterior al rotorului și carcasă, rotorul se va sprijini direct pe carcasă și va fi scos concomitent cu aceasta. Lagărul împreună cu arborele rămîn ca un subansamblu separat de pompă, iar demontarea lui se face astfel: se desfac șuruburile de fixare ale capacelor de lagăr 5 și se scot capacele respective. Se aplică apoi lovituri de ciocan într-unul din capetele arborelui, de asemenea numai prin intermediul unei

bucăți de lemn sau metal moale, pînă ce rulmenții sînt scoși din alezajele de centrare ale lagărului. În continuare, se scot: presetupa 6, garniturile din azbest grafitat sau etanșarea mecanică, inelul laternou 7 și bușca de uzură.

Demontarea inelelor labirint este mai dificilă, deoarece ele sînt presate în locaș; de aceea dacă se constată o uzură pronunțată, care impune înlocuirea, ele se pot tăia cu atenție cu ajutorul unei dălți.

Demontarea rulmenților de pe arbore, dacă situația o cere, se face conform regulilor generale de demontare a rulmenților, care se găsesc în cataloagele de rulmenți sau în manualele de specialitate și care în principiu recomandă respectarea următoarelor condiții:

— transmiterea efortului, de la scula de demontare la unul din cele două inele, nu se va face prin intermediul corpurilor de rulare;

— se va acționa întotdeauna asupra inelului care este montat cu strîngere, fie pe arbore, fie în carcasă;

— este recomandabilă utilizarea preselor cu gheare, ori de cîte ori construcția o permite.

Trebuie menționat că în tehnica modernă, montarea și demontarea rulmenților se face cu ajutorul unor dispozitive hidraulice, denumite și „piulițe hidraulice”.

În fig. 4.16 și 4.17 sînt prezentate soluțiile corecte de demontare a rulmenților de pe arborele unei pompe centrifuge monoetajate.

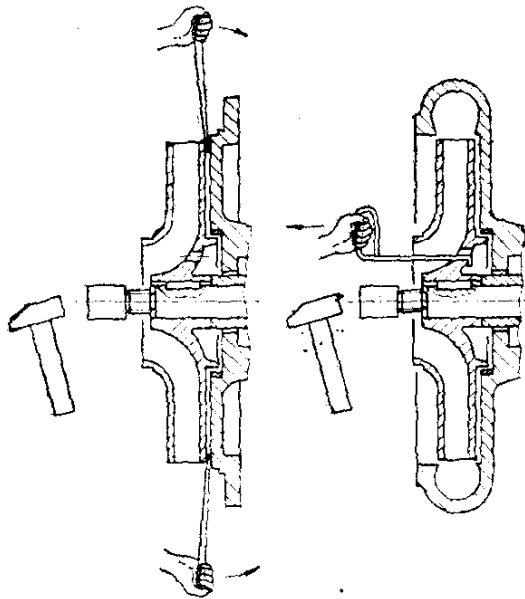


Fig. 4.15. Demontarea rotorului.

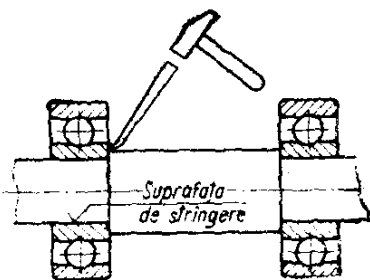


Fig. 4.16. Demontarea rulmenților prin lovituri de ciocan.

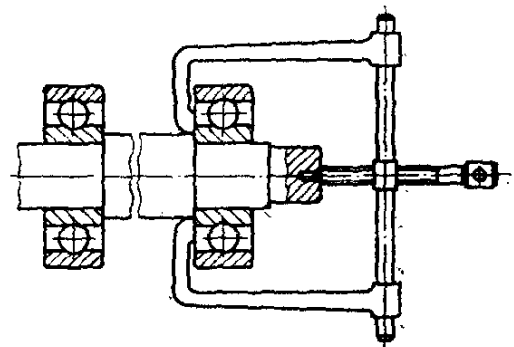


Fig. 4.17. Demontarea rulmenților cu dispozitiv de depresare cu gheare.

După demontarea rulmenților, operațiile de demontare a pompei pot fi considerate terminate. În continuare, se curăță și se spală piesele cu petrol sau tricloretilenă, apoi se verifică starea fiecăreia. Piesele uzate se înlocuiesc cu piese de schimb originale, sau se repară așa cum s-a arătat anterior.

Montarea pompei se face în ordinea inversă a demontării. Pentru rulmenți sînt valabile aceleași reguli generale, prevăzute și la demontare, dar aici mai pot fi aplicate și alte procedee, de exemplu încălzirea în băi de ulei la temperatura de 70—80°C.

Instalația de încălzire este destul de simplă și ea poate fi confecționată în cadrul oricărui atelier de reparații. Ea se compune dintr-o cuvă ce conține uleiul fierbinte în care se introduc rulmenții, așezați pe suporti adecvați. Încălzirea se realizează electric cu ajutorul unei rezistențe montate la partea inferioară a cuvei. Rezistența nu trebuie să vină în contact cu uleiul.

Demontarea și montarea **pompelor centrifuge multietajate** se face de asemenea într-o ordine tehnologică stabilită dinainte și ea este exemplificată prin pompa de uz general prezentată în fig. 4.18.

Pentru demontare se procedează astfel:

- se deșurubează piulițele de fixare ale capacului de lagăr ¹, după care se îndepărtează capacul și se deșurubează piulița de strîngere a rulmentului ²;
- se deșurubează piulițele de fixare a lagărului ³, de corpul carcasei de aspirație ⁴;
- se extrage manual lagărul de pe arbore, iar dacă se constată o oarecare rezistență, se pot aplica lovituri ușoare, indirecte, prin intermediul unei bucăți de lemn, pînă ce lagărul se desprinde din pragul de centrare;
- se așază capătul arborelui rămas liber, pe cale de sprijin și apoi se deșurubează piulițele de strîngere ale tiranților ⁵ și racordurile țevii de egalizare ⁶;
- se demontează presetupa carcasei de aspirație ⁴ și apoi se extrage și carcasa;
- se deșurubează bucușă de protecție ⁷, apoi se extrage cu ajutorul a două cîrlige primul rotor ⁸, concomitent cu bucușă de distanță ⁹;
- în continuare, se extrage carcasa intermediară ¹⁰, împreună cu corpul director ¹¹ și se continuă astfel cu toate etajele pompei, pînă la carcasa de refulare;
- se demontează: lagărul opus, presetupa carcasei de refulare și se scoate arborele ¹², împreună cu bucușă de protecție ¹³.

După verificarea și înlocuirea pieselor defecte, se execută operațiile de montare a pompei în ordine inversă celei de demontare, respectîndu-se jocurile și toleranțele recomandate în fig. 4.18.

Cîteva reguli cu caracter general, privind demontarea și montarea pompelor, se recomandă a fi însușite și respectate de către lucrătorii care se ocupă cu întreținerea și repararea lor. Cele mai importante dintre acestea sînt:

- demontarea și montarea trebuie efectuate într-o ordine tehnologică corectă, stabilită înainte de începere a operațiilor și care să excludă orice posibilitate de deteriorare a pieselor pompei;
- operațiile de demontare și montare se execută numai cu scule și dispozitive adecvate, evitîndu-se, acolo unde este posibil, aplicarea loviturilor de ciocan directe, mai ales asupra pieselor confecționate din fontă, aluminiu sau oțel călit;
- este recomandabil ca pompa să se demonteze și să se monteze pe ansamble componente.

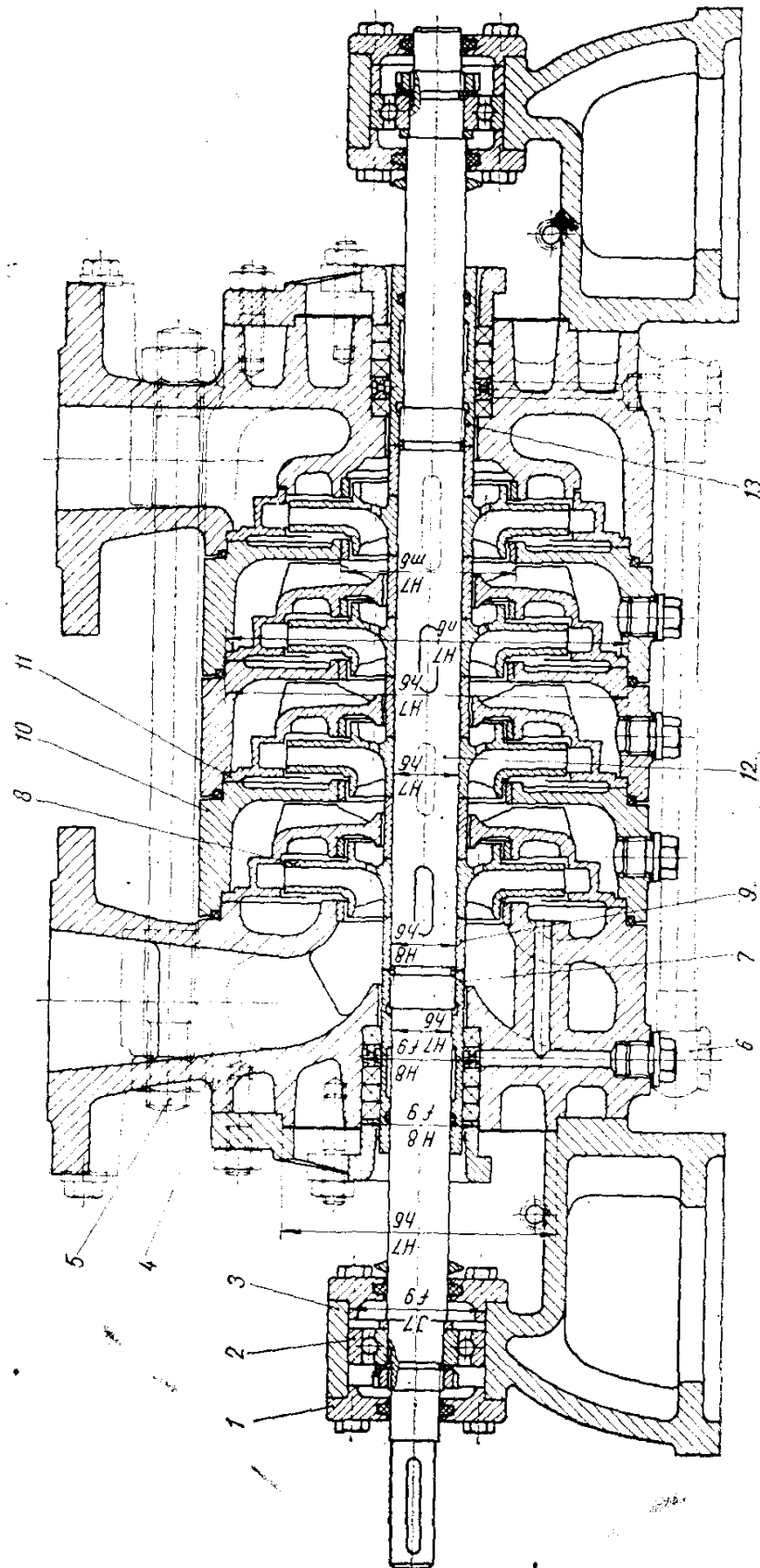


Fig. 4.18. Jocuri și toleranțe la o pompă centrifugă multietajată.

— toate piesele conjugate se marchează prin diverse semne — puncte, linii — astfel încît poziția lor relativă să fie precis determinată. Prin această măsură, operațiile de montaj vor fi mult ușurate, asigurîndu-se totodată respectarea ajustajelor inițiale;

— după demontare, piesele se curăță și se spală cu petrol sau alt lichid detergent, pentru a li se putea aprecia cît mai real gradul de uzură;

— piesele care urmează să fie refolosite se depozitează în containere speciale care să le ferească de lovituri.

Pentru a evita orice surprize neplăcute în funcționarea instalației, este obligatoriu ca piesele reparate să fie confecționate din aceleași materiale din care sînt executate și cele originale, sau din materiale echivalente din punctul de vedere al caracteristicilor fizico-chimice-mecanice. Dacă materialul piesei nu este cunoscut, se vor lua probe din piesa originală și se va stabili prin analiză de laborator compoziția chimică. Dacă acest lucru nu este posibil, se va consulta uzina furnizoare, care poate propune și eventuale înlocuiri, în funcție de situația reală a instalației beneficiarului.

Reparațiile descrise anterior se referă la pompele de dimensiuni mici și mijlocii și ele pot fi executate în cadrul unui mic atelier de reparații, dotat cu un minim de mașini-unelte universale: strung, freză, mașină de găurit, aparat de sudură etc.

Pentru pompele de dimensiuni mari, cum sînt pompele axiale, diagonale, sau cele în dublu flux, reparațiile pieselor principale: rotor, carcasă, arbore, nu pot fi executate în ateliere de acest gen, de aceea aceste piese se înlocuiesc numai cu piese de schimb procurate de la furnizorul pompei.

La aceste tipuri de pompe, se pot realiza în cadrul unor astfel de ateliere, numai reparații de mică importanță, pentru piese de dimensiuni mai reduse — bușe de lagăr, bușe de protecție, bușe de distanță, presetupe etc.

4.2. Repararea pompelor cu piston

Pompele cu piston, utilizate în domenii în care nu pot fi înlocuite de pompe centrifuge, sînt dotate cu organe de lucru care execută periodic mișcări de translație. În timpul funcționării, între suprafețele de ghidare ale pieselor ce se află în contact permanent, apar forțe de frecare de diverse mărimi, care determină în final gradul de uzură a pompei.

La pompele cu piston, uzura datorată abraziunii este preponderentă, în raport cu cea provocată de coroziune, deoarece în general pompele de construcție obișnuită nu sînt destinate să vehiculeze lichide corosive.

Dintre piesele ce alcătuiesc pompa cu piston, cele mai expuse la uzură sînt următoarele: *segmentii pistoanelor*; *cilindrii de lucru*; *pistoanele*; *tija pistoanelor*; *supapele și scaunele lor*; *organele de distribuție*.

Segmentii sînt organe de etanșare care au rolul de a separa regimurile de presiune diferită de pe fețele opuse ale pistonului. Astăzi există o sumedenie de soluții constructive, aplicate la segmenti, care se referă atît la materiale din care sînt confecționați aceștia, cît și la forma lor. Astfel, ca materialele pentru segmenti se folosesc atît materialele metalice — fonta, oțelul, alama — cît și materiale nemetalice — cauciucul, pielea de bovine, compoziții pe bază de grafit, textolitul, lemnul și altele.

La pompele de tip industrial, formele constructive ale segmentelor sînt cele prezentate în fig. 4.19.

Forma *a* este caracteristică pentru segmentii metalici, precum și pentru cei din textolit, grafit sau lemn. Formele *b* și *c*, cunoscute sub denumirea de „manșetă”, sînt caracteristice numai pentru segmentii confecționați din cauciuc sau piele.

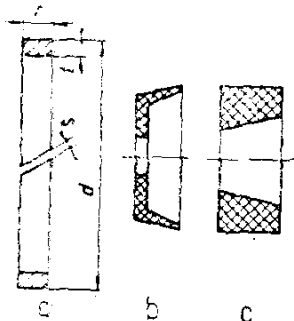


Fig. 4.19. Forme constructive de segmente.

Uzura segmentelor se manifestă pe suprafața de contact cu cilindrul și ea apare sub formă de rizuri sau ciupituri în material, ceea ce are ca efect pierderea etanșeității în porțiunea respectivă. În mod normal, segmentii se uzează mai repede decât cilindrul pompelor, deoarece suprafața lor, care se deplasează în mișcarea de du-te-vino, rămîne în contact permanent cu cilindrul, pe cînd suprafața acestuia ia contact cu segmentul în mod intermitent, numai la trecerea acestuia prin locul respectiv. Din acest motiv, se recomandă ca segmentii metalici să aibă o duritate cu puțin mai mare decît cea a cilindrului. Segmentii confecționați din cauciuc trebuie să aibă o bună rezistență la uzură, precum și la acțiunea produselor petroliere. Avantajul utilizării lor constă în aceea că prelucrarea cilindrului poate fi realizată cu o precizie mai redusă, deci mai economică, iar pe măsura uzurii segmentelor, strîngerea lor poate fi reglată, ceea ce conduce la prelungirea timpului de utilizare. Segmentii uzați, atît cei metalici cît și cei nemetalici, nu mai pot fi reparați, de aceea ei vor fi numai înlocuiți. Segmentii metalici nu pot fi confecționați în cadrul unor ateliere de reparații obișnuite, deoarece ei se execută după o tehnologie care presupune existența unor mașini speciale ce nu intră în dotarea unor astfel de ateliere, ele neputînd fi folosite în mod economic decît în cazul unei producții de mare serie. Totuși, în atelierele mai mari, care dispun de turnătorie, se pot realiza segmenti metalici, confecționați din fontă specială pentru segmente, avînd structura perlito-sorbitică cu grafit lamelar, turnați în forme de nisip, în cochilii sau centrifugal.

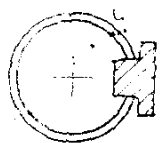


Fig. 4.20. Dispozitiv pentru realizarea deschiderii segmentului prin termofixare.

Tehnologia obișnuită de prelucrarea segmentelor este următoarea:

— se strunjește bușca la exterior, lăsîndu-se un adaos de 0,5—1,5 mm, în funcție de mărimea segmentului;

— se strunjește bușca în interior, la dimensiunea finală;

— se decupează segmentul din bușcă, lăsînd un adaos de 0,1 mm pe fețele laterale;

— se secționează segmentul cu o freză disc;

— se execută un tratament de călire-revenire;

— se execută un tratament de termofixare, conform fig. 4.20.

Dimensiunea penei care determină deschiderea segmentului trebuie să fie de $1,1 s$ (s fiind deschiderea segmentului în stare liberă);

— se rectifică fețele laterale pînă se obține înălțimea finală h ;

— se introduc segmentii într-un calibrul inelar, avînd diametrul $1,003 d$ și se calibrează deschiderea la valoarea prescrisă pentru segmentul introdus în cilindru;

În fig. 4.22 este prezentată o secțiune prin blocul cilindrilor unei pompe cu piston cu acțiune directă, tip duplex, la care s-au indicat toleranțele ajustajelor și calitățile suprafețelor.

Pistoanele pompelor industriale au forma de disc, iar uzura lor se produce neuniform, pe părțile care vin în contact cu suprafața cilindrului. Acest lucru

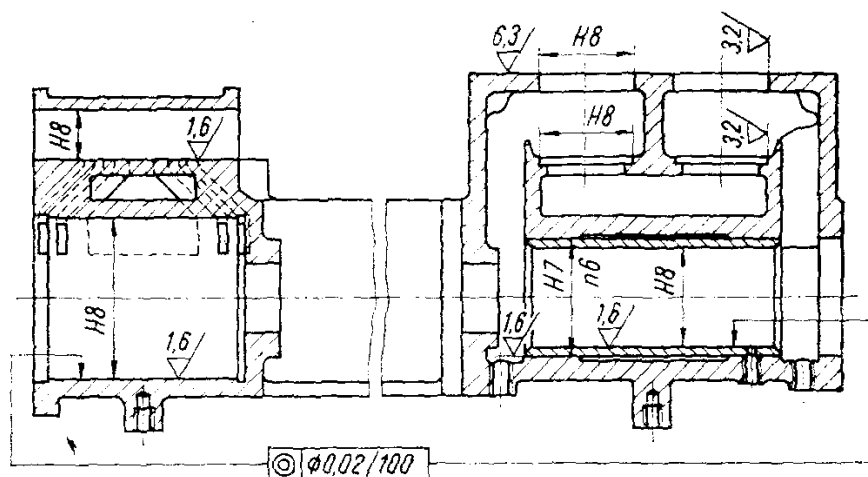


Fig. 4.22. Toleranțe și calități ale suprafețelor la cilindrii unei pompe cu piston cu acțiune directă.

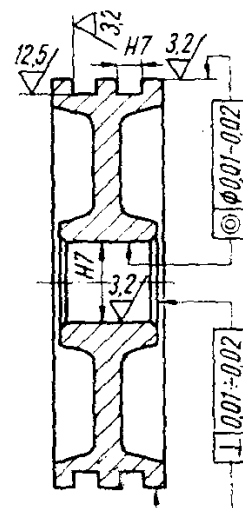


Fig. 4.23. Toleranțe și calități ale suprafețelor la un piston disc.

se observă mai ușor la partea inferioară a pistoanelor pompelor orizontale. Totodată are loc și o uzură a canalelor din piston, provocată de segmentii metalici.

Pistoanele care manifestă astfel de uzuri sînt greu de reparat și este preferabil ca ele să fie înlocuite cu piese de schimb originale. Se poate încerca o reparație prin lărgirea canalelor și introducerea unor segmenti cu înălțime mai mare. În atelierele de reparații obișnuite, care dispun de mașini-unelte universale, se pot confecționa relativ ușor pistoane disc, așa după cum se arată în fig. 4.23. Pistonul se poate confecționa direct prin prelucrarea unei bare din oțel laminat sau forjat, sau a unui disc din fontă turnată.

Tija pistoanelor se uzează în special pe porțiunile pe care freacă garniturile presetupei. Uzura se manifestă sub formă de rizuri longitudinale, care înrăutățesc etanșarea și, în același timp, uzează prematur garniturile din azbest grafitat.

Repararea tijelor se face în mod asemănător cu cea a arborilor pompelor centrifuge. Astfel porțiunile uzate se încarcă prin metalizare și se prelucreează apoi la cota finală. În cazul în care atelierul nu dispune de o instalație de metalizare, se confecționează o tijă nouă. Ca material se utilizează oțelul aliat care se cimentează sau se nitrurează în vederea măririi durității suprafețelor de uzură.

În fig. 4.24 este prezentată tija pistoanelor unei pompe cu acțiune directă, la care s-au indicat toleranțele ajustajelor și calitățile suprafețelor.

Înainte de efectuarea tratamentului termic, capetele și părțile filetate se protejează pentru a nu deveni casante.

Supapele au rolul de a închide și deschide comunicația dintre cilindrul pompei propriu-zise și conducta de aspirație, respectiv cea de refulare. Marea majoritate a pompelor cu piston industriale sînt dotate cu supape avînd

forma unui taler, care culisează pe o tijă de ghidare. Uzurile caracteristice supapelor se manifestă prin rizuri și ovalizări pe suprafețele de ghidare, datorită forțelor de frecare, și prin uzuri sub formă de ciupituri și deformări

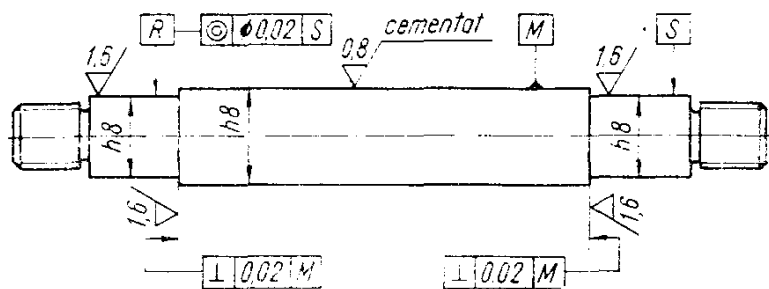


Fig. 4.24. Toleranțe și calități ale suprafețelor la tija unei pompe cu piston cu acțiune directă

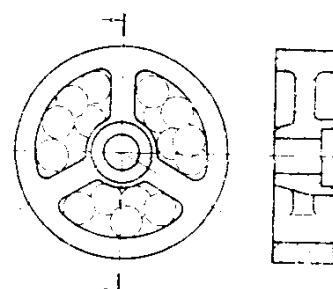


Fig. 4.25. Realizarea prin prelucrare din material laminat a secțiunii de trecere a scaunului supapei.

ale suprafețelor de etanșare, atât ale supapei cât și ale *scaunului*. Acestea au ca efect pierderea etanșeității camerelor volumice și prin aceasta diminuarea parametrilor hidraulici debit-presiune.

Supapele, ghidajele și scaunele supapelor sînt piese ce pot fi realizate cu ușurință în cadrul unui atelier de reparații, astfel încît cele care sînt degradate se recomandă a fi înlocuite. Materialul din care se confecționează aceste organe este bronzul, care are o bună rezistență la coroziune și în același timp un coeficient de frecare redus. La execuția pieselor trebuie realizat un ajustaj corect între tija de ghidare și corpul supapei, astfel ca aceasta să nu rămînă înțepenită într-o poziție intermediară. De asemenea trebuie asigurată secțiunea de trecere a lichidului prin scaunul supapei și prin spațiul inelar creat de ridicarea supapei la înălțimea maximă. Atît supapa cât și scaunul său pot fi realizate în cadrul unui atelier de reparații, prin prelucrare din material laminat. Secțiunea profilată, de trecere prin scaunul supapei, se poate executa prin frezare, sau numai prin găurire și ajustare cu pila, așa cum se arată în fig. 4.25.

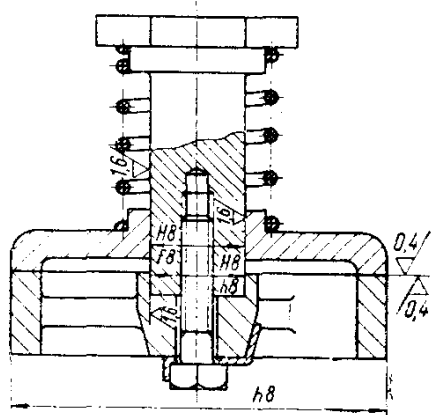


Fig. 4.26. Toleranțe și calități ale suprafețelor la elementele unui ansamblu supapă.

Operația astfel, păstrînd sensul de rotație, iar periodic se șterg suprafețele respective cu o cîrpă muiată în petrol și se verifică aspectul acestora, care trebuie să fie mat. Operația se consideră terminată atunci cînd, la o apăsare cu mîna, supapa se „lipește” pe scaunul său.

Pentru orientare, în fig. 4.26 se prezintă ansamblul funcțional al unei supape, utilizată curent la pompele duplex de alimentare a cazanelor de abur, la care s-au indicat toleranțele ajustajelor și calitățile suprafețelor. După cum se vede din figură, suprafețele de etanșare ale supapei și scaunului trebuie să aibă o rugozitate foarte redusă. Aceasta se obține prin rodarea fiecărei supape pe scaunul său. Operația are loc astfel: se montează supapa așa cum se arată în fig. 4.26, dar fără arcul elicoidal; se pune pastă de șlefuit în cîteva porțiuni de pe suprafața scaunului și apoi apasă cu mîna supapa pe scaun, imprimîndu-i în același timp o mișcare de rotație. Se continuă opera-

Organele de distribuție ale pompelor cu piston cu acțiune directă sînt alcătuite din următoarele elemente: sertarele de distribuție, tijele sertarelor, manivelele, culisele și articulațiile sistemului de distribuție. Uzurile acestor

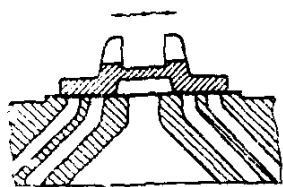


Fig. 4.27. Recondiționarea sertarului plan prin tușare.

piese se datoresc frecărilor ce au loc între suprafețele active și ele apar sub formă de ovalizări, rizuri etc. Repararea acestor organe poate fi executată în cadrul oricărui atelier de reparații, fie prin confecționarea unor piese noi fie prin recondiționarea celor uzate. Pentru repararea distribuției pompelor dotate cu sertare cilindrice, se procedează la fel ca la cilindrii și pistoanele pompelor propriu-zise, adică se alezează locașul din partea superioară a corpului mașinii de abur, apoi se introduc sertare cilindrice și segmenti la cotă mărită.

Sertarele plane se repară prin recondiționarea suprafețelor de etanșare ale sertarului și ale corpului mașinii de abur, așa cum se arată în fig. 4.27. Recondiționarea se realizează prin tușarea celor două suprafețe conjugate, operație ce trebuie să decurgă astfel: se pun cantități moderate de pastă de șlefuit, îmbibată în prealabil cu ulei, pe suprafața activă a sertarului și a corpului mașinii de abur; se apasă sertarul cu mîna, executînd mișcări alternative înainte și înapoi, iar periodic se șterg suprafețele și se verifică starea acestora. Operația se consideră terminată atunci cînd, la o apăsare ușoară, sertarul aderă la suprafața de lucru.

Articulațiile distribuției sînt alcătuite din bolțuri ce se introduc în locașuri cilindrice, în care execută mișcări oscilatorii, din care cauză uzura se produce neuniform, respectiv numai pe porțiunile active ale suprafețelor, așa cum se arată în fig. 4.28.

În funcționare efectul uzurii se manifestă prin șocuri ce pot degrada complet piesele, însoțit în același timp de dereglarea distribuției.

Recondiționarea pieselor uzate se face astfel: se alezează locașul cilindric pînă la dispariția ovalităților și se confecționează la strung un bolț cu diametrul mai mare. Dacă aceeași piesă a fost recondiționată de mai multe ori, astfel încît diametrul locașului s-a mărit cu aproximativ 20%, se recomandă să se confecționeze o bucă din fontă care se presează în locașul respectiv. Buca va avea diametrul găurii corespunzător bolțului original — acesta se va măsura pe porțiunile neuzate. La presarea în locaș buca se strînge, micșorîndu-și diametrul interior, astfel încît bolțul nu mai poate fi introdus. Pentru a se evita această situație, după presare, buca se alezează din nou, cu un alezor reglabil, astfel încît ajustajul articulației să fie realizat în toleranța H8/f8.

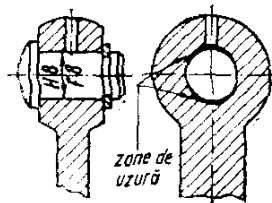


Fig. 4.28. Articulația sistemului de distribuție în care se arată zonele principale de uzură

Cu ocazia reparațiilor capitale, pompele cu piston se demontează complet, în vederea constatării gradului de uzură a pieselor. Pentru aceasta, pompa se demontează din instalație și se transportă la atelier. Bancul de lucru pe care urmează să se execute operațiile de demontare se pregătește special pentru acest scop: se curăță de murdărie, se eliberează de piesele străine, se

aduce materialul necesar spălării și degresării pieselor, precum și lădițele în care vor fi așezate acestea.

Demontarea ca și montarea trebuie să se facă într-o ordine corectă din punct de vedere tehnologic, folosind scule și dispozitive adecvate, iar personalul trebuie să lucreze cu mare atenție, astfel încât să evite deteriorarea pieselor prin demontare.

Pentru exemplificare, se prezintă, urmărind fig. 4.29, modul de demontare a unei pompe cu piston cu acțiune directă, tip duplex.

Demontarea începe cu pompa propriu-zisă. Se desfac piulițele de fixare a capacului supapelor 1 și se scoate capacul, trăgând de robinetul 2 în sus; dacă se simte o rezistență, datorită lipirii de garnitura 3, se aplică moderat câteva lovituri de ciocan pe părțile laterale, după care acesta va ieși ușor. Se desfac piulițele flanșelor 4, care fixează scaunele supapelor de refulare 5, apoi se scot asamblate supapele de refulare, iar prin locașurile eliberate, se extrag supapele de aspirație 6.

Pentru demontarea pistoanelor pompei propriu-zise, se procedează astfel: se deplasează cu ajutorul unei bare metalice, care acționează asupra tijei comune, pistonul 8 către exterior; se demontează capacele de cilindri 7, se desdoie siguranțele din tablă și se deșurubează piulițele de strângere, apoi se introduc două șuruburi în găurile filetate, prevăzute pentru acest scop în corpul pistoanelor și se extrag acestea în afară, împreună cu segmentii respectivi. În continuare, se slăbesc piulițele presetupelor 9 și se deșurubează piulițele de fixare a corpului pompei. După aceasta pompa poate fi complet separată de mașina de abur. Urmează apoi demontarea mașinii de abur, care se efectuează astfel: se slăbește șurubul de fixare a culisei 10 de pe tija pistoanelor, se slăbește piulița presetupeii 11, se desfac capacele de cilindri 12 și se împinge tija împreună cu pistonul de abur 13 în afară. Se trece apoi la demontarea sistemului de distribuție și ungere. Se demontează pompa de ungere 14, împreună cu conducta de alimentare, se desfac piulițele de fixare a suportului distribuției 15, se desfac articulațiile cu bolțuri, se scoate capacul distribuției 16, se deșurubează tija de distribuție 17, și se scoate sertarul 18.

În acest stadiu, pompa este demontată pe subansamble principale, urmînd ca în continuare acestea să fie la rîndul lor demontate pe elemente componente.

După recondiționarea sau înlocuirea pieselor uzate, pompa se pregătește pentru montaj. Ordinea de montaj rațională este următoarea: se începe cu asamblarea mașinii de abur, apoi se montează pompa propriu-zisă, iar la urmă sistemul de ungere și sistemul de distribuție. Pentru păstrarea coaxialității cilindrilor mașinii de abur cu cei ai pompei, corpurile sînt prevăzute cu știfturi de centrare. După asamblarea completă, pompa se racordează la instalația de lucru și se verifică corectitudinea montajului printr-o funcționare fără sarcină. Această verificare se poate realiza și pe bancul de lucru, dacă atelierul dispune de o sursă de aer comprimat. După înlocuirea pistoanelor, segmentilor și cămășilor, pompa trebuie să fie rodată, conform indicațiilor uzinei constructoare.

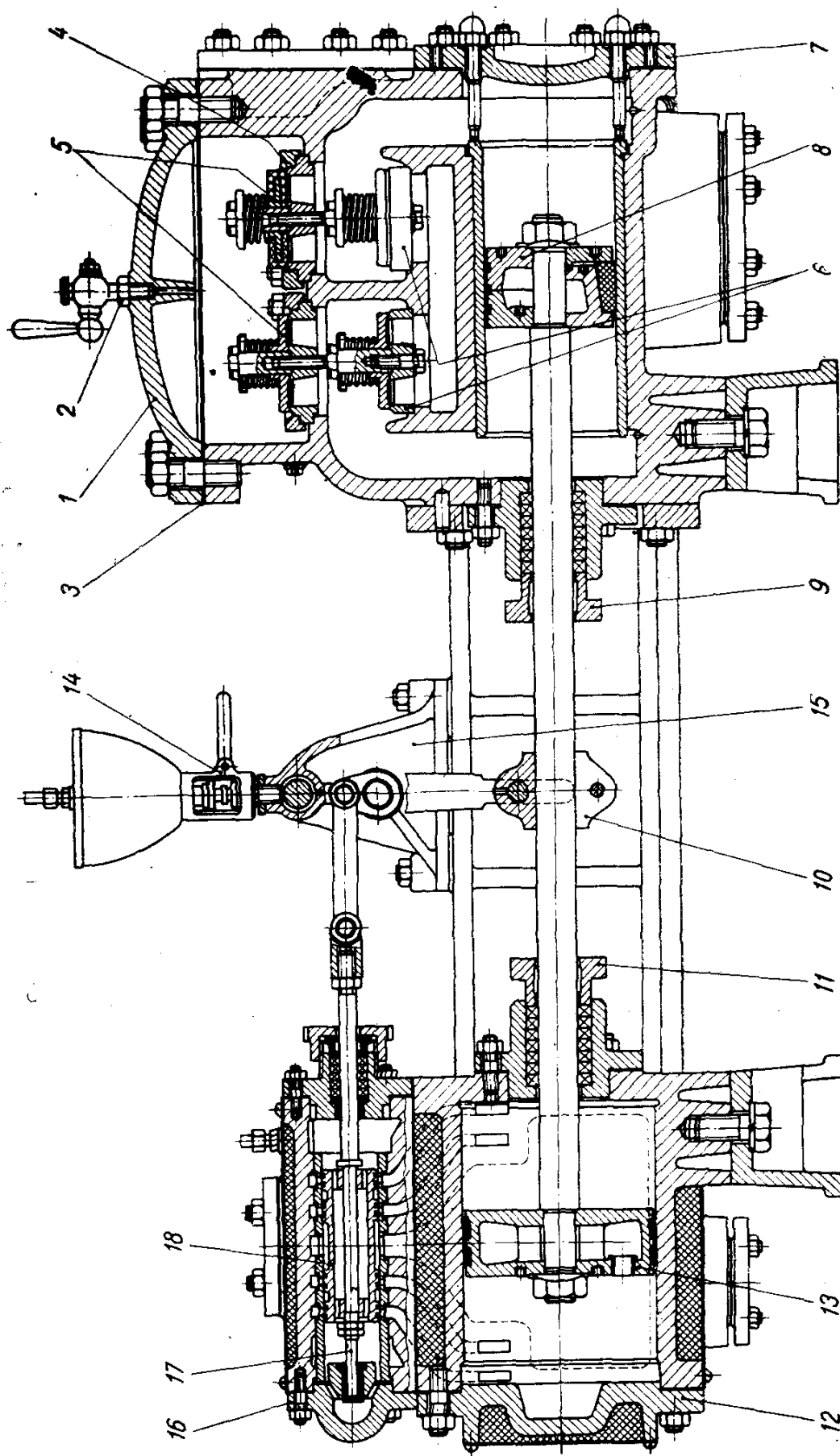


Fig. 4.29. Demontarea și montarea pompei cu acțiune directă.

4.3. Organizarea reparației pompelor

Repararea unui utilaj este o acțiune care se organizează cu scopul de a-l repune în stare de funcțiune și de a obține din nou parametrii funcționali pe care i-a avut inițial.

Și în cazul pompelor, repararea acestora devine necesară atunci când funcționarea mecanică este necorespunzătoare, iar parametrii agregatului nu mai satisfac cerințele instalației. Ca principiu de reparare trebuie să se aibă în vedere că întotdeauna este preferabil ca o piesă uzată să fie înlocuită cu o piesă de schimb originală, aceasta constituind o garanție din punct de vedere al materialului și al dimensiunilor și totodată un procedeu economic. De aceea, este recomandabil ca un atelier de reparații să posede în permanență un stoc rațional de piese de schimb, din categoria celor de mare uzură, scurtînd prin aceasta timpul de inactivitate a pompei.

Din punct de vedere al organizării reparațiilor, la pompe, ca de altfel și la alte tipuri de mașini, se disting două categorii de reparații: reparații planificate; reparații neplanificate.

Reparațiile planificate se numesc astfel deoarece ele se stabilesc dinainte, pe baza unor date cunoscute și sînt prevăzute de obicei în cadrul unui an calendaristic. Planul de reparații se întocmește de către compartimentul Mecanicului Șef și se defalcă pe trimestre sau luni, în funcție de perioadele stabilite pentru revizii și reparații.

Piese care intră în componența unei pompe diferă substanțial din punct de vedere al timpului de uzură, iar durata normală de funcționare a pompei este determinată tocmai de piesa cea mai solicitată la uzură. Astfel la o pompă centrifugă, care vehiculează lichide cu particule abrazive în suspensie, rotorul, labirintii și bușa de protecție se vor uza mult mai repede decît rulmenții lagărului. De aceea, în practică sînt situații frecvente în care asemenea piese, supuse uzurilor rapide, se înlocuiesc de mai multe ori pînă la înlocuirea rulmenților, ceea ce presupune intervenții asupra pompei, la perioadele determinate de piesa cu cel mai scurt ciclu de uzură.

Atunci cînd acest timp poate fi prevăzut dinainte cu suficientă precizie, fie din datele statistice din practică, fie din recomandările fabricii constructoare, el servește la întocmirea planurilor de reparații, stabilind termenele la care urmează să se facă intervențiile. Aceste acțiuni au un caracter preventiv și ele urmăresc menținerea pompei în stare de funcționare o perioadă cît mai îndelungată.

Reparațiile neplanificate sînt determinate de cauze accidentale, ivite în funcționarea pompei, cum ar fi ruperea unui organ mecanic, cauzată de o întreținere necorespunzătoare, sau uzura rapidă, corosivă sau abrazivă, datorată vehiculării unor lichide incompatibile cu materialul pompei. În aceste situații, după reparație trebuie înlăturată cauza care a provocat defecțiunea.

Reparațiile planificate ce se efectuează asupra pompelor se clasifică, ca și la alte mașini, în reparații curente și reparații capitale sau generale.

Reparațiile curente se caracterizează printr-o revizie a stării generale a pompei, înlocuirea sau remedierea unui număr redus de piese sau subansamble, efectuarea unor noi reglaje etc. Operațiile pot fi efectuate fie demontînd complet pompa din instalație, fie demontînd-o numai parțial. Reparația curentă trebuie să asigure funcționarea pompei în condiții bune pînă la următoarea intervenție planificată. Reparațiile curente pot avea loc de mai multe ori pînă la reparația capitală.

Reparația capitală se caracterizează prin înlocuirea sau remedierea unui mare număr de piese care alcătuiesc pompa, inclusiv a celor care au o durată de viață îndelungată și care au atins un grad înaintat de uzură, încît periclitizează buna funcționare a instalației în continuare. În cadrul acestei reparații, pompa se demontează complet din instalație, se transportă la atelier, se demontează în părțile ei componente și se face o verificare amănunțită asupra stării tehnice a tuturor pieselor. Cu prilejul reparației capitale se înlocuiesc sau se recondiționează toate piesele uzate sau defecte, se stabilesc reglajele și jocurile normale și se efectuează probe de funcționare în gol și în sarcină. La pompele cu piston se execută și rodajul preliminar.

Repararea pompelor se efectuează în mod obișnuit în ateliere de reparații ce depind de compartimentul Mecanic Șef și în care se execută și repararea celorlalte utilaje cu care este înzestrată întreprinderea. Aceste ateliere sînt dotate cu mașini-unelte universale — strunguri, freze, raboteze, mașini de găurit — la care se pot realiza majoritatea operațiilor prevăzute în tehnologia de reparație.

La întreprinderile care au în dotare un mare număr de pompe, este recomandabil ca, în cadrul atelierului de reparație, să se specializeze o echipă de muncitori exclusiv pentru repararea pompelor. De asemenea atelierul se va utiliza cu cîteva mașini specifice tehnologiei de fabricație a pompelor — morteză pentru prelucrat canale de pană în butucul rotorului, dispozitiv pentru echilibrare statică (acesta este bine să-l posede toate atelierele) și o pompă cu piston pentru probele de presiune hidrostatică. La întreprinderile care utilizează în exploatare un număr însemnat de pompe cu piston, atelierul de reparații va fi dotat cu o mașină de alezat cilindri.

Pe lîngă acestea, atelierele trebuie să dispună și de instrumente de măsură, necesare verificării dimensiunilor și toleranțelor pieselor: șublere, micrometre, comparatoare, truse de spioni etc.

În cazul în care unitatea dispune de un rezervor sau bazin cu apă industrială, acesta poate fi folosit la încercarea funcționării pompei, înainte ca aceasta să fie montată în instalație în mod definitiv. Prin aceasta se poate verifica corectitudinea asamblării pompei.

Necesitatea de a asigura exploatarea rațională a mașinilor și utilajelor din cadrul unităților economice din țara noastră a condus la elaborarea unor normative cu caracter republican, prin care se stabilesc ciclurile de reparații și categoria acestora. Astfel normativul pentru repararea mașinilor, utilajelor și instalațiilor comune, cod 416, întocmit de Institutul de Cercetări și Proiectări Tehnologice pentru industria Construcțiilor de Mașini (ICPTCM), din cadrul Ministerului de resort (MICM), cuprinde la capitolul 416.0 normele tehnice în baza cărora se efectuează reparațiile mașinilor și utilajelor, în această categorie intrînd și pompele de vehiculare.

În funcție de tipul constructiv al pompei și de regimul de utilizare, normativul prevede următoarele categorii de intervenții:

- revizia tehnică (R_t);
- reparația curentă de gradul 1 (R_{c_1});
- reparația curentă de gradul 2 (R_{c_2});
- reparația capitală (R_k).

Semnificația fiecărei categorii de intervenție este explicitată în normativ, iar acesta trebuie să stea la baza întocmirii planului de reparații din fiecare unitate economică ce are în exploatare stații de pompe.

Organizarea rațională a unui atelier de reparații, dotarea lui cu mașinile necesare, aprovizionarea operativă cu piese de schimb, calificarea personalului, sînt factori care influențează în mod direct acțiunea de reparare a pompelor, conducînd la obținerea unui preț de reparație redus și la o imobilizare cît mai scurtă a pompei.

4.4. Reguli de tehnica securității muncii

Pentru evitarea accidentelor ce ar putea avea loc în perioada de exploatare a pompelor, cu ocazia efectuării operațiilor de întreținere sau în timpul reparațiilor, este necesar să fie cunoscute cîteva reguli cu caracter general, privind protecția muncii, specifice domeniului de utilizare a acestui gen de mașini.

Ca și la alte utilaje industriale, cauzele obișnuite care pot provoca accidente la pompe sînt: calificarea necorespunzătoare, neglijența sau neatenția personalului.

Așa după cum s-a arătat anterior, exploatarea pompelor trebuie încredințată numai personalului care a primit o calificare specială în acest domeniu și care și-a însușit un nivel de cunoștințe.

Regulile privitoare la protecția muncii trebuie respectate chiar de la primirea pompei. Astfel manipularea pompelor în timpul descărcării din mijlocul de transport se va face cu multă atenție, folosind macarale sau poduri rulante adecvate sarcinii agregatului. În acest scop, personalul care le manevrează trebuie să cunoască cît mai exact masa ansamblului, să folosească numai cabluri de ridicat verificate și marcate și să fie autorizat să facă prinderile necesare. Aceste prinderi se vor efectua legînd cablurile numai de suportii sau găurile prevăzute special pentru acest scop. În timpul manevrării nu este permisă trecerea sau staționarea sub sarcină, iar manevrele se vor face lin, fără mișcări bruște. După așezarea pe fundație, pompa se racordează la instalație. În prealabil aceasta trebuie curățată de resturile și impuritățile rămase din timpul sudării, impurități care la pornire pot pătrunde în pompă și provoca astfel distrugerea ei rapidă. Înainte de pornire, se verifică dacă pe pompă nu au rămas diverse scule sau dispozitive folosite la montaj, eliberîndu-se pompa de orice obiect străin. Pornirea se face respectînd întocmai indicațiile din instrucțiunile de exploatare ale uzinei furnizoare.

În principiu, la pornirea pompelor trebuie să se respecte următoarele reguli:

— pornirea pompelor centrifuge se face întotdeauna cu vana de refulare închisă. Ea se va deschide imediat ce pompa s-a amorsat și a intrat în regim de funcționare la turația nominală;

— pornirea pompelor axiale se va face întotdeauna cu vana de refulare deschisă complet, respectiv cu rezistență minimă pe conducta de refulare, astfel încât pompa să poată depăși zona de instabilitate; — pompele volumice se vor porni întotdeauna cu vana de refulare deschisă. La instalațiile care folosesc acest gen de pompe se va prevedea în mod obligatoriu o supapă de siguranță limitatoare de presiune. Prin aceasta, se protejează atât instalația cât și personalul de deservire.

În principiu, în timpul funcționării pompei, nu sînt admise efectuări de operații de întreținere, dar, în cazuri speciale, cînd funcționarea nu poate fi întreruptă, se pot executa doar următoarele operații: strîngerea piulițelor presetupeii, ungerea articulațiilor, reglarea deschiderii robineților, palparea pompei în porțiunea lagărelor pentru verificarea încălzirii, dar toate acestea se vor efectua cu cea mai mare atenție, evitîndu-se contactul cu organele mobile ale pompei.

Curățirea sau ștergerea pompei se va face numai cînd aceasta este oprită, folosind în acest scop lavete din bumbac.

Dacă pompa vehiculează lichide fierbinți, părțile calde se vor izola la exterior, astfel încît să nu prezinte pericol de arsuri la o eventuală atingere din neatenție.

La pompele care vehiculează lichide toxice, se vor lua măsuri de evacuare a scăpărilor de la presetupă, iar la pompă se va afișa un aviz vizibil care să atragă atenția asupra pericolului de intoxicație.

La pompele care vehiculează lichide inflamabile, se vor lua măsuri de protecție împotriva apariției scînteilor ce ar putea fi provocate de instalația electrică sau de manevrarea unor scule metalice. De asemenea, se vor afișa la locuri vizibile avize cu interzicerea fumatului.

La demontarea sau montarea pompei se vor utiliza numai chei potrivite, cu laturile în bună stare, iar presarea sau depresarea pieselor se va face cu ajutorul unor prese adecvate.

Acționarea pompelor se realizează în marea majoritate a cazurilor de către motoare electrice, fapt care impune respectarea normelor de tehnica securității valabile pentru instalațiile electrice. Conexiunile motoarelor electrice se vor efectua numai de către personal de specialitate autorizat, iar toate motoarele electrice vor fi prevăzute cu legături la pămînt. În exploatare, se vor lua măsuri pentru protejarea instalației electrice împotriva stropilor sau jeturilor de apă provenite de la neetanșeități. Dacă încăperea în care se află agregatul are o umezeală excesivă, se vor lua măsuri de ventilație corespunzătoare. Instalația electrică trebuie să prevadă pentru fiecare motor electric o protecție de suprasarcină, evitîndu-se astfel pericolul arderii bobinajului acestora sau provocarea de scurtcircuite care pot da naștere la incendii.

**Nomenclatorul principalelor categorii de pompe de vehiculare prevăzute în programele
de fabricație ale industriei constructoare de mașini din R.S. România**

Atenție! Datele sînt cu caracter informativ. Pentru alegerea pompei se va solicita oferta tehnică a producătorului

A Pompe centrifuge

Nr. crt.	Categoria (Producător)	Tipul	Gama debitelor m ³ /h	Gama înălțimilor de pompare m
1	2	3	4	5
1	Pompe monoetajate, de uz general, tip LOTRU- CERNA-CRIȘ (IUPS BOTOȘANI)	Cr 50	5—18	20—15
		Cr 65	10—35	20—15
		Cr 80	25—70	20—15
		Cr 125	120—220	90—70
		Cr 150	100—220	22—17
		Cr 200	150—450	23—10
		L 65	15—50	50—30
		L 80	25—60	55—40
		L 100	40—120	58—42
		L 125	120—230	55—44
		C 50	5—20	32—23
		C 65	15—35	35—25
		C 80	30—70	35—22
		C 100	40—130	70—40
		C 150	120—230	35—25
		C 200	200—500	35—25
2	Pompe multietajate de uz general, tip SADU Întrep. de pompe AVERSA București	Sadu 50 × n	2—8	180—100
		Sadu 65 × n	6—25	180—50
		Sadu 80 × n	15—40	180—120
		Sadu 100 × n	30—90	180—100
3	Pompe monoetajate, tip DN (TN) pentru procese rece și calde Întrep. de pompe AVERSA București	DN 50-32-125	6—15	22—18
		DN 50-32-160	6—15	35—30
		DN 50-32-200	6—15	55—45
		DN 50-32-250	6—15	85—70
		DN 65-50-125	15—30	22—18
		DN 65-50-160	15—30	35—25
		DN 65-40-200	15—30	55—45
		DN 65-40-250	10—30	90—70
		DN 65-40-315	10—30	140—110
		DN 80-65-125	30—60	22—18
		DN 80-65-160	30—60	35—25
		DN 80-50-200	30—60	55—45
		DN 80-50-250	30—60	90—70
		DN 80-50-315	20—60	140—110
		DN 100-80-125	60—120	22—18
		DN 100-80-160	60—120	35—25
		DN 100-65-200	60—120	55—45
		DN 100-65-250	60—120	90—70
		DN 100-65-315	30—120	140—110
		DN 150-125-250	120—250	22—18
		DN 150-125-315	120—250	35—25
		DN 125-80-200	120—180	55—45

Anexă (continuare)

1	2	3	4	5
		DN 125-80-250	120—180	90—70
		DN 125-80-315	70—180	140—110
		DN 125-100-200	180—300	55—45
		DN 125-100-250	180—300	90—70
		DN 125-100-315	180—300	140—110
		DN 200-150-250	250—500	22—18
		DN 200-150-315	250—500	35—25
		DN 200-150-400	250—500	55—45
		DN 200-150-500	250—500	90—70
		DN 200-200-250	500—800	22—18
		DN 250-200-315	500—800	35—25
		DN 250-200-400	500—800	55—45
		DN 250-200-500	500—800	90—70
		DN 300-250-315	800—1300	35—25
		DN 300-250-400	800—1300	55—45
		DN 300-250-500	800—1300	90—70
		DB 350-300-400	1300—2000	55—45
		DN 350-300-400	1300—2000	90—70
4	Pompe ermetice standard, tip ET pentru epuismențe. Întrep. de pompe AVERSA București	ET 65 H ET 65 ET 100 H ET 100 ET 150 H ET 150	8—26 14—60 13—50 28—120 20—115 65—240	36—18 19—11 60—33 35—9 85—45 55—30
5	Pompe de racord, ermetice, ghidate, construcție stan- dard, tip EPEG, pentru ape menajere și încărcate. Întrep. de pompe AVERSA București	EPEG 65-22/2 EPEG 65-30/2 EPEG 65-22/1 EPEG 80-16/2 EPEG 80-30/2 EPEG 80-40/2 EPEG 100-26/2 EPEG 100-26/3 EPEG 100-30/2 EPEG 100-30/3 EPEG 100-40/2 EPEG 150-26/2 EPEG 150-30/2 EPEG 150-30/3 EPEG 150-40/2 EPEG 200-40/3 EPEG 200-40/4	12—50 12—72 25—110 12—105 30—180 30—210 30—170 30—215 30—350 50—200 90—360 100—450 100—560 150—350 150—500 150—400 350—600	16—11 32—18 72—38 9—3 30—15 55—28 10—6 23—7 35—14 8—3 58—22 23—8 38—8 8—3 55—28 12—8 8—3
6	Pompe submersibile multi- etajate, tip HEBE, pentru alimentări cu apă din puțuri adinci. Întrep. de pompe AVERSA București	HEBE 50 × n HEBE 65 × n HEBE 80 × n HEBE 100 × n	6—18 18—48 48—75 42—75	160—100 160—100 160—100 250—180

Anexă (continuare)

1	2	3	4	5
7	Pompe monoetajate, verticale, tip W, pentru industria navală. Întrep. Mecanică Navală Constanța	W 50-160 W 50-200 W 50-250 W 56-160 W 65-200 W 65-250 W 80-160 W 80-200 W 80-250 W 125-315 W 125-400 W 200-315 W 200-400 W 250-315 W 250-400	10-30 10-30 10-30 25-60 25-60 25-60 50-130 50-130 50-130 120-250 120-250 240-500 240-500 450-1000 450-1000	38-28 60-48 90-75 38-28 55-45 90-75 36-28 55-45 90-75 36-28 55-45 36-28 55-45 35-27 53-44
8	Pompe multietajate tip OLT, pentru alimentarea cazanelor de abur. Întrep. de pompe AVERSA București	OLT 80 OLT 100	25-80 50-100	550-350 550-350
9	Pompe de proces, tip TERMA, pentru lichide fierbinți Întrep. de pompe AVERSA București	TERMA 65-22 TERMA 65-28 TERMA 80-22 TERMA 80-28 TERMA 100-22 TERMA 100-28 TERMA 100-34 TERMA 150-22 TERMA 150-28 TERMA 200-22 TERMA 200-28 TERMA 250-28	6-40 6-25 10-70 20-80 30-140 30-130 30-130 50-220 50-230 100-450 100-400 150-700	55-40 95-75 60-22 90-70 62-38 94-68 140-110 66-45 96-74 70-40 100-50 120-90
10	Pompe de circulație, tip TD, pentru termoficare Întrep. de pompe AVERSA București	TD 300-60 TD 400-75 TD 400-90	800-1600 1500-3500 2200-4000	130-120 95-75 130-105
11	Pompe monoetajate, tip AH, pentru materiale consistente, in industria celulozei și hirtiei Întrep. de pompe AVERSA București	AH 80-36 AH 125-36 AH 150-50 AH 250-50	30-120 50-200 90-390 200-1000	19-11 48-30 62-40 75-50

Anexă (continuare)

1	2	3	4	5
12	Pompe monoetajate, cu blindaje, tip BICAZ pentru pastă de ciment Întrep. de pompe AVERSA București	BICAZ 125 BICAZ 150 BICAZ 200	40—120 40—230 60—400	32—20 50—30 35—20
13	Pompe tip PSI, pentru stins incendii Întrep. de pompe AVERSA București	PSI 8/8 PSI 16/8 PSI 50/8	50—70 60—120 180—400	100—65 110—70 110—70
14	Pompe multietajate, cu rotoare opuse, tip TT, pentru produse petroliere Întrep. de pompe AVERSA București	TT 80-40 × n TT 100-40 × n TT 150-100 × n TT 250-250 × n	10—50 25—70 60—160 150—400	900—700 900—700 1200—700 600—500
15	Pompe monoetajate, cu rotor în dublu flux, tip RDN, construcție standard Întrep. de pompe AVERSA București	RDN 150-250 RDN 150-315 RDN 300-250 RDN 300-315	180—450 250—500 1000—2000 1000—2000	80—70 35—30 22—18 35—30
16	Pompe monoetajate cu rotor în dublu flux, tip RDT, pentru procese calde Întrep. de pompe AVERSA București	RDT 150-315 RDT 150-400 RDT 150-500 RDT 200-315	250—500 230—500 220—500 450—1000	140—120 230—180 350—280 140—120
17	Pompe monoetajate, tip PCH, pentru industria chimică Întrep. de pompe AVERSA București	PCH 40-16 PCH 40-20 PCH 40-25 PCH 50-20 PCH 50-25 PCH 65-20 PCH 65-25 PCH 65-32 PCH 80-25 PCH 80-32 PCH 80-40 PCH 125-25 PCH 125-32 PCH 125-40	2—16 2—16 2—16 10—30 10—30 15—35 20—70 15—35 30—140 30—65 30—65 100—250 120—300 120—300	35—25 55—45 90—70 55—45 85—70 15—9 90—70 35—25 90—70 35—25 55—40 90—65 35—20 55—35
18	Pompe monoetajate în consolă, cu rotor diagonal, tip BRATEȘ, pentru alimentări cu apă Întrep. de pompe AVERSA București	BRATEȘ 250 BRATEȘ 350 BRATEȘ 400 BRATEȘ 500 BRATEȘ 600	200—800 500—1500 800—2000 1500—3000 2000—4000	18—5 18—5 81—5 17—5 17—5

Anexă (continuare)

1	2	3	4	5
19	Pompe verticale cu rotor diagonal, tip MV, pentru alimentări cu apă Întrep. de pompe AVERSA București	MV 303 MV 402 MV 403 MV 502 MV 503 MV 601 MV 602 MV 603 MV 802 MV 803 MV 1001 MV 1002 MV 2002	570—1510 1040—2340 1040—2590 1548—3490 1440—4320 2160—4320 2370—5400 2160—5760 4250—9180 3950—10080 5760—12240 6480—14400 32400—72000	66—22 37—14 65—22 37—14 66—22 22—7,5 37—14 66—22 37—14 62—22 22—7,5 37—14 37—13
20	Pompe monoetajate, verticale, tip RV, pentru irigații Întrep. de pompe AVERSA București	RV 70-100 RV 120-170	2500—6000 16000—30000	65—38 60—38
21	Pompe verticale cu rotor axial, tip DV, pentru agricultură și centrale termice. Întrep. de pompe AVERSA București	DV 6-30 DV 5-30 DV 6-35 DV 5-35 DV 5-47 DV 6-70 DV 2-87 DV 5-110 DV 2-110	700—1200 800—1400 1200—2200 1400—2300 2000—3500 3300—7000 5500—12000 14000—27000 12000—25000	6—3,5 8—5 8—5 12—7 9—5 6—3 12—6 14—7 17—10

B Pompe volumice

Nr. crt.	Categoria (Producător)	Tipul	Gama debitelor m ³ /h	Gama presiunilor bar
1	2	3	4	5
1	Pompe cu roți dințate, tip DL, pentru lichide unguente Întrep. ENERGO-REPARAȚII București	DL 1 DL 2 DL 3 DL 4 DL 5 DL 6 DL 7 DL 8 DL 9 DL 10 DL 11 DL 12 DL 13	0,95—0,74 1,11—0,85 2,1—1,56 2,52—1,86 4,47—3,54 5,64—4,56 9,9—7,98 12,3—10,2 15—13,3 17,7—15,9 29,4—26,4 35,4—32,1 69—62,7	2—16 2—16 2—16 2—16 2—16 2—16 2—16 2—16 2—10 2—10 2—10 2—10 2—10

Anexă (continuare)				
1	2	3	4	5
2	Pompe cu șuruburi, tip SBN, pentru lichide unguente Întreprinder. NEPTUN Cîmpina	SBN 32-20	1,6—2,2	40—20
		SBN 40-60	3,8—5,5	40—20
		SBN 45-80	6—7,5	40—20
		SBN 55-120	8,5—10,2	40—20
		SBN 60-230	18—21	40—20
		SBN 90-570	48—52	40—18
		SBN 110-1150	95—103	40—16
		SBN 140-1720	145—155	40—10
		SBN 140-2300	190—210	40—10
3	Pompe cu stator elastic, tip PS, pentru lichide alimentare viscoase. Întrep. TEHNOFRIG Cluj-Napoca	PS 30	0,5—3	0,45—0,2
		PS 50	1,5—18	0,45—0,2
		PS 80	6—50	0,45—0,2
4	Pompe cu piston cu acțiune directă, tip PD, pentru alimentări de cazane și vehiculări de produse petroliere. Întrep. MECANICA Cîmpina	APD 1	4—7	32—25
		APD 5	35—40	32—25
		APD 6	60—65	32—25
5	Pompe dozatoare, tip PD Întrep. TEHNOFRIG Cluj-Napoca Pentru acest tip, debitul este în l/h	PD 100	1,6—129,2	350—9
		PD 250	11,4—1152,9	315—6
		PD 630	29,4—4560	315—5
		PD 1600	236—9400	320—7
		PD 4000	953—11800	285—20
6	Pompe cu canal lateral, tip TC. Întrep. de pompe AVERSA București	TC 25/1,6 × n	0,6—1,8	120—35
		TC 32/2,5 × n	0,9—3,5	250—50
		TC 32/4 × n	1,5—4,5	220—70
		TC 32/6 × n	3,5—6,5	180—80
		TC 50/10 × n	6—13	200—120
		TC 50/16 × n	12—20	200—60
		TC 50/25 × n	18—35	130—20
7	Pompe periferiale, tip TU Întrep. de pompe AVERSA București	TU 32-100	0,5—3,6	100—10
		TU 32-112	0,5—5,5	165—15
		TU 32-125	0,5—6,5	210—20
		TU 32-140	1,5—7	240—70
8	Pompe de vid cu inel de lichid, tip MIL Întrep. de pompe AVERSA București Vidul este exprimat în presiune absolută	MIL 251	15	160 Torr
		MIL 252	25	160 Torr
		MIL 401	40	160 Torr
		MIL 402	60	160 Torr
		MIL 403	100	160 Torr
		MIL 501	160	160 Torr
		MIL 502	250	160 Torr
		MIL 503	400	160 Torr

Anexă (continuare)

1	2	3	4	5
		MIL 1000	630	160 Torr
		MIL 1250	1000	160 Torr
		MIL 1501	1600	160 Torr
		MIL 1502	2500	160 Torr
		MIL 1503	4000	160 Torr
		MIL 401 $\times$ 2	40	30 Torr
		MIL 402 $\times$ 2	60	30 Torr
		MIL 403 $\times$ 2	100	30 Torr
		MIL 501 $\times$ 2	160	30 Torr
		MIL 1000 $\times$ 2	630	30 Torr
		MIL 1501 $\times$ 2	1600	30 Torr

Obs. n reprezintă numărul de etaje

Bibliografie

1. AISENSTEIN, M. D. **Tentrobejnie nasosî dlia neftianoj promiŝlenosti**. Gostaptehizdat, Moskva, 1957.
2. ANTON, I. **Curbe caracteristice de cavitație la mașinile hidraulice**. Comunicările Conferinței de Mașini Hidraulice, L.M.H. — Timișoara, sept. 1964.
3. BARGLAZAN, A., ANTON, I., ANTON, V., PREDA, I. **Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice**. București, Editura tehnică, 1959.
4. CHIMION, G. ILIȘIU, D. BRĂNIȘTEANU, M. **Pompe centrifugale**. București, Editura tehnică, 1964.
5. DUCROS, L. **Pompes hydrauliques et appareils elevatoires**. Paris, Dunod, 1967.
6. FUCHSLOCHER — SCHULZ. **Die Pumpen**. Berlin, Springer Verlag, 1959.
7. ION, I. IONEL, **Instalații de pompare reglabile**. București, Editura tehnică, 1976.
8. MAZILU, G., GANEA, N. **Pompe anticorozive**. București, I.D.T., 1968.
9. KARASSIK, I. **Centrifugal pumps. Selection, operation and maintenance**. New York, Mc. Graw-Hill Book Comp., 1960.
10. KOVATS, A., DESMUR, G. **Pumps, Fans, Compressors**. London, Blakie & Son LTD., 1958.
11. MAYER, E. **Axiale gleitringdichtungen**. Dusseldorf, VDI — Verlag, 1974.
12. PFLEIDERER, C. **Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase**. Springer Verlag, Berlin, 1955.
13. PIETRĂREANU, E. **Agenda electricianului**. București, Editura tehnică, 1968.
14. POHLENZ, W. **Pumpen für Flüssigkeiten**. Berlin, VEB Verlag Technik, 1970.
15. *** **Pumping manual**. Trade & Technical Press LTD. Morden, Surrey-England.
16. RĂDUȚ, C., NICOLESCU, E., GHITĂ, N. **Mașini electrice și transformatoare**. București, Editura de stat didactică și pedagogică, 1960.
17. RITTER, C. **Flüssigkeitspumpen**. Munchen, Verlag von R. Oldenburg, 1953.
18. STEPANOFF, A. I. **Centrifugal and axial flow pumps**, New York, John Willey & Sons Inc. 1957.
19. ȚURCANU, G., GANEA, N. **Pompe volumice**. București, Editura tehnică, 1963.
20. *** **Instrucțiuni de exploatare pentru pompe**. Întreprinderea de pompe AVERSA — București.
21. **Prospecte și cataloage de pompe**.