

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.

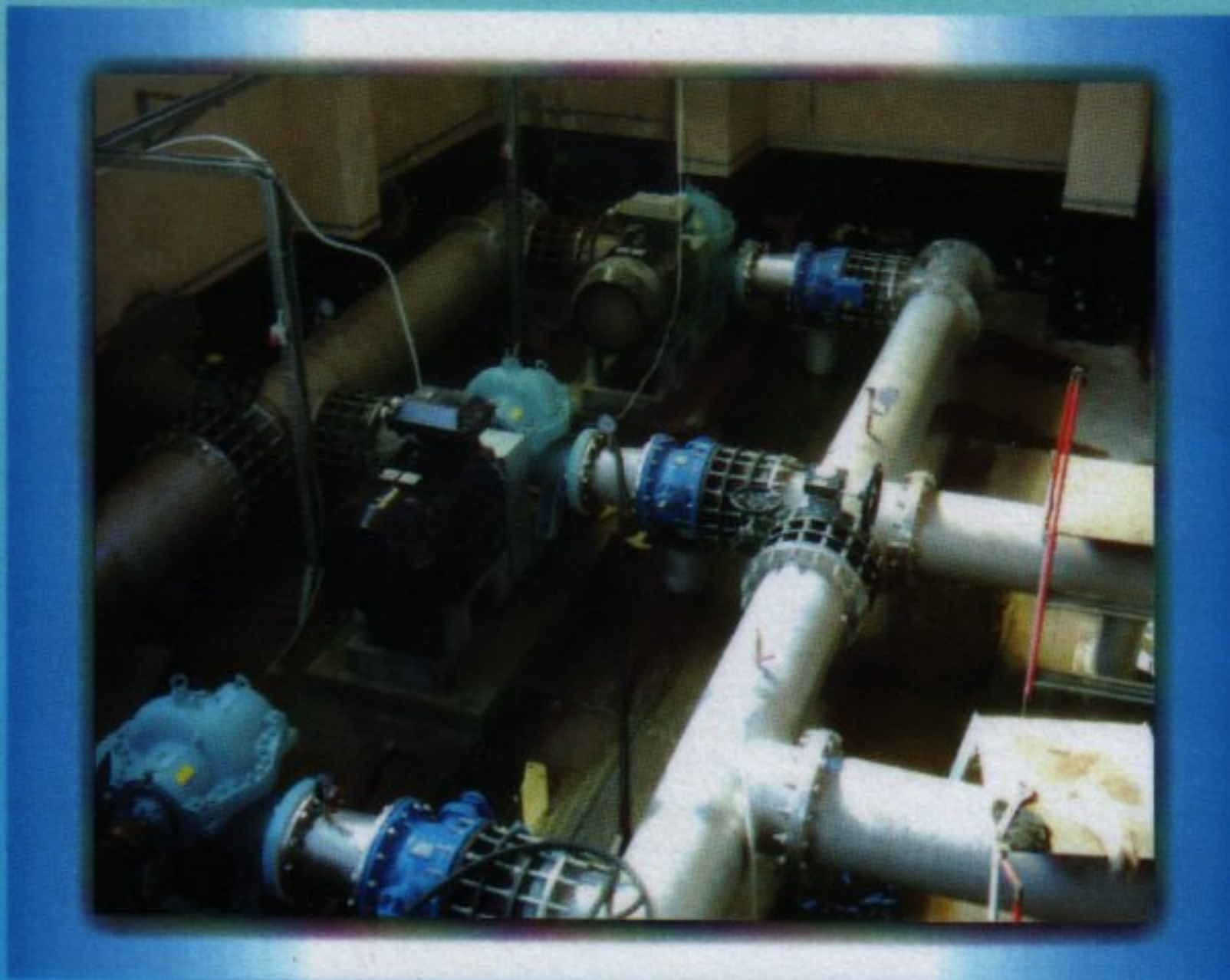
Publicarea acestui document nu atrage dupa sine nici un fel de cistig comercial.

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

Sanda-Carmen GEORGESCU
Andrei-Mugur GEORGESCU
Georgiana DUNCA

STAȚII DE POMPARE

ÎNCADRAREA TURBOPOMPELOR ÎN SISTEME HIDRAULICE



Editura Printech

2005

Sanda-Carmen GEORGESCU

Andrei-Mugur GEORGESCU

Georgiana DUNCA

STAȚII DE POMPARE

ÎNCADRAREA TURBOPOMPELOR

ÎN SISTEME HIDRAULICE



Editura Printech

2005

Copyright © Printech, 2005
Editura acreditată C.N.C.S.I.S.

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României

Sanda-Carmen GEORGESCU

Stații de pompare – Încadrarea turbopompelor în sisteme
hidraulice – Sanda-Carmen Georgescu, Andrei-Mugur Georgescu,
Georgiana Dunca
București: Printech, 2005

p.; cm.

Bibliogr.

ISBN 973-718-235-9

Referenți științifici:

Prof. dr. ing. Eugen Constantin ISBĂȘOIU

Universitatea "Politehnica" din București

Prof. dr. ing. Lucian SANDU

Universitatea Tehnică de Construcții București

TIPAR:

Editura PRINTECH (S.C. ANDOR TIPO S.R.L.)

str. TUNARI nr.11, sector 2, BUCUREȘTI

Tel/Fax: 211.37.12

© Copyright 2005

Toate drepturile prezentei ediții sunt rezervate editurii și autorului. Nici o parte din această lucrare nu poate fi reprodusă, stocată sau transmisă indiferent prin ce formă, fără acordul prealabil scris al autorului.

PREFAȚA

Prezentul curs de *Stații de pompare*, aprofundează încadrarea *generatoarelor hidraulice în sisteme*. Cursul se adresează cu precădere studenților din anii terminali, de la Facultatea de Energetică a Universității “Politehnica” din București, respectiv de la Facultatea de Instalații și Facultatea de Hidrotehnică a Universității Tehnice de Construcții București. Acest curs poate fi însă util tuturor studenților care au în programa de învățământ disciplinele *Mașini hidraulice*, *Stații de pompare* sau *Alimentări cu apă*.

Subliniem încă de la început că disciplina *Stații de pompare* nu se referă numai la proiectarea propriu-zisă a stațiilor de pompare, ci și la încadrarea acestora în sisteme hidraulice complexe, respectiv la criteriile după care poate fi efectuată reglarea parametrilor de funcționare a acestora.

Cursul de *Stații de pompare* este structurat în două părți, cu ponderi diferite. În prima parte, se reamintesc pe scurt cunoștințele dobândite de studenți în anii anteriori, în domeniile *Dinamicii fluidelor* și *Mașinilor hidraulice*, accentul fiind pus pe noțiunile care sunt necesare pentru înțelegerea cât mai corectă a celei de a doua părți a cursului. Această a doua parte, se referă la schemele propriu-zise ale stațiilor de pompare, la regulile de bază de proiectare a acestora, precum și la parametrii de comandă și algoritmi de automatizare a funcționării acestora.

Statisticile mondiale arată că peste 50% din energia electrică produsă în lume este consumată de generatoare hidraulice: pompe și ventilatoare. Din acest punct de vedere, este clar că alegerea corespunzătoare a acestora pentru un sistem hidraulic dat (astfel încât să se realizeze parametrii necesari cu un consum minim de energie) joacă un rol primordial. Acesta este motivul principal pentru care se acordă o atenție deosebită înțelegerii de către studenți a fenomenelor care apar la funcționarea generatoarelor hidraulice în sisteme hidraulice, respectiv la cuplarea acestora în serie sau paralel. Nu în ultimul rând, cursul acordă atenție problemelor legate de algoritmi de reglare a funcționării stațiilor de pompare (în special funcționarea pompelor antrenate de motoare electrice acționate cu turație variabilă), care aduc importante economii de energie în exploatarea sistemelor hidraulice cu cerințe de debit variabile în timp.

Importanța acestui curs poate fi înțeleasă și prin prisma fondurilor internaționale, alocate prin diferite programe pentru re tehnologizarea sistemelor de alimentare cu apă a localităților din România, re tehnologizarea stațiilor de pompare pentru irigații, sau re tehnologizarea stațiilor de pompare pentru termoficare, fonduri care vor asigura, încă mulți ani de acum înainte, efectuarea de proiecte și lucrări în acest domeniu, în care cunoștințele legate de funcționarea generatoarelor hidraulice în sisteme hidraulice complexe sunt strict necesare.

Autorii

februarie 2005

CUPRINS

PREFAȚA	1
1 INTRODUCERE	5
1.1. Notații și mărimi caracteristice	5
1.2. Clasificarea mașinilor hidraulice	16
1.2.1. Generatoare hidraulice	17
1.2.2. Parametrii fundamentali ai turbopompelor	17
2 ELEMENTE DE CALCUL A SISTEMELOR HIDRAULICE	20
2.1. Ecuațiile utilizate	20
2.1.1. Modelul unidimensional de fluid	21
2.1.2. Conservarea masei	23
2.1.3. Legea energiilor	25
2.1.4. Conservarea cantității de mișcare	31
2.2. Pierderi de sarcină hidraulică	33
2.3. Tipuri de sisteme hidraulice — Particularități	38
2.3.1. Clasificarea sistemelor hidraulice	38
2.3.2. Conducta simplă	40
2.3.3. Conducte simple montate în serie	41
2.3.4. Conducte simple montate în paralel	44
2.3.5. Conducte simple montate mixt	46
2.3.6. Conducte care debitează pe parcursul traseului	48
2.3.6.1. Aripa de aspersiune	48
2.3.6.2. Conducta cu debit uniform distribuit	51
2.3.7. Rețele ramificate	53
2.3.8. Rețele inelare	56

2.3.9. Rețele binare (tur-retur)	60
3 GENERATOARE HIDRAULICE	67
3.1. Principalele tipuri constructive de pompe	67
3.1.1. Turbopompe	67
3.1.2. Etanșarea turbopompelor	74
3.1.3. Pompe volumice	76
3.2. Curbe caracteristice ale turbopompelor	78
3.3. Factori care influențează curbele caracteristice	83
3.3.1. Factori externi care influențează curbele caracteristice	83
3.3.2. Factori interni care influențează curbele caracteristice	84
4 FUNCȚIONAREA TURBOPOMPELOR ÎN REȚEA	89
4.1. Punctul de funcționare energetică	89
4.2. Cuplarea turbopompelor	92
4.2.1. Cuplarea în serie a pompelor	92
4.2.2. Cuplarea în paralel a pompelor	95
4.3. Punctul de funcționare cavitațională	100
4.4. Factori care influențează punctul de funcționare energetică	104
5 REGLAREA FUNCȚIONĂRII TURBOPOMPELOR	110
5.1. Tipuri de reglare a funcționării pompelor în sisteme hidraulice	110
5.1.1. Modificarea caracteristicii instalației	113
5.1.2. Modificarea caracteristicii de sarcină a pompei	120
5.2. Reglarea funcționării pompelor în stații de pompare	129
5.2.1. Reglarea discretă a funcționării pompelor în stații de pompare	129
5.2.2. Reglarea continuă a funcționării pompelor în stații de pompare	134
6 TIPURI CONSTRUCTIVE DE STAȚII DE POMPARE	137
6.1. Clasificarea stațiilor de pompare (SP)	137
6.1.1. Clasificare în funcție de felul folosințelor	137
6.1.2. Clasificare în funcție de tipul agregatelor	138
6.1.3. Clasificare în funcție de dispunerea agregatelor	139

6.1.4. Clasificare în funcție de tipul construcției de captare și al aducțiunii	141
6.2. Clasificarea în funcție de tipul constructiv al SP și mobilității sale .	141
6.2.1. Stații de pompare fixe	141
6.2.2. Stații de pompare plutitoare și stații de pompare mobile	147
6.3. Exemple de stații de pompare fixe	149
6.3.1. SP pentru alimentări cu apă potabilă	149
6.3.2. Stații de pompare pentru folosințe energetice	150
6.3.3. Stații de pompare pentru pompare-turbinare	152
6.3.4. Stații de pompare de bază pentru irigații.....	153
6.3.5. Stații de pompare pentru desecare	155
REFERINȚE BIBLIOGRAFICE	157

1. INTRODUCERE

1.1. Notații și mărimi caracteristice

Principali parametri hidraulici sunt reprezentați de către mărimile care caracterizează funcționarea mașinii, ca urmare a efectelor hidrodinamice, anume: debitul, turația (sau viteza de rotație), energia hidraulică specifică, energia specifică pozitivă netă la aspirație, puterea și randamentul.

În tabelele 1.1. ÷ 1.10 se prezintă notațiile și, după caz, valorile diferitelor mărimi utilizate în cadrul acestui curs. Se subliniază că majoritatea notațiilor sunt în concordanță cu *Standardul internațional CEI 60193* [Isbășoiu *et al*, 2003].

Tabelul 1.1 - Indici și simboluri

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Indice; simbol</i>
Intrare în sistem	Secțiunea de referință la intrarea în sistemul hidraulic, în amonte de pompă	<i>i</i> (sau 1)
Ieșire din sistem	Secțiunea de referință la ieșirea din sistemul hidraulic, în aval de pompă	<i>e</i> (sau 2)
Secțiune de aspirație	Secțiunea de referință la flanșa de aspirație a pompei (secțiunea de referință de joasă presiune)	<i>a</i>
Secțiune de refulare	Secțiunea de referință la flanșa de refulare a pompei (secțiunea de referință de înaltă presiune)	<i>r</i>
Maxim / minim	Indice care se referă la valoarea maximă sau minimă a unei mărimi oarecare	<i>max / min</i>
Optim	Indice care se referă la punctul cu cel mai bun randament	<i>opt</i>
Absolut	Indice care se referă la valoarea absolută a unei mărimi (de exemplu, presiune absolută)	<i>abs</i>
Referință	Indice care se referă la nivelul de referință al mașinii. Acest nivel poate fi, de exemplu, cota geodezică a axei orizontale a unei pompe centrifuge, sau cota axei fusului palelor rotorice la pompe axiale cu axa verticală	<i>ref</i>

Specific	Indice care se referă la o mărime raportată la o anumită mărime fundamentală	s
Serie	Indice care se referă la montarea în serie a conductelor, sau la cuplarea în serie a pompelor	s
Piezometric	Indice care se referă la înălțimea/ cota piezometrică	p
Paralel	Indice care se referă la montarea în paralel a conductelor, sau la cuplarea în paralel a pompelor	p
Pompă	Indice care se referă la o pompă sau la o mărime aferentă pompei	P
Instalație	Indice care se referă la o mărime aferentă instalației	$inst$
Funcționare	<i>Punctul de funcționare energetică</i> , respectiv indice aferent mărimilor corespunzătoare punctului de funcționare energetică	F
Cavitațional	<i>Punctul de funcționare cavitațională</i> , respectiv indice aferent mărimilor corespunzătoare punctului de funcționare cavitațională	C
Local	Indice atașat pierderilor locale de sarcină hidraulică	loc
Distribuit sau liniar	Indice atașat pierderilor distribuite (pierderilor liniare) de sarcină hidraulică	d

Tabelul 1.2 - Termeni care caracterizează traseul hidraulic

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Arie	Aria netă a unei secțiuni transversale S , normală la direcția de curgere	A	m^2
Volum	Volumul de fluid delimitat de o suprafață închisă. <i>Volumul de control</i> este delimitat de o <i>suprafață de control</i> permeabilă și în general nedeformabilă	V	m^3
Diametrul conductei	Diametrul conductei circulare	D	m
Lungime	Lungimea conductei, sau a unui tronson de conductă, sau a unui traseu hidraulic oarecare	L	m
Rugozitate absolută	Înălțimea asperităților pereților conductei	k	m
Rugozitate relativă	Raportul: k/D	k/D	–
Coeficientul lui Darcy	Coeficientul lui Darcy depinde în general de două variabile: $\lambda = \lambda(Re, k/D)$, unde Re este numărul lui Reynolds (tabelul 1.10)	λ	–
Coeficientul de pierdere locală de sarcină hidraulică	Coeficient care caracterizează diferitele singularități apărute pe traseul hidraulic (coturi, vane, îngustări sau evazări de secțiune etc). Valorile sale sunt date sub formă de grafice, tabele sau formule, în	ζ	–

	funcție de tipul singularității și de caracteristicile geometrice ale conductei [Ideleik, 1984; Kiselev, 1988]		
Modul de rezistență hidraulică	Mărime utilizată pentru calcularea pierderilor de sarcină hidraulică într-o conductă	M	s^2/m^5
Modul de rezistență hidraulică distribuită	$M_d = 0,0826 \lambda \frac{L}{D^5}$	M_d	s^2/m^5
Modul de rezistență hidraulică locală	$M_{loc} = 0,0826 \frac{\zeta}{D^4}$	M_{loc}	s^2/m^5
Modul echivalent de rezistență hidraulică	Modulul echivalent de rezistență hidraulică utilizat în calcule, atunci când intervin tronsoane simple montate în serie, în paralel sau mixt (conform paragrafelor §2.3.3 ÷ §2.3.5) și care sunt reduse la o conductă monofilară de modul M_{ech}	M_{ech}	s^2/m^5
Modul cinetic	Modul fictiv de rezistență, utilizat pentru exprimarea termenului cinetic în funcție de debit: $\frac{\alpha v^2}{2g} = M_c Q^2$, unde $M_c = 0,0826 \frac{\alpha}{D^4}$, iar α reprezintă coeficientul lui Coriolis (tabelul 1.4)	M_c	s^2/m^5
Modul global de rezistență	Modulul global de rezistență reflectă atât modul de disipare a energiei, cât și variația energiei cinetice între intrarea i și ieșirea e din sistem: $M^* = M_{ce} - M_{ci} + M_{ech}$. Este utilizat pentru exprimarea sarcinii hidraulice a sistemului (tabelul 1.7) sub o formă compactă (conform paragrafelor §2.3.3 ÷ §2.3.5)	M^*	s^2/m^5
Nivel sau cotă	Cota unui punct din sistem, în raport cu un nivel de referință specificat	z	m
Diametrul rotorului pompei	Diametrul caracteristic al rotorului pompei, de exemplu, diametrul de refulare al unei pompe centrifuge, sau diametrul periferic al palelor rotorice în cazul unei pompe axiale	D_{ext}	m
Unghiul de așezare a palelor rotorice	Unghiul de așezare a palelor rotorice, măsurat față de o poziție de referință (de exemplu, axa fusului palei rotorice). Valoarea corespunzătoare parametrilor nominali de funcționare a pompei se	β_0	grd

	notează β_0 . În scopul reglării funcționării pompei, pala rotorică poate fi poziționată și la alt unghi, β , calculat cu relația: $\beta = \beta_0 \pm \Delta\beta$		
--	---	--	--

Tabelul 1.3 – Mărimi și proprietăți fizice

<i>Termen</i>	<i>Definiție sau/și valoare uzuală</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Acceleratie gravitațională	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	g	m/s^2
Temperatură	Temperatura se va considera în grade Celsius	θ	$^{\circ}\text{C}$
Densitatea apei	Masa raportată la unitatea de volum $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$	ρ	kg/m^3
Densitatea aerului	$\rho_{aer} \cong 1,23 \text{ kg/m}^3$	ρ_{aer}	kg/m^3
Densitatea mercurului	$\rho_{\text{Hg}} = 13560 \text{ kg/m}^3$	ρ_{Hg}	kg/m^3
Presiune de vaporizare	Presiunea parțială absolută a vaporilor de apă saturați într-un mediu în care fazele lichidă și gazoasă ale apei sunt în echilibru termodinamic: $p_v = 2338 \text{ Pa}$ (la 20°C)	p_v	Pa
Vâscozitatea dinamică	Coeficientul dinamic de vâscozitate ¹ se mai numește pe scurt <i>vâscozitate dinamică</i> . Pentru apă: $\mu \cong 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ (la 20°C)	μ	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
Vâscozitatea cinematică	Coeficientul cinematic de vâscozitate se mai numește pe scurt <i>vâscozitate cinematică</i> și reprezintă raportul dintre vâscozitatea dinamică și densitate. Pentru apă: $\nu = \mu / \rho = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (la 20°C)	ν	m^2/s
Tensiune superficială	Pentru interfața aer/apă, se consideră $\sigma = 0,07274 \text{ N/m}$ (la 20°C)	σ	N/m

Tabelul 1.4 – Termeni cinematici

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Debit (debit volumic)	Debitul volumic este volumul de fluid care curge printr-o secțiune în unitatea de timp. Debitul care tranzitează o conductă circulară	Q	m^3/s

¹ În standardul românesc, această mărime se notează η . În această lucrare vom nota vâscozitatea dinamică conform standardelor internaționale, iar notația η va fi rezervată exclusiv randamentului (tabelul 1.9).

	este $Q = v \left(\pi D^2 / 4 \right)$, unde v este viteza medie. Pentru o pompă, Q este debitul de calcul, adică debitul din secțiunea de refulare		
Debit de scăpări	Pierdere de debit volumic între secțiunea de aspirație și cea de refulare a pompei	q	m^3/s
Debit specific (sau debit unitar)	Debitul volumic raportat la lungime. De exemplu în cazul conductelor cu debit Q_d distribuit uniform, $q = Q_d / L$, unde L este lungimea conductei (§2.3.6.2)	q	$(m^3/s)/m$
Debit masic	Debitul masic este produsul dintre densitate și debitul volumic: $Q_M = \rho Q$	Q_M	kg/s
Viteză locală	În modelul unidimensional de fluid, componenta u (normală pe secțiune) este singura componentă a vitezei instantanee a fluidului (componentă a cărei medie temporală este diferită de zero și care va fi denumită, pe scurt, viteză <i>locală</i>)	u	m/s
Viteză medie	Raportul dintre debitul volumic Q și aria A , a secțiunii transversale S , normală la direcția de curgere: $v = \frac{1}{A} \int_S u \, dA = \frac{Q}{A}$. Pentru o conductă circulară, viteza medie este ² : $v = 4 Q / (\pi D^2)$	v	m/s
Coeficientul lui Coriolis	Coeficient de neuniformitate a vitezelor în secțiunea de curgere. Într-o conductă circulară, pentru <i>regimul de curgere laminar</i> , $\alpha = 2$, iar pentru <i>regimul de curgere turbulent</i> , $1,05 \leq \alpha \leq 1,1$	α	–
Coeficient de debit	Coeficientul de debit este produsul dintre <i>coeficientul de contracție</i> (raportul dintre aria contractată și aria orificiului) și <i>coeficientul de viteză</i> (coeficient subunitar care depinde de coeficientul de pierdere locală de sarcină hidraulică al orificiului)	μ_q	–
Viteză de rotație ³	Numărul de rotații ale mașinii în unitatea de timp [rot/s]. Uzual se folosește numărul de rotații ale mașinii pe durata unui minut, caz în care unitatea de măsură este [rot/min]	n	rot/s
Viteză unghiulară	Viteza unghiulară este definită prin relația: $\omega = 2 \pi n$ dacă viteza de rotație se exprimă în	ω	s^{-1}

² În această lucrare se va considera preponderent viteza medie, în consecință, pentru aceasta se va utiliza denumirea simplificată de *viteză*. Notația uzuală pentru viteza medie este V . Deoarece în această lucrare notația V este rezervată volumului, viteza medie se notează v .

³ În majoritatea aplicațiilor industriale, viteza de rotație este uzual desemnată prin termenul **turație**, unitatea de măsură asociată fiind [rot/min].

	[rot/s], respectiv $\omega = \pi n / 30$ dacă viteza de rotație se exprimă în [rot/min]		
--	---	--	--

Tabelul 1.5 – Termeni referitori la presiune

<i>Termeni</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unități de măsură</i>
Presiune absolută	Presiunea unui fluid, măsurată în raport cu vidul absolut	p_{abs}	Pa
Presiune atmosferică	Presiunea absolută a aerului din mediul înconjurător: $p_{at} = 1,013 \cdot 10^5$ Pa = 1 bar	p_{at}	Pa
Presiune diferențială (presiune relativă)	Diferența dintre presiunea absolută a unui fluid la nivelul de referință a aparatului de măsurare a presiunii și presiunea atmosferică la locul și momentul măsurării: $p = p_{abs} - p_{at}$	p	Pa

Energia raportată la masă (adică energia corespunzătoare unei unități de masă) m [kg] se numește *energie specifică* sau *energie masică* [J/kg]. Energia corespunzătoare unei unități locale de greutate se numește *sarcină* (mărime energetică) sau *cădere* (mărime geometrică), unitatea de măsură fiind [J/N], adică [m]. Termenii corespunzători nu diferă decât prin factorul g , care reprezintă valoarea locală a accelerației gravitaționale. Dezavantajul utilizării termenului de *sarcină* constă în faptul că greutatea este o forță care depinde de g (variabil în principal cu latitudinea, dar și cu altitudinea).

Tabelul 1.6 – Termeni referitori la energie

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Energie mecanică	Energia mecanică a unei mase m de fluid, într-o secțiune, $\mathcal{E} = \frac{m v^2}{2} + \frac{m p}{\rho} + m g z$, este suma energiei cinetice, a energiei potențiale de presiune și a energiei potențiale de poziție	\mathcal{E}	J
Energie mecanică specifică	Energia mecanică corespunzătoare unității de masă de fluid într-o secțiune: $e = \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g z$	e	J/kg
Flux de energie	Fluxul energiei mecanice prin suprafața S , normală la direcția de curgere, este cantitatea	Φ_E	J/s

mecanică	de energie mecanică care traversează suprafața considerată în unitatea de timp		
Energie hidraulică specifică a pompei ⁴	Energia specifică a apei disponibilă între secțiunile de referință de înaltă presiune (refulare) și de joasă presiune (aspirație) ale pompei: $E = \frac{v_r^2 - v_a^2}{2} + \frac{p_r - p_a}{\rho} + g(z_r - z_a)$	E	J/kg
Energie hidraulică specifică a unei pompe la mersul în gol	Energia hidraulică specifică a unei pompe, la o viteză de rotație specificată și la o deschidere specificată a palelor directoare și a palelor rotorice, atunci când vana din partea de înaltă presiune este închisă (adică debitul este nul)	E_o	J/kg
Energie potențială specifică de poziție la aspirație a pompei	Energia potențială specifică de poziție ⁵ în secțiunea de aspirație a pompei $E_{ga} = g(z_a - z_i)$, determinată între secțiunea de referință de la intrare, respectiv de la aspirație	E_{ga}	J/kg
Energie specifică pozitivă netă la aspirație a instalației	Energia specifică absolută în secțiunea de referință de joasă presiune (aspirație), diminuată de către energia specifică corespunzătoare presiunii vaporilor $NPSE_{inst} = \frac{p_{absi} - p_v}{\rho} + \frac{v_i^2}{2} - E_{ga} - g h_{r\ i-a}$ unde $h_{r\ i-a}$ este pierderea de sarcină hidraulică totală pe conducta de aspirație a pompei (pe traseul dintre i și a)	$NPSE_{inst}$	J/kg
Energie specifică pozitivă netă la aspirație a pompei	Valoarea minimă a energiei specifice pozitive nete la aspirație, necesară pentru ca pompa să funcționeze normal (la parametri nominali). Pentru funcționarea fără cavitație, este necesar să fie îndeplinită condiția: $NPSE < NPSE_{inst}$	$NPSE$	J/kg
Disipație de energie hidraulică specifică	Energia hidraulică specifică disipată între două secțiuni oarecare: $E_{dis} = g h_r$ unde h_r este pierderea de sarcină hidraulică totală între cele două secțiuni	E_{dis}	J/kg
Căldură primită	Cantitatea totală de căldură primită de fluid din exterior	Q	J
Căldură datorată	Cantitatea totală de căldură primită de fluid datorită frecărilor interne generate de curgerea	Q^*	J

⁴ Standardul internațional CEI 60193 [Isbășoiu *et al*, 2003] recomandă utilizarea notației E pentru energia hidraulică specifică a pompei. Pentru această mărime, există și notația Y [Pop *et al*, 1987].

⁵ În standardul CEI 60193, aceasta se notează E_s (notație folosită mai ales pentru turbine).

frecărilor interne	acestui		
Lucru mecanic	Lucrul mecanic primit sau efectuat de sistem	L	J
Coeficientul de cavitație al instalației	Coeficient care caracterizează condițiile de cavitație exterioare pompei, anume cele ale circuitului hidraulic de la aspirație și este exprimat ca raport între energia specifică pozitivă netă la aspirație a instalației și energia hidraulică specifică a mașinii: $\sigma_{inst} = NPSE_{inst} / E$	σ_{inst}	–
Coeficientul de cavitație al pompei	Pentru o funcționare normală, fără cavitație, trebuie îndeplinită condiția: $\sigma_P < \sigma_{inst}$	σ_P	–

Tabelul 1.7 – Termeni referitori la înălțimea geometrică și la sarcină

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate măsură</i>
Înălțime (sau cotă) piezometrică	În raport cu un nivel de referință specificat, înălțimea piezometrică este definită în funcție de presiune și de cotă: $H_p = \frac{P}{\rho g} + z$. Aceasta determină <i>nivelul piezometric mediu</i> într-o secțiune normală la direcția de curgere	H_p	m
Sarcină (sau energie mecanică pe greutate)	Energia mecanică corespunzătoare unității de greutate de fluid într-o secțiune: $H = e/g$: $H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z$	H	m
Sarcină hidro-dinamică	Suma dintre termenul cinetic corespunzător unității de greutate și înălțimea piezometrică: $H_j = \frac{v_j^2}{2g} + \frac{p_j}{\rho g} + z_j$ Aceasta determină <i>nivelul hidrodinamic</i> într-o secțiune S_j normală la direcția de curgere	H_j	m
Energie internă pe greutate	Energia internă corespunzătoare unității de greutate a fluidului într-o secțiune	e_{int}	m
Energie totală pe greutate	Energia totală corespunzătoare unității de greutate este suma dintre energia mecanică pe greutate și energia internă pe greutate	e_t	m
Sarcina ⁶ pompei, sau	Sarcina disponibilă între secțiunea de refulare, respectiv de aspirație a pompei: $H = E/g$,	H	m

⁶ Căderea netă în cazul turbinelor

Înălțimea de pompare	adică: $H = \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + \frac{p_r - p_a}{\rho g} + z_r - z_a$		
Sarcina sistemului hidraulic	Diferența dintre înălțimea piezometrică la intrarea în sistem și cea de la ieșirea din sistemul hidraulic: $H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \left(\frac{p_i}{\rho g} + z_i \right) - \left(\frac{p_e}{\rho g} + z_e \right)$	H^*	m
Înălțime geodezică (geometrică; de poziție) de pompare	Diferența de înălțime geodezică între planele orizontale determinate de cota secțiunii de ieșire din sistem (în aval de pompă), respectiv cota secțiunii de intrare în sistemul hidraulic (în amonte de pompă): $H_g = z_e - z_i$	H_g	m
Înălțime statică	Înălțimea statică a instalației: $H_{st} = H_{p_e} - H_{p_i} = \frac{p_e - p_i}{\rho g} + H_g$	H_{st}	m
Sarcina pompei la mersul în gol	Sarcina pompei la debit nul: $H_o = E_o / g$ Pentru definiția lui E_o , a se vedea tabelul 1.6.	H_o	m
Înălțime geodezică (geometrică) de aspirație ⁷	Diferența între cota secțiunii de aspirație a pompei și cota secțiunii de intrare în sistemul hidraulic: $H_{ga} = E_{ga} / g = (z_a - z_i).$ Pentru definiția lui E_{ga} , a se vedea tabelul 1.6	H_{ga}	m
Sarcină pozitivă netă la aspirație a instalației	$NPSH_{inst} = NPSE_{inst} / g$ Pentru definiția lui $NPSE_{inst}$, a se vedea tabelul 1.6. Rezultă: $NPSH_{inst} = \frac{p_{abs_i} - p_v}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} - H_{ga} - h_{r_{i-a}}$	$NPSH_{inst}$	m
Sarcină pozitivă netă la aspirație a pompei ⁸	$NPSH = NPSE / g$ Pentru definiția lui $NPSE$, a se vedea tabelul 1.6. Pentru funcționarea fără cavitație, este necesar să fie îndeplinită condiția: $NPSH < NPSH_{inst}$	$NPSH$	m
Pierdere de sarcină hidraulică totală	Energia hidraulică disipată între două secțiuni oarecare, corespunzătoare unității de greutate (lucrul mecanic al forțelor de vâscozitate al unei unități de greutate de fluid): $h_r = E_{dis} / g$. Aceasta reprezintă suma pierderilor distribuite, respectiv locale de sarcină hidraulică	h_r	m

⁷ În standardul internațional CEI 60193, aceasta se notează $Z_s = E_s / g$, este însă o notație caracteristică turbinelor hidraulice, nu pompelor.

⁸ În limba engleză, $NPSH = \text{Net Positive Suction Head}$.

Pierdere distribuită (liniară) de sarcină hidraulică	Disipațiile energetice distribuite în lungul conductei, corespunzătoare unității de greutate	h_d	m
Pierdere locală de sarcină hidraulică	Disipația energetică locală corespunzătoare unității de greutate	h_{loc}	m

Tabelul 1.8 – Termeni referitori la putere și momentul cuplului

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Putere hidraulică (utilă)	Puterea transmisă apei ⁹ (puterea fluidului la ieșirea din pompă) $P_h = \rho g Q H = \rho Q E$	P_h	W
Puterea pompei	Puterea mecanică la arborele pompei: $P = P_h / \eta$, unde η este randamentul pompei (tabelul 1.9)	P	W
Disipații de putere mecanică	Puterea mecanică disipată în lagărele de ghidare, în lagărul axial și în etanșările arborelui pompei	ΔP_m	W
Putere la debit nul a unei pompe (putere la mersul în gol)	Puterea absorbită de pompă la o viteză de rotație specificată și la deschideri specificate ale palelor directe și palelor rotorice, atunci când vana din partea de înaltă presiune este închisă	P_o	W
Momentul cuplului la arbore	Momentul cuplului aplicat arborelui mașinii hidraulice și corespunzător puterii mecanice a mașinii	M	N·m

Tabelul 1.9 – Termeni referitori la randament

<i>Termen</i>	<i>Definiție</i>	<i>Simbol</i>	<i>Unitate de măsură</i>
Randament hidraulic	Raportul dintre energia specifică netă și energia specifică consumată. Acest randament depinde de rapiditatea pompei ¹⁰ , de geometria palelor, de gradul de reacțiune al rotorului, de vâscozitatea fluidului și de rugozitatea relativă a canalelor rotorice	η_h	–
Randament	În cazul pompelor, $\eta_m = P_m / (P_m + \Delta P_m)$	η_m	–

⁹ sau puterea disponibilă în apă pentru a produce energie în cazul unei turbine¹⁰ rapiditatea dinamică n_s sau rapiditatea cinematică n_q (tabelul 1.10)

mecanic			
Randament volumic	În cazul pompelor, $\eta_v = Q/(Q + q)$	η_v	–
Randament ¹¹	În cazul pompelor, $\eta = P_h/P = \eta_h \eta_m \eta_v$	η	–

Tabelul 1.10 – Termeni referitori la similitudine

Termen	Definiție	Simbol	Unitate de măsură
Numărul Reynolds	Raportul dintre componenta convectivă a forțelor de inerție și forțele de vâscozitate. Pentru o conductă circulară, expresia sa în funcție de viteza v a fluidului este: $Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\rho v D}{\mu}$ Expresia sa în funcție de debit este: $Re = \frac{4Q}{\pi D \nu} = \frac{4\rho Q}{\pi D \mu}$	Re	–
Numărul Reynolds limită inferior	Pentru conductele tehnice (cu rugozitate neomogenă), se poate considera ¹² : $Re_1 = 10 D / k$. Acesta caracterizează trecerea de la regimul de curgere turbulent neted, în care $\lambda = \lambda(Re)$, la regimul turbulent mixt, în care $\lambda = \lambda(Re, k/D)$	Re_1	–
Numărul Reynolds limită superior	$Re_2 = 560 D / k$ [Idelcik, 1984, §2.1] Caracterizează trecerea de la regimul de curgere turbulent mixt, în care $\lambda = \lambda(Re, k/D)$, la regimul de curgere turbulent rugos, în care $\lambda = \lambda(k/D)$	Re_2	–
Rapiditate dinamică	$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{1,36 P_{kW}}{\sqrt{H}}}$, unde puterea utilă a pompei P_h este exprimată în kW	n_s	rot/min
Rapiditate cinematică	$n_q = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$. Pentru apă, la pompe se poate utiliza relația $n_s = 3,65 n_q$. În cazul unei pompei cu j etaje și m fluxuri, se folosește relația: $n_q = n \frac{(Q/m)^{1/2}}{(H/j)^{3/4}}$	n_q	rot/min
Rapiditatea	Această rapiditate este adimensională și în mod	ω_s	–

¹¹ În cazul turbinelor, $\eta = P/P_h$.¹² Idelcik [1984, §2.1] recomandă $Re_1 = 15 D / k$.

specifică	frecvență este definită prin formula: $\omega_s = \frac{n Q^{1/2}}{E^{3/4}}$, cu viteza de rotație în [rot/s]		
-----------	---	--	--

1.2. Clasificarea mașinilor hidraulice

Mașinile hidraulice fac parte din clasa mașinilor care realizează un transfer de energie de la o formă de energie, denumită *energie primară*, la o altă formă de energie, denumită *energie secundară*. Mașinile hidraulice sunt acele mașini la care cel puțin una dintre cele două forme de energie este *energia hidraulică*. Mașinile hidraulice se numesc *mașini de forță* (de exemplu, turbine) atunci când *efectuează lucru mecanic*, respectiv se numesc *mașini de lucru* (de exemplu, pompe) atunci când *consumă lucru mecanic*.

În funcție de sensul în care se realizează transferul de energie, mașinile hidraulice se clasifică în trei mari grupe:

- ⇒ **Generatoare hidraulice**, la care energia secundară este energie hidraulică, iar energia primară este o energie de alt tip. Cu alte cuvinte, generatoarele hidraulice cedează energie curentului de fluid: $E_{primara} \Rightarrow E_{hidraulica}$. Generatoarele hidraulice sunt: *pompe, ventilatoare, suflante, elevatoare, ejectoare*.
- ⇒ **Motoare hidraulice**, la care energia primară este energie hidraulică, iar energia secundară este o energie de alt tip. Motoarele hidraulice preiau energie de la curentul de fluid: $E_{hidraulica} \Rightarrow E_{secundara}$. Motoarele hidraulice sunt: *turbine și eoliene*.
- ⇒ **Transformatoare hidraulice**, care realizează conversia unor parametri ai aceleiași forme de energie, prin intermediul energiei hidraulice: $E \Rightarrow E_{hidraulica} \Rightarrow E'$. Transformatoarele hidraulice sunt *cuplaje hidraulice*.

În funcție de natura fluidului vehiculat, mașinile hidraulice pot fi:

- ⇒ Mașini hidraulice care vehiculează **lichide** (*pompe, turbine*)
- ⇒ Mașini hidraulice care vehiculează **gaze**, la care nu se ia în considerare compresibilitatea (*ventilatoare, suflante, eoliene*), raportul presiunilor de la refulare și aspirație fiind $p_r/p_a < 1,3$. De exemplu, *compresoarele* nu sunt incluse în categoria mașinilor hidraulice, deoarece acestea comprimă și încălzesc gazul.

1.2.1. Generatoare hidraulice

În funcție de modul în care se efectuează **transferul de energie către curentul de fluid**, generatoarele hidraulice pot fi grupate după cum urmează.

⇒ **Turbogeneratoare hidraulice (turbopompe)**, la care transferul de energie se efectuează prin impactul dintre palele rotorului și curentul de fluid, mărindu-i acestuia din urmă momentul cinetic. La acest tip de generatoare hidraulice, energia cedată curentului de fluid depinde de debitul vehiculat, iar spațiul de aspirație comunică cu cel de refulare. Turbopompele reprezintă cel mai folosit tip de generatoare hidraulice, motiv pentru care le vom acorda o atenție deosebită de-a lungul întregii lucrări.

⇒ **Generatoare volumice**, la care transferul de energie se efectuează prin transportul periodic al unor volume elementare de fluid sub presiune, de la aspirație către refulare. La acest tip de generatoare, spațiul de aspirație este separat etanș de spațiul de refulare, iar energia cedată curentului de fluid este independentă de debit (din acest motiv, generatoarele volumice necesită protecție contra suprapresiunii în zona de refulare).

⇒ **Generatoare cu fluid motor**, la care transferul de energie se efectuează prin amestecul a două fluide: unul cu energie ridicată și debit mic, iar celălalt cu energie scăzută și debit mare.

⇒ **Generatoarele electromagnetice**, care realizează transferul direct al energiei electromagnetice către curentul de fluid. Aceste generatoare hidraulice funcționează pe principiul inducției electromagnetice (rolul conductorului electric fiind jucat de fluidul în mișcare) și nu au piese în mișcare.

⇒ **Elevatoarele hidraulice**, care realizează transferul unor volume de fluid de la o cotă geodezică scăzută, la o cotă geodezică ridicată.

1.2.2. Parametrii fundamentali ai turbopompelor

Parametrii fundamentali care determină funcționarea turbopompelor în sistemele hidraulice sunt reprezentați în schema globală din figura 1.1 și sunt definiți după cum urmează:

- *Debitul vehiculat, Q* – reprezintă volumul de fluid care trece prin secțiunea de refulare a pompei în unitatea de timp (a se vedea tabelul 1.4);
- *Înălțimea de pompare, H* – reprezintă energia pe care o cedează pompa curentului de fluid, raportată la greutate (a se vedea tabelul 1.7). Ea este definită ca diferență între energia fluidului la refulare (r) și energia fluidului la aspirație (a), ambele energii raportate la greutate, astfel:

$$H = \left(\frac{v_r^2}{2g} + \frac{p_r}{\rho g} + z_r \right) - \left(\frac{v_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a \right). \quad (1.1)$$

Între punctele a și r , *linia energetică LE* (figura 1.1) prezintă un salt de înălțime H ;

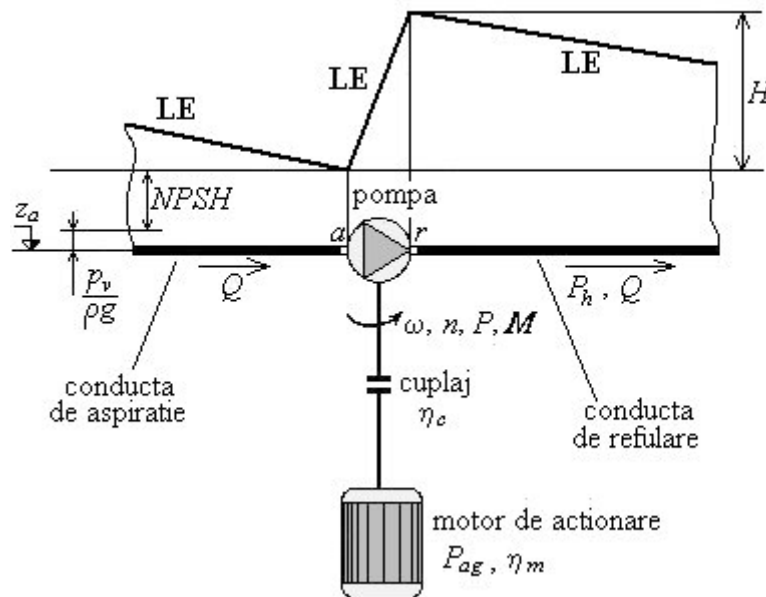


Fig. 1.1. – Schema aferentă încadrării unei pompe într-un sistem hidraulic

- *Puterea hidraulică (puterea utilă), P_h* – reprezintă energia totală cedată curentului de fluid în unitatea de timp (a se vedea tabelul 1.8). Ea se calculează în funcție de debitul vehiculat și înălțimea de pompare astfel:

$$P_h = \rho g Q H; \quad (1.2)$$

- *Puterea absorbită (puterea pompei), P* – reprezintă energia totală consumată de pompă în unitatea de timp pentru a ceda curentului de fluid puterea P_h ;

- *Randamentul*, η - reprezintă raportul dintre puterea utilă și puterea absorbită a pompei (a se vedea tabelul 1.9). Randamentul pompei se calculează cu relația:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (1.3)$$

și definește calitatea transferului de energie din interiorul pompei;

- *Viteza de rotație (turație)*, n [rot/s] – este un parametru caracteristic al turbopompelor și reprezintă numărul de rotații efectuate de rotorul pompei în unitatea de timp. În domeniul turbopompelor este folosit în mod frecvent termenul de *turație*, unitatea de măsură uzuală fiind [rot/min] (a se vedea tabelul 1.4);
- *Viteza unghiulară*, ω - este de asemenea un parametru caracteristic al turbopompelor, fiind definit în funcție de viteza de rotație în [rot/s], prin relația:

$$\omega = 2 \pi n . \quad (1.4)$$

Dacă turația se măsoară în [rot/min], viteza unghiulară este definită prin relația:

$$\omega = 2 \pi n/60 = \pi n/30 ; \quad (1.5)$$

- *Momentul la arbore*, M – reprezintă cuplul motor care trebuie furnizat la axul pompei pentru a putea asigura puterea absorbită (a se vedea tabelul 1.8):

$$M = P/\omega ; \quad (1.6)$$

- *Sarcină pozitivă netă la aspirație*, *NPSH* – este un parametru de cavitație foarte important pentru pompe (a se vedea tabelul 1.7). El reprezintă energia suplimentară raportată la greutate, necesară la aspirația pompei, peste nivelul piezometric dat de presiunea de vaporizare a fluidului, astfel încât în pompă să nu apară cavitația (a se vedea reprezentarea grafică din figura 1.1).

Pentru a avea o vedere de ansamblu asupra unui *agregat de pompare*, trebuie definită și *puterea agregatului* P_{ag} , care reprezintă puterea absorbită de motorul de antrenare al pompei pentru a putea furniza curentului de fluid puterea utilă:

$$P_{ag} = \frac{P}{\eta_c \eta_m} = \frac{P_h}{\eta \eta_c \eta_m} , \quad (1.7)$$

unde η_m reprezintă *randamentul motorului de antrenare* al pompei și η_c reprezintă *randamentul cuplajului* dintre pompă și motorul de antrenare al acesteia.

2. ELEMENTE DE CALCUL ALE SISTEMELOR HIDRAULICE

2.1. Ecuații utilizate

La nivelul principiilor generale, ecuațiile care guvernează mișcarea fluidelor sunt bine cunoscute: conservarea masei, conservarea energiei, conservarea cantității de mișcare. Diferența majoră față de ecuațiile studiate în mecanica clasică este dată de marea *mobilitate* a fluidelor. Trebuie amintit că pentru un fluid, noțiunile de mișcare, deformare și curgere reprezintă același lucru. De aceea, abordarea utilizată pentru deducerea ecuațiilor și, bineînțeles, forma lor finală diferă. În loc de a considera o cantitate constantă de materie și de a deduce legile mișcării, cum se procedează în mecanica clasică, pentru fluide (unde în majoritatea cazurilor este dificil să se aprecieze limitele *corpului fluid*) se deduc ecuațiile considerând un *volum de control fix*, care se găsește în interiorul unei *suprafețe de control permeabile* și în general *nedeformabile*. Încă de la început trebuie semnalat un aspect oarecum sintactic, care pare important. Volumul fluidelor poate fi modificat prin două mecanisme distincte din punct de vedere fizic: prin modificarea presiunii fluidului, sau prin modificarea temperaturii acestuia. Există însă un singur termen care exprimă scăderea volumului: *comprimarea* (indiferent prin ce mecanism fizic se obține aceasta), respectiv există un singur termen care exprimă creșterea volumului: *dilatarea* (indiferent prin ce mecanism fizic se obține aceasta). Acest fapt poate crea confuzii. Astfel, în cazul calculului rețelelor de încălzire sau de termoficare, apa vehiculată este considerată a fi un fluid incompresibil din punctul de vedere al variației volumului cu presiunea, însă calculele sunt efectuate cu densități ale apei diferite pe conductele de tur, respectiv pe conductele de retur – deci

apa este considerată a fi un fluid compresibil din punctul de vedere al variației volumului cu temperatura.

Pentru a elimina oarecum acest neajuns, în lucrarea de față vom utiliza termenii *compresibil* și *incompresibil* în legătură cu mecanismul fizic de *modificare a volumului fluidelor ca urmare a variației presiunii* (în general, creșterea presiunii comprimă fluidul). Respectiv, vom utiliza termenii *dilatabil* și *nedilatabil* în legătură cu mecanismul fizic de *modificare a volumului fluidelor ca urmare a variației temperaturii* (în general, creșterea temperaturii dilată fluidul). În acest context, apa care tranzitează, de exemplu, rețelele de alimentare cu apă potabilă, va fi considerată un fluid incompresibil și nedilatabil, în timp ce apa care tranzitează rețelele de încălzire, va fi considerată un fluid incompresibil și dilatabil.

2.1.1. Modelul unidimensional de fluid

Practica uzuală în inginerie permite utilizarea unor simplificări importante pentru modelele matematice de curgere a unui fluid prin conducte sau canale. Pentru aceste tipuri de curgere, se pot neglija, de exemplu, distribuțiile reale ale vitezei sau presiunii într-o secțiune normală pe direcția de curgere, acestea putând fi înlocuite cu alți parametri globali/ medii.

Caracteristicile modelului unidimensional de fluid sunt:

- **Viteza medie** – Mișcarea fluidului se consideră a fi dată de o viteză medie pe o secțiune S normală la direcția principală de curgere, viteză definită ca raport între debitul volumic și aria secțiunii:

$$v = \frac{1}{A} \int_S u \, dA = \frac{Q}{A}, \quad (2.1)$$

unde u este *viteza locală*¹ într-o secțiune de arie elementară dA .

- **Nivelul piezometric mediu** – O secțiune S normală la direcția de curgere este caracterizată printr-un nivel piezometric constant, în raport cu un plan de referință (figura 2.1).

Nivelul piezometric mediu este definit ca sumă între cota z a axei secțiunii față de un plan de referință (P.R.) și nivelul manometric $p/(\rho g)$ în secțiunea respectivă:

¹ definită în tabelul 1.4.

$$H_p = z + \frac{p}{\rho g} \quad (2.2)$$

Înălțimea piezometrică H_p reprezintă *energia potențială medie pe greutate*, în secțiunea considerată (a se vedea tabelul 1.7).

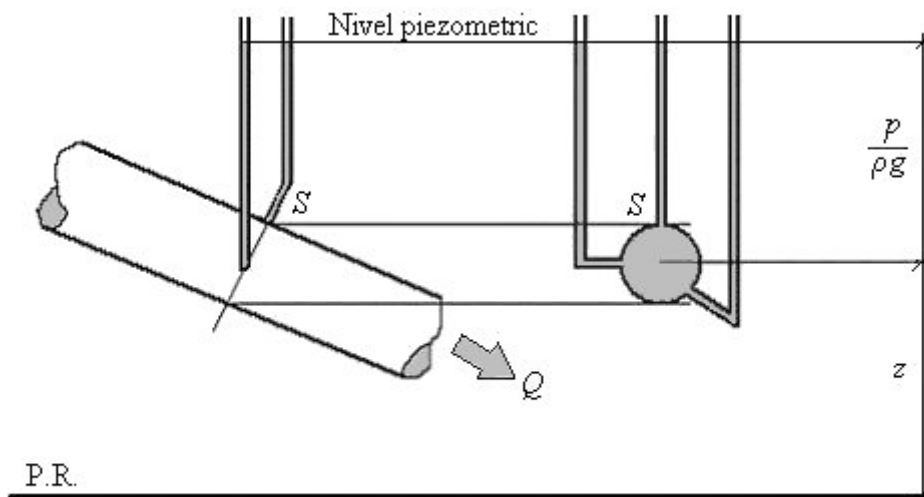


Fig. 2.1. — Reprezentarea nivelului piezometric mediu într-o secțiune

- **Nivelul hidrodinamic** – Pe lângă energia potențială, energia mecanică a unui fluid în curgere cuprinde și energia cinetică. Suma dintre nivelul piezometric mediu și termenul cinetic raportat la greutate, $v^2/2g$, definește *nivelul hidrodinamic* în secțiunea considerată. *Sarcina hidrodinamică* este definită în tabelul 1.7.
- **Pierderile de sarcină** – În orice fluid în mișcare apare o disipație internă a energiei mecanice. Cantitatea de energie mecanică disipată, corespunzătoare unității de greutate de fluid care curge de la o secțiune la alta, reprezintă *pierderea de sarcină hidraulică totală*, h_r , (a se vedea tabelul 1.7, precum și paragraful §2.2).

Din punctul de vedere al mecanismului de disipare, pierderile de sarcină hidraulică pot fi clasificate în două categorii: *pierderile de sarcină uniform distribuite*, h_d , datorate vâscozității fluidului și *pierderile locale de sarcină*, h_{loc} , datorate neuniformităților care apar pe traseul fluidului aflat în mișcare.

- **Panta hidraulică** – Reprezintă pierderea de sarcină uniform distribuită corespunzătoare unei unități de lungime: $\mathcal{F} = h_d / L$.
- **Raza hidraulică** – Reprezintă raportul dintre aria A corespunzătoare secțiunii normale la direcția principală de curgere și perimetrul \mathcal{P} udat de fluid în secțiunea considerată: $\mathcal{R} = A / \mathcal{P}$.

2.1.2. Conservarea masei

Ecuția care exprimă principiul fundamental de conservare a masei valabil pentru orice curgere se numește *ecuația continuității*. Pentru deducerea expresiei acesteia, se va considera un *volum de control* oarecare dintr-un fluid în mișcare, volum delimitat de o suprafață permeabilă. În acest caz, principiul fundamental de conservare a masei exprimă faptul că *fluxul masic care iese prin suprafața de control permeabilă într-un interval de timp, este egal cu scăderea masei din interiorul volumului în același interval de timp* (figura 2.2).

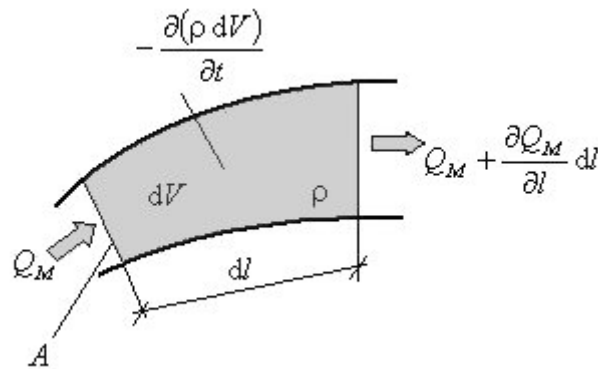


Fig. 2.2. — Reprezentarea variației masei de fluid din volumul de control elementar dV

Fluxul de masă care iese prin suprafața de control în intervalul de timp dt , este egal cu:

$$\left[Q_M + \frac{\partial Q_M}{\partial l} dl \right] dt - Q_M dt = \frac{\partial Q_M}{\partial l} dl dt, \quad (2.3)$$

unde Q_M este *debitul masic*. Variația masei din interiorul volumului elementar dV în

același interval de timp dt se poate scrie: $-\frac{\partial(\rho dV)}{\partial t} dt$. Dacă se ține seama de faptul că

volumul se poate exprima în funcție de arie și lungimea elementară dl , adică $dV \approx A dl$ (ipoteză acceptabilă din moment ce este vorba despre variații elementare), respectiv dacă se ține seama că dl este constant în timp, rezultă:

$$-\frac{\partial(\rho A dl)}{\partial t} dt = -\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dl dt. \quad (2.4)$$

Egalând expresiile (2.3) și (2.4), se ajunge la *forma diferențială a ecuației continuității pentru o curgere unidimensională*:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial Q_M}{\partial l} = 0. \quad (2.5)$$

Această expresie se poate particulariza prin diferite aproximații succesive, astfel încât să poată fi utilizată într-o formă simplă în calculele hidraulice. Astfel:

⇒ Pentru o **conductă rigidă** (secțiune nedeformabilă), aria A este constantă ($A = const.$) deci ecuația (2.5) devine:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial Q_M}{\partial l} = 0. \quad (2.6)$$

⇒ Pentru o **curgere permanentă** (independentă de timp), în care toate derivatele în raport cu timpul sunt nule, $\frac{\partial}{\partial t} = 0$, ecuația (2.5) devine:

$$\frac{\partial Q_M}{\partial l} = 0 \quad (2.7)$$

și integrând se obține un *debit masic constant*:

$$Q_M = const. \quad (2.8)$$

⇒ Pentru o **curgere permanentă a unui fluid incompresibil** (densitatea nu depinde de presiune) și **nedilatabil** (densitatea nu depinde de temperatură) – cea mai utilizată aproximație pentru lichidele în curgere (respectiv pentru gaze la viteze mici, cu numărul Mach $Ma < 0,3$), în absența fenomenelor de schimb de căldură, rezultă:

$$\frac{\partial}{\partial t} = 0 \text{ și } \rho = const. \text{ Exprimând debitul masic ca produs între densitate și } \textit{debitul}$$

volumic, se obține *forma integrală a ecuației continuității*:

$$Q = const. \quad (2.9)$$

2.1.3. Legea energiilor

Se numește *legea energiilor* ecuația care exprimă principiul fundamental al conservării energiei valabil pentru orice curgere. Pentru deducerea expresiei acesteia, se va considera, pentru început, un volum oarecare dintr-un fluid în mișcare, mărginit de două secțiuni, S_1 și S_2 , normale pe direcția principală de curgere (figura 2.3).

Dacă se ia în considerare curgerea unui fluid incompresibil și nedilatabil și se consideră numai *bilanțul energiei mecanice*, *fluxul de energie mecanică*² Φ_{E1} , care intră prin suprafața S_1 în volumul de control V , este divizat în două tipuri diferite de fluxuri de energie mecanică: primul este fluxul de energie mecanică utilă Φ_{E2} , care se regăsește în secțiunea S_2 de ieșire a fluidului din volumul de control și al doilea este fluxul de energie mecanică disipată $\Delta\Phi_{E1-2}$ (disipația fiind datorată vâscozității fluidului).

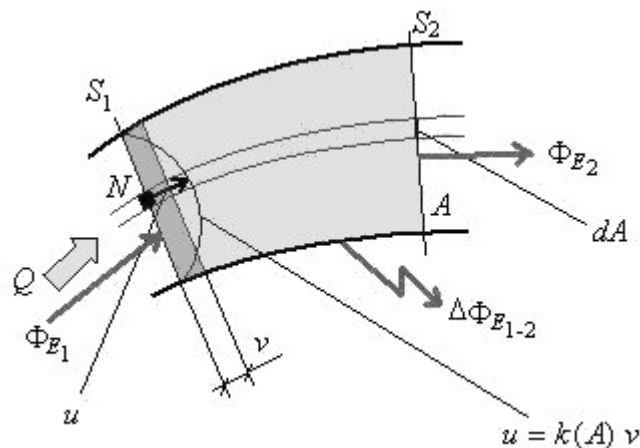


Fig. 2.3. — Bilanțul energiei mecanice pentru un fluid în mișcare

Se amintește că pentru o linie de curent, *energia mecanică raportată la greutate*, denumită și *sarcină*³, se poate scrie:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z, \quad (2.10)$$

² Deoarece suprafața S este normală la direcția de curgere, în cazul modelului unidimensional de fluid, noțiunea de *flux de energie mecanică prin suprafața S* coincide cu noțiunea de *debit de energie mecanică*.

³ A se vedea tabelul 1.7.

unde termenul $(u^2/2g)$ reprezintă energia cinetică raportată la greutate, iar termenul $(p/\rho g + z)$ reprezintă energia potențială raportată la greutate.

Pentru o secțiune S_j (de arie A_j), normală la direcția principală de curgere a unui fluid în mișcare, fluxul de energie mecanică se poate scrie:

$$\Phi_{Ej} = \int_{S_j} \rho g H dQ \quad (2.11)$$

și ținând seama de faptul că debitul elementar dQ este produsul dintre viteza locală u și aria elementară dA , se ajunge la expresia:

$$\Phi_{Ej} = \int_{S_j} \rho g \left(\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z \right) u dA. \quad (2.12)$$

Deoarece această ecuație este dedusă pentru modelul unidimensional de fluid incompresibil, se pot scoate de sub integrală termenii constanți pe secțiune și rezultă:

$$\Phi_{Ej} = \frac{\rho g}{2g} \int_{S_j} u^3 dA + \rho g \left(\frac{p_j}{\rho g} + z_j \right) \int_{S_j} u dA. \quad (2.13)$$

Dacă pentru secțiunea considerată S_j se presupune că vectorii viteze sunt paraleli, atunci se poate exprima mărimea vitezei u ca un procent $k(A)$ din viteza medie v , adică:

$$u = k(A) v. \quad (2.14)$$

Ținându-se seama de relația de definiție a vitezei medii (2.1) în funcție de debitul volumic Q , expresia (2.13) a fluxului de energie mecanică în secțiune devine:

$$\Phi_{Ej} = \rho g Q \frac{v_j^2}{2g} \frac{1}{A_j} \int_{S_j} k^3(A) dA + \rho g Q \left(\frac{p_j}{\rho g} + z_j \right). \quad (2.15)$$

Se notează cu α_j termenul:

$$\alpha_j = \frac{1}{A_j} \int_{S_j} k^3(A) dA, \quad (2.16)$$

numit *coeficient de neuniformitate a vitezei*, sau *coeficientul lui Coriolis*. Acest coeficient ține seama de distribuția neuniformă a vitezei în secțiunea normală considerată (a se vedea și tabelul 1.4). Cele mai des utilizate valori ale coeficientului lui Coriolis α , obținute pe cale analitică sau experimentală, sunt următoarele:

- pentru *curgerea laminară în conducte circulare*: $\alpha = 2$;

- pentru *curgerea turbulentă în conducte circulare*: $\alpha = 1,05 \dots 1,1$;
- pentru *curgerea turbulentă cu suprafață liberă*: $\alpha = 1,1 \dots 1,2$.

Expresia fluxului de energie mecanică într-o secțiune S_j devine atunci:

$$\Phi_{E_j} = \rho g Q \frac{\alpha_j v_j^2}{2g} + \rho g Q \left(\frac{p_j}{\rho g} + z_j \right) = \rho g Q H_j. \quad (2.17)$$

Raportând ecuația (2.17) la $(\rho g Q)$, se obține energia mecanică corespunzătoare unității de greutate a fluidului în secțiunea S_j :

$$H_j = \frac{\alpha_j v_j^2}{2g} + \frac{p_j}{\rho g} + z_j. \quad (2.18)$$

Termenul H_j reprezintă *sarcina hidrodinamică* a fluidului⁴ în secțiunea considerată.

S-a demonstrat astfel că fluxul de energie mecanică într-o secțiune S_j se poate scrie:

$$\Phi_{E_j} = \int_{S_j} \rho g H u \, dA = \rho g Q H_j. \quad (2.19)$$

Utilizând aceleași considerente, se notează cu h_{r1-2} raportul dintre fluxul de energie mecanică disipată și produsul $(\rho g Q)$, obținându-se astfel:

$$h_{r1-2} = \frac{\Delta \Phi_{E1-2}}{\rho g Q}. \quad (2.20)$$

Termenul h_{r1-2} se numește *pierdere de sarcină hidraulică totală* între secțiunile S_1 și S_2 . Trebuie subliniat faptul că se urmărește scrierea *bilanțului energiei totale*. Pierderile de sarcină h_{r1-2} (care reprezintă disipații din punctul de vedere al energiei mecanice a fluidului) se regăsesc sub forma unei *creșteri de temperatură în fluidul în mișcare*. Se poate deci scrie că, fluxul de energie mecanică disipată de fluid prin suprafață, $(\rho g Q h_{r1-2})$, într-un interval de timp, este egal cu o cantitate de căldură primită de fluid în același interval de timp. Astfel:

$$\rho g Q h_{r1-2} = \frac{dQ^*}{dt}, \quad (2.21)$$

unde Q^* reprezintă *cantitatea totală de căldură primită de fluid datorită frecărilor interne* generate de curgerea acestuia.

⁴ conform tabelului 1.7

Primul principiu al termodinamicii se poate enunța astfel: *Variația de energie a unui sistem este egală cu suma cantității de căldură Q și a lucrului mecanic L primite de sistem.* Utilizând următoarea convenție de semne:

- Cantitatea de căldură primită de sistem este pozitivă;
- Cantitatea de căldură cedată de sistem este negativă;
- Mărimea lucrului mecanic primit de sistem este pozitivă;
- Mărimea lucrului mecanic efectuat de sistem este negativă,

și considerând un volum de control care primește căldură Q din exterior, respectiv cedează lucru mecanic L prin suprafața exterioară, se poate scrie suma menționată în primul principiu al termodinamicii, în cantități elementare (independente de timp), astfel: $(dQ/dt - dL/dt)$.

Energia totală corespunzătoare unității de greutate (e_t) este suma dintre energia mecanică raportată la greutate (H) și energia internă corespunzătoare unității de greutate a fluidului (e_{int}) într-o secțiune, anume:

$$e_t = H + e_{int} = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z + e_{int}. \quad (2.22)$$

Variația energiei sistemului este formată din doi termeni: primul termen reprezintă diferența dintre fluxul de energie totală care iese și fluxul de energie totală care intră în același volum, iar al doilea termen reprezintă variația energiei totale raportată la greutate, datorată unei transformări oarecare suferite de către volumul considerat. Considerând suprafața de intrare S_1 în volumul de control și suprafața de ieșire S_2 , primul principiu al termodinamicii se scrie:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} = \left(\int_{S_2} \rho g e_t u dA - \int_{S_1} \rho g e_t u dA \right) + \int_V \frac{\partial(\rho g e_t)}{\partial t} dV. \quad (2.23)$$

Diferența fluxurilor de energie totală dintre ieșire și intrare se poate scrie:

$$\begin{aligned} & \int_{S_2} \rho g e_t u dA - \int_{S_1} \rho g e_t u dA = \\ & = \int_{S_2} \rho g H u dA - \int_{S_1} \rho g H u dA + \int_{S_2} \rho g e_{int} u dA - \int_{S_1} \rho g e_{int} u dA = \\ & = \rho g Q H_2 - \rho g Q H_1 + \int_{S_2} \rho g e_{int} u dA - \int_{S_1} \rho g e_{int} u dA, \end{aligned} \quad (2.24)$$

unde pentru primii doi termeni s-a ținut seama de (2.19).

Lucrul mecanic efectuat de sistem poate fi considerat ca o scădere de valoare \mathbf{H} a cotei hidrodinamice, unde s-a notat cu \mathbf{H} sarcina cedată de fluid sub formă de lucru mecanic către o mașină hidraulică. Rezultă astfel:

$$\frac{d\mathbf{L}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho g \mathbf{H} dV = \rho g \mathbf{H} \int_S u dA = \rho g Q \mathbf{H}. \quad (2.25)$$

Variația energiei totale raportată la greutate, datorată unei transformări oarecare, suferite de către volumul V considerat, poate fi scrisă:

$$\int_V \frac{\partial(\rho g e_t)}{\partial t} dV = \int_V \frac{\partial(\rho g H)}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial(\rho g e_{int})}{\partial t} dV. \quad (2.26)$$

Astfel, dacă se ține seama de relațiile (2.25), (2.24), respectiv (2.26), iar apoi se adună și se scade termenul de pierderi de sarcină (2.21) sub formă mecanică și sub formă de căldură, primul principiu al termodinamicii (2.23) se scrie:

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{dt} - \rho g Q \mathbf{H} = & \rho g Q H_2 - \rho g Q H_1 + \int_{S_2} \rho g e_{int} u dA - \int_{S_1} \rho g e_{int} u dA + \\ & + \int_V \frac{\partial(\rho g H)}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial(\rho g e_{int})}{\partial t} dV + \rho g Q h_{r1-2} - \frac{dQ^*}{dt}, \end{aligned} \quad (2.27)$$

Prin rearanjarea termenilor, relația (2.27) devine:

$$\begin{aligned} \rho g Q H_1 = & \rho g Q H_2 + \rho g Q \mathbf{H} + \rho g Q h_{r1-2} - \frac{dQ^*}{dt} - \frac{dQ}{dt} + \\ & + \int_{S_2} \rho g e_{int} u dA - \int_{S_1} \rho g e_{int} u dA + \int_V \frac{\partial(\rho g e_{int})}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial(\rho g H)}{\partial t} dV. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Se împarte relația (2.28) cu $(\rho g Q)$, iar suma termenilor care conțin căldura și energia internă se consideră a fi lucrul mecanic raportat la greutate $(-l_{12})$, efectuat pentru trecerea de la o stare la alta. Se obține astfel forma generală a legii energiilor:

$$H_1 = H_2 + \mathbf{H} + h_{r1-2} - l_{12} + \frac{1}{\rho g Q} \int_V \frac{\partial(\rho g H)}{\partial t} dV. \quad (2.29)$$

Prin particularizarea formei generale a legii energiilor (2.29), se obține legea energiilor pentru cazul curgerii permanente a fluidelor incompresibile și nedilatabile:

$$H_1 = H_2 + h_{r1-2} \pm \mathbf{H}, \quad (2.30)$$

unde H_1 , respectiv H_2 reprezintă sarcina hidrodinamică a fluidului în secțiunea de intrare, respectiv de ieșire din sistemul considerat, iar \mathbf{H} este *energia raportată la greutate, cedată de fluid sub formă de lucru mecanic către o mașină hidraulică sau primită de fluid sub formă de lucru mecanic de la o mașină hidraulică*. Considerând convențiile de semn adoptate pentru lucrul mecanic la începutul acestui paragraf, termenul \mathbf{H} apare în legea energiilor (2.30) cu semn:

- *pozitiv (+ \mathbf{H}) atunci când fluidul cedează energie, conform relației (2.25). Acesta este cazul sistemelor cu turbine hidraulice sau cu eoliene;*
- *negativ (– \mathbf{H}) atunci când fluidul primește energie. Acesta este cazul sistemelor cu pompe sau cu ventilatoare.*

În mod evident, atunci **când sistemul nu conține mașini hidraulice**, termenul \mathbf{H} este nul și legea energiilor (2.30) se scrie:

$$H_1 = H_2 + h_{r1-2}. \quad (2.31)$$

Explicitând sarcinile hidrodinamice⁵, legea energiilor (2.31) devine:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{r1-2}. \quad (2.32)$$

Se subliniază că prezenta lucrare este axată pe *sisteme hidraulice care includ turbopompe*. În continuare, *pentru simplificarea notației*, termenul \mathbf{H} va fi notat H și va desemna *sarcina pompei*, sau *înălțimea de pompare*⁶, adică sarcina disponibilă între secțiunea de refulare, respectiv secțiunea de aspirație a pompei (a se vedea tabelul 1.7). Cu această notație, pentru **un sistem hidraulic care include o pompă**, legea energiilor (2.30) se scrie:

$$H_1 + H = H_2 + h_{r1-2}. \quad (2.33)$$

Se menționează că majoritatea sistemelor hidraulice alimentate cu ajutorul pompelor funcționează în *regim de curgere turbulent*, pentru care *coeficientul lui Coriolis* α are valori cvasi-unitare: $1,05 \leq \alpha \leq 1,1$. Din acest motiv, în cadrul acestei lucrări, începând cu paragraful §2.2, se consideră $\alpha \cong 1$, deci *acest coeficient nu mai apare explicit în cadrul termenului cinetic*.

⁵ conform relației (2.18)

⁶ notată H în standarde

2.1.4. Conservarea cantității de mișcare

Se numește *teorema cantității de mișcare*, sau *teorema impulsului*, ecuația care exprimă principiul fundamental de conservare a cantității de mișcare valabil pentru orice curgere. Pentru deducerea expresiei acesteia, se va considera un volum oarecare, mărginit de o suprafață închisă dintr-un fluid în mișcare care, datorită distribuțiilor de viteză în cele două secțiuni de separație, se va deforma într-un interval de timp foarte mic, ca în figura 2.4. Acest principiu fundamental arată că variația cantității de mișcare \vec{C} a unei mase de fluid într-un interval de timp, este egală cu impulsul forțelor exterioare $\sum \vec{F}$ care se exercită asupra masei de fluid în același interval de timp, adică:

$$d\vec{C} = \sum \vec{F} dt. \quad (2.34)$$

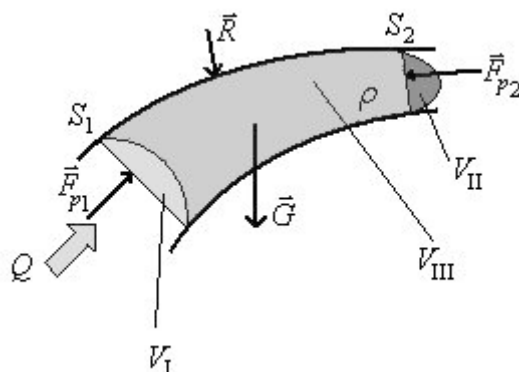


Fig. 2.4. — Reprezentarea deformării masei de fluid datorate distribuțiilor de viteză

La momentul inițial t^i , volumul de control este format din suma volumelor V_I și V_{III} (figura 2.4), iar la momentul final t^f , datorită distribuțiilor de viteză în secțiunile S_1 și S_2 , volumul de control este format din suma volumelor V_{II} și V_{III} :

$$\begin{aligned} t^i &\rightarrow V = V_I + V_{III}, \\ t^f = (t^i + dt) &\rightarrow V = V_{II} + V_{III}. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Forțele exterioare care se exercită asupra masei de fluid considerate sunt:

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{G} + \vec{R}, \quad (2.36)$$

unde \vec{F}_{p1} și \vec{F}_{p2} sunt forțele de presiune, normale la suprafețele de separație și orientate spre masa considerată (forțe care înlocuiesc acțiunea fluidului disociat de volumul considerat), \vec{G} este greutatea masei considerate, iar \vec{R} este reacțiunea pereților solizi, îndreptată asupra masei de fluid (figura 2.4).

Variația cantității de mișcare este dată de diferența cantităților de mișcare la momentul final, respectiv la momentul inițial:

$$d\vec{C} = \vec{C}^f - \vec{C}^i . \quad (2.37)$$

Cantitățile de mișcare sunt definite prin următoarele relații:

- La momentul inițial:

$$\vec{C}^i = \int_{V_I+V_{III}} \vec{u} \, dm ; \quad (2.38)$$

- La momentul final:

$$\vec{C}^f = \int_{V_{II}+V_{III}} \vec{u} \, dm . \quad (2.39)$$

În acest caz, variația masei poate fi scrisă:

$$dm = \rho \, dV , \quad (2.40)$$

și se poate astfel calcula variația cantității de mișcare (2.37):

$$d\vec{C} = \left(\int_{V_{II}} \rho \vec{u} \, dV + \int_{V_{III}} \rho \vec{u} \, dV \right) - \left(\int_{V_I} \rho \vec{u} \, dV + \int_{V_{III}} \rho \vec{u} \, dV \right) = \int_{V_{II}} \rho \vec{u} \, dV - \int_{V_I} \rho \vec{u} \, dV . \quad (2.41)$$

Pentru variații elementare se poate considera că $dV = u \, dt \, dA$, unde u este viteza locală.

În consecință, integralele pe volum pot fi înlocuite cu integrale pe suprafață. Deci:

$$d\vec{C} = \int_{S_2} \rho \vec{u} \, u \, dt \, dA - \int_{S_1} \rho \vec{u} \, u \, dt \, dA . \quad (2.42)$$

Se va explicita mai departe doar prima din cele două integrale din (2.42), rezultatele putând fi folosite pentru cea de-a doua integrală, înlocuind indicele 2 cu 1.

Trebuie remarcat că pentru o secțiune în care vectorii viteză sunt paraleli, versorii vitezelor locale sunt identici cu versorul vitezei medii, putându-se scrie: $\frac{\vec{u}}{u} = \frac{\vec{v}}{v}$. În

continuare se va considera că densitatea nu variază pe o secțiune de curgere, deci se poate scoate de sub integrală, alături de intervalul de timp dt :

$$\int_{S_2} \rho \bar{u} u \, dt \, dA = \rho \, dt \int_{S_2} \frac{\bar{u}}{u} u^2 \, dA = \rho \, dt \frac{\bar{v}}{v} \int_{S_2} u^2 \, dA. \quad (2.43)$$

Se va presupune că distribuția vitezelor în secțiune este dată de o lege de forma (2.14).

Integrala (2.43) devine în acest caz:

$$\rho \, dt \frac{\bar{v}}{v} \int_{S_2} v^2 k^2(A) \, dA = \rho \, dt \bar{v} v_2 \frac{A_2}{A_2} \int_{S_2} k^2(A) \, dA = \beta_2 \rho Q \bar{v} \, dt, \quad (2.44)$$

unde s-a notat cu β_2 expresia:

$$\beta_2 = \frac{1}{A_2} \int_{S_2} k^2(A) \, dA, \quad (2.45)$$

care reprezintă *coeficientul lui Boussinesq*, un coeficient care caracterizează *influența repartiției neuniforme a vitezei în secțiune asupra cantității de mișcare*. Trebuie notat că între coeficientul lui Boussinesq β și coeficientul lui Coriolis α (2.16) care se găsește în legea energiilor, există o dependență dată prin relația:

$$\beta = 1 + (\alpha - 1)/3 = (\alpha + 2)/3. \quad (2.46)$$

Cu acestea, *variația cantității de mișcare* (2.42) devine:

$$d\vec{C} = (\beta_2 \rho Q \bar{v}_2 - \beta_1 \rho Q \bar{v}_1) \, dt, \quad (2.47)$$

iar *teorema impulsului* (2.34) se scrie:

$$\rho Q (\beta_2 \bar{v}_2 - \beta_1 \bar{v}_1) = \sum \vec{F}. \quad (2.48)$$

Cum membrul stâng al teoremei impulsului este de natura unei forțe, care are direcția și sensul vectorului viteză medie în secțiunea considerată, se poate scrie:

$$\vec{I}_2 - \vec{I}_1 = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{G} + \vec{R}. \quad (2.49)$$

Bilanțul (2.49) reprezintă *expresia principiului fundamental de conservare a cantității de mișcare*. În această expresie, s-au notat cu $\vec{I} = \beta \rho Q \bar{v}$ *forțele datorate impulsului fluidului*.

2.2. Pierderi de sarcină hidraulică

Pierderea de sarcină hidraulică totală, notată h_r (a se vedea tabelul 1.7), se determină prin însumarea pierderilor de sarcină distribuite h_d și pierderilor locale de sarcină h_{loc} .

Pentru o conductă circulară, de diametru D și lungime L , de-a lungul căreia există un număr de n neuniformități (elemente perturbatoare ale curgerii, ca de exemplu: coturi, vane, îngustări sau lărgiri de secțiune), pierderea de sarcină hidraulică totală se scrie:

$$h_r = h_d + \sum_{j=1}^n h_{loc j} . \quad (2.50)$$

Pierderea de sarcină hidraulică distribuită (liniară) h_d este definită prin relația lui Darcy-Weissbach:

$$h_d = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} . \quad (2.51)$$

Dacă se ține seama de relația de definiție a debitului volumic⁷, $Q = v \frac{\pi D^2}{4}$, relația (2.51) se poate scrie în funcție de debit sub forma:

$$h_d = \lambda \frac{L}{D^5} \frac{16}{\pi^2 2g} Q^2 = 0,0826 \lambda \frac{L}{D^5} Q^2 = M_d Q^2 , \quad (2.52)$$

unde M_d este *modulul de rezistență hidraulică distribuită* (a se vedea tabelul 1.2).

Termenul constant, $\frac{16}{\pi^2 2g} = 0,0826 \text{ s}^2/\text{m}$, din relația (2.52), va fi introdus în continuare

în formule prin valoarea 0,0826 fără a mai menționa unitatea sa de măsură. În formulele de calcul ale pierderilor de sarcină hidraulică, toate celelalte mărimi trebuie introduse cu valorile corespunzătoare în unități de măsură ale S.I., astfel încât rezultatul să fie corect din punct de vedere dimensional.

Pierderea de sarcină hidraulică locală h_{loc} este definită prin relația:

$$h_{loc} = \zeta \frac{v^2}{2g} , \quad (2.53)$$

care se poate scrie și în funcție de debit:

$$h_{loc} = 0,0826 \frac{\zeta}{D^4} Q^2 = M_{loc} Q^2 , \quad (2.54)$$

unde M_{loc} este *modulul de rezistență hidraulică locală*.

Ținând seama de relațiile (2.52) și (2.54), pierderea de sarcină hidraulică totală (2.50) se poate scrie la rândul său în funcție de debit:

⁷ a se vedea tabelul 1.4

$$h_r = \left(M_d + \sum_{j=1}^n M_{loc j} \right) Q^2 \Rightarrow \boxed{h_r = M Q^2}, \quad (2.55)$$

unde M este *modulul de rezistență hidraulică* al conductei. În continuare, pentru simplificarea scrierii, *pierderea de sarcină hidraulică totală se va exprima preponderent sub forma $h_r = M Q^2$.*

După cum s-a precizat în tabelul 1.2, valorile coeficientului de pierdere locală de sarcină hidraulică ζ sunt date sub formă de grafice, tabele sau formule, în funcție de tipul singularității/neuniformității, precum și de caracteristicile geometrice ale conductei [Idelcik, 1984; Kiselev, 1988]. Acest coeficient depinde de numărul Reynolds în cazul *regimului laminar* și este, în general, constant în cazul *regimului de mișcare turbulent*.

Coeficientul lui Darcy λ depinde de regimul de curgere din conductă, astfel:

⇒ În cazul *mișcării laminare*, definită pentru numere Reynolds $0 < Re \leq 2300$, coeficientul lui Darcy depinde numai de numărul Reynolds, adică $\lambda = \lambda(Re)$ și este definit prin relația: $\lambda = 64/Re$. Numărul Reynolds este definit prin relația (a se vedea și tabelul 1.10):

$$Re = \frac{4 \rho Q}{\pi D \mu}. \quad (2.56)$$

⇒ Pentru *regimul de tranziție* corespunzător intervalului $2300 < Re < 4000$, *curgerea este instabilă* și nu sunt propuse formule de calcul pentru coeficientul lui Darcy.

⇒ În cazul *mișcării turbulente*, coeficientul lui Darcy se determină cu diferite relații (implicite sau explicite), în funcție de tipul de turbulență (a se vedea și tabelul 1.10). În continuare se prezintă câteva exemple de *relații explicite* pentru calcularea coeficientului lui Darcy:

➤ Pentru *regimul turbulent neted*, definit pentru $4000 \leq Re \leq Re_1$, coeficientul lui Darcy depinde doar de numărul Reynolds, adică $\lambda = \lambda(Re)$. Se reamintește că numărul Reynolds limită inferior este $Re_1 = 10 D/k$. Relația propusă de către *Blasius* pentru calcularea coeficientului lui Darcy este:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (2.57)$$

➤ Pentru *regimul turbulent mixt*, definit pentru $Re_1 < Re \leq Re_2$, coeficientul lui Darcy depinde atât de numărul Reynolds, cât și de rugozitatea relativă k/D , anume $\lambda = \lambda(Re, k/D)$. Se reamintește că numărul Reynolds limită superior este $Re_2 = 560 D/k$ (a se vedea tabelul 1.10). Relația propusă de către *Altșul* pentru calcularea coeficientului lui Darcy este:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{D} \right)^{0,25}. \quad (2.58)$$

➤ Pentru *regimul turbulent rugos*, definit pentru $Re > Re_2$, coeficientul lui Darcy depinde numai de rugozitatea relativă k/D , adică $\lambda = \lambda(k/D)$. Relația propusă de către *von Karman* pentru calcularea coeficientului lui Darcy și verificată experimental de către *Nikuradse*, se scrie:

$$\lambda = \left(2 \lg \frac{3,7 D}{k} \right)^{-2} = \left(2 \lg \frac{D}{k} + 1,136 \right)^{-2}. \quad (2.59)$$

Se menționează că majoritatea sistemelor hidraulice abordate în prezenta lucrare *funcționează în regim de curgere turbulent mixt sau turbulent rugos*.

În figura 2.5 este prezentată variația coeficientului lui Darcy $\lambda = \lambda(Re, k/D)$, definită prin relațiile (2.57) ÷ (2.59). Rugozitatea relativă a fost considerată ca parametru, valorile sale fiind alese în intervalul: $0,0001 \leq k/D \leq 0,01$.

La trecerea de la regimul de curgere turbulent mixt la cel turbulent rugos, adică pentru $Re = Re_2$, discrepanțele dintre valorile lui λ determinate cu relația lui Altșul (2.58), respectiv cu relația lui Nikuradse (2.59), cresc pe măsură ce crește rugozitatea relativă k/D . Se subliniază că diagrama din figura 2.5. a fost trasată pentru $Re \leq 5 \cdot 10^5$. În consecință, pentru $k/D \leq 0,001$ valoarea numărului Reynolds limită superior $Re_2 \geq 5,6 \cdot 10^5$ depășește limita diagramei, deci valorile constante ale lui λ determinate cu relația (2.59) nu se mai văd în figură – ele formează însă un palier aflat în prelungirea curbelor (2.58).

În figura 2.6 sunt trasate curbele corespunzătoare valorilor logaritmă⁸ ale coeficientului lui Darcy în funcție de valorile logaritmă ale numărului Reynolds, atât

⁸ logaritm zecimal

pentru regimul laminar (pentru care $\lambda = 64/Re$), cât și pentru regimul turbulent (relațiile (2.57) ÷ (2.59) și $0,0001 \leq k/D \leq 0,01$). Aici a fost extins domeniul de variație a numărului Reynolds: $630 \leq Re \leq 10^6$. Se reamintește că pentru $2300 < Re < 4000$, adică $3,36 < \lg(Re) < 3,60$, regimul de curgere este un *regim de tranziție*.

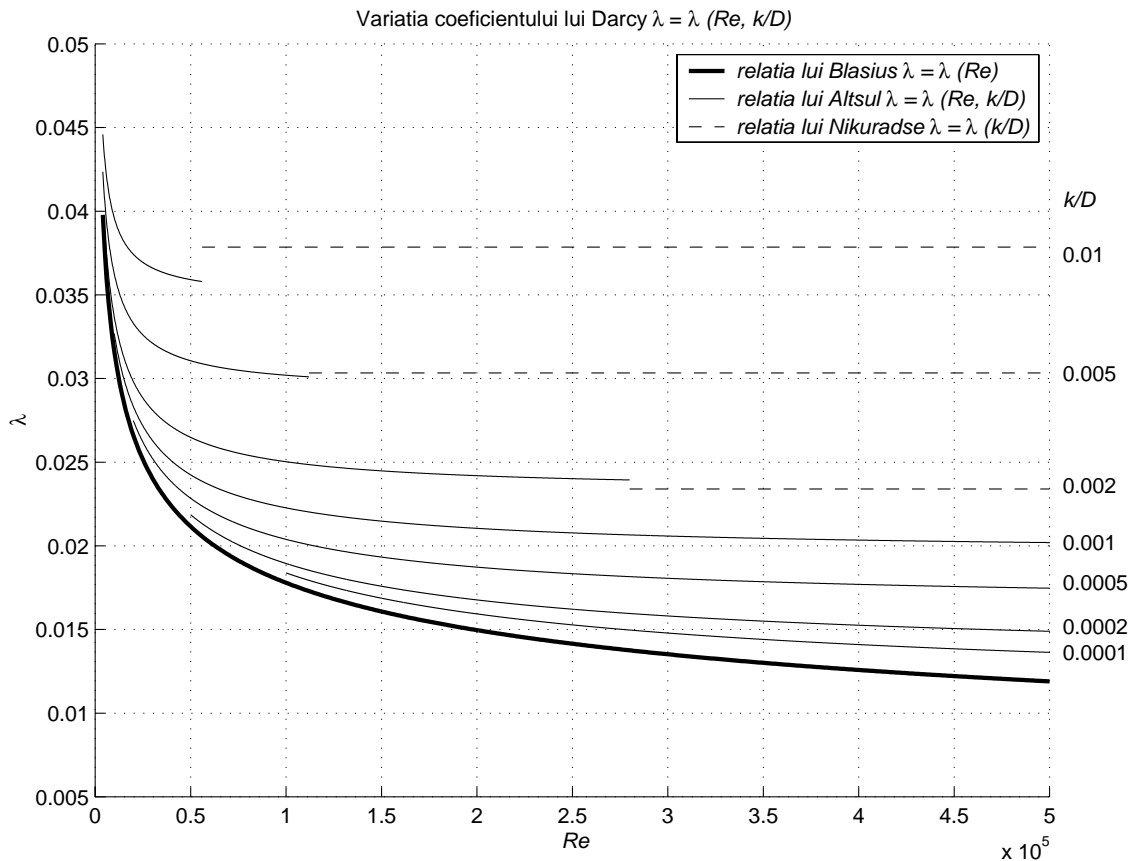


Fig. 2.5. – Variația $\lambda = \lambda(Re, k/D)$ definită prin relațiile (2.57) ÷ (2.59)

Pe baza măsurărilor experimentale, a fost întocmită o diagramă de variație a coeficientului lui Darcy $\lambda = \lambda(Re, k/D)$, denumită *diagrama lui Moody*. Această diagramă a fost construită în special cu ajutorul rezultatelor obținute de către Colebrook și White. Se subliniază că *formula lui Colebrook și White*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 D} \right), \text{ adică } \lambda = \left[2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 D} \right) \right]^{-2}, \quad (2.60)$$

este valabilă în tot domeniul de mișcare turbulentă. Formula Colebrook-White (2.60) reprezintă însă o *relație implicită* de definire a lui λ , utilizarea sa fiind comodă numai

în cadrul unui program de calcul numeric elaborat pentru determinarea pierderilor de sarcină hidraulică.

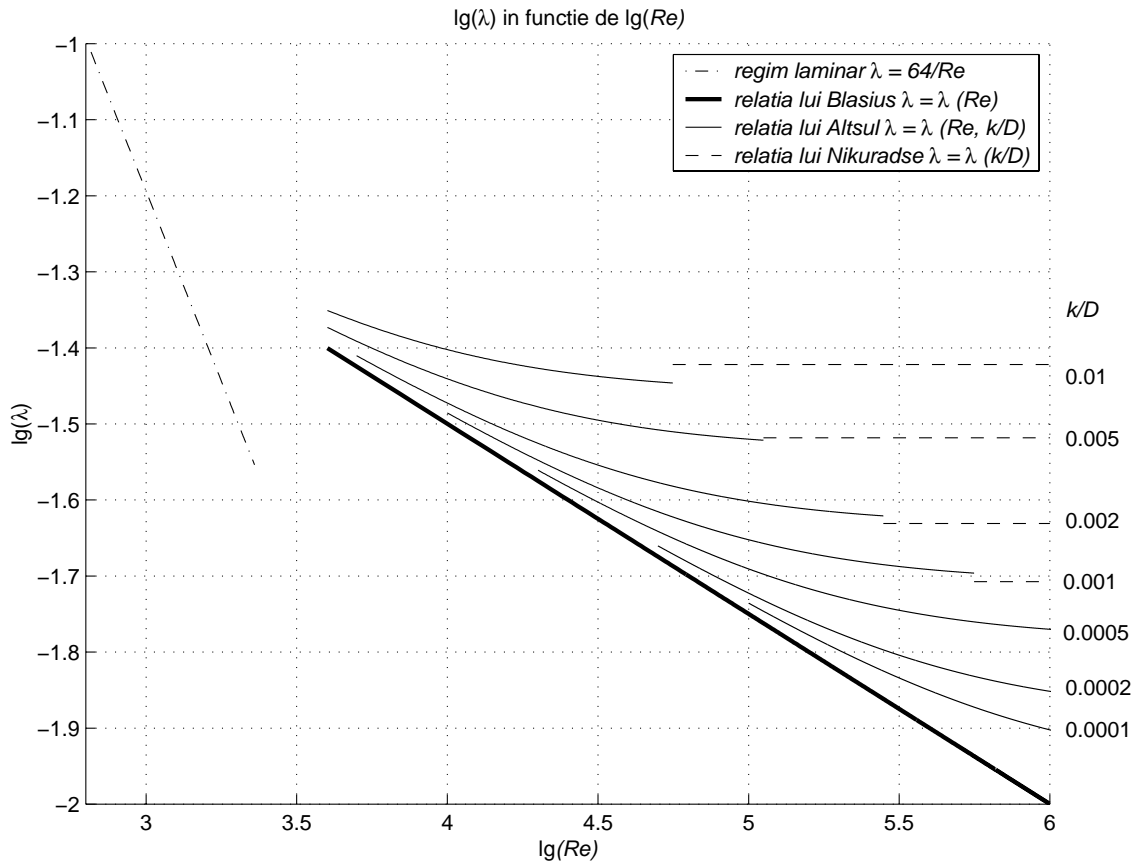


Fig. 2.6. – Curbele corespunzătoare valorilor logaritmice ale lui λ și Re

2.3. Tipuri de sisteme hidraulice – Particularități

2.3.1. Clasificarea sistemelor hidraulice

⇒ Din **punct de vedere constructiv**, sistemele hidraulice pot fi *monofilare*, cu o intrare și o ieșire, respectiv *reductibile la un sistem monofilar*, sau pot fi formate din *rețele de conducte*, a căror configurație geometrică și număr de intrări/ieșiri depinde de destinația sistemului.

⇒ **Sistemele hidraulice monofilare** sau **reductibile la un sistem monofilar** sunt constituite din:

➤ *o singură conductă simplă* — cu diametru constant, prevăzută cu o singură intrare și o singură ieșire;

➤ *conducte simple montate în serie* — extremitatea aval a unui tronson este conectată la extremitatea amonte a tronsonului următor; debitul care tranzitează sistemul este constant, însă viteza variază de la un tronson la altul, în funcție de diametru;

➤ *conducte simple montate în paralel* — extremitățile amonte ale tronsoanelor sunt legate într-un nod comun de *distribuție*, respectiv extremitățile aval sunt legate într-un nod comun de *colectare*; debitul intrat în nodul de distribuție este egal cu suma debitelor care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din nodul de colectare;

➤ *conducte simple montate mixt* — conducte montate în serie și în paralel, în diferite configurații geometrice;

➤ *conducte care debitează pe parcursul traseului*, anume *aripa de aspersiune*, respectiv *conducta cu debit uniform distribuit* — conducte în care debitul intrat prin extremitatea din amonte este parțial tranzitat către extremitatea din aval; debitul distribuit pe traseu reprezintă diferența dintre debitul de alimentare din amonte și debitul evacuat în aval; această diferență de debit este distribuită către consumatori, prin racorduri dispuse de-a lungul conductei.

⇒ **Rețelele de conducte** sunt constituite din *artere* (conducte simple) și *noduri*. Rețelele de conducte se împart în următoarele categorii:

➤ *rețele de conducte ramificate* — conducta magistrală de alimentare se ramifică în conducte principale, care la rândul lor se ramifică în conducte secundare, acestea din urmă ajungând la consumatori; astfel, două noduri din sistem pot fi unite prin artere care formează *un singur traseu*; preponderent, acestea se întâlnesc la instalațiile interioare de alimentare cu apă;

➤ *rețele de conducte inelare* (sau buclate) — conductele formează ochiuri de rețea; două ochiuri (inele) adiacente au cel puțin un tronson comun de conductă; în acest fel, două noduri din sistem pot fi unite prin artere care formează *cel puțin două trasee*; conductele rețelei se intersectează în noduri, din care se pot preleva sau nu debite de consum; *sensul debitelor pe arterele rețelei inelare nu se cunoaște apriori*.

➤ *rețele mixte de conducte* — în anumite noduri ale unei rețele inelare pot fi conectate rețele ramificate de conducte, obținându-se astfel o rețea complexă, denumită *mixtă*; preponderent, aceste rețele hidraulice sunt caracteristice rețelelor exterioare de distribuție a apei în orașele mari;

➤ *rețele binare de conducte* — reprezintă un caz particular de rețele inelare: sunt *rețele inelare la care se cunoaște sensul debitelor pe artere*; sunt constituite dintr-un *circuit de tur* și un *circuit de retur* (deci corespund vehiculării lichidului în circuit închis); se întâlnesc în general la instalațiile de încălzire, de termoficare, de recirculare a apelor industriale sau la instalațiile frigorifice.

⇒ Din **punct de vedere hidraulic**, sistemele pot fi constituite din:

➤ *conducte scurte* — conducte la care pierderile locale de sarcină hidraulică se iau în considerare alături de pierderile de sarcină distribuite (ambele tipuri de pierderi de sarcină au *același ordin de mărime*). În consecință, în cazul conductelor scurte din punct de vedere hidraulic, pierderea de sarcină totală se calculează cu relația (2.50). În această categorie se încadrează conductele al căror raport între lungime și diametru are valori reduse⁹: $L/D \leq 200$.

➤ *conducte lungi* — conducte la care pierderile locale de sarcină hidraulică, precum și termenii cinetici de la intrarea și ieșirea din conducte, se neglijează în raport cu pierderile de sarcină hidraulică distribuite ($h_{loc} \ll h_d$ și cum $h_{loc} \sim v^2/2g$, se neglijează atât h_{loc} , cât și termenii cinetici). În cazul conductelor lungi din punct de vedere hidraulic, pierderea de sarcină totală este aproximată prin relația: $h_r \cong h_d$. În această categorie se încadrează conductele al căror raport între lungime și diametru are valori semnificative¹⁰: $L/D > 200$.

2.3.2. Conducta simplă

Fie conducta circulară de diametru constant D și lungime L , din figura 2.7. *Legea energiilor* (2.32), sau *relația lui Bernoulli generalizată*, între secțiunea de intrare i și secțiunea de ieșire e se scrie:

⁹ se poate admite și $L/D \leq (200, \dots, 400)$

¹⁰ se poate admite și $L/D > (200, \dots, 400)$

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho g} + z_e + h_{r_{i-e}}. \quad (2.61)$$

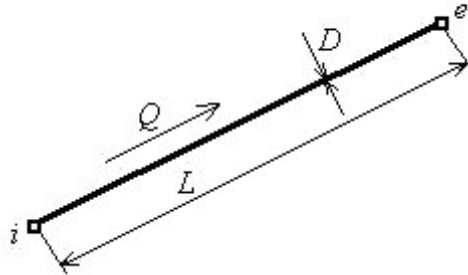


Fig. 2.7. – Reprezentarea schematică a conductei simple

Din ecuația continuității între i și e : $v_i(\pi D^2/4) = v_e(\pi D^2/4) = Q$, rezultă că viteza este constantă: $v_i = v_e$. Din relația (2.61), se obține sarcina sistemului hidraulic H^* (definită în tabelul 1.7. în funcție de înălțimile piezometrice H_p):

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \left(\frac{p_i}{\rho g} + z_i \right) - \left(\frac{p_e}{\rho g} + z_e \right) = h_{r_{i-e}} = M Q^2. \quad (2.62)$$

Pierderile totale de sarcină hidraulică $h_{r_{i-e}}$ au fost exprimate prin relația (2.55). Se reamintește că *modulul de rezistență hidraulică* al conductei M include modulul de rezistență hidraulică distribuită M_d între secțiunile i și e , respectiv suma modulelor de rezistență hidraulică locale M_{loc} (definite în tabelul 1.2).

2.3.3. Conducte simple montate în serie

Fie un număr de n conducte simple (tronsoane) montate în serie, delimitate de punctele i și e ca în figura 2.8, tranzitate de debitul constant Q , având diametre, rugozități și lungimi diferite.

Notând cu Q_j debitul care tranzitează tronsonul j și cu h_{r_j} pierderea de sarcină totală corespunzătoare tronsonului j (unde $j = 1, 2, 3, \dots, n$), pentru sistemul de n tronsoane montate în serie se poate scrie:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_j = \dots = Q_n = Q, \quad (2.63)$$

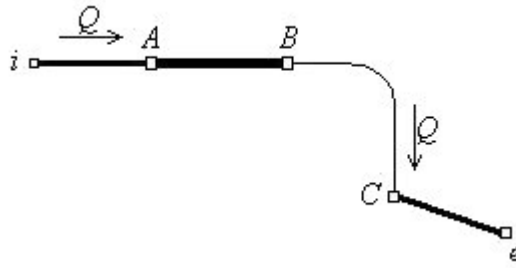


Fig. 2.8. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate în serie (în acest caz, $n = 4$)

$$h_{r_{i-e}} = \sum_{j=1}^n h_{r_j} + \sum_{j=1}^{n-1} h_{loc_{j,j+1}}, \quad (2.64)$$

unde $h_{loc_{j,j+1}}$ reprezintă pierderea locală de sarcină la trecerea de la tronsonul j la tronsonul $(j+1)$. Această pierdere locală poate fi datorată modificării de diametru, acolo unde această modificare există. Se subliniază însă că două tronsoane sunt diferite dacă au rugozități diferite, chiar dacă au același diametru și sunt parcurse de același debit.

O atenție deosebită trebuie acordată termenilor $h_{loc_{j,j+1}}$ care pot fi calculați fie pentru tronsonul j situat în amonte de joncțiune (nodul de legătură), fie pentru tronsonul aval $(j+1)$, astfel:

$$h_{loc_{j,j+1}} = \zeta \frac{v_j^2}{2g} = \zeta' \frac{v_{j+1}^2}{2g} = 0,0826 \frac{\zeta}{D_j^4} Q^2 = 0,0826 \frac{\zeta'}{D_{j+1}^4} Q^2. \quad (2.65)$$

În funcție de modul în care se determină valoarea coeficientului de pierdere locală de sarcină (ζ pentru viteza v_j și diametrul D_j , respectiv ζ' pentru viteza v_{j+1} și diametrul D_{j+1}), aceste pierderi pot fi incluse în calculul pierderii de sarcină de pe tronsonul corespunzător vitezei/diametrului considerat, cu condiția ca acestea să apară o singură dată în expresia pierderii totale de sarcină dintre intrare și ieșire (2.64). În această lucrare *convenim să introducem aceste pierderi locale în pierderea de sarcină a tronsonului amonte*, anume tronsonul j , astfel încât:

$$h'_{r_j} = h_{r_j} + h_{loc_{j,j+1}}, \quad \text{unde } j = 1, 2, \dots, n-1. \quad (2.66)$$

Cu aceasta, relația (2.64) devine:

$$h_{r_{i-e}} = h'_{r_1} + h'_{r_2} + \dots + h'_{r_j} + \dots + h'_{r_{n-1}} + h_{r_n}. \quad (2.67)$$

Legea energiilor între secțiunile i și e se scrie ca în (2.61). Tronsoanele având diametre diferite, vitezele sunt diferite, în consecință $v_i \neq v_e$. Rezultă că:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + h_{r_{i-e}}, \quad (2.68)$$

unde pierderea de sarcină hidraulică totală din sistemul considerat este calculată cu relația (2.67). Sarcina sistemului hidraulic se scrie în acest caz:

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + h_{r_{i-e}}. \quad (2.69)$$

Termenul cinetic $v^2/2g$ se poate scrie în funcție de *modulul cinetic*¹¹ M_c definit în tabelul 1.2 (în care coeficientul lui Coriolis s-a considerat egal cu unitatea¹²), adică:

$$\frac{v^2}{2g} = 0,0826 \frac{1}{D^4} Q^2 = M_c Q^2. \quad (2.70)$$

Diferența termenilor cinetici din legea energiilor (2.68), se scrie deci sub forma:

$$\frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} = 0,0826 \left(\frac{1}{D_e^4} - \frac{1}{D_i^4} \right) Q^2 = (M_{c_e} - M_{c_i}) Q^2. \quad (2.71)$$

Pierderea totală de sarcină poate fi scrisă în funcție de modulele de rezistență hidraulică corespunzătoare fiecărui tronson de conductă, astfel:

$$h_{r_{i-e}} = M_1' Q_1^2 + M_2' Q_2^2 + \dots + M_j' Q_j^2 + \dots + M_{n-1}' Q_{n-1}^2 + M_n Q_n^2. \quad (2.72)$$

Ținând seama de (2.63), rezultă:

$$\begin{aligned} h_{r_{i-e}} &= M_1' Q^2 + M_2' Q^2 + \dots + M_j' Q^2 + \dots + M_{n-1}' Q^2 + M_n Q^2 = \\ &= \left(\sum_{j=1}^{n-1} M_j' + M_n \right) Q^2 = M_{ech_s} Q^2. \end{aligned} \quad (2.73)$$

Se observă că putem calcula un *modul echivalent de rezistență hidraulică corespunzător conductelor montate în serie*, de forma:

$$M_{ech_s} = \sum_{j=1}^{n-1} M_j' + M_n, \quad (2.74)$$

cu ajutorul căruia, legea energiilor (2.68) se poate scrie:

¹¹ module fictive de rezistență hidraulică

¹² S-a specificat în paragraful §2.1 că în sistemele hidraulice tratate în această lucrare, curgerea este turbulentă, deci $\alpha \cong 1$.

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + M_{ech_s} Q^2. \quad (2.75)$$

Sarcina sistemului hidraulic (2.69) poate fi scrisă și sub următoarea formă compactă:

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = (M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s}) Q^2 = M^* Q^2. \quad (2.76)$$

Prin această echivalență, *sistemul de conducte legate în serie se reduce la o conductă simplă monofilară* al cărei *modul global de rezistență*¹³ este definit prin expresia:

$M^* = (M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s})$, astfel încât sarcina sistemului se poate calcula cu o relație

de tipul $H^* = M^* Q^2$. În *cazul particular* în care vitezele la intrarea în sistem, respectiv

la ieșirea din sistem sunt egale ($v_i = v_e$), rezultă că $M_{c_e} = M_{c_i}$, sau dacă la capetele

sistemului sunt rezervoare (caz în care $v_i = v_e = 0$), modulul global de rezistență devine

egal cu modulul echivalent al sistemului de conducte simple montate în serie:

$$M^* = M_{ech_s}.$$

2.3.4. Conducte simple montate în paralel

Fie un număr de n conducte simple (tronsoane) montate în paralel ca în figura 2.9.

Extremitățile amonte ale tronsoanelor sunt legate în nodul comun de *distribuție*, notat i

(intrarea în sistemul hidraulic), iar extremitățile aval sunt legate în nodul comun de

colectare, notat e (ieșirea din sistemul hidraulic). Conform *ecuației continuității*, debitul

de apă Q intrat în nodul de distribuție este egal cu suma debitelor Q_j ($j = 1, 2, \dots, n$)

care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din

nodul de colectare:

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_j. \quad (2.77)$$

Se reamintește că pentru un sistem de conducte simple (fără generatoare hidraulice)

montate în paralel, legea energiilor între nodurile i și e , se poate scrie pe fiecare tronson

j astfel:

¹³ a se vedea tabelul 1.2.

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + h_{r_j}, \text{ unde } j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.78)$$

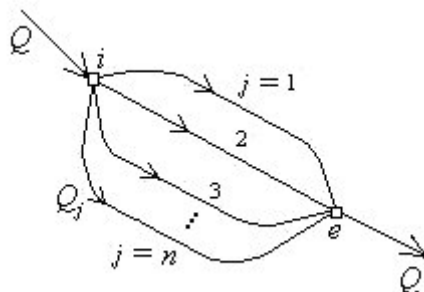


Fig. 2.9. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate în paralel

Cu alte cuvinte, distribuția debitelor pe cele n conducte montate în paralel se face astfel încât pierderile de sarcină hidraulică să fie egale:

$$h_{r_{i-e}} = h_{r_j} = M_j Q_j^2. \quad (2.79)$$

Putem considera pierderea de sarcină $h_{r_{i-e}}$ ca rezultând dintr-un modul echivalent de rezistență hidraulică a cuplajului în paralel, parcurs de debitul total Q , care tranzitează cuplajul:

$$h_{r_{i-e}} = M_{ech_p} Q^2. \quad (2.80)$$

Egalând ecuațiile (2.79) și (2.80), se obține:

$$M_{ech_p} Q^2 = M_j Q_j^2. \quad (2.81)$$

Relația (2.81) permite explicitarea debitului care parcurge tronsonul j :

$$Q_j = Q \sqrt{\frac{M_{ech_p}}{M_j}}, \text{ cu } j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.82)$$

Introducând valoarea Q_j (2.82) în relația (2.77),

$$Q = \sum_{j=1}^n \left(Q \sqrt{\frac{M_{ech_p}}{M_j}} \right), \text{ adică } Q = Q \sqrt{M_{ech_p}} \sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}},$$

se obține formula de calcul a modului echivalent de rezistență hidraulică corespunzător conductelor montate în paralel:

$$\frac{1}{\sqrt{M_{ech\ p}}} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}} \Rightarrow M_{ech\ p} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}} \right)^{-2}. \quad (2.83)$$

Pentru simplificarea calculului pierderilor de sarcină hidraulică $h_{r\ i-e}$ din întreg sistemul, au fost neglijate pierderile de sarcină locale în nodul de distribuție, i precum și în cel de colectare, e .

Sarcina sistemului hidraulic

$$H^* = H_{p\ i} - H_{p\ e} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + h_{r\ i-e} \quad (2.84)$$

se poate reduce în acest caz la forma:

$$H^* = (M_{ce} - M_{ci} + M_{ech\ p})Q^2 = M^*Q^2. \quad (2.85)$$

Prin această echivalență, sistemul de conducte montate în paralel se reduce la o conductă simplă monofilară, al cărei modul global de rezistență este definit prin relația:

$M^* = (M_{ce} - M_{ci} + M_{ech\ p})$. Se precizează că modulele cinetice M_{ci} și M_{ce} sunt calculate cu ajutorul diametrelor D_i și D_e corespunzătoare secțiunilor aflate imediat amonte, respectiv imediat aval de joncțiunea conductelor. În cazul particular în care $M_{ce} = M_{ci}$, modulul global de rezistență devine egal cu modulul echivalent al sistemului de conducte simple montate în paralel: $M^* = M_{ech\ p}$.

2.3.5. Conducte simple montate mixt

Fie un sistem de conducte montate mixt (în serie și în paralel) conform configurației geometrice din figura 2.10: primele două conducte simple (între nodurile $i-A$, respectiv $A-B$) sunt înseriate cu un sistem de n conducte simple montate în paralel (între nodurile B și C), iar acesta din urmă este înseriat la rândul său cu o altă conductă simplă (între nodurile $C-e$).

Se scrie ecuația continuității (2.77), conform căreia debitul de apă Q intrat în nodul de distribuție B este egal cu suma debitelor Q_j ($j = 1, 2, \dots, n$) care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din nodul de colectare C .

Echivalând sistemul de n conducte montate în paralel, cu un sistem monofilar al cărui modul echivalent de rezistență hidraulică este M_{ech_p} , definit prin relația (2.83), se obține pierderea de sarcină hidraulică din sistemul monofilar echivalent delimitat de punctele B și C :

$$h_{r_{B-C}} = M_{ech_p} Q^2. \quad (2.86)$$

Și aici sunt valabile relațiile (2.81) și (2.82).

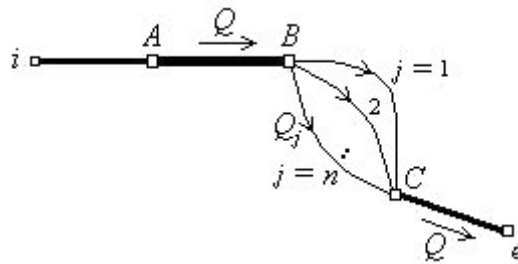


Fig. 2.10. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate mixt

Prin echivalența efectuată, sistemul mixt din figura 2.10. se reduce la un sistem de 4 conducte simple montate în serie. Legea energiilor între nodurile i și e se scrie:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + h_{r_{i-e}}, \quad (2.87)$$

unde pierderea de sarcină hidraulică totală între i și e se determină prin însumarea pierderilor de pe conductele montate în serie, cu ajutorul unei relații de tipul (2.73):

$$h_{r_{i-e}} = (M'_{i-A} + M_{A-B} + M_{ech_p} + M_{C-e}) Q^2 = M_{ech_s} Q^2. \quad (2.88)$$

Cu aceasta, sistemul de 4 conducte legate în serie se reduce la o conductă simplă monofilară al cărei modul de rezistență este M_{ech_s} definit în (2.88).

Se subliniază că pentru montajul în paralel al celor n conducte simple din figura 2.10, au fost neglijate pierderile de sarcină locale în nodul de distribuție B precum și în cel de colectare C . Pentru configurația aleasă pentru exemplificare, singura pierdere locală de sarcină la trecerea de la un tronson la altul se înregistrează deci în nodul A , la joncțiunea tronsoanelor $i-A$ și $A-B$, anume: $h_{loc_{i-A, A-B}}$. Conform paragrafului §2.3.3.,

această pierdere locală se include în pierderea de sarcină aferentă tronsonului din amonte, $i-A$. Se obține astfel: $h'_{r_{i-A}} = h_{r_{i-A}} + h_{loc_{i-A,A-B}} = M'_{i-A} Q^2$.

Ținând seama de relația (2.88), legea energiilor (2.87) devine:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + M_{ech_s} Q^2. \quad (2.89)$$

Sarcina sistemului hidraulic

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + M_{ech_s} Q^2, \quad (2.90)$$

poate fi redusă la forma:

$$H^* = (M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s}) Q^2 = M^* Q^2. \quad (2.91)$$

Prin această ultimă echivalență, se demonstrează că un *sistem de conducte simple montate mixt* (de exemplu, ca în figura 2.10) *se poate reduce în final la o conductă simplă monofilară* al cărei modul global de rezistență este $M^* = (M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s})$, unde M_{ech_s} este definit în (2.88).

2.3.6. Conducte care debitează pe parcursul traseului

După cum s-a precizat în paragraful §2.3.1., conductele care *debitează pe parcursul traseului* sunt de două tipuri, anume: *aripa de aspersiune* și *conducta cu debit uniform distribuit*. Aripa de aspersiune este utilizată în irigații (se mai numește și *aripă de ploaie*), însă calculul hidraulic aferent este aplicabil și la *ramificațiile instalațiilor de alimentare cu apă a șprinclerelor* pentru stingerea incendiilor¹⁴.

2.3.6.1. Aripa de aspersiune

Aripa de aspersiune este o conductă monofilară de diametru constant D , închisă la extremitatea din aval și prevăzută de-a lungul generatoarei sale de lungime L cu n prize de apă (ajutaje), care în realitate pot fi *aspersoare*, *șprinclere* etc (figura 2.11). Pentru simplificare, se va considera o conductă monofilară orizontală, iar coeficientul lui Darcy

¹⁴ *Instalația cu șprinclere* este o *rețea ramificată de conducte*, umplută permanent cu apă sub presiune. Pe fiecare ramură a instalației sunt montate șprinclere.

se va presupune constant între amonte și aval. Ajutajele au același diametrul d și sunt în general egal distanțate, lungimea dintre două ajutaje fiind $l = L/(n-1)$. Prin fiecare ajutaj trebuie evacuat debitul Q_j (unde $j = 1, 2, \dots, n$). Debitul Q_j este *variabil*, mai exact *scade dinspre amonte către aval*, în funcție de pierderile de sarcină hidraulică de pe traseu, deci în funcție de scăderea presiunii din conducta monofilară. Presiunea scade de-a lungul conductei, de la valoarea p_i la intrare, la valoarea p_e din capătul aval.

Primul ajutaj, va evacua debitul: $Q_1 = \mu_q \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \frac{p_i}{\rho}} = a \sqrt{p_i}$, unde s-a notat constanta

$a = \mu_q \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, iar μ_q reprezintă coeficientul de debit corespunzător ajutajului. Se

consideră nodul j plasat în axa conductei (figura 2.11). Ajutajul plasat în dreptul nodului j va evacua debitul $Q_j = a \sqrt{p_j}$, unde p_j este presiunea din nodul j , cuprinsă între valorile $p_i < p_j < p_e$.

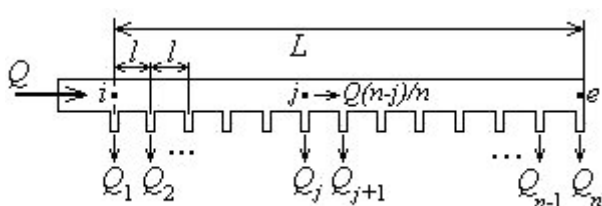


Fig. 2.11. – Reprezentarea schematică a unei aripi de aspersiune

Pe tronsonul cuprins între punctul de intrare i (ajutajul 1) și ajutajul 2, debitul are valoarea $(Q - Q_1)$, iar pierderea de sarcină între punctele i și 2 din axa conductei este:

$$h_{r_{i-2}} = \frac{p_i - p_2}{\rho g} = 0,0826 \lambda \frac{l}{D^5} (Q - Q_1)^2 = M (Q - a \sqrt{p_i})^2, \quad (2.92)$$

unde modulul de rezistență hidraulică are expresia $M = 0,0826 \lambda \frac{L}{(n-1)D^5}$. Din relația

(2.92) se obține presiunea $p_2 = f(p_i)$ astfel: $p_2 = p_i - \rho g M (Q - a \sqrt{p_i})^2$.

Pentru tronsonul cuprins între nodurile j și $(j+1)$ situate în axa conductei, pierderea de sarcină $h_{r_{j,j+1}}$ se determină cu o relație de forma (2.92):

$$\begin{aligned}
 h_{r,j,j+1} &= \frac{p_j - p_{j+1}}{\rho g} = M \left(Q - Q_1 - Q_2 - \dots - Q_j \right)^2 = \\
 &= M \left(Q - a \sqrt{p_i} - a \sqrt{p_2} - \dots - a \sqrt{p_j} \right)^2, \quad (2.93)
 \end{aligned}$$

iar între presiunea p_j din amonte și cea din aval p_{j+1} există relația:

$$p_{j+1} = p_j - \rho g M \left(Q - a \sqrt{p_i} - a \sqrt{p_2} - \dots - a \sqrt{p_j} \right)^2. \quad (2.94)$$

Pentru $j = (n-1)$, cu relația (2.94) se obține presiunea în ultimul nod (nodul n) din axa conductei, adică $p_e = f(p_{n-1})$. Calculul hidraulic al aripii de aspersiune se poate efectua numeric, cu ajutorul unor programe de calcul.

Trebuie evitate variațiile mari ale presiunii disponibile în conductă în dreptul ajutorajelor, pentru a se asigura o *stropire cu apă aproximativ uniformă*, deoarece aceste variații conduc la debite diferite evacuate prin ajutoraje. De exemplu, la instalațiile cu șprinclere, debitul ajutorajului din situația cea mai favorabilă (cel mai apropiat de intrarea apei în conductă) *nu va depăși cu mai mult de 15% debitul ajutorajului* din situația cea mai defavorabilă (cel mai îndepărtat de intrarea apei în conductă). Această condiție se scrie: $Q_1 = 1,15 Q_n$. Ținând seama de relația de definiție a debitelor evacuate, $Q_1 = a \sqrt{p_i}$ și $Q_n = a \sqrt{p_e}$, rezultă că între presiunile de la intrare și ieșire există condiția: $p_i = 1,15^2 p_e = 1,32 p_e$. Deci poate fi realizată o *stropire relativ uniformă* dacă între extremitățile aripii de aspersiune *presiunea scade cu cel mult 32% față de valoarea înregistrată la intrare*.

Pentru a respecta condițiile enunțate, calculul hidraulic al aripii de aspersiune poate fi aproximat impunând, de exemplu, ipoteza unei *variații liniare a debitelor evacuate* între intrare și ieșire. Debitul Q_j evacuat prin ajutorajul j , plasat la distanța $(j-1)L/(n-1)$ față de punctul i (unde $i \equiv 1$), se poate determina cu relația:

$$Q_j = [1,15 - 0,15(j-1)/(n-1)] Q_n, \quad \text{unde } j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.95)$$

În practică, *dacă presiunea din aval scade cu doar câteva procente față de presiunea din amonte*, se poate considera că fiecare ajutoraj evacuează un *debit cvasi-constant*,

definit de relația: $Q_j \cong Q/n$. În acest caz, calculele hidraulice se simplifică, putând fi folosit *modelul conductei cu debit uniform distribuit*¹⁵.

De asemenea, în cazul în care numărul de ajutaje este foarte mare și acestea sunt foarte apropiate, atunci aripa de aspersiune *poate fi aproximată cu o conductă cu debit uniform distribuit*.

2.3.6.2. Conducta cu debit uniform distribuit

Conducta cu debit uniform distribuit este o conductă monofilară de diametru constant D , deschisă la extremitatea din aval și prevăzută de-a lungul generatoarei sale de lungime L cu un număr foarte mare (teoretic, $n \rightarrow \infty$) de prize de apă (ajutaje), foarte apropiate una de cealaltă (teoretic, distanța dintre două prize tinde către zero: $L/(n-1) \rightarrow 0$). Pe toată lungimea conductei este *distribuit în mod uniform* debitul Q_d . *Debitul specific*¹⁶ *distribuit*, $q = Q_d/L$, este *constant*. În figura 2.12 este prezentată schema unei conducte cu debit uniform distribuit. La intrarea în conducta monofilară (în punctul i) *debitul de alimentare* este Q , iar la ieșire (în punctul e) se regăsește diferența de debit, anume *debitul de tranzit* Q_t , astfel încât:

$$Q = Q_t + Q_d. \quad (2.96)$$

Pentru simplificare, se va considera o conductă monofilară orizontală, *lungă* din punct de vedere hidraulic, iar coeficientul lui Darcy se va presupune constant între amonte și aval. Presiunea scade de-a lungul conductei, de la valoarea p_i la intrare, la valoarea p_e din capătul aval.

Fie o secțiune de conductă aflată la distanța s față de nodul i . Debitul care trece prin secțiunea respectivă are valoarea $(Q_t + Q_d - q s)$, ceea ce corespunde unei *variații liniare a debitului* între i și e , în funcție de lungimea¹⁷ s , unde $s \in [0; L]$. Pierderea de sarcină hidraulică pe o lungime infinitesimală ds de conductă se scrie:

$$dh_r = 0,0826 \lambda \frac{1}{D^5} (Q_t + Q_d - q s)^2 ds. \quad (2.97)$$

¹⁵ A se vedea paragraful §2.3.6.2.

¹⁶ sau *debitul unitar*, definit ca *debit raportat la unitatea de lungime*

¹⁷ abscisa curbilinie s

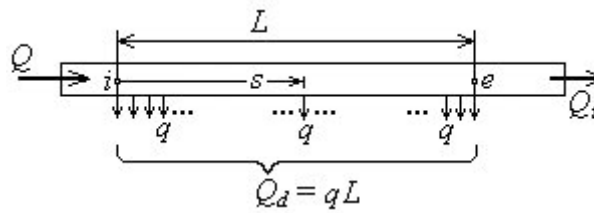


Fig. 2.12. – Reprezentarea schematică a unei conducte cu debit uniform distribuit

Prin integrare de la 0 la L , se obține *pierderea de sarcină hidraulică pe toată conducta*, între punctele i și e :

$$h_{r_{i-e}} = 0,0826 \lambda \frac{1}{D^5} \int_0^L [(Q_t + Q_d) - q s]^2 ds, \quad (2.98)$$

adică:

$$h_{r_{i-e}} = 0,0826 \lambda \frac{L}{D^5} \left[(Q_t + Q_d)^2 - q L (Q_t + Q_d) - q^2 \frac{L^2}{3} \right]. \quad (2.99)$$

Ținând seama de relația de definiție a debitului specific, rezultă $q L = Q_d$ și notând modulul de rezistență hidraulică a conductei $M = 0,0826 \lambda L / D^5$, pierderea de sarcină (2.99) se poate scrie sub următoarea formă compactă:

$$h_{r_{i-e}} = M (Q_t^2 + Q_d Q_t + Q_d^2 / 3). \quad (2.100)$$

Relația (2.100) poate fi *aproximată prin următoarea relație*:

$$h_{r_{i-e}} \cong M (Q_t + 0,55 Q_d)^2, \quad (2.101)$$

în care debitul $(Q_t + 0,55 Q_d)$ poate fi considerat ca *debit echivalent de calcul*.

Sarcina sistemului între intrare și ieșire se scrie:

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_i^2}{2g} + h_{r_{i-e}}. \quad (2.102)$$

Conducta fiind presupusă orizontală, rezultă că $z_i = z_e$, deci sarcina sistemului este egală cu *diferența de presiune dintre amonte și aval*:

$$H^* = \frac{P_i - P_e}{\rho g} = M_c Q_t^2 - M_c (Q_t + Q_d)^2 + M (Q_t + 0,55 Q_d)^2. \quad (2.103)$$

Modulul cinetic din secțiunea de intrare este identic cu cel din secțiunea de ieșire: $M_c = 0,0826 / D^4$. Prin gruparea/ simplificarea termenilor, relația (2.103) se scrie sub următoarea formă:

$$H^* = \frac{P_i - P_e}{\rho g} = M (Q_t + 0,55 Q_d)^2 - M_c Q_d (2 Q_t + Q_d). \quad (2.104)$$

Dacă debitul tranzitat este nul, deci dacă întreaga valoare a debitului de alimentare este uniform distribuită în lungul conductei ($Q \equiv Q_d$), atunci pierderea de presiune între intrare și ieșire este definită prin relația (2.104) în care se consideră $Q_t = 0$, anume:

$$H^* = \frac{P_i - P_e}{\rho g} = (0,3 M - M_c) Q_d^2. \quad (2.105)$$

2.3.7. Rețele ramificate

Calculul hidraulic al rețelilor de conducte presupune rezolvarea unui sistem de ecuații format prin scrierea *legii energiilor pentru diferite artere și ecuației continuității în noduri*. După caz, aceste ecuații sunt completate cu relații pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică, sau relații care pun în evidență dependența înălțimii de pompare de debitul vehiculat, în cazul existenței unor mașini hidraulice pe arterele rețelei.

Din punct de vedere hidraulic, rețelele ramificate sunt rețele la care, în general, *se poate determina în mod direct sensul și valoarea debitelor vehiculate pe arterele rețelei*, prin utilizarea ecuațiilor de continuitate. Atunci când debitele nu pot fi obținute direct, legile energiilor pe artere trebuie scrise în forma prezentată pentru rețelele inelare, iar sistemul astfel rezultat se rezolvă folosind *algoritmul prezentat pentru rețelele inelare* (paragraful §2.3.8).

Pe arterele rețelilor ramificate alimentate dintr-un singur nod, *debitul are un sens unic*, bine determinat pe fiecare traseu, de la punctul de alimentare i către consumatorul din nodul e_j (cu $j = 1, 2, \dots, n$). Pentru fiecare consumator e_j situat la cota z_{e_j} , trebuie asigurat debitul Q_j , respectiv trebuie asigurată presiunea de serviciu p_{e_j} . Prin însumarea tuturor valorilor Q_j , se obține valoarea *debitului de alimentare* Q_i :

$$Q_i = \sum_{j=1}^n Q_j. \quad (2.106)$$

În fiecare nod al rețelei se poate scrie *ecuația continuității*, anume: *debitul intrat în nod este egal cu suma debitelor ieșite din nod*. În figura 2.13 este prezentat un exemplu simplu al unei astfel de rețele ramificate, cu $n = 4$ noduri de ieșire.

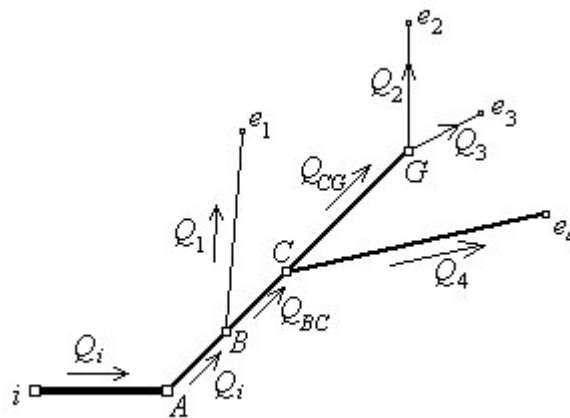


Fig. 2.13. – Reprezentarea schematică a unei rețele ramificate de conducte

Pentru configurația rețelei din figura 2.13, prin aplicarea ecuației continuității în nodurile B , C și G , se obține (2.106):

$$Q_i = Q_1 + Q_{BC} = Q_1 + (Q_{CG} + Q_4) = Q_1 + (Q_2 + Q_3) + Q_4 = \sum_{j=1}^4 Q_j. \quad (2.107)$$

Pentru a determina valoarea presiunii p_i de alimentare a unei rețele ramificate, se scrie legea energiilor pe toate traseele din rețea, între nodul i și fiecare consumator:

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_{e_j}^2}{2g} + \frac{p_{e_j}}{\rho g} + z_{e_j} + h_{r_{i-e_j}}, \quad (2.108)$$

adică
$$M_{c_i} Q_i^2 + H_{p_i} = M_{c_{e_j}} Q_j^2 + H_{p_{e_j}} + h_{r_{i-e_j}}, \quad (2.109)$$

unde $h_{r_{i-e_j}}$ este suma tuturor pierderilor de sarcină de pe traseul respectiv. Deoarece debitele transportate de fiecare arteră de pe traseul $i-e_j$ sunt diferite, pierderea de sarcină pe aceste artere nu poate fi calculată folosind formula modulului echivalent de rezistență hidraulică, dedusă pentru cazul particular al montării în serie a conductelor simple (§2.3.3), ci se exprimă prin însumarea pierderilor de sarcină, calculate cu debitul corespunzător de pe fiecare arteră în parte. Pentru simplificarea calculului, se consideră rețeaua ramificată ca fiind formată din conducte lungi din punct de vedere hidraulic, caz în care se neglijează atât pierderile de sarcină locale de pe tronsoane și din noduri, cât și termenii cinetici (modulele cinetice M_c sunt considerate nule). Astfel, legea energiilor (2.109) va include doar înălțimile piezometrice aferente nodului de

alimentare și nodului corespunzător consumatorului considerat, precum și *pierderile de sarcină distribuite de pe arterele înseriate*:

$$H_{p_i} = H_{p_{e_j}} + h_{d_{i-e_j}}, \text{ cu } j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.110)$$

În funcție de configurația geometrică a rețelei de conducte și de valorile $H_{p_{e_j}}$, din relația (2.110) se obțin *valori diferite ale înălțimii piezometrice* H_{p_i} . Din șirul de valori H_{p_i} corespunzător traseelor $(i - e_j)$, se alege valoarea maximă a înălțimii piezometrice:

$$H_{p_i} = \max_{i-e_j} \left(H_{p_{e_j}} + h_{d_{i-e_j}} \right), \text{ cu } j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.111)$$

această valoare fiind necesară în nodul de alimentare pentru acoperirea pierderilor de sarcină de pe *traseul cel mai defavorizat* (traseul cu pierderi de sarcină maxime). Fie traseul $(i - e_k)$ cel mai defavorizat traseu din cadrul rețelei considerate.

Pentru a nu modifica parametrii hidraulici ai consumatorilor din nodurile e_j cu $j \neq k$, trebuie efectuată ***echilibrarea hidraulică a rețelei***.

Trebuie menționat că, în general, la proiectarea unei astfel de rețele hidraulice, datele cunoscute sunt: cotele piezometrice necesare în nodurile consumatorilor și debitele cerute de către aceștia, precum și cota nodului de alimentare. În consecință, sistemul de ecuații care trebuie rezolvat este *nedeterminat*, deoarece nu se cunosc nici diametrele conductelor, nici coeficienții de pierdere de sarcină corespunzători acestora.

Problema poate fi rezolvată numai pornind de la considerente legate de *minimizarea sumei costurilor de investiții și de exploatare ale rețelei* considerate: diametre mari ale conductelor înseamnă costuri mari de investiție și costuri mici de exploatare a rețelei (deoarece scad pierderile de sarcină), respectiv diametre mici ale conductelor înseamnă costuri mici de investiție și costuri mari de exploatare a rețelei. Astfel, în funcție de tipul rețelei, sunt prevăzute în standarde intervale de *viteze economice* ale fluidelor (v_{ec}). Cu ajutorul acestora și al debitelor care tranzitează arterele, se pot determina diametrele conductelor¹⁸, sistemul de ecuații devenind astfel *determinat*.

Scopul echilibrării hidraulice este obținerea de cote piezometrice unice în toate nodurile de ramificație ale rețelei, indiferent de traseul ales pentru scrierea legii energiei.

¹⁸ valorile diametrelor nominale ale conductelor sunt standardizate

În continuare, calculul de echilibrare hidraulică a rețelei ramificate se efectuează diferențiat în funcție de situație: fie se pune problema proiectării unei rețele noi, fie se pune problema verificării funcționării unei rețele existente.

În cazul proiectării unei rețele noi, primul pas îl reprezintă încercarea de micșorare a pierderilor de sarcină pe traseul cel mai dezavantajat, prin mărirea diametrelor conductelor, atât cât permit limitele vitezelor economice. La cel de-al doilea pas, se caută mărirea pierderilor de sarcină pe celelalte tronsoane, astfel încât să se ajungă la cote piezometrice unice în noduri. Mărirea pierderilor de sarcină se efectuează într-o primă etapă prin micșorarea diametrelor conductelor în limitele permise de vitezele economice, apoi într-o a doua etapă, prin introducerea unor pierderi de sarcină locale suplimentare¹⁹ (în general, $h_{loc j}$, pe tronsoanele de capăt aferente consumatorilor - alții decât consumatorul cel mai dezavantajat).

În cazul verificării unei rețele existente, modificarea diametrelor este prohibitivă, iar echilibrarea hidraulică se reduce la introducerea de pierderi locale de sarcină suplimentare (în general, pe tronsoanele de capăt aferente consumatorilor - alții decât consumatorul cel mai dezavantajat).

În cazul echilibrării rețelelor, *noțiunea de cotă piezometrică unică* nu trebuie înțeleasă *ad litteram*, astfel, cota piezometrică poate fi considerată unică dacă valorile obținute pentru aceasta pentru diferitele trasee posibile *variază cu mai puțin de 5% din valoarea minimă obținută în acel nod*.

2.3.8. Rețele inelare

Din punct de vedere hidraulic, rețelele inelare sunt rețele la care *nu se cunoaște a priori sensul debitelor pe artere*. Astfel, legile energiilor nu pot fi scrise sub forma uzuală pentru rezolvarea sistemului de ecuații (nu se cunoaște care dintre cele două noduri care mărginesc artera este nod de intrare și care este nod de ieșire). Din acest motiv, calculul rețelelor inelare se efectuează *iterativ*. Deși, cel puțin aparent, calculul rețelelor inelare este mai laborios, aceste rețele sunt larg folosite datorită fiabilității în exploatare. Astfel, dacă se produce o avarie pe una dintre arterele rețelei inelare, pentru remedierea căreia este necesară întreruperea circulației fluidului pe arteră, consumatorii din nodurile

¹⁹ se vor monta, de exemplu, diafragme, sau vane parțial închise

adiacente arterei avariate pot fi în continuare alimentați cu fluid provenit din celelalte artere care alimentează nodurile respective (chiar dacă această alimentare se efectuează la parametri relativ diferiți de cei corespunzători funcționării normale). În cazul rețelelor ramificate, o astfel de avarie produsă pe una dintre artere, duce la oprirea alimentării consumatorilor aflați în nodurile din aval.

Pentru exemplificare, în figura 2.14 se prezintă o rețea inelară, formată din trei ochiuri (notate I ÷ III) și 8 noduri. În nodul 1 intră debitul de alimentare Q_1 . În fiecare din celelalte noduri j , unde $j = 2, 3, \dots, 8$, se cunoaște debitul Q_j cerut de către consumatori, precum și presiunea de serviciu p_j necesar a fi asigurată. Se consideră cunoscute cotele z_j ale tuturor nodurilor, precum și lungimea l_{jk} (cu $j \neq k$) a arterelor din rețea. Nu sunt cunoscute diametrele D_{jk} corespunzătoare arterelor, nici debitele Q_{jk} (cu $j \neq k$) care parcurg arterele. După cum am arătat, în cazul rețelelor inelare *nu se cunoaște sensul de curgere pe artere*.

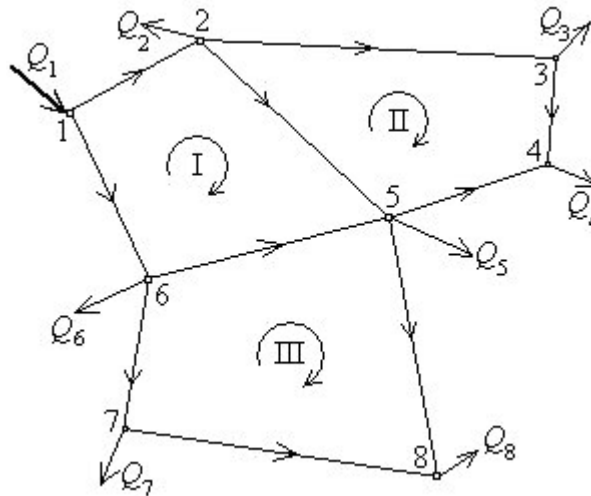


Fig. 2.14. – Reprezentarea schematică a unei rețele inelare de conducte

Primul pas în algoritmul de calcul al rețelelor inelare este alegerea unui sens de parcurgere a inelelor, același pentru toate inelele, precum și al unui sens de parcurgere a fiecărei artere, începând din nodul de alimentare, în conformitate cu o distribuție inițială a debitelor Q_{jk} pe artere. Distribuția inițială a debitelor este calculată aproximativ, cu respectarea *ecuației continuității în fiecare nod*, anume: *suma debitelor intrate în nod*

este egală cu suma debitelor ieșite din nod. De exemplu, pentru nodul 5 din figura 2.14, ecuația continuității se scrie: $Q_{25} + Q_{65} = Q_5 + Q_{54} + Q_{58}$.

În continuare, valorile debitelor astfel calculate se consideră *pozitive* dacă sensul debitului pe arteră este același cu sensul de parcurgere a inelului în care se efectuează calculul, respectiv *negative* în cazul în care sensul debitului pe arteră este opus sensului de parcurgere a inelului.

Al doilea pas în cadrul algoritmului de calcul îl constituie determinarea diametrelor D_{jk} ale arterelor, plecând de la distribuția de debite Q_{jk} și folosind criteriile vitezelor economice (prezentate în paragraful anterior).

Cel de-al treilea pas constă în determinarea coeficienților de pierdere de sarcină hidraulică pe fiecare arteră, în funcție de regimul de curgere realizat pe aceasta. Rezultă astfel modulul de rezistență hidraulică M_{jk} al fiecărei artere.

Pentru o conductă delimitată de nodurile j și k , la care nu se cunoaște apriori sensul debitului, legea energiilor poate fi scrisă sub forma:

$$H_{p_j} = H_{p_k} + M_{jk} Q_{jk} |Q_{jk}|, \quad (2.112)$$

dacă se alege ca sens de parcurgere a conductei sensul de la nodul j la nodul k . În cazul în care debitul pe această conductă este pozitiv (fluidul circulă de la nodul j la nodul k), pierderea de sarcină calculată este pozitivă și legea energiilor este corect scrisă (nodul j reprezintă nodul de intrare). În cazul în care debitul pe această conductă este negativ (fluidul circulă de la nodul k la nodul j), pierderea de sarcină calculată este negativă, poate fi trecută cu semn schimbat în membrul stâng al ecuației (2.112) și legea energiilor este corect scrisă, nodul k reprezentând nodul de intrare.

Folosind forma (2.112) a legii energiilor, pentru un inel compus, de exemplu, din 4 artere, delimitate de nodurile j , k , l și m , se obține următorul sistem de ecuații:

$$\begin{aligned} H_{p_j} &= H_{p_k} + M_{jk} Q_{jk} |Q_{jk}|, \\ H_{p_k} &= H_{p_l} + M_{kl} Q_{kl} |Q_{kl}|, \\ H_{p_l} &= H_{p_m} + M_{lm} Q_{lm} |Q_{lm}|, \\ H_{p_m} &= H_{p_j} + M_{mj} Q_{mj} |Q_{mj}|. \end{aligned} \quad (2.113)$$

Prin adunarea ecuațiilor din sistemul (2.113), rezultă că *suma pierderilor de sarcină pe un inel este nulă*. De exemplu, pentru inelul I din figura 2.14, se scrie:

$$M_{12} Q_{12}|Q_{12}| + M_{25} Q_{25}|Q_{25}| + M_{65} Q_{65}|Q_{65}| + M_{16} Q_{16}|Q_{16}| = 0, \quad (2.114)$$

unde valorile debitelor Q_{65} și Q_{16} sunt negative.

Cel de-al patrulea pas al algoritmului de calcul este reprezentat de calculul sumei pierderilor de sarcină hidraulică pe fiecare inel al rețelei (fiecare inel considerat în calcul trebuie să includă cel puțin o arteră care să nu aparțină altui inel).

Dacă suma pierderilor de sarcină pe cel puțin un inel rezultă diferită de zero, atunci repartitia inițială a debitelor se corectează pe fiecare inel, de exemplu prin *metoda debitelor de contur (metoda Hardy-Cross)*, în care *debitul de corecție ΔQ* pentru un inel este dat de relația:

$$\Delta Q_{\text{inel}} = - \frac{\sum_{\text{inel}} M_{jk} Q_{jk} |Q_{jk}|}{2 \sum_{\text{inel}} M_{jk} |Q_{jk}|}. \quad (2.115)$$

Această relație se obține din condiția ca debitul corectat ($Q_{jk} + \Delta Q_{\text{inel}}$) să ducă la iterația următoare la o pierdere de sarcină nulă pe inelul respectiv:

$$\sum_{\text{inel}} M_{jk} (Q_{jk} + \Delta Q_{\text{inel}}) |Q_{jk} + \Delta Q_{\text{inel}}| = 0. \quad (2.116)$$

Cel de-al cincilea pas constă în corectarea debitelor pe arterele fiecărui inel al rețelei, astfel:

$$Q_{jk} \Big|_{\text{corectat}} = Q_{jk} \Big|_{\text{anterior}} + \Delta Q_{\text{inel}}. \quad (2.117)$$

Pentru *tronsoanele care fac parte din mai multe inele, corecția de debit se aplică diferențiat, în funcție de inelul în care se efectuează calculul*. Să presupunem că artera mărginită de nodurile j și k se regăsește atât în inelul I, cât și în inelul II. La efectuarea calculului în inelul I, debitul corectat este:

$$Q_{jk} \Big|_{\text{corectat}} = Q_{jk} \Big|_{\text{anterior}} + \Delta Q_{\text{I}} - \Delta Q_{\text{II}}. \quad (2.118)$$

La efectuarea calculului în inelul II, debitul corectat pe același tronson este:

$$Q_{jk} \Big|_{\text{corectat}} = Q_{jk} \Big|_{\text{anterior}} + \Delta Q_{\text{II}} - \Delta Q_{\text{I}}. \quad (2.119)$$

Cu alte cuvinte, pentru arterele care fac parte din mai multe inele, corecția de debit se aplică cu semnul “*plus*” pentru inelul în care se efectuează calculul și cu semnul “*minus*” pentru inelele adiacente.

Privind figura 2.14, se observă că în inelul I, debitul pe tronsonul 5-6 este negativ, în timp ce în inelul III, debitul pe același tronson este considerat pozitiv (valoarea absolută fiind aceeași, determinată cu ecuația continuității). În mod similar, după aplicarea corecției de debit cu *convenția de semne* enunțată mai sus, valoarea absolută a debitului rămâne aceeași în ambele inele, deși semnul debitului este diferit.

După corectarea debitului, *calculul hidraulic se reia de la cel de-al doilea pas al algoritmului*. Calculul iterativ poate fi oprit atunci când suma pierderilor de sarcină calculată pentru fiecare inel este mai mică decât o valoare considerată satisfăcătoare, spre exemplu 0,5 m.

După definitivarea repartiției debitelor pe artere (implicat după definitivarea dimensionării rețelei), se scrie *legea energiilor pe toate traseele posibile* între nodul de alimentare i (unde $i = 1$ în figura 2.14) și nodurile cele mai defavorizate. Înălțimea piezometrică corespunzătoare nodului de alimentare, H_{p_i} (mai exact presiunea p_i necesară în nodul de alimentare) se alege egală cu *valoarea maximă* rezultată dintre valorile calculate pentru toate traseele.

Pentru consumatorii alimentați din nodurile mai puțin dezavantajate, care necesită presiuni mai mici decât cele rezultate în nodurile respective prin alegerea unei cote piezometrice maxime în nodul de alimentare, presiunea de serviciu se reduce mărind pierderea de sarcină pe conductele de racord ale acestor consumatori la nodurile rețelei inelare. Conductele rețelei inelare nu se mai modifică, rețeaua fiind echilibrată din punct de vedere hidraulic.

2.3.9. Rețele binare (tur-retur)

Rețelele binare sunt *rețele inelare fără consumatori activi* (fără consumatori ai fluidului vehiculat), adică rețele la care fluidul este folosit pentru a transporta o altă mărime fizică (*cantitatea de căldură*), dintr-o zonă a rețelei, în alta. Din punctul de vedere al calculului hidraulic, apar *diferențe față de rețelele inelare* prezentate în paragraful precedent. Astfel, în primul rând, datorită *variațiilor de temperatură ale fluidului*, acesta

nu mai poate fi considerat în toate cazurile nedilatabil, iar în al doilea rând, *valorile și sensurile debitelor pe tronsoane sunt cunoscute* din considerente termotehnice.

Vom analiza pentru început prima dintre aceste două diferențe. Variațiile de temperatură existente de-a lungul sistemului se manifestă prin variația parametrilor fizico-chimici ai lichidului: $\rho = \rho(T)$ și $\mu = \mu(T)$. Astfel, pentru două secțiuni S_1 și S_2 foarte apropiate (figura 2.15), vom considera *legea energiilor* sub forma:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho_1 g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho_2 g} + z_2 + h_{r1-2} - l_{12}, \quad (2.120)$$

unde l_{12} reprezintă lucrul mecanic corespunzător unității de greutate, efectuat la trecerea de la starea 1 la starea 2.

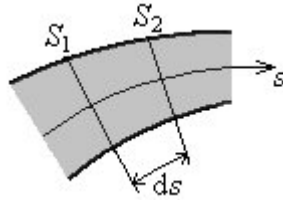


Fig. 2.15. — Reprezentarea secțiunilor de calcul

Trecând toți termenii în membrul stâng, legea energiilor (2.120) se scrie:

$$\frac{\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho_2 g} - \frac{p_1}{\rho_1 g} + z_2 - z_1 + h_{r1-2} - l_{12} = 0, \quad (2.121)$$

iar forma diferențială a acesteia este:

$$d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + d\left(\frac{p}{\rho g}\right) + dz + dh_r - dl = 0. \quad (2.122)$$

Termenul $d(p/\rho g)$ poate fi scris:

$$\begin{aligned} d\left(\frac{p}{\rho g}\right) &= \frac{1}{\rho g} dp + \frac{p}{g} d\left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{1}{\rho g} dp + \frac{p}{g} d\left(\frac{V}{m}\right) = \frac{1}{\rho g} dp + \frac{p dV}{m g} = \\ &= \frac{1}{\rho g} dp + \frac{dL}{m g} = \frac{1}{\rho g} dp + dl. \end{aligned} \quad (2.123)$$

Substituind (2.123) în legea energiilor (2.122), se obține:

$$d\left(\frac{\alpha v^2}{2g}\right) + \frac{dp}{\rho g} + dz + dh_r = 0, \quad (2.124)$$

care reprezintă forma diferențială a legii energiilor pentru sisteme neizoterme. Această ecuație se poate scrie:

$$-dp = \rho g \frac{\alpha}{g} v dv + \rho g dz + \rho g dh_r. \quad (2.125)$$

Pentru un tronson de conductă mărginit de nodurile i și e , se obține prin integrare:

$$-(p_e - p_i) = \int_i^e \rho g \frac{\alpha}{g} v dv + \int_i^e \rho g dz + \int_i^e \rho g dh_r. \quad (2.126)$$

Pierderea de sarcină exprimată în unități de presiune se consideră a fi produsul dintre un modul de rezistență M_{G_m} calculat cu valori medii de temperatură și debitul de greutate Q_G al fluidului, astfel:

$$\int_i^e \rho g dh_r = M_{G_m} Q_G^2. \quad (2.127)$$

Pentru cazul studiat, ecuația continuității se poate scrie de asemenea în funcție de debitul de greutate, anume:

$$Q_G = \text{const.} \quad \text{sau} \quad v \rho g A = \text{const.}, \quad (2.128)$$

de unde rezultă viteza fluidului:

$$v = \frac{Q_G}{\rho g A}. \quad (2.129)$$

Cu aceasta, integrala care conține termenul cinetic în (2.126) devine:

$$\int_i^e \rho g \frac{\alpha}{g} v dv = \int_i^e \frac{Q_G^2}{A^2} \frac{\alpha}{g} d\left(\frac{1}{\rho g}\right) = \frac{Q_G^2}{A^2} \frac{\alpha}{g} \left(\frac{1}{\rho_e g} - \frac{1}{\rho_i g}\right). \quad (2.130)$$

Substituind integralele calculate, (2.127) și (2.130) în legea energiilor (2.126), rezultă:

$$-(p_e - p_i) = \int_i^e \rho g dz + M_{G_m} Q_G^2 + \frac{Q_G^2}{A^2} \frac{\alpha}{g} \left(\frac{1}{\rho_e g} - \frac{1}{\rho_i g}\right). \quad (2.131)$$

Particularizând ecuația (2.131) pentru un circuit închis ($i \equiv e$), se obține:

$$\oint \rho g dz + M_{G_m} Q_G^2 = 0. \quad (2.132)$$

Adică debitul de greutate vehiculat prin acest circuit închis este:

$$Q_G = \sqrt{\frac{-\oint \rho g dz}{M_{G_m}}}. \quad (2.133)$$

În consecință, pentru a crea mișcare într-un sistem închis ($Q_G \neq 0$), trebuie ca densitatea să fie variabilă ($\rho \neq \text{const.}$), ceea ce implică temperatură variabilă ($T \neq \text{const.}$), adică trebuie să existe schimb de căldură cu exteriorul și, trebuie de asemenea ca $dz \neq 0$, ceea ce revine la $z \neq \text{const.}$, adică sistemul să nu fie amplasat în plan orizontal.

Teoretic, marea majoritate a sistemelor hidraulice sunt neizoterme. Cu toate acestea, vom considera că un sistem care transportă lichide este neizoterm numai atunci când termenul $\int \rho g dz$ are valori semnificative, importante pentru mișcarea fluidului, adică:

- atunci când mișcarea fluidului în sistem este asigurată numai de către diferența de temperatură;
- atunci când sistemele sunt puternic dezvoltate pe verticală.

De regulă, pentru astfel de sisteme, se consideră temperatura constantă pe zonele de tur ($T_t = \text{const.}$), respectiv de retur ($T_r = \text{const.}$), între schimbătoarele de căldură (notate 1 și 2 în figura 2.16), temperatura pe tur fiind superioară celei de pe retur, $T_t > T_r$ (ceea ce implică $\rho_t < \rho_r$).

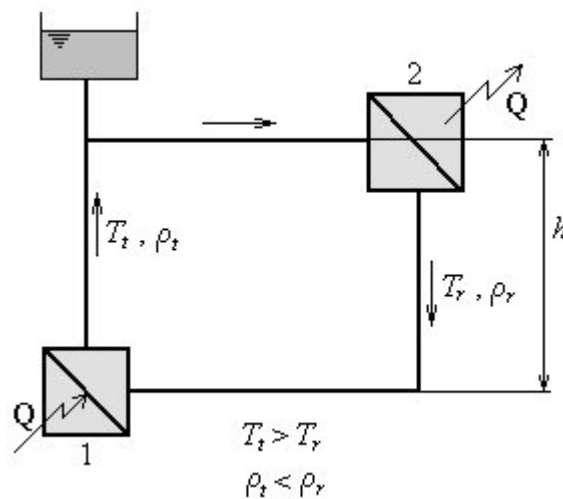


Fig. 2.16. — Reprezentarea unui sistem hidraulic închis, neizoterm

Se ia în considerare o diferență de presiune suplimentară prin instalație, Δp , asigurată de diferența de temperatură existentă, $\Delta T = (T_t - T_r)$, sub forma:

$$\Delta p = (\rho_r g - \rho_t g) h, \quad (2.134)$$

unde h este diferența de nivel între punctul care are cota maximă pe tur și punctul care are cota minimă de pe retur (figura 2.16). Diferența de presiune (2.134) duce la apariția unui debit de greutate:

$$Q_G = \sqrt{\frac{\Delta p}{M_{Gm}}} . \quad (2.135)$$

Trebuie menționat faptul că în figura 2.16 este prezentată o **schemă a unei instalații de încălzire**, în care căldura Q introdusă în sistem în nodul 1 este transportată către nodul 2, unde este cedată consumatorilor. În acest caz, *diferența de presiune datorată diferenței de temperatură rezultă pozitivă*, deci favorizează mișcarea fluidului prin conducte. În **cazul unei instalații de răcire**, care preia căldura de la consumatori în nodul 2 și o cedează în schimbătorul de căldură 1 ($T_r > T_t$ și $\rho_r < \rho_t$), situația se inversează: *diferența de presiune datorată temperaturii rezultă negativă și se opune mișcării fluidului*.

Așa cum s-a arătat, sensul de curgere pe arterele unei rețele binare este cunoscut. Vehicularea fluidului este asigurată printr-o *diferență de sarcină hidrodinamică* ΔH între intrarea i și ieșirea e din sistem, această diferență de sarcină fiind creată, fie cu ajutorul unei pompe, fie de către un cazan (sau schimbător de căldură), fie de către ambele. Apa este vehiculată prin rețea pentru a alimenta un număr de n consumatori (spre exemplu, *consumatori de căldură*²⁰), notați R_j (cu $j = 1 \div n$). Debitul volumic Q_j care tranzitează consumatorii R_j se consideră impuse din condiții termotehnice.

În figura 2.17 se prezintă o schemă simplă a unei rețele binare, pentru care $n = 3$.

În fiecare nod al rețelei se poate scrie ecuația continuității, iar debitul volumic total este obținut prin însumarea debitelor Q_j :

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_j . \quad (2.136)$$

Se consideră n *inele independente* (care să conțină tronsonul care asigură diferența de sarcină hidrodinamică), notate I \div III în figura 2.17, care vor fi parcurse în același sens. Se scrie *legea energiilor* între nodul i de intrare în sistem și nodul e de ieșire din sistem, pe aceste inele.

²⁰ în cazul sistemelor de încălzire, schimbul de căldură poate fi realizat prin intermediul radiatoarelor

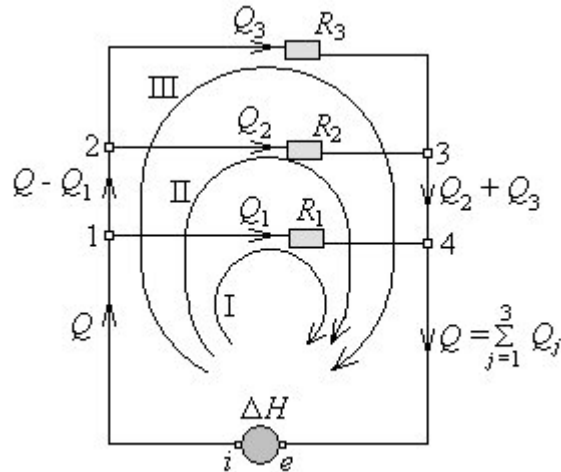


Fig. 2.17. – Reprezentarea schematică a unei rețele binare

În general, la majoritatea rețelelor binare, datorită configurației rețelei, tronsoanele corespunzătoare de pe conductele de tur, respectiv de retur, trebuie să fie parcurse de aceleași debite, în consecință diametrele acestor tronsoane trebuie să fie identice. Astfel, viteza la intrarea în sistem are aceeași valoare cu viteza la ieșirea din sistem: $v_i = v_e$.

Se consideră în continuare că pe circuitul de tur densitatea fluidului este mai mică decât densitatea fluidului mai rece de pe circuitul de retur. În consecință, $\rho_i < \rho_e$ în legea energiilor. Pentru cazul din figura 2.17 rezultă un sistem de 4 ecuații, anume ecuația continuității (2.136) și legea energiilor scrisă pentru 3 inele:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

$$H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1} Q^2 + M_{1-R1-4} Q_1^2 + M_{4e} Q^2, \quad (2.137)$$

$$H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1} Q^2 + M_{12} (Q - Q_1)^2 + M_{2-R2-3} Q_2^2 + M_{34} (Q_2 + Q_3)^2 + M_{4e} Q^2,$$

$$H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1} Q^2 + M_{12} (Q - Q_1)^2 + M_{2-R3-3} Q_3^2 + M_{34} (Q_2 + Q_3)^2 + M_{4e} Q^2,$$

unde înălțimile piezometrice sunt: $H_{p_i} = \left(\frac{p_i}{\rho_i g} + z_i \right)$ și $H_{p_e} = \left(\frac{p_e}{\rho_e g} + z_e \right)$.

Diferența de sarcină hidrodinamică necesară vehiculării apei în rețea se scrie:

$$\Delta H = H_{p_i} - H_{p_e}. \quad (2.138)$$

Din ultimele 3 ecuații ale sistemului (2.137) se obțin în mod evident valori diferite pentru ΔH , iar dintre acestea, se alege întotdeauna valoarea maximă (necesară

acoperirii pierderilor de sarcină cu valoare maximă, de pe *traseul cel mai defavorizat*): $\Delta H = \max(\Delta H_I, \Delta H_{II}, \Delta H_{III})$. După alegerea acestei valori maxime, se efectuează *echilibrarea hidraulică a rețelei binare*, adică se introduc în mod artificial *pierderi de sarcină suplimentare*²¹ pe traseele inelelor pe care suma pierderilor de sarcină este mai mică decât cea corespunzătoare celui mai defavorizat traseu (pe tronsoanele care nu sunt comune mai multor inele, respectiv pe tronsoanele care conțin schimbătoare de căldură), până la obținerea unor valori apropiate de cele corespunzătoare traseului celui mai defavorizat. Etapa de echilibrare este foarte importantă, deoarece valorile diferite ale pierderilor de sarcină pe inele duc la modificarea debitelor de fluid care parcurg diferitele tronsoane și, în consecință, duc la modificarea regimului termodinamic de funcționare a întregului sistem.

²¹ Pentru a obține pierderi de sarcină locale, se introduc *robinete cu dublu reglaj* în cazul radiatoarelor din sistemele de încălzire, sau *diafragme* în cazul rețelelor de termoficare.

3. GENERATOARE HIDRAULICE

3.1. Principalele tipuri constructive de pompe

3.1.1. Turbopompe

În continuare vom prezenta, la nivelul elementelor componente principale, câteva dintre cele mai uzuale tipuri de turbopompe. Trebuie menționat că există foarte multe variante constructive de turbopompe, care în mod evident diferă unele de celelalte. După direcția curgerii la ieșirea din rotor, turbopompele pot fi *centrifuge*, *diagonale*, *axiale* și *tangențiale*. Elementele principale menționate în continuare se regăsesc la majoritatea tipurilor de turbopompe, chiar dacă acestea pot fi diferite ca formă și proporții, în raport cu cele prezentate.

⇒ **Pompa centrifugă** este cel mai uzual tip de turbopompă (figura 3.1).

Este caracterizată prin *intrarea axială* a apei în rotor și *ieșirea radială* după schema:

$\begin{matrix} e \\ \uparrow \\ i \rightarrow \\ \downarrow \\ e \end{matrix}$ *Principalele elemente componente* sunt următoarele (a se vedea figura 3.1.b): arborele (1) care transmite mișcarea de la motorul de antrenare la rotorul pompei; sistemul de etanșare (2) care împiedică fluidul să

părăsească carcasa pompei; camera spirală (3) care preia fluidul la ieșirea din rotor și îl vehiculează către flanșa de refulare (4); flanșa de aspirație (5); rotorul pompei (6); palele rotorice (7), prin intermediul cărora rotorul cedează energie curentului de fluid; carcasa pompei (8); blocul de lagăre (9); suportul pompei (10) și presetupa (11).

⇒ **Pompa centrifugă multietajată** este folosită pentru realizarea unor înălțimi de pompare relativ mari, la debite relativ mici. Este o pompă compactă, care are în componență *mai multe rotoare cuplate în serie pe același ax* (figura 3.2). Carcasa pompei este astfel realizată încât să permită fluidului trecerea de la refularea unui rotor,

la aspirația următorului rotor. Fiecare rotor, împreună cu porțiunea aferentă de carcasă și elementele de ghidare ale fluidului (palele statorice) către aspirația rotorului următor, formează un *etaj al pompei*. Astfel o pompă multietajată trebuie să conțină un tronson de aspirație (pentru admisia fluidului în pompă), un tronson de refulare (pentru evacuarea fluidului) și mai multe etaje cuprinse între cele două tronsoane. Prinderea acestor tronsoane se realizează cu ajutorul unor tiranți.

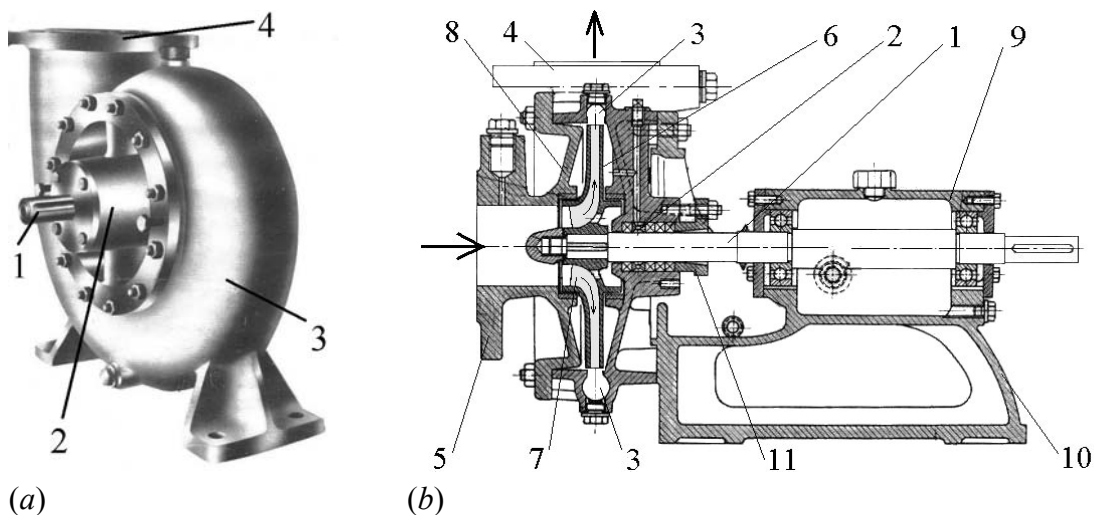


Fig. 3.1. — Pompa centrifugă: vedere de ansamblu (a); secțiune longitudinală (b)

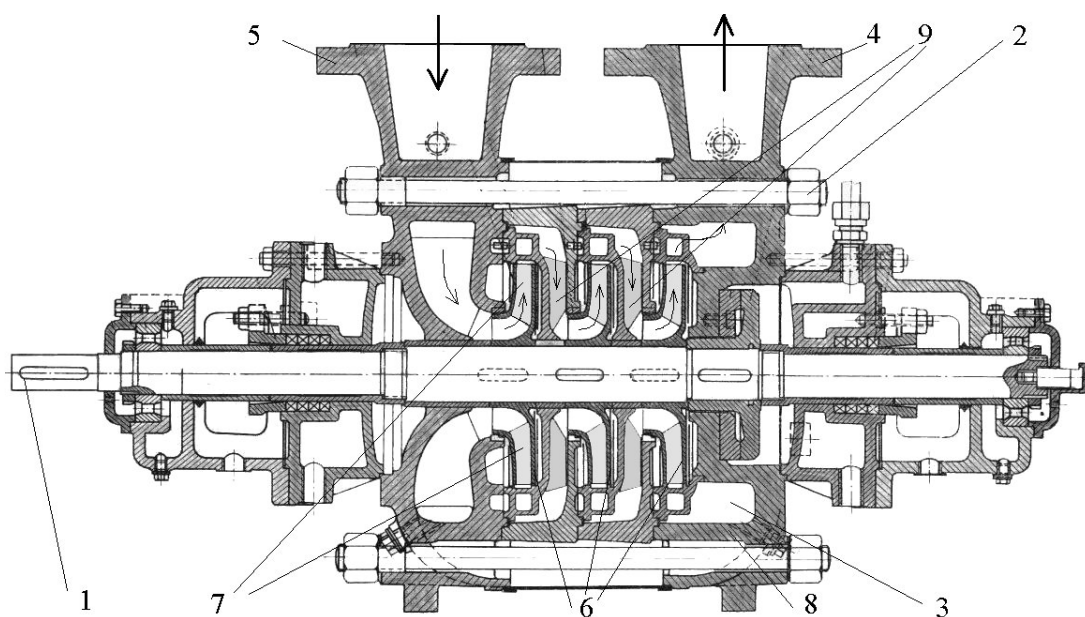


Fig. 3.2. — Pompa centrifugă multietajată (secțiune longitudinală)

Principalele elemente componente ale unei pompe centrifuge multietajate sunt (a se vedea figura 3.2): arborele (1), care transmite mișcarea de la motorul de antrenare la rotoarele pompei; tiranții de prindere (2); camera spirală (3); etajul cu flanșă de refulare (4); etajul cu flanșă de aspirație (5); rotoarele cuplate în serie pe axul pompei (6); palele rotorice (7); carcasa pompei (8) și palele statorice (9).

⇒ **Pompa cu dublu flux** este de asemenea o *pompă centrifugă*, folosită pentru vehicularea unor debite relativ mari, cu înălțimi de pompare relativ mici. Este o pompă compactă, al cărei rotor de construcție specială (cu două spații de aspirație și unul de refulare) joacă rolul a *două rotoare cuplate în paralel pe același ax* (figura 3.3).

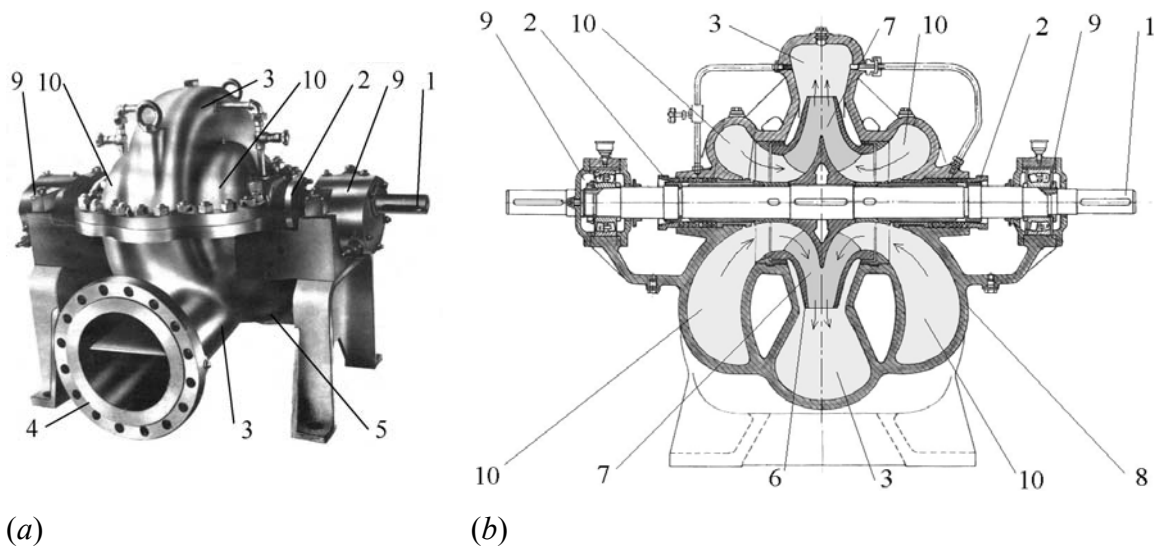


Fig. 3.3. — Pompa cu dublu flux: vedere de ansamblu (a); secțiune longitudinală (b)

Pentru a asigura intrarea cât mai uniformă a fluidului în cele două spații de aspirație ale rotorului, carcasa pompei este prevăzută în părțile laterale cu două camere spirale de aspirație (mai mici ca dimensiuni decât camera spirală de refulare). Principalele elemente componente ale acestui tip de pompă sunt (a se vedea figura 3.3.b): arborele pompei (1), care transmite mișcarea de la motorul de antrenare la rotorul de construcție specială; sistemele de etanșare (2), care împiedică fluidul să părăsească carcasa pompei; camera spirală de refulare (3); flanșa de refulare (4); flanșa de aspirație (5); rotorul pompei (6); palele rotorice (7), prin intermediul cărora rotorul cedează energie curentului de fluid; carcasa pompei (8), executată din două piese, care se cuplează în

plan orizontal, permițând astfel demontarea ușoară a pompei; blocurile de lagăre (9) și camerele spirale de aspirație (10).

⇒ **Pompa diagonală** este o turbopompă caracterizată prin *intrarea axială* a apei în rotor și *ieșirea diagonală* după schema următoare:

\nearrow^e Pompele diagonale pot avea arborele în poziție orizontală (componentele
 $i \rightarrow$ seamănă cu cele descrise la pompa centrifugă, cu excepția rotorului, care
 \searrow_e este de tip diagonal), sau pot avea arborele în poziție verticală.

În continuare, va fi descrisă o **pompă diagonală cu ax vertical** (figura 3.4).

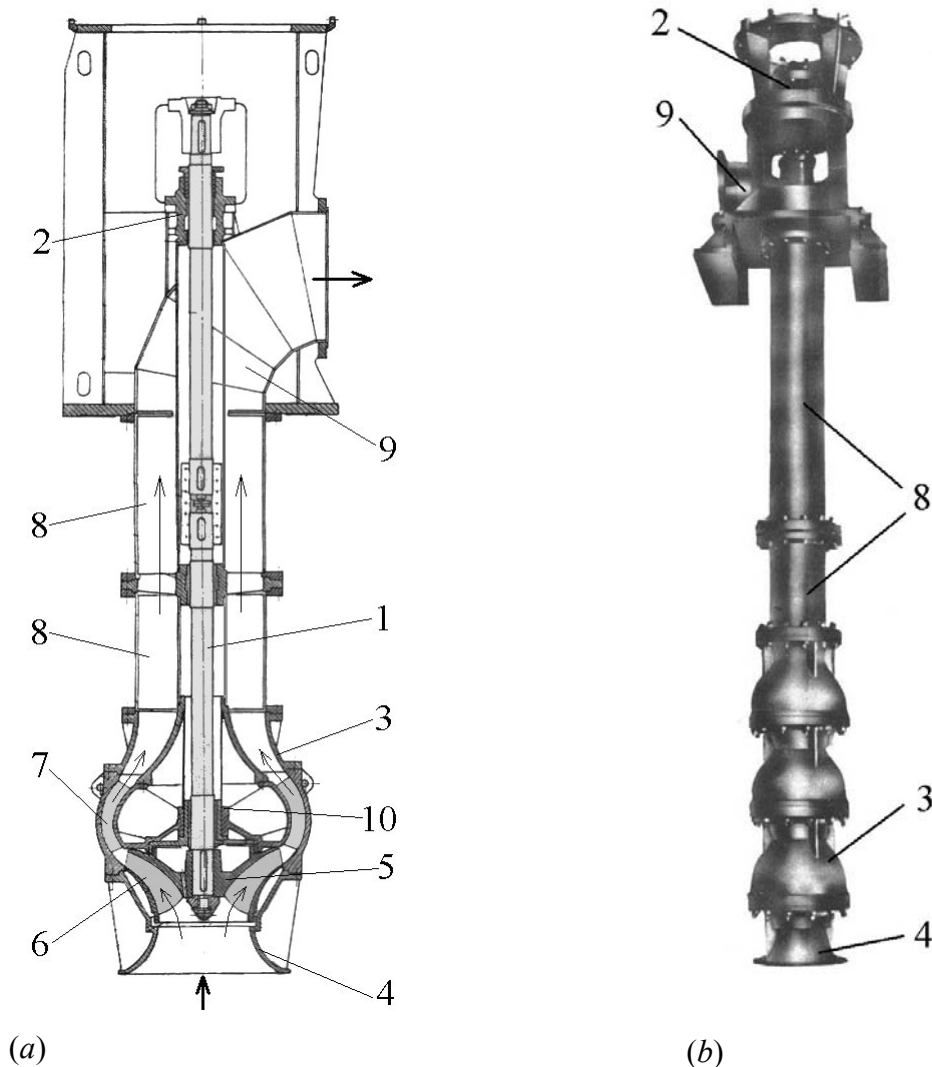


Fig. 3.4. — Pompa diagonală cu ax vertical: monoetajată, în secțiune longitudinală (a); multietajată (3 etaje), în vedere de ansamblu (b)

Principalele elemente componente ale unei **pompe diagonale cu ax vertical, monoetajate** (figura 3.4.a), sunt: arborele (1) care transmite mișcarea de la motorul de antrenare la rotorul pompei; blocul de lagăre cu alunecare (2); carcasa pompei (3), corespunzătoare unui etaj; pâlnia (confuzorul) de aspirație (4), piesă specială care permite admisia uniformă a lichidului în rotor; rotorul diagonal al pompei (5); palele rotorice (6); palele statorice (7); tronsonul drept (8) prin care este refulat lichidul (prin spațiul central al acestui tronson trece arborele pompei); tronsonul de cot (9) prin care este refulat lichidul (arborele pompei iese prin partea superioară a acestui tronson) și blocul de lagăre de rostogolire (10). Se subliniază faptul că la acest tip de pompă, datorită construcției rotorului, mișcarea fluidului la ieșirea din rotor este caracterizată de o puternică componentă tangențială a vitezei, ceea ce duce la o mișcare elicoidală în aval de rotor, deci la mărirea drumului parcurs de particulele fluide prin pompă și prin conducta de refulare și, în consecință, la creșterea pierderilor de sarcină în zona de refulare. Rolul palelor statorice este, pe de o parte, de a anula cuplul hidraulic existent la ieșirea din rotor, astfel încât lichidul să aibă o direcție axială la ieșirea din stator și, pe de altă parte, de a susține blocul de lagăre de rostogolire, care sunt necesare în apropierea rotorului, datorită lungimii mari a arborelui pompei.

Varianta constructivă **multietajată**, prezentată în figura 3.4.b, include componentele variantei monoetajate, însă între piesele 4 și 8 există mai multe etaje montate în serie - fiecare etaj are un rotor, urmat de un stator. Proiectarea palelor statorice este realizată astfel încât să se obțină o intrare fără șoc în palele rotorice ale etajului superior.

⇒ **Pompa axială** este o turbomașină la care atât *intrarea fluidului*, cât și *ieșirea acestuia din rotorul pompei se efectuează axial*, după schema: $i \rightarrow \rightarrow e$.

Elementele componente ale unei **pompe axiale cu ax vertical** sunt (a se vedea figura 3.5): arborele (1) care asigură transmiterea cuplului motor la rotorul pompei; rotorul axial al pompei (2); palele rotorice (3); palele statorice (4), care au același rol ca și cele ale pompei diagonale cu ax vertical; blocul de lagăre de rostogolire (5); pâlnia (confuzorul) de aspirație (6); tronsonul drept (7) prin care este refulat lichidul (prin spațiul central al acestui tronson trece arborele pompei); tronsonul de cot (8) prin care este refulat lichidul (arborele pompei iese prin partea superioară a acestui tronson) și carcasa pompei (9).

În general, toate considerentele prezentate pentru pompele diagonale cu ax vertical se aplică și pompei axiale. Diferența dintre cele două pompe constă numai în forma constructivă a rotorului și statorului. În general, pompele axiale permit vehicularea unor debite importante, cu înălțimi de pompare mici, în timp ce pompele diagonale vehiculează debite medii, la înălțimi de pompare medii.

Pompele diagonale și axiale cu ax vertical nu se pot amorsa și este necesar ca *aspirația să fie efectuată cu contrapresiune* (înălțimea geometrică de aspirație trebuie să fie negativă $H_{ga} < 0$).

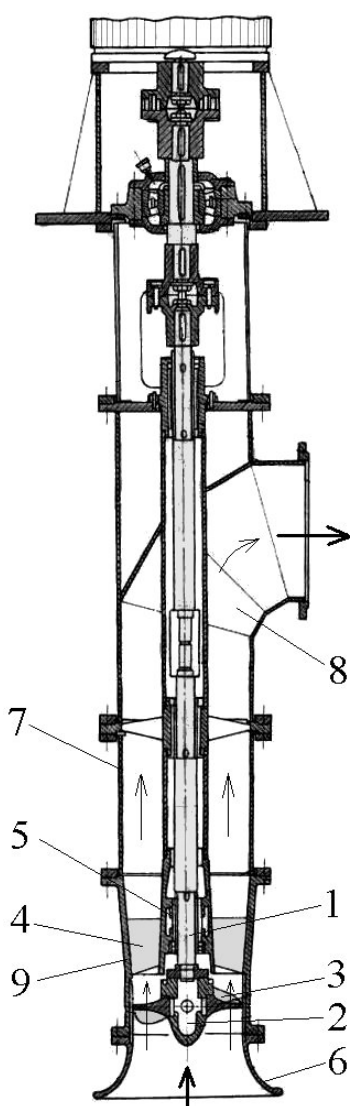


Fig. 3.5. — Pompa axială cu ax vertical

Toate tipurile de turbopompe prezentate în acest paragraf pot avea arborele în poziție verticală sau orizontală, exceptând *pompa cu dublu flux, care are întotdeauna arborele în poziție orizontală*. În general, pompele cu axul vertical sunt folosite pentru a aspira lichidul direct din bazine, fără a mai exista un circuit de conducte pe partea de aspirație a pompei. Faptul că axul este vertical, permite ca lungimea acestuia să fie mult mai mare decât în cazul poziționării lui pe orizontală și, în consecință, aceste pompe se montează înecat (sub nivelul suprafeței libere a lichidului din bazinul de aspirație), iar motorul de antrenare se află deasupra acestui nivel. Pompele cu ax vertical pot fi însă și *pompe submersibile*, caz în care atât pompa propriu-zisă, cât și motorul de antrenare al acesteia se află sub nivelul suprafeței libere a lichidului din bazinul de aspirație. Indiferent de tipul pompei, toate pompele cu ax vertical nesubmersibile au câteva caracteristici generale, cum ar fi: piesa specială profilată de aspirație (până, sau confuzor de aspirație), blocul de lagăre de alunecare (care preia greutatea arborelui pompei), piesa de cot (care permite ieșirea axului din

conducta de refulare a pompei și montarea motorului de antrenare deasupra acesteia), respectiv construcția modulară a conductei de refulare, realizată din tronsoane drepte (prin spațiul central al acestora trecând arborele pompei), construcție care permite montarea pompei propriu-zise la diferite adâncimi față de motorul de antrenare.

⇒ **Pompa cu canal periferic** este o turbomașină de construcție specială (figura 3.6), care după direcția curgerii la ieșirea din rotor este considerată a fi o *turbomașină tangențială*.

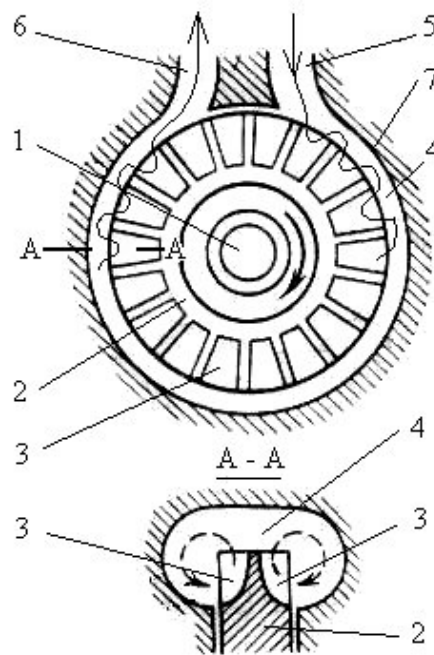


Fig. 3.6. — Pompa cu canal periferic

Caracteristic acestei pompei este faptul că particulele fluide, care parcurg traseul dintre aspirația și refularea pompei, *trec de mai multe ori printre palele rotorice*, căpătând la fiecare trecere o anumită cantitate de energie cinetică. Traseul lichidului este marcat în secțiunea transversală a pompei (imaginea de sus din figura 3.6).

Elementele componente ale pompei cu canal periferic sunt: arborele pompei (1); rotorul pompei (2); palele rotorice scurte (3), care ocupă parțial canalul periferic¹ (4); aspirația pompei (5); refularea pompei (6) și carcasa pompei (7). Datorită rotației, fluidul este antrenat de către palele rotorice și este învârtit în secțiunea transversală a canalului datorită forțelor centrifuge, așa cum este ilustrat în imaginea de jos a figurii 3.6

¹ un canal inelar care înconjoară rotorul

(secțiunea A-A). Astfel, un șir de perechi de turbioane se deplasează de-a lungul canalului inelar și astfel lichidul este vehiculat de la aspirație, până la refulare. Din acest motiv, pompa cu canal periferic este considerată a fi o *turbomașină turbionară*.

3.1.2. Etanșarea turbopompelor

O problemă deosebită a turbopompelor o constituie etanșarea acestora. Zonele de etanșare (A și B) sunt evidențiate în figura 3.7.

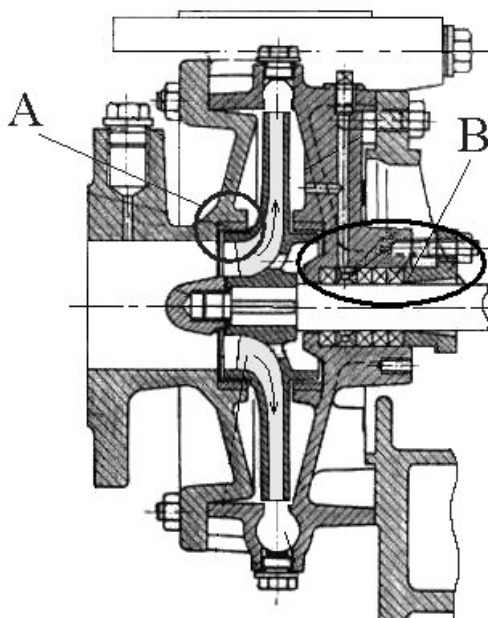


Fig. 3.7. — Zonele de etanșare ale unei turbopompe

La ieșirea din rotor, fluidul posedă o energie mai mare decât cea de la intrare și, întrucât refularea și aspirația nu sunt separate etanș, o parte din fluid tinde să revină în zona de aspirație, ocolind rotorul (zona A din figura 3.7). Pe de altă parte, fluidul din zona de refulare tinde să părăsească pompa prin spațiul care există între arborele pompei și carcasa acesteia (zona B din figura 3.7). Pentru obținerea unor randamente cât mai bune, cantitățile de fluid recirculat, respectiv pierdut, trebuie să fie minime. Din păcate însă, spațiile care permit recircularea, respectiv scăpările, apar între un organ în mișcare al pompei (arborele sau rotorul) și carcasa acesteia. Sistemele de etanșare sunt multiple,

toate urmărind în principiu mărirea pierderilor de sarcină pe traseele de recirculare, respectiv de scăpări ale fluidului.

În unele cazuri practice, etanșarea din zona B este foarte importantă (spre exemplu, la pompele care vehiculează lichide toxice sau explozive). În continuare, vom prezenta două tipuri de etanșări deosebite folosite pentru zona B, etanșările clasice cu presetupă fiind, în general, cunoscute.

În figura 3.8 este prezentată o *etanșare mecanică cu răcire*. Pe carcasa pompei (2) este montată, în afara de materialul clasic de etanșare (4), o piesă (6) care *produce răcirea fluidului din acea zonă*. Această răcire duce la creșterea coeficientului cinematic de vâscozitate a fluidului, mărind astfel coeficienții de pierderi de sarcină. În afară de acest sistem, axul pompei (1) este prelucrat împreună cu presgarnitura (3), în așa fel încât să creeze un *sistem de labirinți elicoidali* (5). Acești labirinți sunt construiți astfel încât, în timpul funcționării, să tindă să readucă fluidul în interiorul carcasei pompei (bazat pe *principiul spiralei lui Arhimede*).

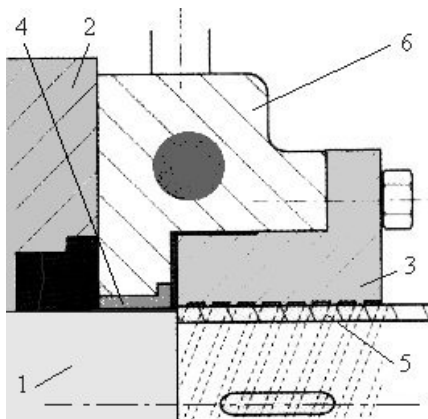


Fig. 3.8. — Etanșare mecanică
cu răcire

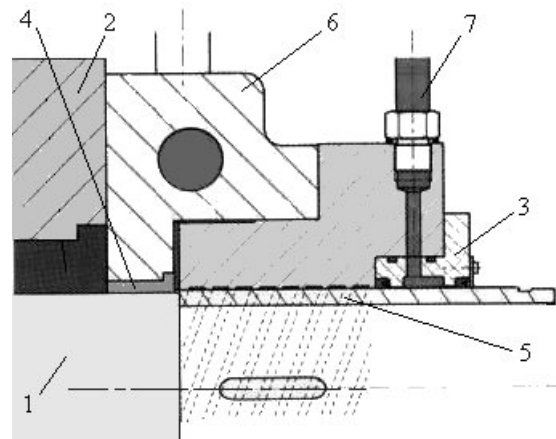


Fig. 3.9. — Etanșare mecanică udată,
cu răcire

În figura 3.9 este prezentată o *etanșare mecanică udată, cu răcire*. În plus față de elementele prezentate în cadrul etanșării mecanice cu răcire, acest tip de etanșare are prevăzut în interiorul presgarniturii (3) un *sistem de injecție* (7) a unui *fluid sub presiune*. Presiunea fluidului injectat este mai mare decât presiunea fluidului pompat, acesta împiedicând scurgerea fluidului pompat în afara carcasei pompei.

3.1.3. Pompe volumice

Principala caracteristică a pompelor volumice este relativa independență a debitului față de valorile presiunii la aspirația și mai ales la refularea pompei. Pentru acest tip de generatoare hidraulice, debitul este dat de suma volumelor elementare pompate în unitatea de timp.

În figura 3.10 este prezentată *pompa cu piston cu simplu efect*, iar în figura 3.11 este prezentată *pompa cu piston cu dublu efect*.

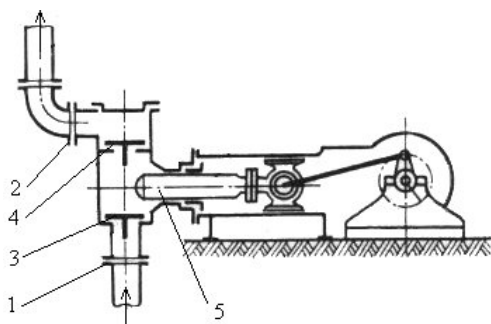


Fig. 3.10. — Pompa cu piston cu simplu efect

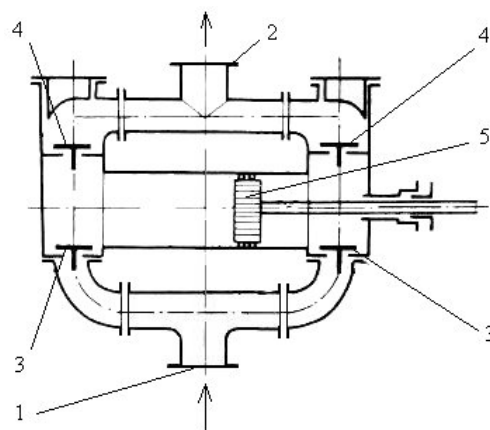


Fig. 3.11. — Pompa cu piston cu dublu efect

Principalele elemente componente ale acestor pompe sunt: flanșa de aspirație (1); flanșa de refulare (2); supapa de admisie a lichidului (3); supapa de refulare a lichidului (4) și pistonul pompei (5).

Spațiul de aspirație fiind întotdeauna complet separat față de refulare, noțiunea de înălțime de pompare nu are sens, în cazul acestor pompe folosindu-se *presiunea de refulare* drept parametru de funcționare. De asemenea, datorită independenței debitului de presiunea de refulare, în aval de pompe, se montează obligatoriu *elemente de siguranță la suprapresiune*. Trebuie remarcat faptul că *debitul vehiculat nu este constant în timp* (a se vedea figura 3.12), astfel încât, în general, în aval de pompe se montează *rezervoare sub presiune*, care să realizeze acumularea lichidului și menținerea

acestui la nivelul de presiune furnizat de pompă, pentru a dispune de un debit constant în instalațiile din aval de rezervorul de acumulare.

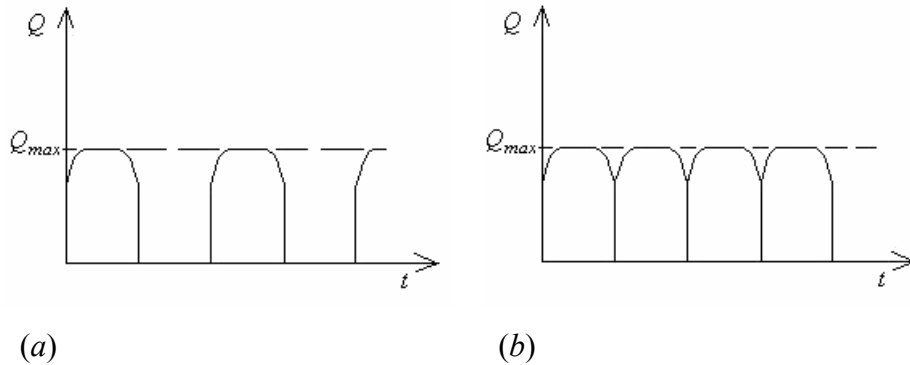


Fig. 3.12. — Variația temporală a debitului unei pompe cu piston cu simplu efect (a), respectiv cu dublu efect (b)

Tot un generator volumic este și **pompa de vid cu inel fluid** prezentată în figura 3.13. Aceasta *vehiculează gaze* și este folosită pentru crearea unei depresiuni în spațiul la care este conectată conducta ei de aspirație (în general, *această pompă este folosită pentru amorsarea altor pompe*: depresiunea creată de aceasta face ca lichidul care urmează a fi vehiculat de celelalte pompe să inunde rotorul acestora, permițând astfel pornirea lor).

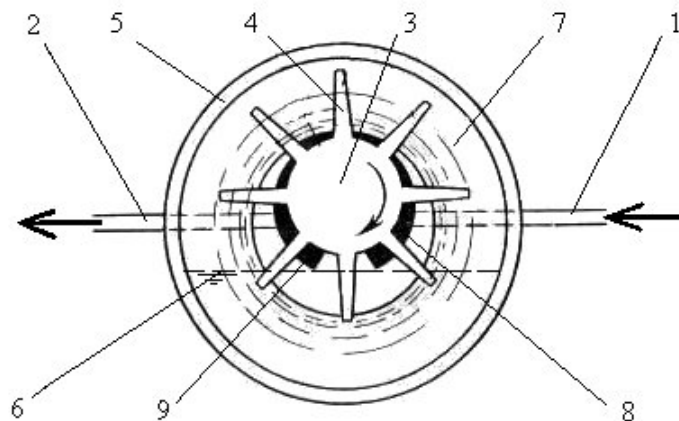


Fig. 3.13. — Pompa de vid cu inel fluid

Principalele elemente componente ale acestei pompe sunt: conducta de aspirație (1); conducta de refulare (2); rotorul pompei (3); palele rotorice (4) și carcasa pompei (5). Când pompa nu funcționează, nivelul lichidului în pompă este nivelul orizontal (6). În

timpul funcționării, se formează un inel de lichid (7). Pompa este prevăzută cu un orificiu de aspirație (8) și un orificiu de refulare (9).

Principiul de funcționare se bazează pe inelul lichid, care se formează în momentul funcționării pompei, datorită interacțiunii dintre palele rotorice și lichidul aflat în carcasă, astfel încât spațiile create între palele pompei și inelul lichid să fie variabile. În zona în care se află orificiul de aspirație al pompei, aceste spații cresc în sensul de rotație. Datorită acestei mărimi a volumului, presiunea scade în aceste spații, producând un efect de sucțiune a gazului din conducta de aspirație. În continuare, în zona în care se află orificiul de refulare, aceste spații se micșorează în sensul de rotație, producând o creștere a presiunii, permițând astfel evacuarea gazului prin conducta de refulare.

3.2. Curbe caracteristice ale turbopompelor

Interdependența parametrilor fundamentali ai turbopompelor (prezentați în paragraful §1.2.2) este reprezentată de o funcție de forma:

$$f(Q, H, P, \eta, n, NPSH, g, \rho, \mu) = 0, \quad (3.1)$$

care, datorită complexității fenomenelor, nu poate fi explicitată din punct de vedere matematic. Cu toate acestea, considerând debitul Q și turația n ca variabile independente, se pot obține, pentru celelalte mărimi caracteristice, **suprafețe de variație tridimensionale**. Cele mai uzuale reprezentări grafice aferente turbopompelor sunt enumerate mai jos:

- suprafața caracteristică energetică (exemplificată în figura 3.14): $f(H, Q, n) = 0$, care se mai poate scrie sub forma $H = H(Q, n)$;
- suprafața caracteristică a puterii: $f(P, Q, n) = 0$, sau $P = P(Q, n)$;
- suprafața caracteristică de randament: $f(\eta, Q, n) = 0$, sau $\eta = \eta(Q, n)$;
- suprafața caracteristică de cavitație (sau cavitațională): $f(NPSH, Q, n) = 0$, sau $NPSH = NPSH(Q, n)$.

Deși astfel de reprezentări dau indicații globale utile asupra modului de funcționare al unei pompe, ele nu sunt utilizate în practică, datorită dificultăților de citire a diferitelor valori. Spre exemplu, pentru a facilita interpretarea grafică, în cazul suprafeței

caracteristică energetică din figura 3.14, s-a trasat planul $H = 0$, pentru a pune în evidență zonele în care valorile înălțimii de pompare sunt negative.

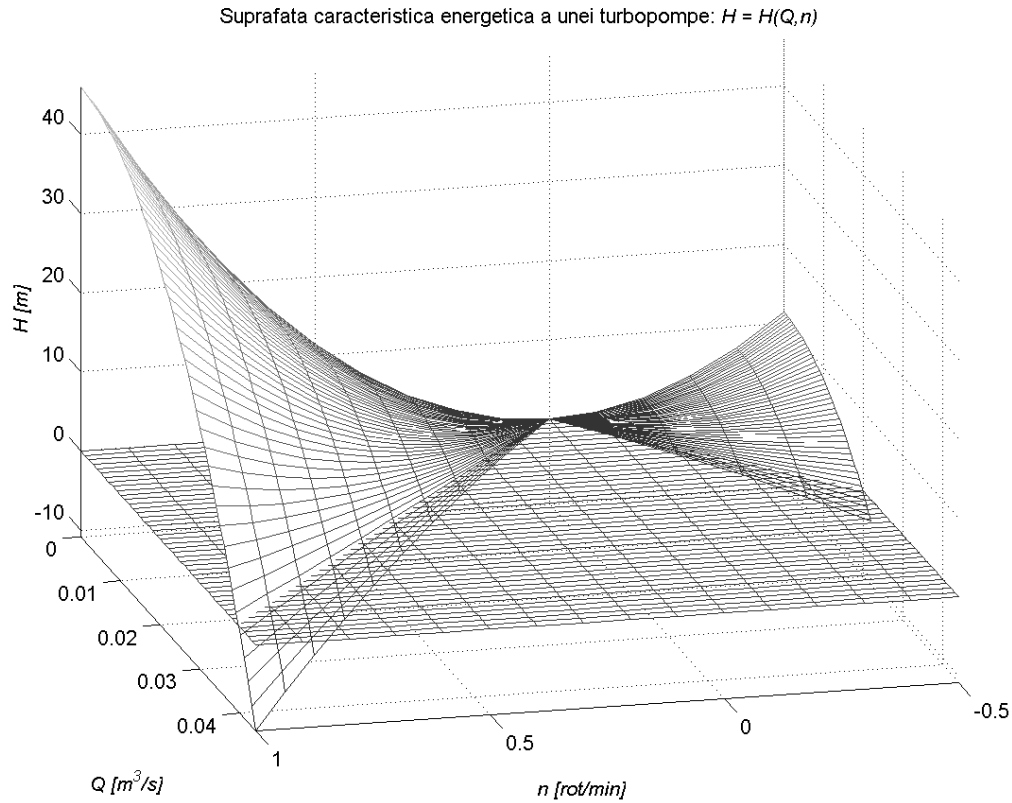


Fig. 3.14. — Suprafața caracteristică energetică a unei turbopompe

În scopuri practice, sunt folosite **curbele caracteristice ale turbopompelor**, care se obțin prin *intersectarea suprafețelor caracteristice cu plane de turație constantă* ($n = const.$). Rezultă astfel:

- caracteristica de sarcină (se mai numește caracteristica energetică): $H = H(Q)$;
- caracteristica de putere: $P = P(Q)$;
- caracteristica de randament: $\eta = \eta(Q)$;
- caracteristica de cavitație (sau curba cavitațională): $NPSH = NPSH(Q)$.

Pentru exemplificare, în figura 3.15 s-au reprezentat *curbele de sarcină* $H = H(Q)|_{n=const.}$, rezultate prin intersectarea suprafeței caracteristice energetice din

figura 3.14 cu plane verticale de turație constantă, având valori în intervalul $n \in \{0,7n_0; \dots; n_0\}$, unde n_0 este turația nominală a pompei.

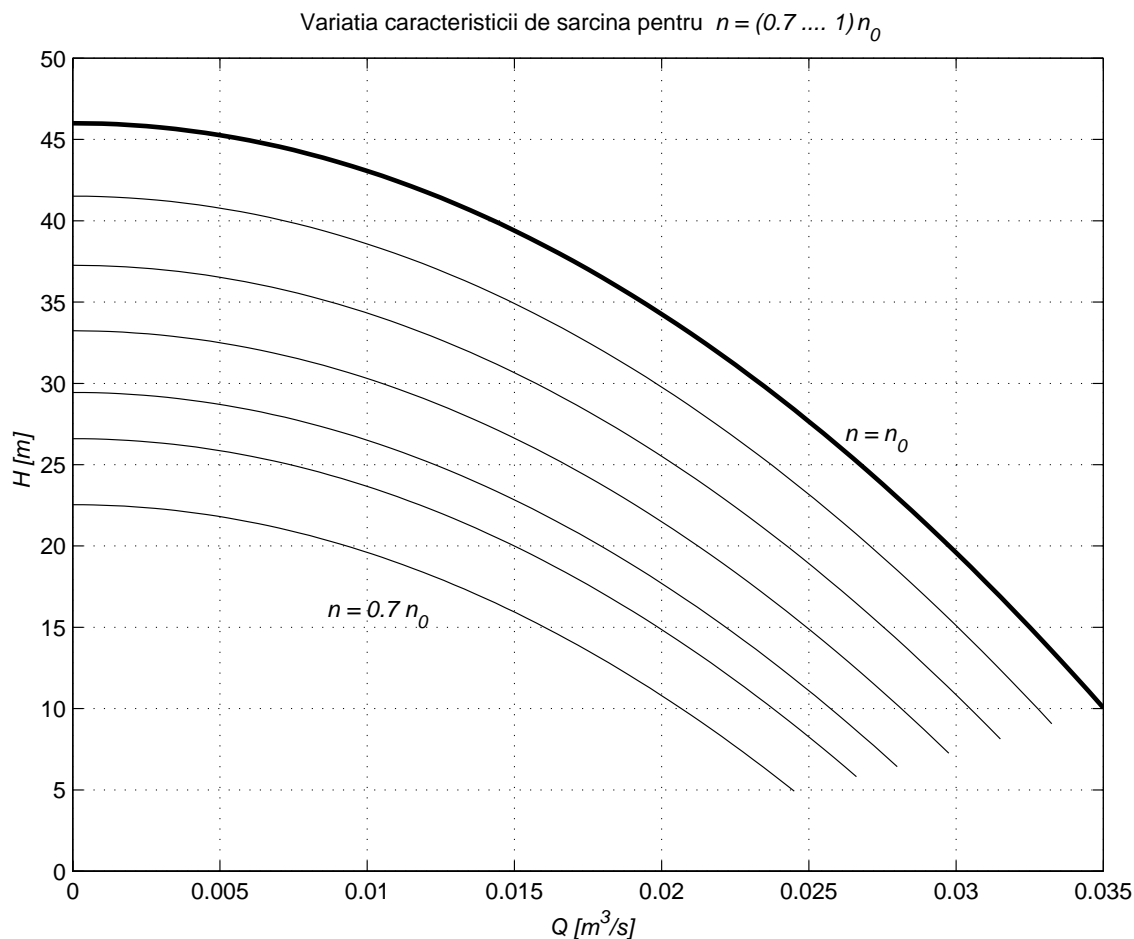


Fig. 3.15. — Caracteristici de sarcină $H = H(Q)$ ale unei turbopompe, la diferite valori ale turației n

În general, peste astfel de reprezentări ale curbelor de sarcină, se suprapun *curbe de izorandament*² ($\eta = \text{const.}$) și chiar *izocurbe de NPSH* (curbe de-a lungul cărora se înregistrează valori $NPSH = \text{const.}$), obținute prin secționarea suprafețelor caracteristice de randament, respectiv de *NPSH*, cu plane de turație constantă ($n = \text{const.}$). Astfel de reprezentări complexe poartă numele de *topograme*, sau *curbe caracteristice universale*. În figura 3.16 este prezentată *topograma unei pompe axiale*, în cadrul căreia, parametrul care a dus la obținerea curbelor a fost *unghiul de așezare a*

² valori ale randamentului constante de-a lungul curbei

palelor rotorice, a cărei valoare β a variat cu o diferență $\pm \Delta\beta$ în raport cu valoarea β_0 , corespunzătoare parametrilor nominali de funcționare ai pompei.

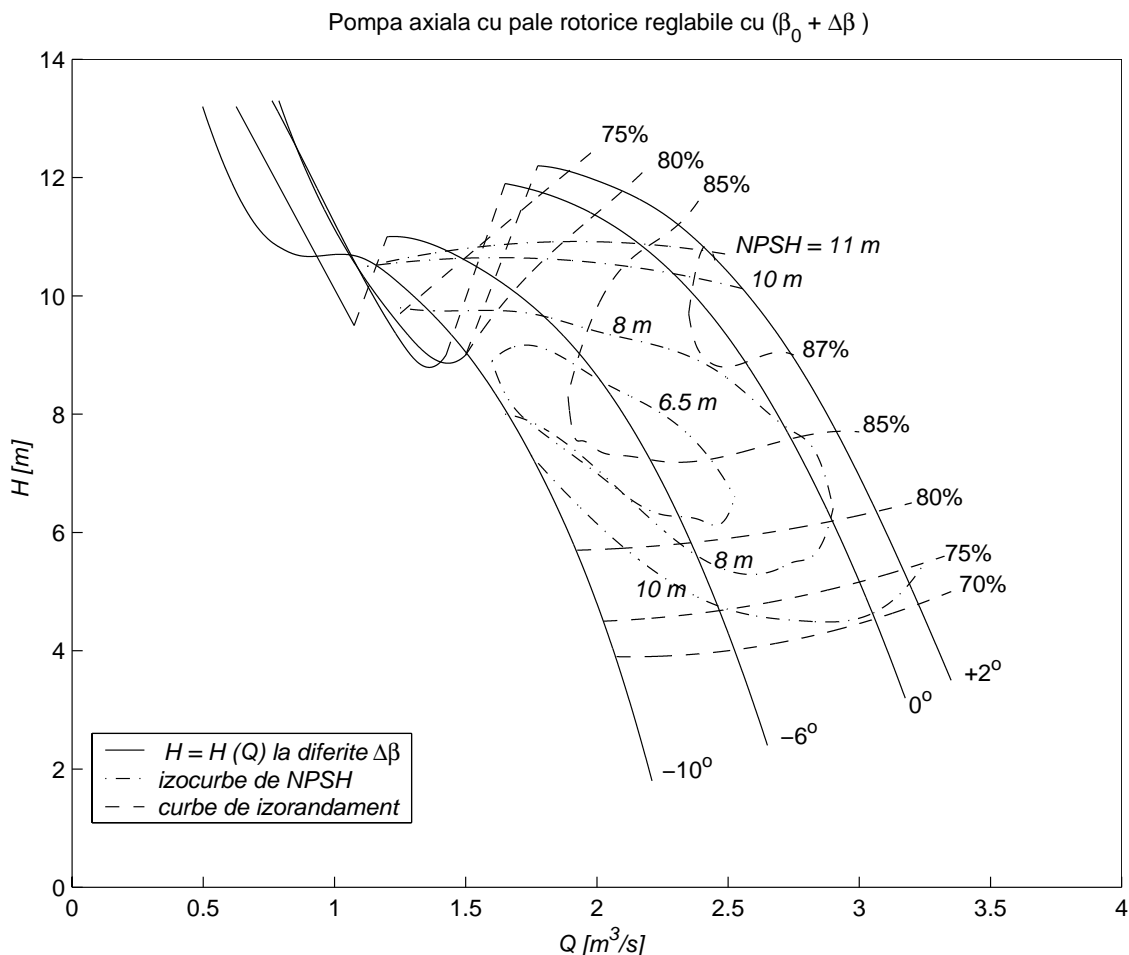


Fig. 3.16. — Topograma unei pompe axiale³

În cadrul topogramei din figura 3.16, s-au considerat 4 valori ale unghiului de așezare al palelor rotorice, anume $\beta \in \{(\beta_0 - 10^\circ), (\beta_0 - 6^\circ), \beta_0, (\beta_0 + 2^\circ)\}$.

Trebuie subliniată existența unei diferențe între curbele caracteristice energetice ale unei pompe centrifuge și curbele energetice ale unei pompe axiale: în cazul pompelor axiale, pentru debite relativ mici, există o zonă instabilă în funcționare, în care, unei valori constante a înălțimii de pompare H , îi corespund mai multe valori ale debitului Q . Astfel, dacă pompa axială funcționează în această zonă instabilă, orice mică perturbație apărută în sistem poate duce la modificarea debitului prin instalație, astfel încât

³ pompa axială AV902, cu turația $n = 490$ rot/min

punctul de funcționare energetică se mută (sare) pur și simplu de la o valoare a debitului la alta. Acesta este motivul pentru care, în această zonă, caracteristica energetică a pompei axiale a fost reprezentată cu linie întreruptă (figura 3.16), această zonă instabilă trebuind să fie, pe cât posibil, evitată.

Topogramele sunt, în general, puțin utilizate în relația dintre fabricanții pompelor și utilizatorii acestora. În general, curbele caracteristice ale pompelor, puse la dispoziția utilizatorilor de pompe de către fabricanții acestora, arată ca cele prezentate în figura 3.17, unde au fost trasate⁴, pentru aceeași turație, caracteristica de sarcină, de randament, de putere, respectiv cavitațională pentru o pompă centrifugă.

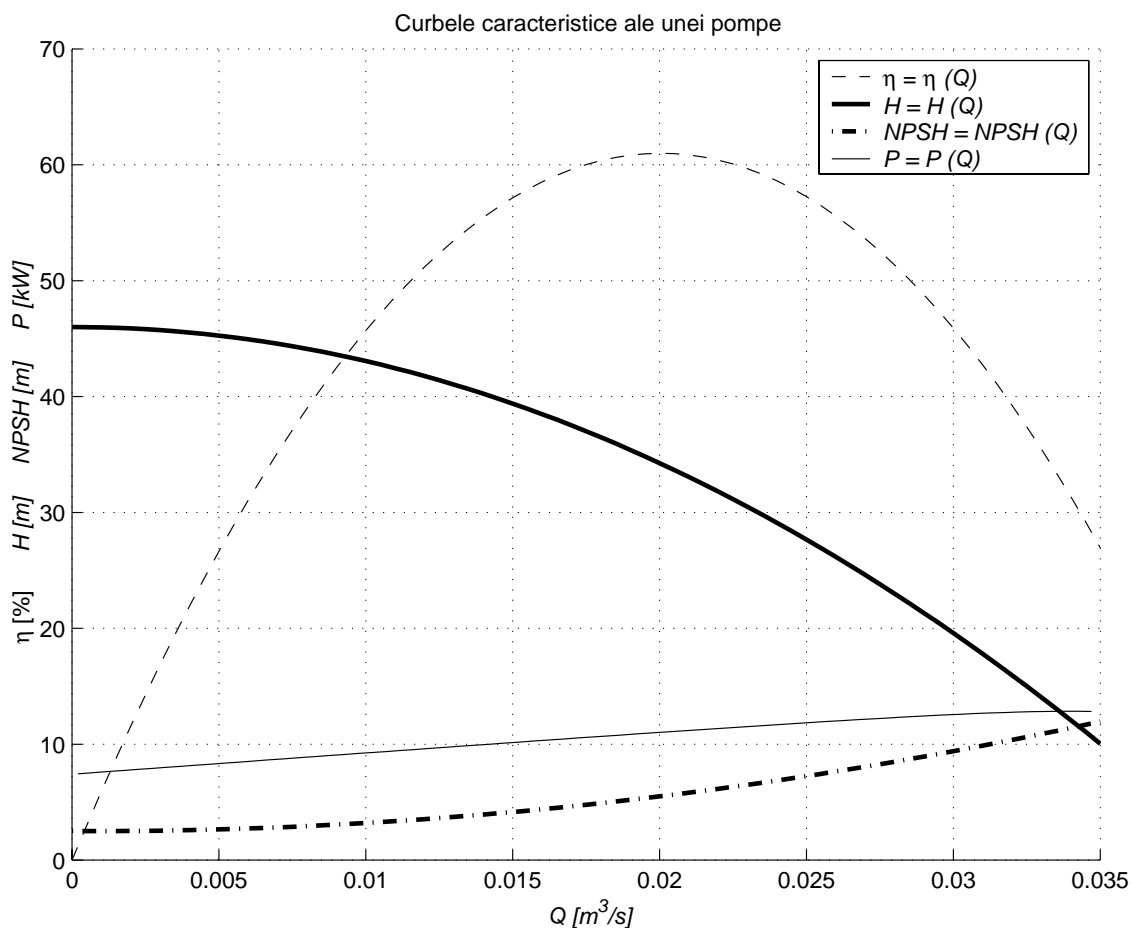


Fig. 3.17. — Curbele caracteristice ale unei turbopompe centrifuge

⁴ Deoarece, în marea majoritate a cazurilor, valorile corespunzătoare mărimilor H , η , P și $NPSH$ din ordonata fiecărui grafic, nu sunt de același ordin (ca în cazul figurii 3.17), aceste curbe sunt de obicei trasate în grafice diferite, poziționate (eventual) unele sub altele, la aceeași abscisă, anume debitul Q .

Curbele caracteristice $H = H(Q)$, $P = P(Q)$, $\eta = \eta(Q)$ și $NPSH = NPSH(Q)$, constituie împreună *curbele caracteristice de exploatare ale unei turbopompe*.

3.3. Factori care influențează curbele caracteristice

Factorii care influențează forma curbelor caracteristice ale turbopompelor pot fi grupați în două mari categorii: *factori externi*, care țin în general de natura și proprietățile fluidului vehiculat prin pompă, respectiv *factori interni*, care țin de pompa propiu-zisă.

3.3.1. Factori externi care influențează curbele caracteristice

Factorii externi care influențează curbele caracteristice sunt: densitatea fluidului vehiculat, vâscozitatea fluidului, temperatura fluidului și, în cazuri speciale (pentru fluide bifazice), natura amestecului vehiculat.

⇒ În cazul vehiculării cu aceeași pompă a unor **fluide cu densități diferite**, caracteristica energetică a pompei nu se modifică, în schimb *puterea absorbită a pompei crește odată cu creșterea densității fluidului*. De asemenea, deși înălțimea de pompare rămâne constantă, regimul de presiuni din instalație crește în același timp cu creșterea densității fluidului.

⇒ În cazul vehiculării cu aceeași pompă a unor **fluide cu coeficienți de vâscozitate cinematică diferiți**, curbele caracteristice ale turbomașinilor se modifică substanțial. Modificarea coeficientului de vâscozitate duce la modificarea pierderilor de sarcină, care, la rândul lor, duc la modificarea randamentelor pompelor. În general, *creșterea coeficientului cinematic de vâscozitate duce la scăderea înălțimii de pompare, la creșterea puterii absorbite de pompă și la scăderea randamentului acesteia*.

⇒ Temperatura pare că nu influențează direct curbele caracteristice ale pompelor, totuși, o **variație de temperatură** duce la *modificarea densității și a vâscozității fluidului*, ceea ce face ca, în mod indirect, temperatura să reprezinte unul din factorii externi care trebuie luați în considerare, atunci când se studiază modificarea curbelor caracteristice. De asemenea, *creșterea temperaturii fluidului vehiculat prin pompă duce*

la creșterea presiunii de vaporizare a gazelor dizolvate în fluid, ceea ce influențează caracteristica de cavitație a pompei.

⇒ Parametrii amestecului bifazic vehiculat sunt importanți pentru stabilirea densității și vâscozității acestuia. În cazul **amestecurilor bifazice gaz-lichid**, se constată o *scădere a înălțimii de pompare la creșterea fracției de gaz* din amestec. De asemenea, *randamentul și puterea absorbită scad și există pericolul dezamorsării pompei*.

3.3.2. Factori interni care influențează curbele caracteristice

Pentru a putea cuantifica influența factorilor interni asupra formei curbelor caracteristice ale unei pompei, mai întâi trebuie determinate **criteriile de similitudine** care guvernează fenomenele. *Mărimile caracteristice* sunt: debitul Q , energia specifică E introdusă de pompă în curentul de fluid (a se vedea tabelul 1.6), turația rotorului n , diametrul exterior al rotorului D_{ext} și densitatea fluidului ρ . Ținând seama de faptul că energia specifică introdusă de pompă în curentul de fluid poate fi exprimată ca produs între accelerația gravitațională și înălțimea de pompare, $E = g H$, interdependența acestor parametrii este dată de o funcție de forma:

$$f(Q, g H, n, D_{ext}, \rho) = 0. \quad (3.2)$$

Prin aplicarea teoremei Π (*teoremei produselor*), alegând ca mărimi fundamentale energia specifică introdusă de pompă în curentul de fluid ($g H$), diametrul exterior al rotorului (D_{ext}) și densitatea fluidului (ρ), obținem următoarele *produse adimensionale, independente* între ele:

$$\Pi_n = \frac{n D_{ext}}{\sqrt{g H}}. \quad (3.3)$$

$$\Pi_Q = \frac{Q}{D_{ext}^2 \sqrt{g H}}, \quad (3.4)$$

Dintre mărimile caracteristice, a fost omisă vâscozitatea dinamică μ , deoarece criteriul adimensional rezultat ar fi fost $1/Re$, iar pentru valorile mari ale numărului Reynolds întâlnite în mod curent în turbomașini (valori corespunzătoare regimului de curgere turbulent rugos), pierderile de sarcină nu mai depind de Re .

La comparația dintre două turbopompe similare, notate cu indicele 1, respectiv cu indicele 2, din (3.3) rezultă că înălțimile de pompare trebuie să satisfacă relația:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^2, \quad (3.5)$$

iar din (3.4) rezultă ca debitele trebuie să satisfacă relația:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}. \quad (3.6)$$

Substituind raportul înălțimilor de pompare (3.5) în (3.6), raportul debitelor se scrie:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^3. \quad (3.7)$$

⇒ În continuare, pentru a putea determina **influența modificării diametrului exterior al rotorului asupra curbelor caracteristice**, se vor compara două turbopompe centrifuge similare, care au diametre diferite ($D_{ext1} \neq D_{ext2}$), care au același randament ($\eta_1 = \eta_2$), sunt acționate de motoare identice și funcționează cu aceeași turație ($n_1 = n_2$). Pentru acest caz, relațiile de similitudine (3.5) și (3.7) devin:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^2, \quad \text{respectiv} \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^3, \quad (3.8)$$

iar raportul puterilor absorbite se scrie:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^5, \quad (3.9)$$

unde puterea absorbită este definită ca $P = \rho g Q H / \eta$.

Folosind relațiile (3.8) și (3.9), pot fi calculate caracteristicile energetice și de putere ale unei pompe la care rotorul a fost modificat (de exemplu micșorat prin strunjire⁵), plecând de la raportul diametrelor și de la curbele caracteristice corespunzătoare pompei cu diametrul rotorului nemodificat. Pentru exemplificare, în figura 3.18 este prezentată variația curbelor caracteristice ale unei pompe centrifuge, datorate modificării diametrului exterior al rotorului pompei.

⁵ **Strunjirea rotorului pompelor centrifuge** este o practică relativ des întâlnită în cadrul operațiilor de întreținere a stațiilor de pompare, aceasta modificând drastic parametrii de funcționare ai pompelor.

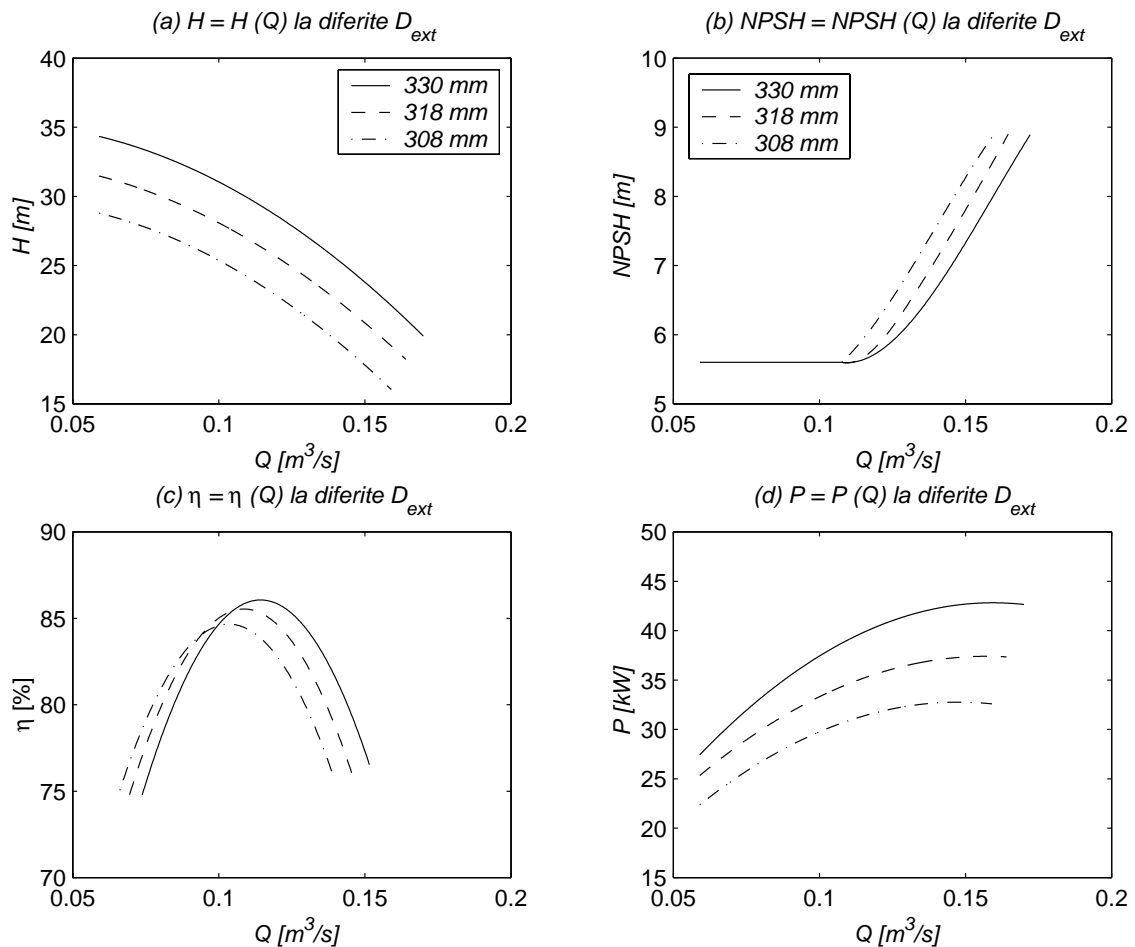


Fig. 3.18. — Curbele caracteristice de exploatare ale unei pompe centrifuge⁶, pentru diferite valori ale diametrului exterior D_{ext} al rotorului pompei

⇒ Pentru a putea determina **influența modificării turației asupra curbelor caracteristice**, se vor compara *două turbopompe similare*, care au același randament ($\eta_1 = \eta_2$), aceleași dimensiuni ($D_{ext1} = D_{ext2}$) și turații diferite ($n_1 \neq n_2$). Pentru acest caz, *relațiile de similitudine* (3.5) și (3.7) devin:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \text{ respectiv } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.10)$$

iar *raportul puterilor absorbite* se scrie:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (3.11)$$

⁶ pompa centrifugă Cerna 200-150-315, cu turația $n = 1450$ rot/min

Folosind relațiile (3.10) și (3.11), pot fi calculate caracteristicile energetice și de putere ale unei pompe la care a fost modificată turația rotorului, plecând de la raportul turațiilor și de la curbele caracteristice corespunzătoare pompei cu turația nemodificată (de obicei, se alege ca referință, *turația nominală* n_0 a turbopompei). Variația curbei caracteristice energetice a unei pompe centrifuge datorate modificării turației este prezentată în figura 3.15.

Modificarea turației pompei se poate datora fie *schimbării motorului de antrenare* al acesteia, în cadrul operațiilor de întreținere efectuate în stațiile de pompare, fie *modificării frecvenței de alimentare a motorului de antrenare* al pompei, în cadrul algoritmilor de reglare automată a funcționării stației de pompare.

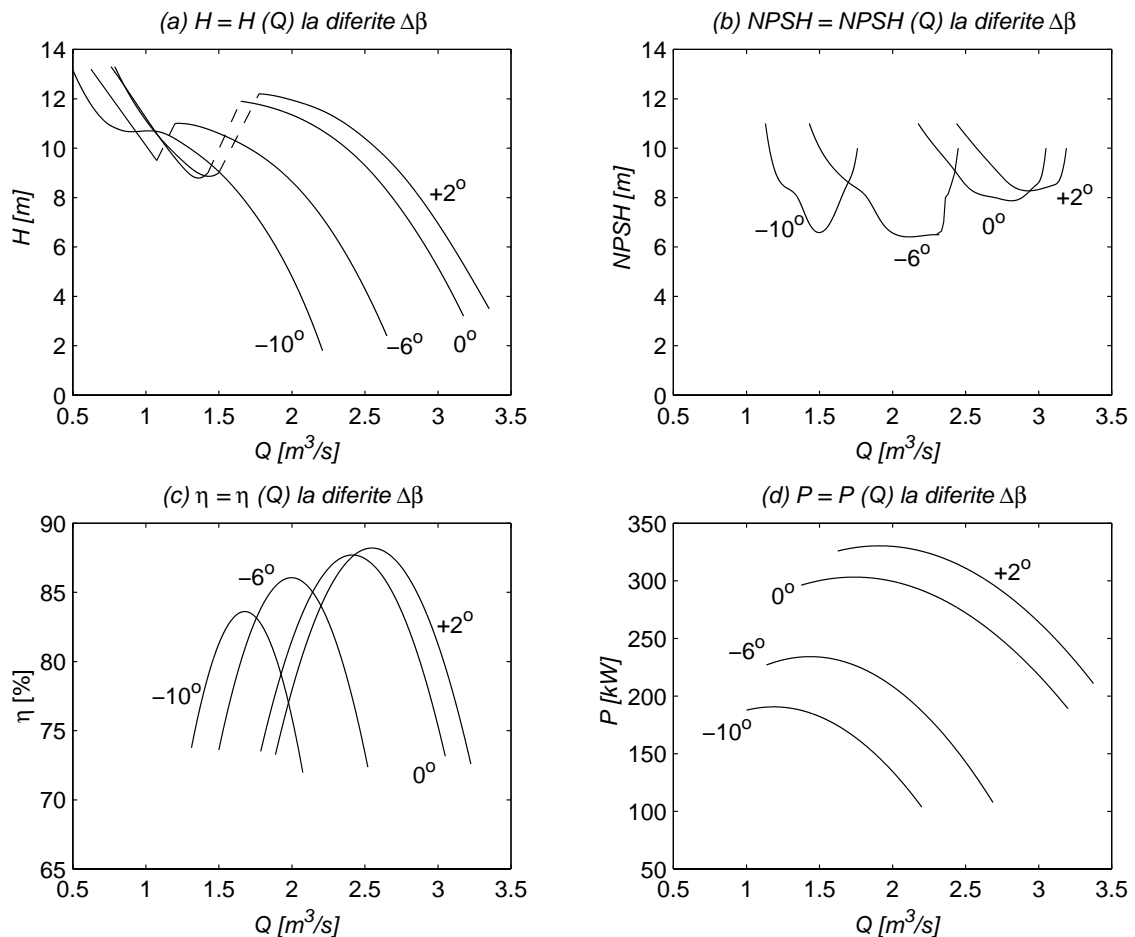


Fig. 3.19. — Curbele caracteristice de exploatare ale unei pompe axiale⁷ cu pale rotorice reglabile, pentru diferite valori ale diferenței de unghi $\Delta\beta$ față de β_0 nominal

⁷ pompa axială AV902, cu turația $n = 490$ rot/min

⇒ Pentru *pompele axiale*, un **alt parametru geometric intern** duce la modificarea curbelor caracteristice. Acest parametru este **unghiul de așezare a palelor rotorice**, a cărui valoare β poate varia cu o diferență $\pm\Delta\beta$ în raport cu valoarea β_0 , corespunzătoare parametrilor nominali de funcționare ai pompei. Modificarea unghiului β se întâlnește des în cadrul algoritmilor de reglare a funcționării pompelor axiale cu pale rotorice reglabile. Pe baza topogramei prezentată în figura 3.16, a fost obținută variația curbelor caracteristice ale respectivei pompe axiale (a se vedea figura 3.19), pentru modificarea unghiului de așezare a palelor rotorice, modificarea fiind produsă cu o diferență de unghi $\Delta\beta$ (pozitivă sau negativă) în raport cu valoarea nominală β_0 .

Se subliniază faptul că *puterea pompei crește cu creșterea debitului în cazul pompelor centrifuge*, după cum se poate observa și în figurile 3.17 și 3.18, respectiv *puterea pompei scade cu creșterea debitului în cazul unei pompe axiale*, după cum reiese din figura 3.19.

4. FUNCȚIONAREA TURBOPOMPELOR ÎN REȚEA

4.1. Punctul de funcționare energetică

În figura 4.1 este prezentată schema unei instalații hidraulice alimentată cu ajutorul unei turbopompe. La suprafața liberă a rezervorului de aspirație (intrarea în sistemul hidraulic), viteza lichidului este neglijabilă ($v_i \cong 0$), presiunea relativă este p_i iar cota este z_i . Pentru rezervorul de refulare (ieșirea din sistemul hidraulic) se cunosc: $v_e \cong 0$, p_e și z_e . Pompa este delimitată de punctele a (la aspirație) și r (la refulare).

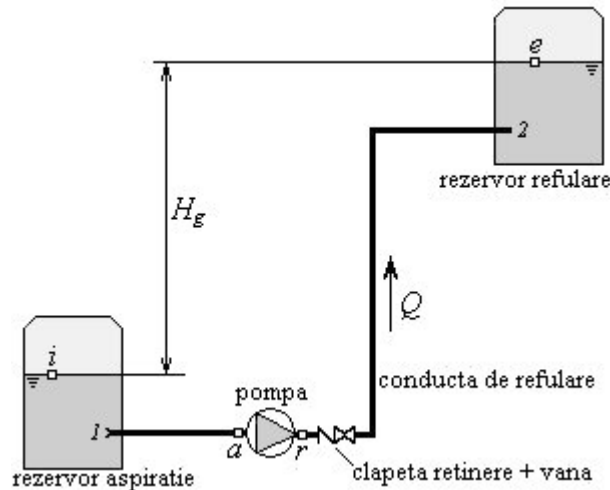


Fig. 4.1. — Instalație hidraulică alimentată de către o pompă

Instalația este compusă dintr-o conductă de aspirație (între punctele 1 și a), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{1a} , respectiv dintr-o conductă de refulare (între punctele r și 2), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{r2} . Imediat în aval de

pompă există o *clapetă de reținere*¹ și o *vană de separație*. Pierderile locale de sarcină aferente clapetei și vanei sunt incluse în pierderile de sarcină totale de pe conducta de refulare.

Înălțimea geodezică este definită prin relația:

$$H_g = z_e - z_i. \quad (4.1)$$

Înălțimea statică a instalației este definită ca diferență între înălțimile piezometrice corespunzătoare ieșirii, respectiv intrării în sistem:

$$H_{st} = H_{p_e} - H_{p_i} = \left(\frac{p_e}{\rho g} + z_e \right) - \left(\frac{p_i}{\rho g} + z_i \right) = \frac{p_e - p_i}{\rho g} + H_g. \quad (4.2)$$

În cazul particular în care *presiunile sunt egale* (de exemplu, când cele două rezervoare sunt *deschise la presiunea atmosferică*), înălțimea statică devine egală cu înălțimea geodezică:

$$p_i = p_e \quad \Rightarrow \quad H_{st} \equiv H_g. \quad (4.3)$$

Legea energiilor (2.33) între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic se scrie:

$$H_i + H = H_e + h_{r_{i-e}}, \quad (4.4)$$

unde H este *sarcina pompei* (a se vedea paragraful §2.1.3), iar $h_{r_{i-e}}$ sunt pierderile de sarcină totale din sistem. Explicitând sarcinile hidrodinamice (conform tabelului 1.7), legea energiilor (4.4) devine:

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i + H = \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho g} + z_e + h_{r_{i-e}}. \quad (4.5)$$

Ținând seama de faptul că vitezele din (4.5) sunt neglijabile și utilizând relația (4.2), legea energiilor între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic se scrie sub forma:

$$H = H_{st} + h_{r_{i-e}}. \quad (4.6)$$

Membrul drept al relației (4.6) reprezintă *sarcina instalației*, H_{inst} , aceasta fiind definită ca sumă între înălțimea statică și pierderile de sarcină totale din sistem, $h_{r_{i-e}}$, anume pierderile de sarcină de pe conducta de aspirație, $h_{r_{1-a}}$, respectiv cele de pe conducta de refulare, $h_{r_{r-2}}$. *Sarcina instalației se scrie în funcție de debit*, sub forma:

$$H_{inst} = H_{st} + h_{r_{i-e}} = H_{st} + (M_{1a} + M_{r2})Q^2, \quad (4.7)$$

¹ clapetă împotriva întoarcerii lichidului

sau
$$H_{inst} = H_{st} + M Q^2, \quad (4.8)$$

unde M este modulul echivalent de rezistență hidraulică al instalației: $M = M_{Ia} + M_{r2}$.

Caracteristica de sarcină a instalației (figura 4.2) este reprezentarea grafică a variației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, definită în (4.8). Această curbă corespunde energiei raportate la greutate, H_{inst} , care ar trebui să fie furnizată instalației, pentru ca prin aceasta să fie vehiculat debitul Q .

Pe de altă parte, *caracteristica de sarcină a unei pompe* corespunde energiei raportate la greutate, H , pe care o poate furniza pompa respectivă, atunci când vehiculează debitul Q . Caracteristica de sarcină a pompei² (figura 4.2), denumită și *caracteristica energetică a pompei*, este reprezentarea grafică a variației $H = H(Q)$.

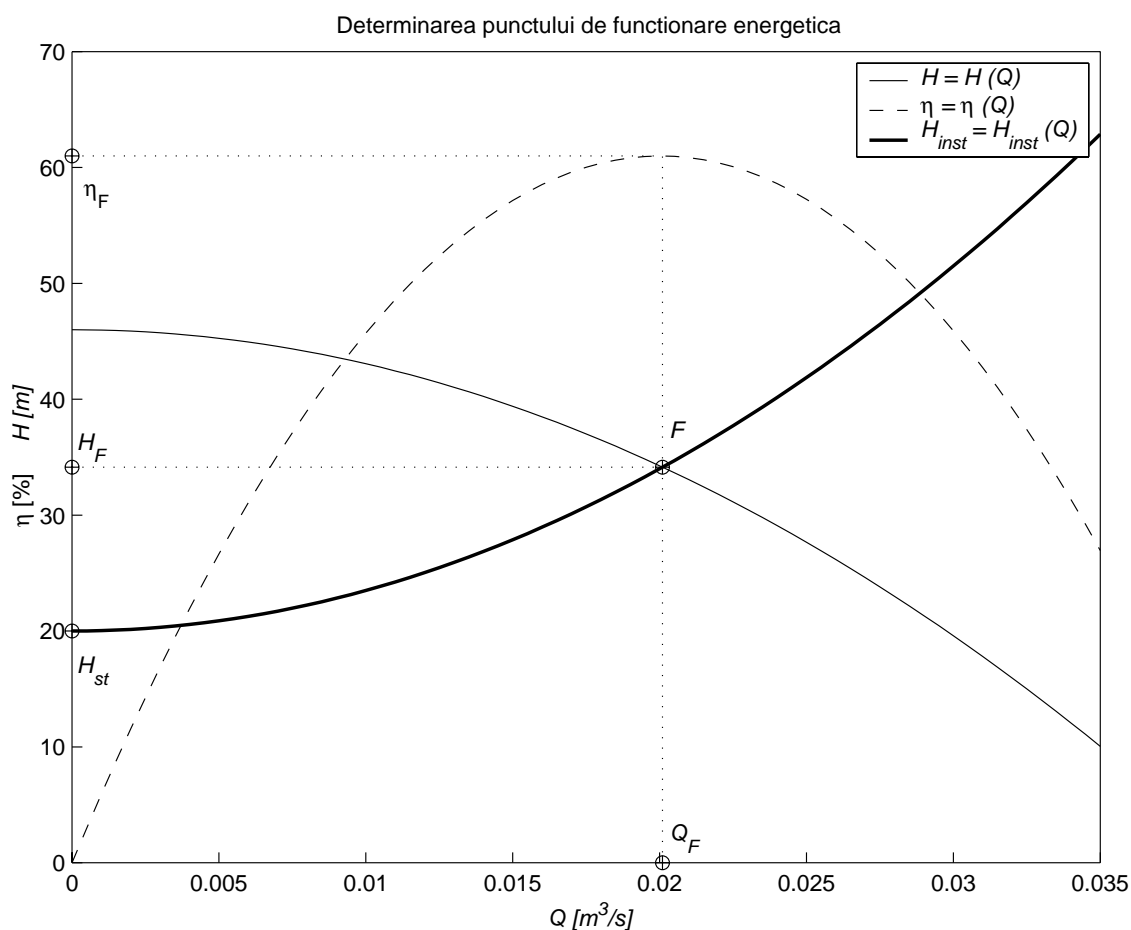


Fig. 4.2. — Punctul de funcționare energetică

² a se vedea paragraful §3.2.

În mod evident, funcționarea unei pompe într-o anumită instalație se realizează atunci când există un punct, în care pentru același debit Q , energia furnizată de pompă este egală cu energia necesară instalației pentru funcționare. Cu alte cuvinte, pompa cu caracteristica energetică $H = H(Q)$ funcționează în instalația cu caracteristica $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, în punctul de intersecție a celor două curbe reprezentate în planul (Q, H) . Acest punct este denumit *punct de funcționare energetică* și este notat F în figura 4.2. În acest punct de coordonate (Q_F, H_F) , debitul de lichid vehiculat de către pompă este egal cu debitul care tranzitează sistemul hidraulic, iar înălțimea de pompare este egală cu sarcina instalației.

Pentru debitul corespunzător punctului de funcționare, se citește pe *caracteristica de randament* $\eta = \eta(Q)$ valoarea randamentului η_F , apoi se poate calcula *puterea necesară* funcționării pompei în punctul F :

$$P_F = \rho g Q_F H_F / \eta_F . \quad (4.9)$$

4.2. Cuplarea turbopompelor

4.2.1. Cuplarea în serie a pompelor

În situația în care debitul necesar consumatorilor poate fi asigurat de către o pompă, însă înălțimea de pompare este insuficientă, se recurge la *cuplarea pompelor în serie*. În general, se preferă înlocuirea pompelor înseriate cu *pompe multietajate*. Există însă situații, în care conducta de refulare este foarte lungă și se utilizează cuplarea în serie a pompelor, amplasate la distanțe mari una de cealaltă, în scopul *repompării*³ (măririi presiunii de pe conducta de refulare).

În figura 4.3 este prezentată schema unei instalații hidraulice alimentată de *două pompe diferite, cuplate în serie*, caracteristicile de sarcină, respectiv de randament ale pompelor fiind: $H_1 = H_1(Q)$, $H_2 = H_2(Q)$, $\eta_1 = \eta_1(Q)$ și $\eta_2 = \eta_2(Q)$.

Instalația este compusă dintr-o conductă de aspirație (între punctele I și aI), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{I-aI} , un tronson de conductă între cele două

³ de exemplu, în scopul repompării produselor petroliere

pompe înseriate (între punctele $r1$ și $a2$), al cărei modul de rezistență M_{r1-a2} include și coeficientul de pierdere locală de sarcină în vana montată pe tronson, respectiv dintr-o conductă de refulare (între punctele $r2$ și 2), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{r2-2} (acesta incluzând și coeficienții de pierdere locală de sarcină în clapeta de reținere și vana din aval de punctul $r2$).

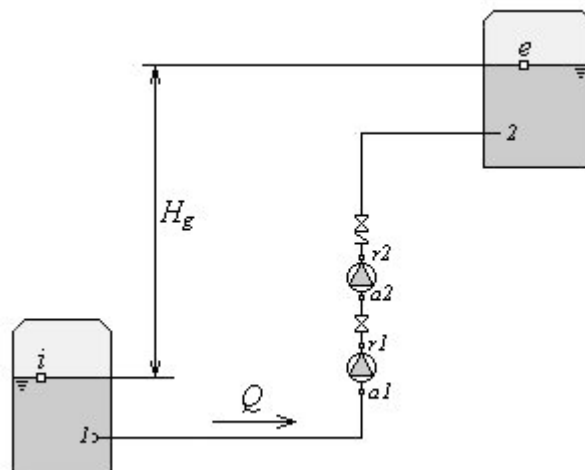


Fig. 4.3. — Instalație hidraulică alimentată de două pompe cuplate în serie

Legea energiilor între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic se scrie:

$$H_i + H_1 + H_2 = H_e + h_{r_{i-e}}, \quad (4.10)$$

unde H_1 și H_2 sunt sarcinile celor două pompe înseriate, iar $h_{r_{i-e}}$ sunt pierderile de sarcină totale din sistem. Explicitând sarcinile hidrodinamice H_i , respectiv H_e (cu vitezele v_i și v_e neglijabile) și utilizând relația (4.2), *legea energiilor între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic* se scrie sub forma:

$$H_1 + H_2 = H_{st} + h_{r_{i-e}}. \quad (4.11)$$

Membrul drept al relației (4.11) reprezintă *sarcina instalației*, care pentru notațiile din figura 4.3 se scrie:

$$H_{inst} = H_{st} + h_{r_{i-e}} = H_{st} + (M_{1-a1} + M_{r1-a2} + M_{r2-2})Q^2 = H_{st} + M Q^2, \quad (4.12)$$

unde $M = (M_{1-a1} + M_{r1-a2} + M_{r2-2})$.

Cu alte cuvinte, *pentru cuplarea în serie a pompelor rezultă*:

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad \text{și} \quad H_{inst} = H_1 + H_2, \quad (4.13)$$

unde H_{inst} reprezintă energia raportată la greutate, necesară instalației pentru ca prin aceasta să fie vehiculat debitul Q . Se urmărește obținerea unei curbe similare, care să reprezinte energia raportată la greutate pe care o poate furniza ansamblul celor două pompe cuplate în serie. Pentru aceasta, pornind de la caracteristicile de sarcină ale pompelor, la aceeași valoare a debitului, se adună valorile înălțimile de pompare pe care le realizează pompele. Se obține astfel curba:

$$H_{cs} = H_{cs}(Q) = H_1(Q) + H_2(Q), \quad (4.14)$$

care reprezintă *sarcina ansamblului de pompe înseriate*.

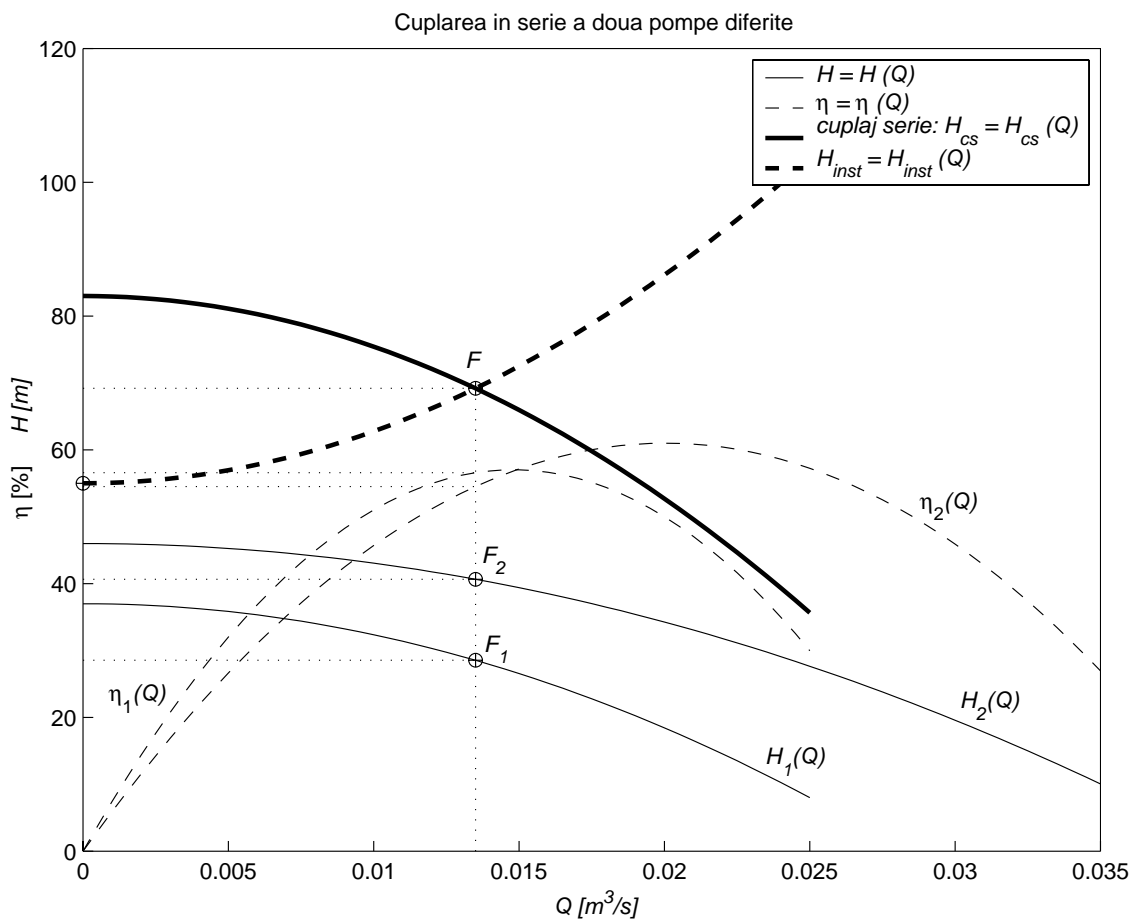


Fig. 4.4. — Cuplarea în serie a două pompe diferite

Punctul de funcționare energetică al ansamblului este notat F și se obține la intersecția dintre caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, definită prin (4.12) și caracteristica energetică a ansamblului de pompe înseriate $H_{cs} = H_{cs}(Q)$, definită prin (4.14). În

punctul F (figura 4.4), debitul pompat are valoarea Q_F , iar înălțimea de pompare asigurată de cuplarea în serie a pompelor are valoarea $H_F = H_{cs}(Q_F)$. Debitul Q_F tranzitează fiecare pompă, deci la intersecția dintre caracteristica de sarcină a fiecărei pompe $H_j = H_j(Q)$, cu $j \in \{1; 2\}$ și verticala $Q = Q_F$, se obțin punctele de funcționare ale pompelor montate în serie, anume punctul F_1 pentru prima pompă și punctul F_2 pentru cea de-a doua pompă (figura 4.4). Înălțimile de pompare asigurate de fiecare dintre cele două pompe au valorile: $H_{F_1} = H_1(Q_F)$, respectiv $H_{F_2} = H_2(Q_F)$.

Pe caracteristicile de randament ale pompelor, se citesc valorile randamentului corespunzător funcționării fiecărei pompe, anume: $\eta_{F_1} = \eta_1(Q_F)$ și $\eta_{F_2} = \eta_2(Q_F)$.

Puterile consumate de fiecare pompă se calculează apoi cu relația:

$$P_{F_j} = \rho g Q_F H_{F_j} / \eta_{F_j}, \text{ unde } j \in \{1; 2\}. \quad (4.15)$$

Randamentul global al ansamblului de pompe înseriate se determină cu relația:

$$\eta_F = \frac{\eta_{F_1} \eta_{F_2} H_F}{\eta_{F_1} H_{F_2} + \eta_{F_2} H_{F_1}}. \quad (4.16)$$

În cazul pompelor multietajate, caracteristica energetică a pompei cu m etaje se obține grafic prin multiplicarea de m ori pe verticală (la același debit) a înălțimii de pompare corespunzătoare caracteristicii de sarcină a unui etaj.

Se subliniază faptul că în cazul în care înălțimea statică H_{st} are valori relativ mici, pot apărea puncte de intersecție între caracteristicile de sarcină ale pompelor și caracteristica instalației. Aceste puncte de intersecție nu au relevanță în acest caz, ele reprezentând perechi de valori care s-ar realiza în cazul funcționării individuale a fiecărei pompe separat în instalație și, nicidecum puncte de funcționare ale pompelor cuplate în serie.

4.2.2. Cuplarea în paralel a pompelor

În situația în care debitul necesar consumatorilor nu poate fi asigurat de către o singură pompă, se recurge la cuplarea pompelor în paralel.

În figura 4.5 este prezentată schema unei instalații hidraulice alimentată de *două pompe diferite, cuplate în paralel*, caracteristicile de sarcină, respectiv de randament ale pompelor fiind: $H_1 = H_1(Q_1)$, $H_2 = H_2(Q_2)$, $\eta_1 = \eta_1(Q_1)$ și $\eta_2 = \eta_2(Q_2)$.

Sistemul hidraulic este compus dintr-o *conductă magistrală de aspirație* (între punctele 1 și 2), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{12} , respectiv o *conductă magistrală de refulare* (între punctele 3 și 4), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_{34} . Între nodurile 2 și 3 sunt *montate în paralel două pompe, cu caracteristici diferite*. Fiecare pompă are o conductă scurtă de aspirație (între punctele 2 și aj), de modul de rezistență M_{2-aj} , respectiv o conductă scurtă de refulare (între punctele rj și 3), de modul de rezistență M_{rj-3} , unde $j \in \{1; 2\}$. Imediat după refularea fiecărei pompe, este prevăzută câte o clapetă de reținere și o vană, ai căror coeficienți de pierdere locală de sarcină sunt incluși în expresia lui M_{rj-3} .

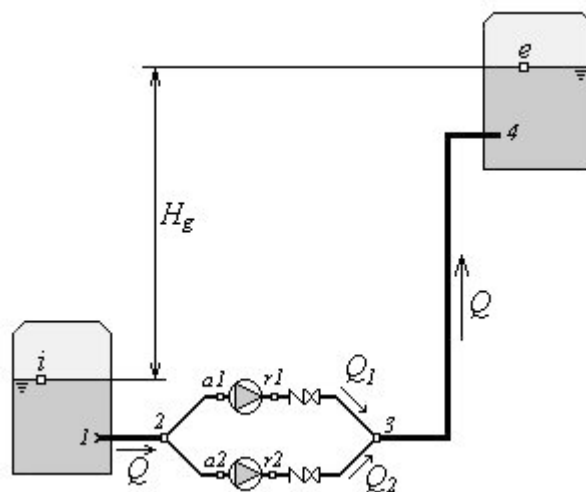


Fig. 4.5. — Instalație hidraulică alimentată de două pompe cuplate în paralel

În cazul unui sistem hidraulic care include pompe cuplate în paralel, *legea energiilor între intrarea (i) și ieșirea (e) din sistem se poate scrie pe oricare dintre traseele care leagă cele două puncte*. Pentru configurația geometrică din figura 4.5, legea energiilor se poate scrie pe ambele trasee $i-1-2-aj-rj-3-4-e$, cu $j \in \{1; 2\}$, rezultând:

$$H_i + H_1(Q_1) = H_e + h_{r_{i-e}}, \quad (4.17)$$

$$H_i + H_2(Q_2) = H_e + h_{r_{i-e}}. \quad (4.18)$$

Explicitând sarcinile hidrodinamice H_i , respectiv H_e (cu vitezele v_i și v_e neglijabile) și utilizând relația (4.2), relațiile (4.17) și (4.18) devin:

$$H_1(Q_1) = H_{st} + h_{r1-2} + h_{r2-a1} + h_{rr1-3} + h_{r3-4}, \quad (4.19)$$

$$H_2(Q_2) = H_{st} + h_{r1-2} + h_{r2-a2} + h_{rr2-3} + h_{r3-4}. \quad (4.20)$$

Pierderile de sarcină hidraulică de pe traseul dintre nodurile 1 și 2, respectiv dintre 3 și 4 depind de debitul total Q și se pot scrie: $(h_{r1-2} + h_{r3-4}) = (M_{12} + M_{34})Q^2 = M Q^2$, unde M este modulul echivalent de rezistență hidraulică al instalației prin care este vehiculat debitul total Q .

Pierderile de sarcină de pe traseul dintre nodurile 2-aj și rj-3 depind de debitul Q_j , cu $j \in \{1; 2\}$ și pot fi scrise: $(h_{r2-aj} + h_{rrj-3}) = (M_{2-aj} + M_{rj-3})Q_j^2 = M_{Pj} Q_j^2$, unde M_{Pj} este modulul echivalent de rezistență hidraulică al tronsoanelor cuprinse între nodurile 2 și 3, între care este montată pompa P_j și prin care este vehiculat debitul Q_j , cu $j \in \{1; 2\}$. Aceste pierderi de sarcină vor fi mutate în membrul stâng al legii energiilor (4.19), respectiv (4.20). Adăugând și ecuația continuității, se obține următorul sistem:

$$\begin{aligned} H_1(Q_1) - M_{P1} Q_1^2 &= H_{st} + M Q^2, \\ H_2(Q_2) - M_{P2} Q_2^2 &= H_{st} + M Q^2, \\ Q &= Q_1 + Q_2. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Membrul drept al primelor două ecuații din sistem reprezintă *sarcina instalației*:

$$H_{inst} = H_{st} + M (Q_1 + Q_2)^2 = H_{st} + M Q^2. \quad (4.22)$$

Caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ este reprezentată grafic în figura 4.6.

Cu alte cuvinte, *pentru cuplarea în paralel a pompelor se poate scrie*:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad \text{și} \quad H_{inst} = H_1(Q_1) - M_{P1} Q_1^2 = H_2(Q_2) - M_{P2} Q_2^2, \quad (4.23)$$

unde H_{inst} reprezintă energia raportată la greutate, pe care trebuie să o primească fluidul între punctele 2 și 3, pentru ca între punctele i și e să circule debitul Q . Se urmărește obținerea unei curbe similare, care să reprezinte energia raportată la greutate pe care o poate introduce în instalație ansamblul pompelor cuplate în paralel. Pentru aceasta, pornind de la caracteristicile de sarcină ale pompelor, mai întâi sunt construite curbe de forma:

$$H_{red\ j}(Q_j) = H_j(Q_j) - M_{Pj} Q_j^2, \text{ cu } j \in \{1; 2\}, \quad (4.24)$$

unde $H_{red\ j}(Q_j)$ reprezintă sarcina redusă a pompei.

Reprezentarea grafică a relației (4.24) reprezintă caracteristica energetică redusă a unei pompe montate în paralel, sau (într-o terminologie simplificată) caracteristica redusă a pompei (figura 4.6). Apoi, prin însumarea grafică în paralel a caracteristicilor reduse ale celor două pompe, $H_{red\ 1}(Q_1)$ și $H_{red\ 2}(Q_2)$, adică prin însumarea debitelor Q_1 și Q_2 la aceeași înălțime de pompare redusă pentru fiecare pompă, se obține caracteristica energetică a ansamblului de pompe cuplate în paralel: $H_{cp} = H_{cp}(Q)$, trasată de asemenea în figura 4.6.

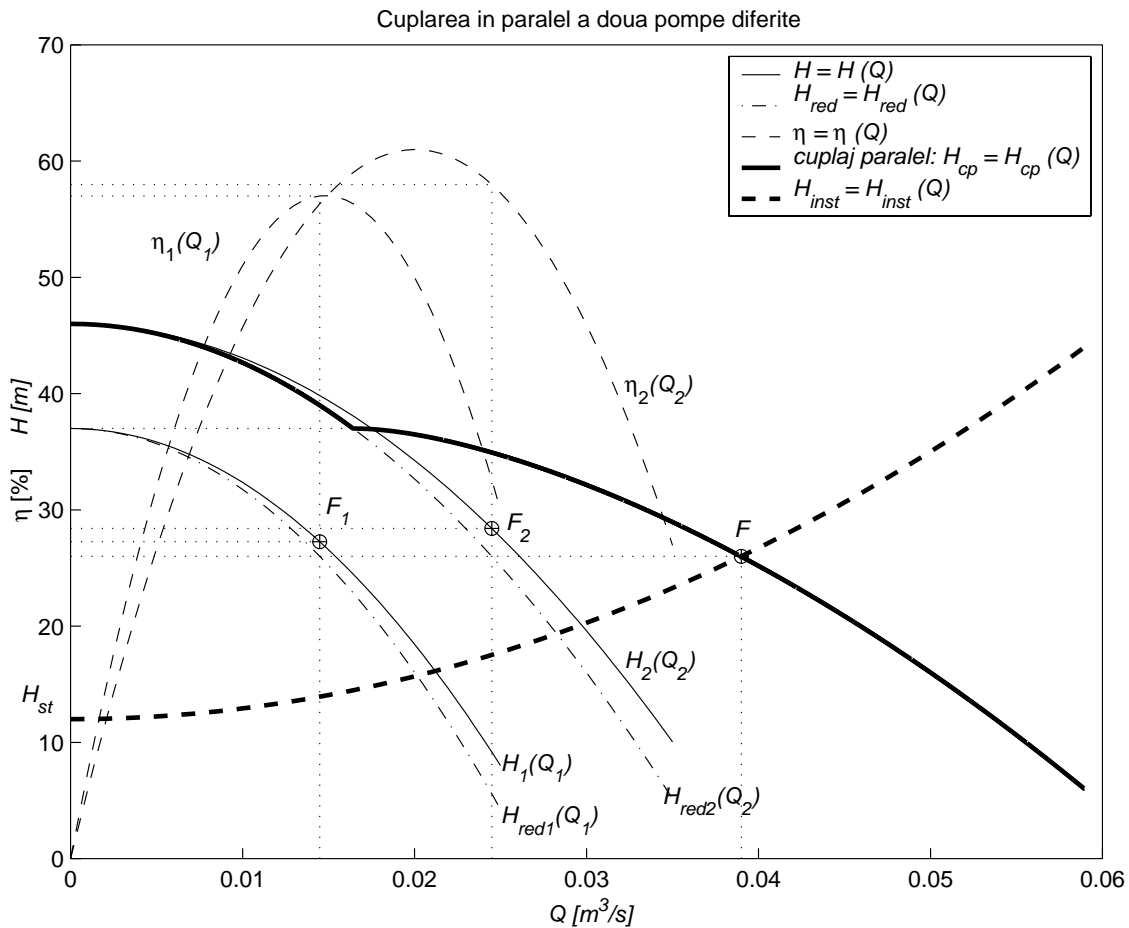


Fig. 4.6. — Cuplarea în paralel a două pompe diferite

Pentru sarcini superioare valorii maxime corespunzătoare caracteristicii reduse a primei pompe, $H_{red1}(Q_1)$, caracteristica ansamblului, $H_{cp} = H_{cp}(Q)$, coincide cu caracteristica $H_{red2}(Q_2)$ a celei de-a doua pompe, deoarece pompele au clapete de reținere, montate după flanșa de refulare, acestea împiedicând recircularea lichidului.

Punctul de funcționare energetică a ansamblului în instalația dată este notat F și se obține la intersecția dintre *caracteristica instalației* $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, definită prin (4.22) și *caracteristica energetică a ansamblului de pompe cuplate în paralel*: $H_{cp} = H_{cp}(Q)$.

În punctul F (figura 4.6), *debitul pompat* are valoarea Q_F , iar *înălțimea de pompare asigurată de cuplarea în paralel a pompelor* are valoarea $H_F = H_{cp}(Q_F)$. La intersecția dintre orizontala $H = H_F$ cu caracteristica energetică redusă a fiecărei pompe $H_{redj}(Q_j)$, se obțin valorile debitului vehiculat prin fiecare pompă: Q_{F_1} și Q_{F_2} . *Ecuatia continuității* poate fi verificată prin însumarea valorilor obținute, rezultând: $Q_F = Q_{F_1} + Q_{F_2}$. *Punctele de funcționare ale pompelor cuplate în paralel*, anume punctul F_1 pentru prima pompă și punctul F_2 pentru cea de-a doua pompă (figura 4.6) se situează pe caracteristica de sarcină $H_j(Q_j)$ a fiecărei pompe, la intersecția fiecărei caracteristici cu verticala $Q = Q_{F_j}$. *Înălțimile de pompare asigurate de fiecare dintre cele două pompe* au valorile: $H_{F_1} = H_1(Q_{F_1})$, respectiv $H_{F_2} = H_2(Q_{F_2})$, aceste valori fiind mai mari decât valoarea $H_F = H_{cp}(Q_F)$.

Pe caracteristicile de randament ale pompelor, se citesc valorile *randamentului corespunzător funcționării fiecărei pompe*, anume: $\eta_{F_1} = \eta_1(Q_{F_1})$ și $\eta_{F_2} = \eta_2(Q_{F_2})$.

Puterile consumate de fiecare pompă se calculează apoi cu relația:

$$P_{F_j} = \rho g Q_{F_j} H_{F_j} / \eta_{F_j}, \text{ unde } j \in \{1; 2\}. \quad (4.25)$$

Se subliniază faptul că apar puncte de intersecție între caracteristicile de sarcină ale pompelor și caracteristica instalației. Aceste puncte nu au nici o semnificație fizică în acest caz. Punctele de intersecție dintre caracteristicile reduse ale pompelor și caracteristica instalației nu au nici ele relevanță. Aceste puncte ar reprezenta perechi de

valori (Q_j, H_j) , care s-ar realiza la funcționarea individuală a fiecărei pompe în instalația dată.

În cazurile practice, de multe ori, valorile modulelor de rezistență hidraulică ale tronsoanelor⁴ pe care sunt montate pompele sunt mult mai mici decât valorile modulelor de rezistență ale instalației⁵ prin care este vehiculat debitul total Q . Din acest motiv, în aceste cazuri, se poate neglija existența caracteristicilor reduse ale pompelor, iar însumarea grafică în paralel se poate aplica direct caracteristicilor de sarcină $H_j = H_j(Q_j)$ ale pompelor, adică se pot însuma debitele Q_1 și Q_2 la aceeași înălțime de pompare. În această situație rezultă $Q_F = Q_{F_1} + Q_{F_2}$, însă valorile sarcinilor sunt egale în punctele de funcționare, anume $H_F = H_{cp}(Q_F)$, $H_{F_1} = H_1(Q_{F_1}) = H_F$, respectiv $H_{F_2} = H_2(Q_{F_2}) = H_F$.

4.3. Punctul de funcționare cavitațională

Comportarea la cavitație a turbopompelor într-un sistem hidraulic este evaluată cu ajutorul sarcinii pozitive nete la aspirație (denumite și înălțime pozitivă netă la aspirație), al cărei simbol este: $NPSH$, iar unitatea de măsură este metrul (a se vedea tabelul 1.7).

Sarcina pozitivă netă la aspirație a instalației⁶ $NPSH_{inst}$ reprezintă diferența dintre energia absolută în secțiunea de aspirație, raportată la greutate și energia potențială calculată cu presiunea de vaporizare din acea secțiune, raportată la greutate.

Utilizând notațiile din figura 4.1, legea energiilor între secțiunea de intrare (i) și aspirația pompei (a) se poate scrie:

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a + h_{r_{i-a}}, \quad (4.26)$$

unde $h_{r_{i-a}}$ sunt pierderile de sarcină hidraulică pe conducta de aspirație. Valoarea energiei absolute raportată la greutate în secțiunea de aspirație este deci:

⁴ notate M_{P_j} , cu $j \in \{1, 2\}$, pentru exemplul ales în figura 4.5

⁵ de exemplu, mai mici decât M echivalent al conductelor magistrale

⁶ $NPSH$ -ul instalației se mai numește $NPSH$ disponibil

$$\frac{v_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a = \frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i - h_{r_{i-a}}, \quad (4.27)$$

unde presiunile sunt exprimate în scară absolută. Energia potențială calculată cu presiunea de vaporizare din secțiunea de aspirație, raportată la greutate este $\left(\frac{p_v}{\rho g} + z_a\right)$, unde p_v este presiunea de vaporizare a lichidului⁷. Rezultă că $NPSH_{inst}$ depinde de caracteristicile constructive ale traseului de aspirație al instalației, fiind definit prin relația:

$$NPSH_{inst} = \frac{p_{abs_i} - p_v}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} - H_{ga} - h_{r_{i-a}}, \quad (4.28)$$

unde viteza $v_i \cong 0$ când intrarea în sistem este într-un rezervor, iar $H_{ga} = (z_a - z_i)$ este înălțimea geodezică de aspirație. Pentru configurația din figura 4.1, cota axei flanșei de aspirație z_a este inferioară cotei suprafeței libere z_i , deci înălțimea geodezică de aspirație este negativă, $H_{ga} < 0$, pompa având *contrapresiune la aspirație*.

*Sarcina pozitivă netă la aspirație a pompei*⁸ $NPSH$ reprezintă valoarea minimă a energiei pozitive nete la aspirație, raportată la greutate, necesară pentru ca pompa să funcționeze normal (să nu intre în cavitație). Pentru funcționarea fără cavitație, este necesar să fie îndeplinită condiția:

$$NPSH < NPSH_{inst}. \quad (4.29)$$

Reprezentarea grafică a dependenței $NPSH_{inst}(Q)$ se numește *curbă cavitațională a instalației*, iar reprezentarea grafică a dependenței $NPSH(Q)$ se numește *curbă cavitațională a pompei* (figura 4.7). Punctul de intersecție dintre cele două curbe cavitaționale se numește *punct de funcționare cavitațională*, notat C în figura 4.7.

În zona situată la stânga punctului C , funcționarea pompei poate fi realizată fără cavitație, curba cavitațională a instalației fiind deasupra curbei cavitaționale a pompei, condiția (4.29) fiind astfel îndeplinită. În zona situată la dreapta punctului C , curba $NPSH_{inst}(Q)$ este sub curba $NPSH(Q)$, ceea ce corespunde funcționării cu cavitație (zona colorată în gri în figura 4.7).

⁷ a se vedea tabelul 1.3

⁸ $NPSH$ -ul pompei se mai numește $NPSH_{necesar}$

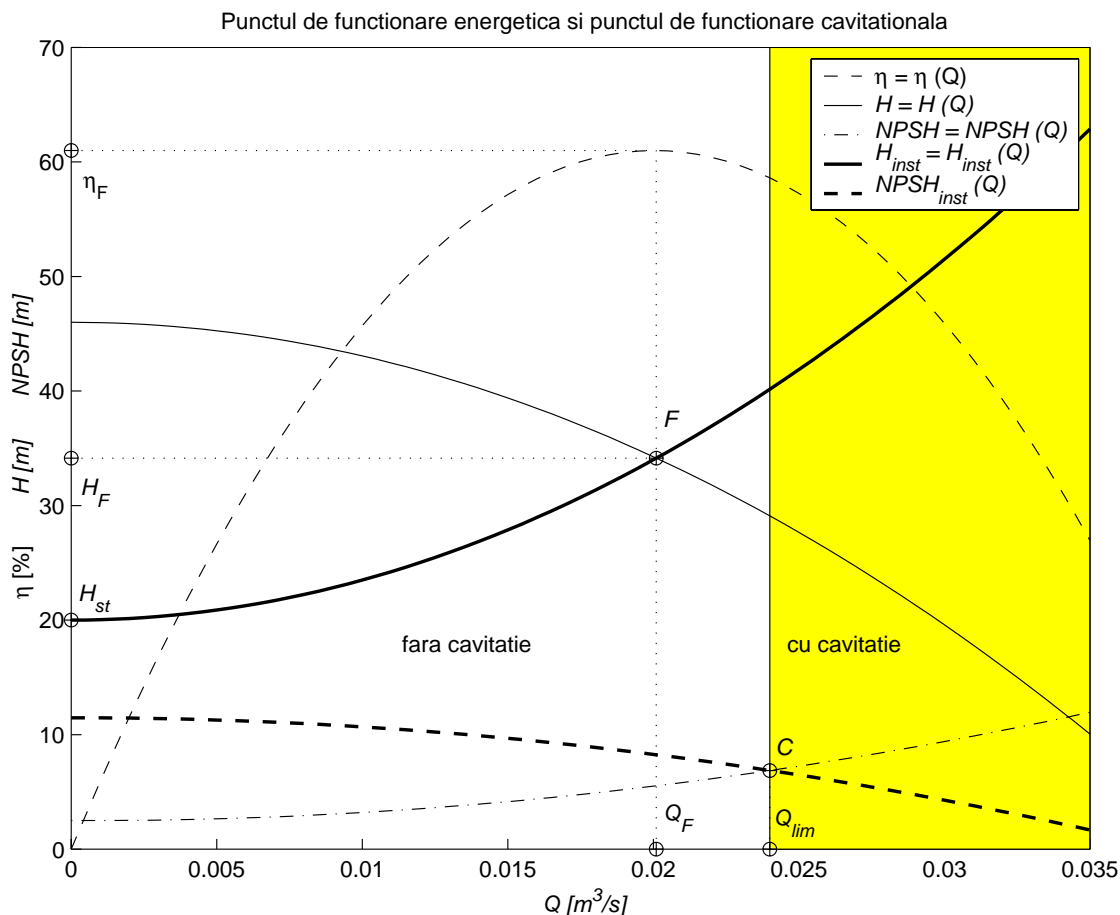


Fig. 4.7. — Poziționarea punctului de funcționare energetică F față de punctul de funcționare cavitațională C , astfel încât pompa să funcționeze fără cavitație

Pentru ca pompa să funcționeze fără cavitație, este necesar ca punctul de funcționare energetică F să fie situat la stânga punctului de funcționare cavitațională C . Această condiție semnifică faptul că debitul Q_F trebuie să fie mai mic decât debitul limită Q_{lim} aferent punctului C , adică:

$$Q_F < Q_{lim} \quad (4.30)$$

În situația în care se obține egalitatea valorilor acestor debite, $Q_F = Q_{lim}$, pompa funcționează la limita apariției cavitației (incipiență cavitațională). Dacă în urma calculului rezultă $Q_F > Q_{lim}$, situație corespunzătoare funcționării cu cavitație, atunci se recomandă modificarea parametrilor de proiectare aferenți sistemului hidraulic, în sensul măririi valorilor $NPSH_{inst}$ (4.28), adică: mărirea presiunii la intrarea în sistem, alegerea unei soluții de montare a pompei cu înălțime geodezică de aspirație mai mică, reducerea pierderilor de sarcină hidraulică pe conducta de aspirație. Dacă aceste

modificări nu sunt suficiente pentru îndeplinirea condiției (4.30), atunci se recomandă alegerea altei pompe, cu o caracteristică cavitațională care să permită funcționarea în condiții normale în sistemul considerat.

Pentru analizarea $NPSH_{inst}$ definit în relația (4.28), în figura 4.8 este prezentată o configurație corespunzătoare unei *situații defavorabile din punct de vedere cavitațional*.

Pentru a înțelege semnificația noțiunii de $NPSH$, se consideră următoarea situație aflată la *limita admisibilă de funcționare fără cavitație*: presiunea absolută la intrare este egală cu presiunea atmosferică, $p_{abs_i} = p_{at}$, presiunea de vaporizare se consideră nulă, $p_v \cong 0$, iar pierderile de sarcină pe conducta de aspirație sunt neglijabile, $h_{r_{i-a}} \cong 0$. Cu

aceste considerente, relația (4.28) se reduce la forma: $NPSH_{inst} = \left(\frac{p_{at}}{\rho g} - H_{ga} \right)$.

Presupunând că $NPSH$ -ul necesar⁹ este nul, $NPSH = 0$, pentru *limita admisibilă de funcționare fără cavitație*, condiția (4.29) devine:

$$0 < \frac{p_{at}}{\rho g} - H_{ga} \quad (4.31)$$

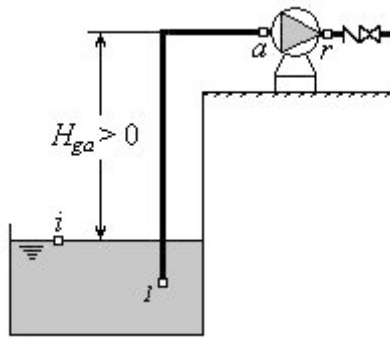


Fig. 4.8. — Aspirație dintr-un rezervor deschis la presiunea atmosferică, cu $H_{ga} > 0$

Considerând $p_{at}/\rho g \cong 10$ m, condiția (4.31) arată că *există o limitare a poziționării pompei*, anume: $H_{ga} < 10$ m. Pentru valori mai mari ale înălțimii geodezice de aspirație, adică pentru $H_{ga} \geq 10$ m, vaporizarea lichidului și degajarea gazelor dizolvate duc la *imposibilitatea amorsării pompei*.

⁹ $NPSH$ -ul pompei

Deoarece *presiunea de vaporizare crește cu temperatura*, favorizând diminuarea valorii $NPSH_{inst}$, pompele care vehiculează lichide calde, de exemplu, *pompele de condens* sunt în mod uzual montate la o cotă inferioară radierului bazinului de condens, obținându-se astfel o creștere a $NPSH_{inst}$ prin $H_{ga} < 0$ (contrapresiune la aspirație).

Trebuie subliniat că, din punct de vedere energetic, funcționarea unei anumite pompe într-o instalație nu este influențată de poziția pompei în instalație (mai aproape de secțiunea de intrare, sau mai aproape de secțiunea de ieșire). Necesitatea evitării apariției cavitației impune singurele limitări de poziționare a unei pompe într-o anumită instalație (această limitare nu există, spre exemplu, la ventilatoare).

4.4. Factori care influențează punctul de funcționare energetică

Privind în ansamblu informațiile prezentate în acest capitol, se observă că în afară de caracteristica energetică a pompei, un rol esențial în stabilirea punctului de funcționare îl are *caracteristica instalației*. În consecință, prezentul paragraf trebuie citit în strânsă legătură cu paragraful §3.3, care se referă la factorii care influențează curbele caracteristice. Într-adevăr, toți factorii prezentați anterior, care influențează curbele caracteristice ale pompelor, influențează corespunzător și punctul de funcționare energetică al acestora, în diferite tipuri de instalații. În cele ce urmează, nu se revine asupra acestor factori, ci se prezintă **numai factorii care influențează punctul de funcționare energetică F din perspectiva caracteristicii instalației** (sau a sistemului hidraulic în care este montată pompa).

Caracteristica instalației a fost definită în (4.8), sub forma:

$$H_{inst} = H_{st} + M Q^2, \quad (4.32)$$

unde modulul de rezistență hidraulică M are formule de calcul diferite, în funcție de tipul instalației în care se efectuează calculul (pompa singulară montată în sistem, pompe cuplate în serie, sau pompe cuplate în paralel), iar debitul Q reprezintă debitul vehiculat prin instalație. În planul (Q, H) , caracteristica instalației este o *parabolă*, crescătoare la valori pozitive ale debitului, centrată față de axa înălțimilor de pompare.

Caracteristica instalației este deci influențată de doi factori și anume: *modulul de rezistență* M al sistemului și *înălțimea statică* H_{st} corespunzătoare sistemului. Se reamintește că înălțimea statică¹⁰ a instalației este definită prin relația (4.2). Înălțimea statică este egală cu înălțimea geodezică ($H_{st} = H_g$), atunci când presiunile la intrare și ieșire sunt egale ($p_i = p_e$).

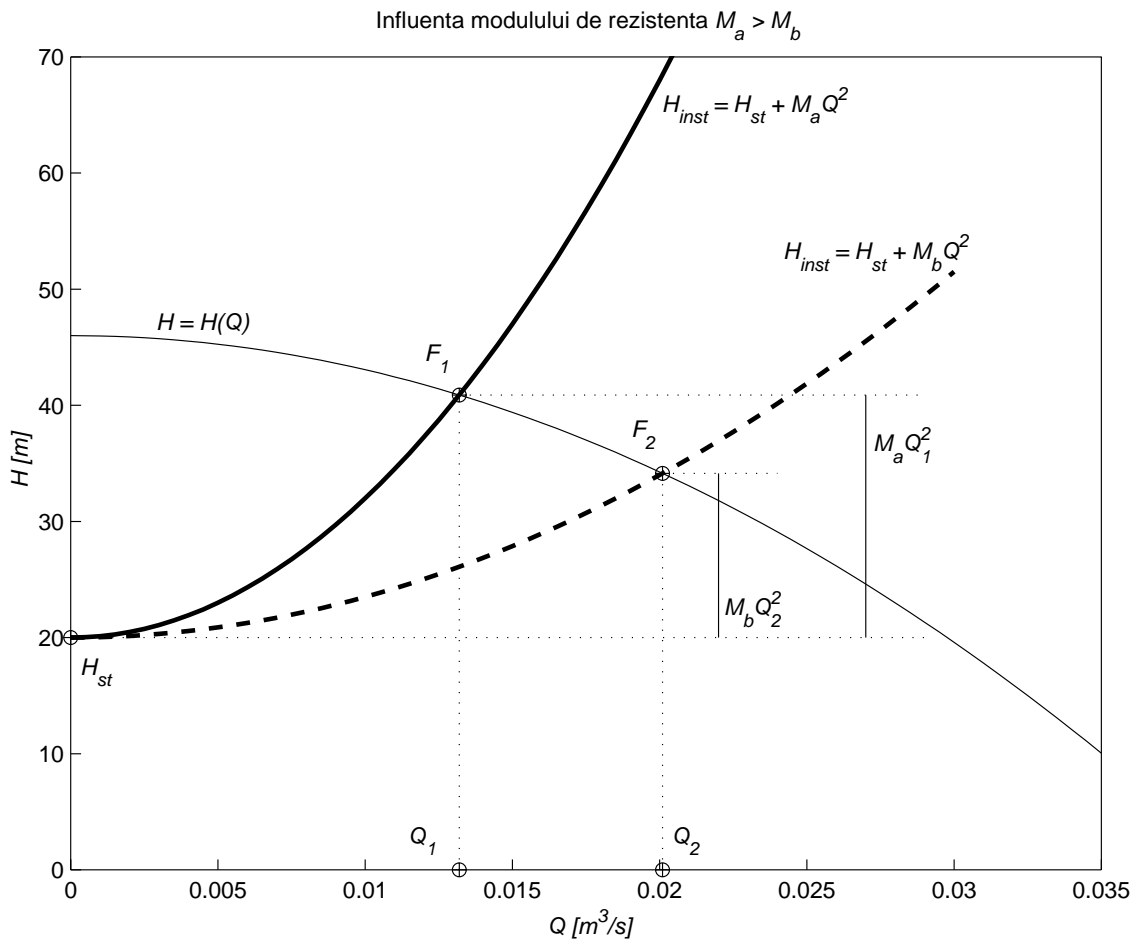


Fig.4.9. — Influența modulului de rezistență hidraulică asupra punctului de funcționare energetică

⇒ În figura 4.9 este prezentată **influența modulului de rezistență hidraulică** asupra curbei caracteristice a instalației și implicit, asupra punctului de funcționare energetic al unei turbopompe introduse în sistem. După cum se poate observa, atunci când modulul

¹⁰ a se vedea tabelul 1.7

de rezistență crește (spre exemplu datorită închiderii mai mult a vanelor de la consumatori), debitul prin instalație scade, iar valoarea înălțimii de pompare crește.

⇒ În figura 4.10 este prezentată **influența înălțimii statice** asupra curbei caracteristice a instalației și implicit, asupra punctului de funcționare energetic al pompei în instalația considerată. După cum se poate observa, atunci când înălțimea statică crește, debitul prin instalație scade, iar înălțimea de pompare crește.

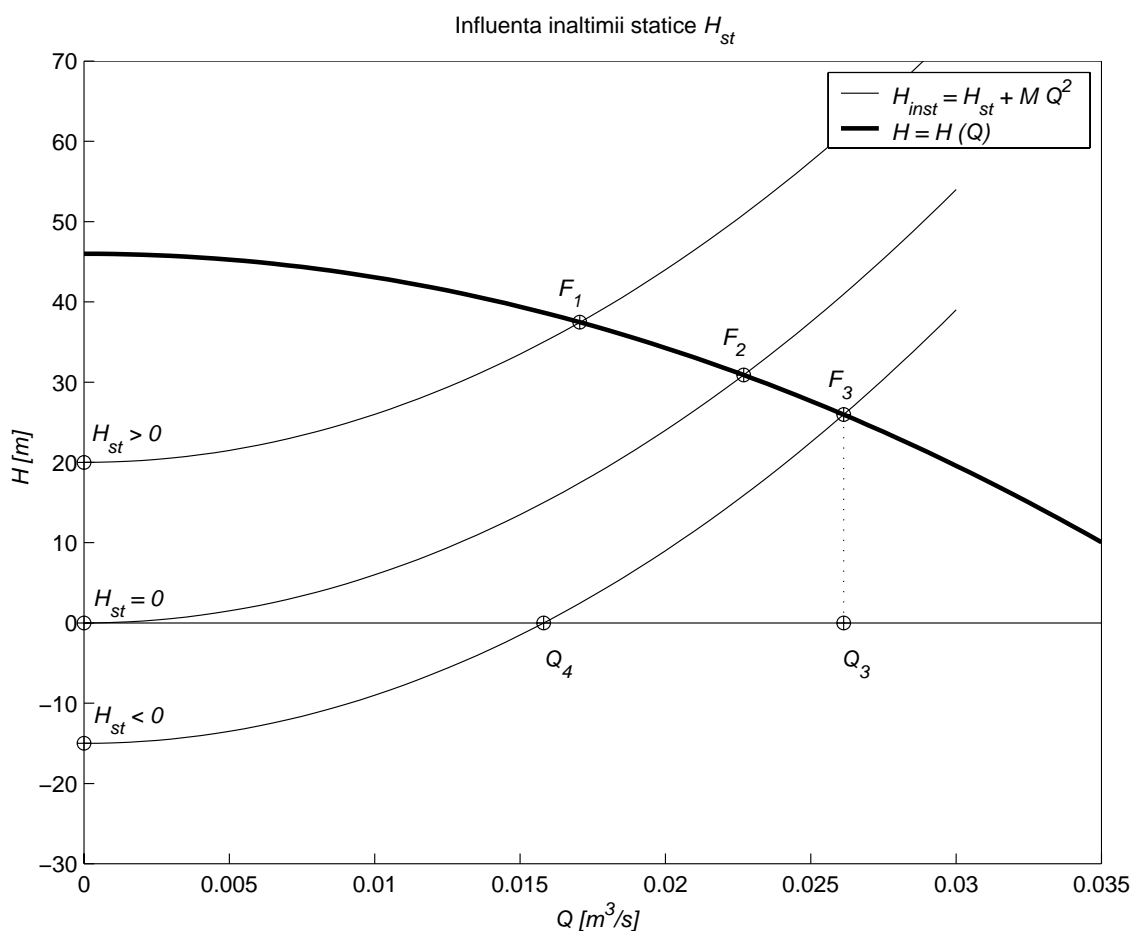


Fig.4.10. — Influența înălțimii statice H_{st} asupra punctului de funcționare energetică

Din punctul de vedere al înălțimii statice există *trei cazuri posibile*:

➤ *Înălțimea statică pozitivă*, $H_{st} > 0$, care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este mai mic decât nivelul piezometric la ieșire, $H_{p_i} < H_{p_e}$ (adică o instalație în care, fără existența pompei, fluidul ar circula de la ieșire către intrare). În figura 4.11.a este prezentată o schemă cu rezervoare deschise la presiunea

atmosferică, în care $H_{st} = H_g > 0$. În exemplul ales, înălțimea geodezică de aspirație este negativă ($H_{ga} < 0$);

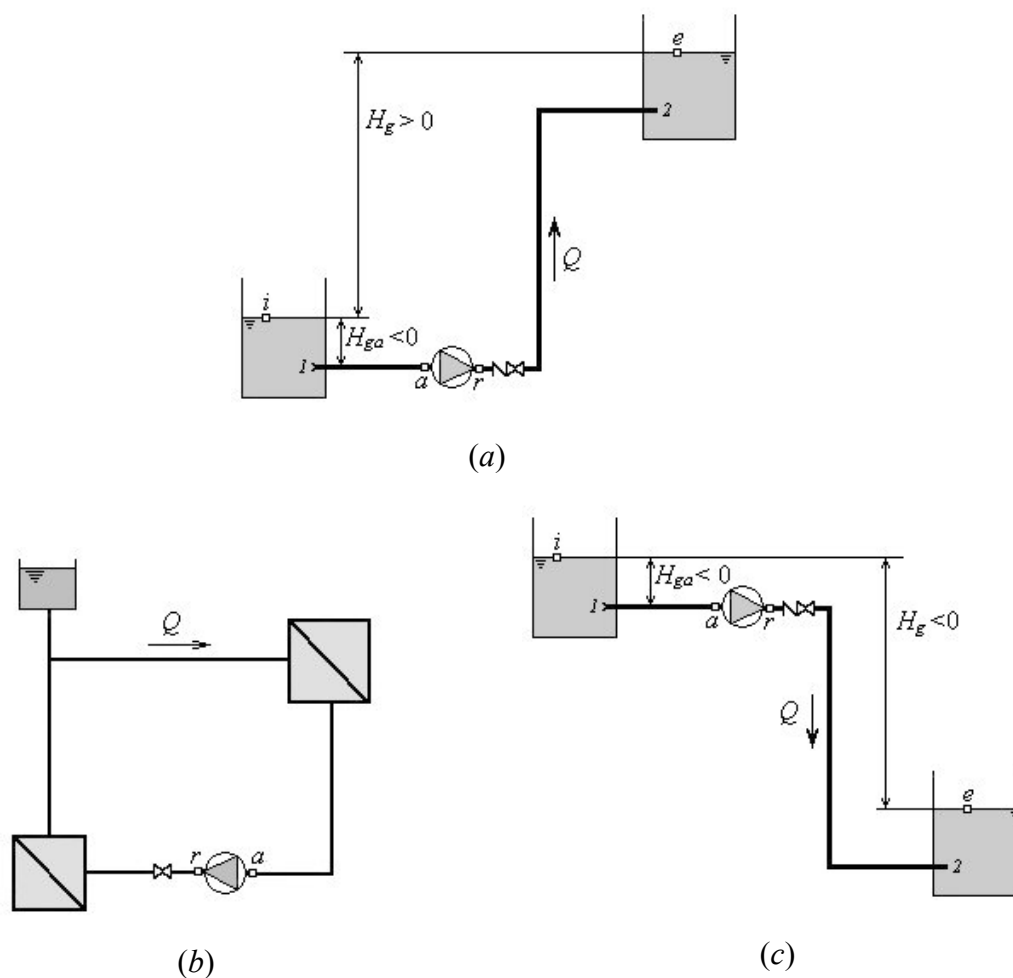


Fig.4.11. — Scheme de instalații cu înălțime statică H_{st} pozitivă (a); nulă (b), respectiv negativă (c)

- Înălțimea statică nulă, $H_{st} = 0$ (figura 4.11.b), care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este egal cu nivelul piezometric la ieșire, $H_{p_i} = H_{p_e}$ (adică o instalație în circuit închis, în care fără existența pompei, fluidul nu ar circula);
- Înălțimea statică negativă, $H_{st} < 0$, care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este mai mare decât nivelul piezometric la ieșire $H_{p_i} > H_{p_e}$. În figura 4.11.c este prezentată o schemă cu rezervoare deschise la presiunea atmosferică,

în care $H_{st} = H_g < 0$. Pentru acest tip de instalație, fără existența pompei, fluidul ar circula de la intrare către ieșire, cu un debit Q_4 mai mic decât debitul Q_3 , realizat în cazul existenței pompei. În exemplul ales în figura 4.11.c, înălțimea geodezică de aspirație este negativă ($H_{ga} < 0$).

Trebuie să menționăm aici **existența unor alte forme ale caracteristicii instalației**.

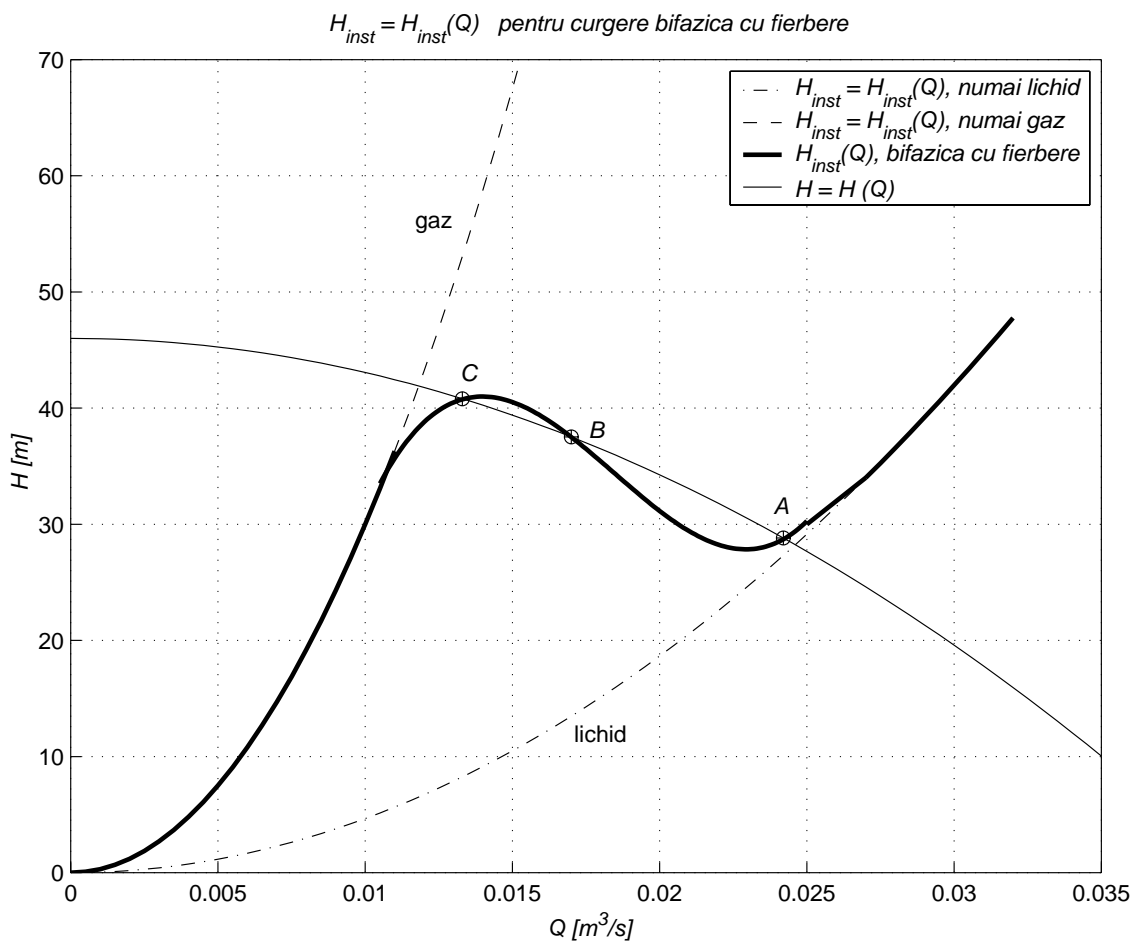


Fig.4.12. — Forma curbei caracteristice a instalației în cazul curgerii bifazice cu fierberea fluidului transportat [Ishii, 1971]

În anumite condiții (de regulă atunci când curgerea are loc în *circuit închis*, fără consumatori activi, dar cu un *schimb important de căldură*, care duce la **fierberea lichidului în anumite zone ale instalației**, ca în cazul sistemelor de generare a aburului din centralele nucleare de tip BWR¹¹), *caracteristica instalației poate avea tangentă*

¹¹ în limba engleză, *Boiling Water Reactor*, abreviat BWR

negativă (a se vedea figura 4.12), ceea ce poate duce la o *comportare instabilă a sistemului*.

Criteriul de stabilitate este dat de tangentele la cele două curbe (caracteristica instalației și caracteristica de sarcină a pompei), în punctele de intersecție. Atât timp cât prima derivată a caracteristicii de sarcină a pompei este mai mare decât prima derivată a caracteristicii instalației, *curgerea este stabilă*. Astfel, în figura 4.12, punctele A și C sunt *stabile*, iar punctul B este *instabil*, orice mică perturbație mutând punctul de funcționare din B, în punctul C, sau în punctul A.

5. REGLAREA FUNCȚIONĂRII TURBOPOMPELOR

5.1. Tipuri de reglare a funcționării pompelor în sisteme hidraulice

De cele mai multe ori, necesitățile consumatorilor deserviți de către instalații, care au în componența lor pompe, sunt variabile în timp. Din acest motiv, se impune ca parametrii de funcționare ai acestor instalații să poată fi modificați, astfel încât să poată satisface cerințele consumatorilor. Modificarea parametrilor de funcționare se materializează prin modificarea punctului de funcționare energetică aferent pompei, în sistemul hidraulic considerat. Este de dorit ca debitul Q_F și sarcina H_F aferente punctului de funcționare energetică F , să poată varia într-o plajă cât mai largă, $Q_{min} \leq Q_F \leq Q_{max}$ și $H_{min} \leq H_F \leq H_{max}$, iar valorile randamentelor $\eta(Q_F)$ să fie cât mai ridicate (apropiate de randamentul maxim). Reglarea (modificarea) punctului de funcționare, se poate realiza *în mod discret*, obținându-se numai câteva perechi distincte de valori (Q_F, H_F) , sau *în mod continuu*, obținându-se o plajă continuă de valori ale debitelor și/sau sarcinilor.

Reglarea funcționării pompelor în sisteme hidraulice poate fi realizată prin:

- ① *modificarea caracteristicii instalației* (sistemul hidraulic fiind reglabil), în timp ce caracteristica pompei rămâne neschimbată (pompa fiind nereglabilă);
- ② *modificarea caracteristicii de sarcină a pompei* (pompa fiind reglabilă), în timp ce caracteristica instalației rămâne neschimbată (sistemul hidraulic fiind nereglabil);
- ③ *modificarea ambelor caracteristici*, cea de sarcină a pompei (pompa reglabilă) și cea a instalației (sistem hidraulic reglabil).

Se menționează că cele 3 tipuri de reglare a funcționării pompelor enumerate mai sus reprezintă variante de *reglare temporară*. Există însă și *reglare permanentă*, realizată de

exemplu prin modificarea caracteristicii de sarcină a pompei în urma *strunjirii rotorului* (a se vedea paragraful §3.3.2).

⇒ *Varianta* ① de reglare temporară a funcționării pompelor este exemplificată în figura 5.1.(a): punctul de funcționare variază între $F_1(Q_{min}, H_{max})$, situat la intersecția dintre caracteristica fixă a pompei $H = H(Q)$ și caracteristica instalației $H_{inst1} = H_{inst1}(Q)$, respectiv $F_2(Q_{max}, H_{min})$ situat la intersecția dintre caracteristica pompei și caracteristica instalației $H_{inst2} = H_{inst2}(Q)$.

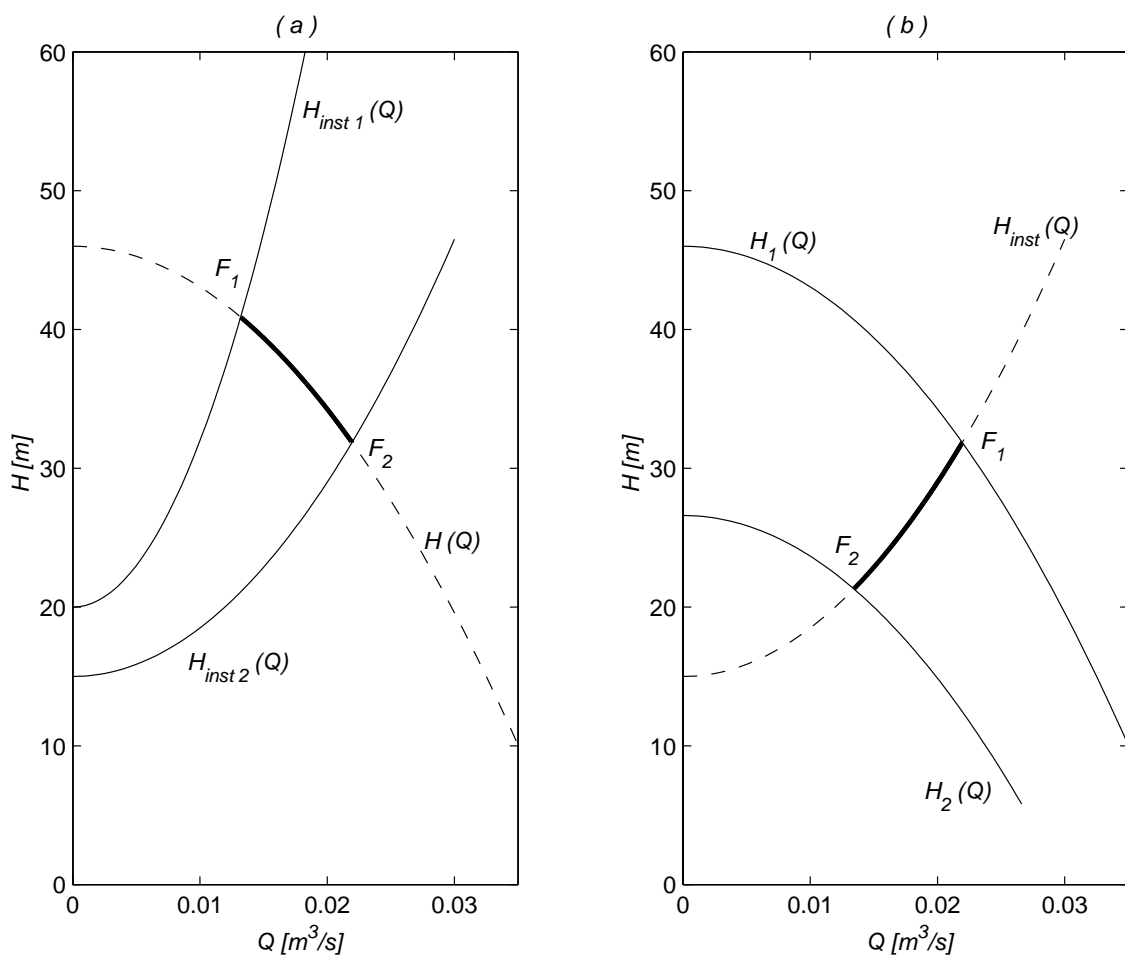


Fig. 5.1. — Reglarea funcționării prin: (a) modificarea caracteristicii instalației; (b) modificarea caracteristicii de sarcină a pompei

⇒ *Varianta* ② este exemplificată în figura 5.1.(b): punctul de funcționare variază între $F_1(Q_{max}, H_{max})$, situat la intersecția dintre caracteristica pompei $H_1 = H_1(Q)$ și

caracteristica fixă a instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, respectiv $F_2(Q_{min}, H_{min})$ situat la intersecția dintre caracteristica pompei $H_2 = H_2(Q)$ și caracteristica instalației.

⇒ Varianta ③ este exemplificată în figura 5.2: punctul de funcționare variază în plaja delimitată de punctele F_j (unde $j = 1 \div 4$), situate la intersecția dintre caracteristicile pompei $H_1 = H_1(Q)$ și $H_2 = H_2(Q)$, respectiv caracteristicile instalației $H_{inst1} = H_{inst1}(Q)$ și $H_{inst2} = H_{inst2}(Q)$.

După cum rezultă din figură, *plaja de funcționare a pompei în sistemul hidraulic* este cuprinsă între debitul minim Q_{min} corespunzător punctului F_4 și debitul maxim Q_{max} corespunzător punctului F_2 , respectiv între sarcina minimă H_{min} corespunzătoare punctului F_3 și sarcina maximă H_{max} corespunzătoare punctului F_1 .

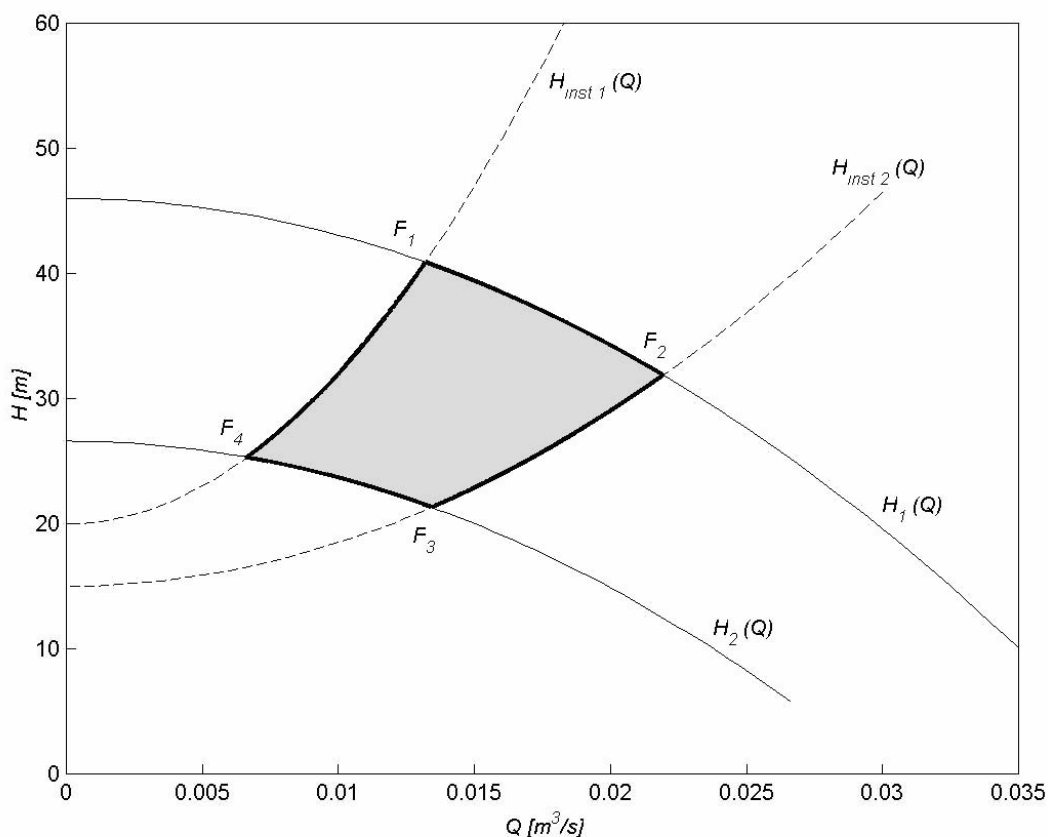


Fig. 5.2. — Reglarea funcționării atât prin modificarea caracteristicii de sarcină a pompei, cât și prin modificarea caracteristicii instalației

5.1.1. Modificarea caracteristicii instalației

Reglarea funcționării pompelor în sisteme hidraulice prin modificarea caracteristicii instalației poate fi realizată prin variația gradului de deschidere al *vanei de pe conducta de refulare*, sau prin utilizarea unei *conducte de by-pass* care recirculă o parte din debitul pompat, de la refulare către aspirația pompei, sau prin utilizarea unui *rezervor sub presiune*, montat între pompă și sistemul hidraulic.

① Prin **variația gradului de deschidere al vanei de pe conducta de refulare** se modifică modulul echivalent de rezistență hidraulică M al instalației (a se vedea figura 4.1), caracteristica instalației putând varia între poziția corespunzătoare valorii minime M_{min} și cea corespunzătoare valorii maxime M_{max} (aflată la valori ale sarcinii instalației mai mici decât în primul caz). Se obține astfel o variație a sarcinii instalației între:

$$H_{inst1} = H_{st} + M_{min} Q^2 \quad \text{și} \quad H_{inst2} = H_{st} + M_{max} Q^2, \quad (5.1)$$

punctul de funcționare al pompei în sistemul hidraulic $F(Q_F, H_F)$ variind între punctele $F_1(Q_{max}, H_{min})$ și $F_2(Q_{min}, H_{max})$, definite în figura 5.3, la intersecția caracteristicii de sarcină a pompei $H = H(Q)$ cu caracteristicile (5.1) ale instalației.

② Dacă pe conducta de refulare a pompei se realizează o joncțiune cu o **conductă de by-pass**, o parte din debitul Q pompat poate fi recirculat înapoi către aspirație. După trecerea prin pompă, energia fluidului crește, ceea ce înseamnă că, dacă punem în legătură (printr-o conductă) un punct situat imediat în aval de pompă, cu un punct situat în amonte, pe conducta de legătură fluidul va curge dinspre punctul aval de pompă, către punctul situat amonte de pompă. Debitul Q_{bp} care tranzitează conducta de by-pass poate fi reglat între valoarea 0 și o valoare maximă, cu ajutorul unei vane (deci poate fi reglat prin modificarea modulului de rezistență hidraulică M_{bp} al by-pass-ului).

Sarcina conductei de by-pass este descrisă de *parabola*: $H_{bp} = M_{bp} Q_{bp}^2$. Sistemul hidraulic este alimentat cu debitul Q_{inst} , definit prin ecuația continuității:

$$Q_{inst} = Q - Q_{bp}. \quad (5.2)$$

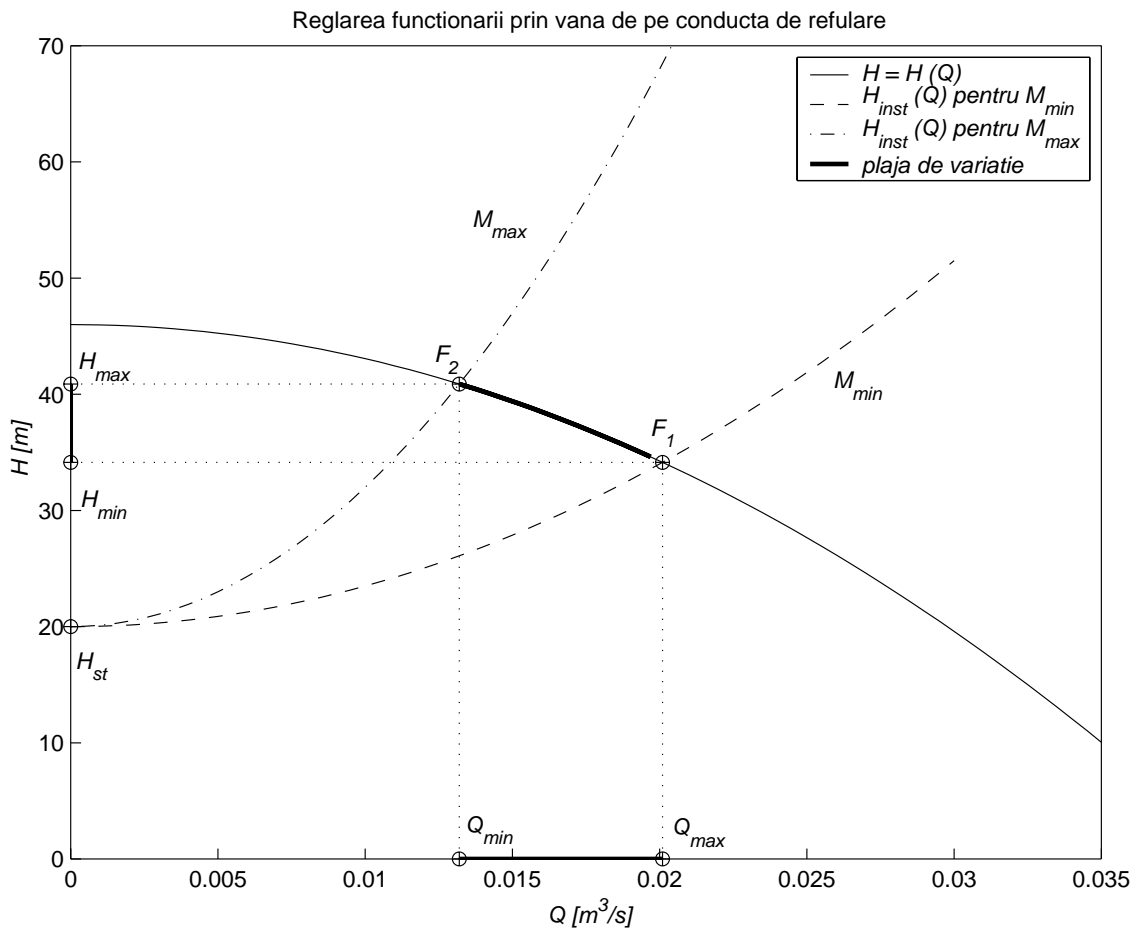


Fig. 5.3. — Reglarea funcționării prin variația gradului de deschidere al vanei de pe conducta de refulare

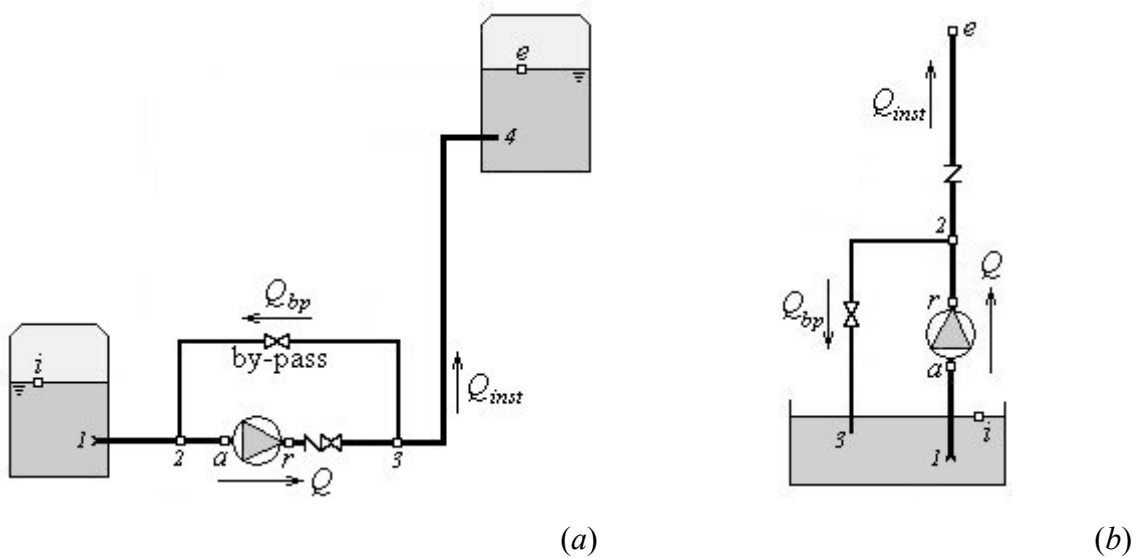


Fig. 5.4. — Instalație hidraulică cu conductă de by-pass montată în cazul unei:
(a) pompe centrifuge, (b) pompe axiale

În figura 5.4.(a) este exemplificată o schemă a unei instalații hidraulice alimentată de către o pompă cu ax orizontal (de exemplu, o **pompă centrifugă**), a cărei conductă de by-pass este montată între un punct situat aval de punctul r pe conducta de refulare și un punct situat amonte față de punctul a pe conducta de aspirație a pompei. În figura 5.4.(b) este exemplificată o schemă a unei instalații hidraulice alimentată de către o pompă cu ax vertical (de exemplu, o pompă axială), conducta de by-pass refulând direct în rezervorul de aspirație (aici, nu s-a mai reprezentat rezervorul de refulare).

În figura 5.5. este reprezentată grafic reglarea funcționării unei *pompe centrifuge* în cazul utilizării unei conducte de by-pass (ca în figura 5.4.(a)).

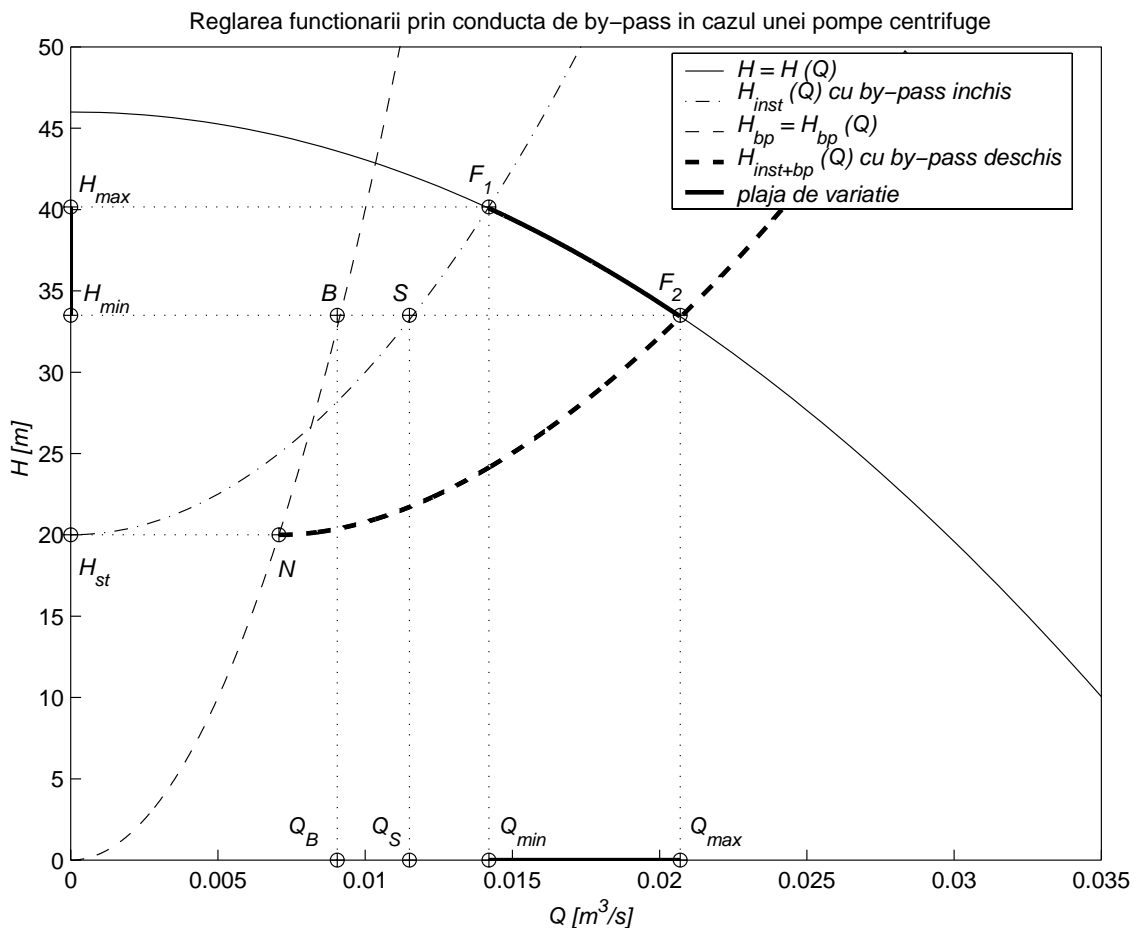


Fig. 5.5. — Reglarea funcționării unei pompe centrifuge cu o conductă de by-pass

Reglarea punctului de funcționare este posibilă între cele *două situații limită de funcționare a ansamblului*:

⇒ Când *vana de pe conducta de by-pass este închisă*, debitul prin by-pass este nul, $Q_{bp} = 0$. În acest caz, *debitul pompat este minim și egal cu debitul care alimentează instalația*: $Q = Q_{inst}$, pompa funcționând la parametrii corespunzători punctului de funcționare $F_1(Q_{min}, H_{max})$, situat la intersecția dintre caracteristica de sarcină a pompei $H = H(Q)$ și caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$.

⇒ Când *vana de pe conducta de by-pass este deschisă la maxim*, caracteristica instalației se compune cu caracteristica by-pass-ului, pe orizontală¹, rezultând *caracteristica instalației cu by-pass deschis*: $H_{inst+bp} = H_{inst+bp}(Q)$. Punctul de funcționare obținut la intersecția cu caracteristica de sarcină a pompei este notat F_2 . În această situație, *debitul pompat are valoare maximă și este egal cu suma dintre valoarea minimă a debitului care alimentează instalația ($Q_{inst} = Q_S$) și valoarea maximă a debitului prin by-pass ($Q_{bp} = Q_B$)*. Debitul maxim prin by-pass, corespunde punctului B , definit în figura 5.5, la intersecția dintre caracteristica by-pass-ului $H_{bp} = H_{bp}(Q)$ și orizontala $H = H_{min}$ corespunzătoare sarcinii minime din punctul de funcționare F_2 . Punctul S este definit în figura 5.5, la intersecția dintre caracteristica instalației fără by-pass, $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ și orizontala $H = H_{min}$. Pompa funcționează la parametrii corespunzători punctului de funcționare F_2 , anume: $F_2(Q_{max}, H_{min})$.

Din reprezentarea grafică prezentată în figura 5.5, rezultă că în cazul reglării funcționării unei pompe cu o conductă de by-pass, *debitul pompat Q și debitul care alimentează instalația Q_{inst} variază în limite diferite*, anume: $Q \in [Q_{min}, Q_{max}]$, respectiv $Q_{inst} \in [Q_S, Q_{min}]$.

În figura 5.6. este reprezentată grafic situația corespunzătoare **pornirii și reglării funcționării unei pompe axiale**², în cazul utilizării unei conducte de by-pass (ca în figura 5.4.(b)). După cum se va demonstra în cele ce urmează, în unele cazuri, *conducta de by-pass este folosită la pornirea pompei axiale*, pentru atingerea mai rapidă a parametrilor de funcționare ceruți în instalație și, în consecință, este utilă pentru reglarea debitului furnizat consumatorilor (debitului de alimentare a instalației).

¹ se adună debitele la sarcină constantă (începând din punctul N situat la sarcina statică H_{st}).

² pentru exemplificare, s-a ales caracteristica de sarcină a pompei axiale AV 902 (fabricată la S.C. Aversa S.A., București), cu pale rotorice reglabile aflate la unghiul de așezare β_0 .

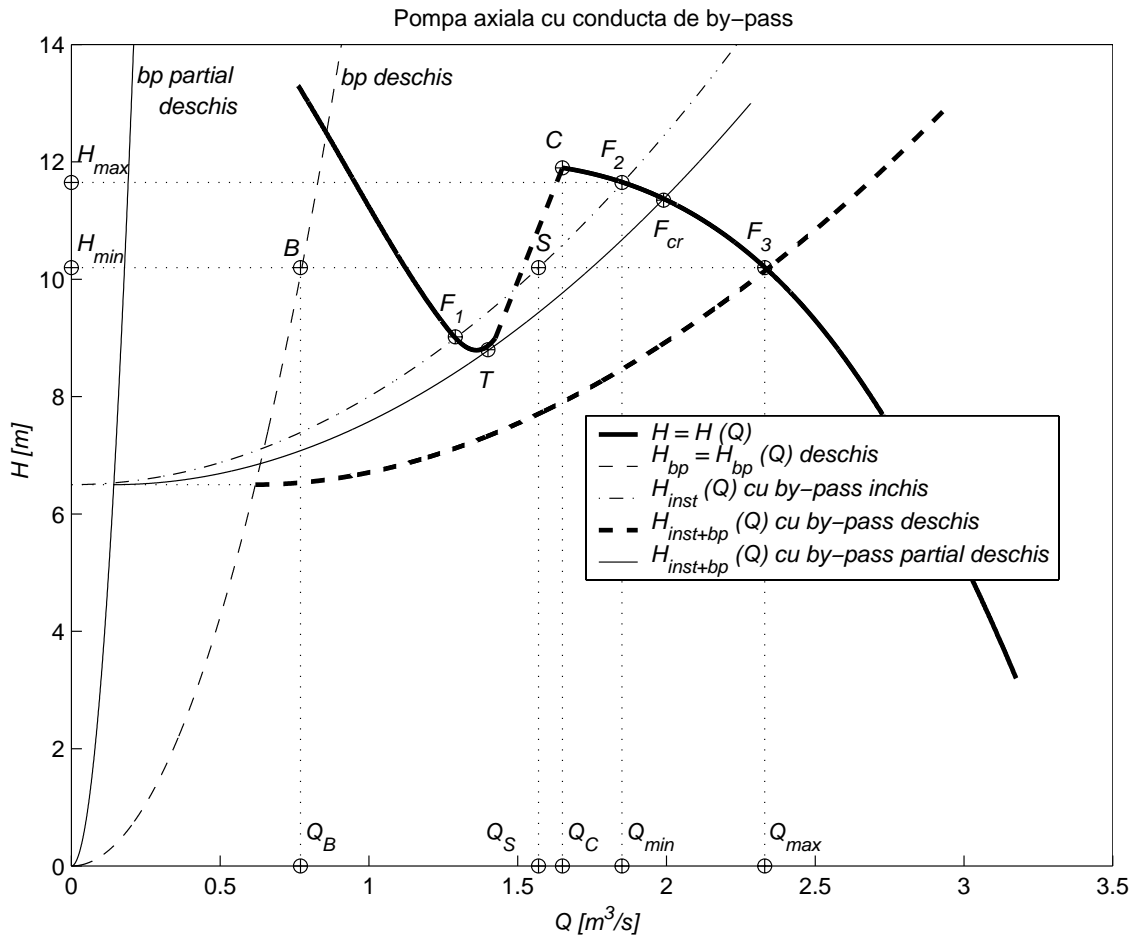


Fig. 5.6. — Pornirea și reglarea funcționării unei pompe axiale cu conductă de by-pass

Datorită faptului că majoritatea pompelor axiale au o zonă a caracteristicii de sarcină instabilă (această zonă putând fi aproximată de zona de pe curba de sarcină cu *tangentă pozitivă*), la pornirea pompei cu conductă de by-pass închisă, s-ar obține un punct de funcționare în partea stabilă a caracteristicii $H = H(Q)$, anume la $Q < Q_C$, în punctul notat F_1 (unde Q_C este debitul critic, corespunzător punctului C din figura 5.6). Presupunând că debitul care trebuie vehiculat prin instalație are valoarea Q_{min} (corespunzătoare punctului F_2), pentru atingerea acestui debit, ar trebui deschisă vana pe conductă de by-pass, într-o *poziție parțial deschisă*, până când caracteristica cuplajului instalație & by-pass parțial deschis ar ajunge sub punctul T (punct tangent la caracteristica de sarcină a pompei), unde are loc un **salt brusc** al parametrilor de funcționare în punctul F_{cr} , situat pe cea de-a doua zonă stabilă a caracteristicii pompei.

În continuare, vana de pe by-pass ar trebui închisă complet³, permițând pompei să funcționeze în punctul F_2 .

Pentru a evita șocurile care apar în instalație în cazul modificării bruște a parametrilor de funcționare, se preferă pornirea cu vana de by-pass deschisă. În această situație, pompa funcționează la parametrii corespunzători punctului de funcționare F_3 , anume: $F_3(Q_{max}, H_{min})$, unde debitul pompat are valoare maximă Q_{max} și este egal cu suma dintre valoarea minimă a debitului care alimentează instalația: $Q_{inst} = Q_S$ și valoarea maximă a debitului prin by-pass $Q_{bp} = Q_B$. Apoi, închizând treptat vana conductei de by-pass, punctul de funcționare migrează până în punctul $F_2(Q_{min}, H_{max})$, corespunzător funcționării cu by-pass-ul complet închis. Se subliniază deci, că nu se poate atinge direct punctul F_2 dacă pompa pornește cu by-pass-ul închis.

După pornire, reglarea funcționării pompei în sistemul hidraulic poate fi efectuată pentru orice punct de funcționare energetică cuprins între punctele limită F_2 și F_3 , în funcție de gradul de deschidere a vanei conductei de by-pass.

Reprezentarea grafică din figura 5.6 ilustrează concluzia enunțată anterior, anume că debitul pompat Q și debitul care alimentează instalația Q_{inst} variază în limite diferite: $Q \in [Q_{min}, Q_{max}]$, respectiv $Q_{inst} \in [Q_S, Q_{min}]$.

③ În cazul în care pe conducta de refulare a pompei se montează un **rezervor sub presiune** (figura 5.7), funcționarea pompei se decuplează de funcționarea sistemului hidraulic.

Ansamblul format din pompă, rezervor sub presiune, compresor pentru menținerea pernei de gaz la parametrii proiectați, precum și aparatele care asigură funcționarea automată a acestui ansamblu, poartă numele de *instalație de hidrofor*. În mod uzual, recipientul instalației de hidrofor este denumit *hidrofor*, deși el este doar un recipient sub presiune. Cu această mențiune, în cele ce urmează, vom utiliza și noi termenul de hidrofor pentru a desemna rezervorul sub presiune.

În instalația cu hidrofor, pompa nu funcționează în mod continuu. Debitul Q refulat de către pompă alimentează hidroforul atât cât este necesar pentru ca presiunea p la

³ pe durata închiderii vanei, punctul de funcționare migrează din F_{cr} în F_2

suprafața liberă a hidroforului să fie menținută între o valoare minimă și o valoare maximă: $p \in [p_{min}, p_{max}]$.

Sarcina instalației depinde de sarcina piezometrică $H_{p_{hidr}} = (p/\rho g + z)$ de la suprafața apei din hidrofor⁴ (unde $H_{p_{min}} \leq H_{p_{hidr}} \leq H_{p_{max}}$). Cu notațiile din figura 5.7, sarcina instalației este:

$$H_{inst} = H_{st} + h_{r1-2} = H_{st} + M Q^2, \quad (5.3)$$

unde sarcina statică a instalației se scrie⁵: $H_{st} = (H_{p_{hidr}} - H_{p_i})$.

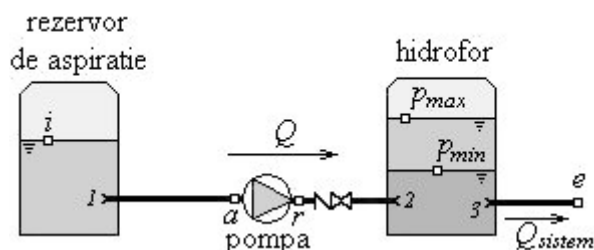


Fig. 5.7. — Sistem hidraulic alimentat prin intermediul unui hidrofor

În general, la automatizarea funcționării pompei din instalațiile de hidrofor, se folosesc nivelurile minim z_{min} , respectiv maxim z_{max} din recipient, drept parametri care determină pornirea sau oprirea pompei. Instalația de hidrofor permite acumularea fluidului la presiunea cerută de consumatori, ceea ce face ca funcționarea pompei să poată fi automatizată numai în funcție de nivelurile sus menționate.

Când sarcina piezometrică a hidroforului este minimă, $H_{p_{hidr}} = H_{p_{min}}$, sarcina statică a instalației este minimă: $H_{st_{min}} = (H_{p_{min}} - H_{p_i})$ și invers, când $H_{p_{hidr}} = H_{p_{max}}$, rezultă că sarcina statică a instalației este maximă: $H_{st_{max}} = (H_{p_{max}} - H_{p_i})$.

În figura 5.8 este reprezentată grafic reglarea punctului de funcționare în cazul utilizării unui hidrofor. Punctul de funcționare al pompei în sistemul hidraulic variază între

⁴ Când crește consumul de apă din hidrofor, cota suprafeței libere scade, iar presiunea pe suprafața liberă scade de asemenea. Sarcina piezometrică minimă înseamnă deci cotă și presiune minime.

⁵ Punctul de ieșire din instalație se alege pe suprafața liberă a lichidului din hidrofor, iar punctul de intrare i este ales pe suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație.

punctele $F_1(Q_{min}, H_{max})$ și $F_2(Q_{max}, H_{min})$, obținute la intersecția caracteristicii de sarcină a pompei $H = H(Q)$ cu caracteristicile instalației descrise de relația (5.3), în care sarcina statică este $H_{st min}$ pentru presiunea p_{min} în hidrofor, respectiv $H_{st max}$ pentru presiunea p_{max} în hidrofor.

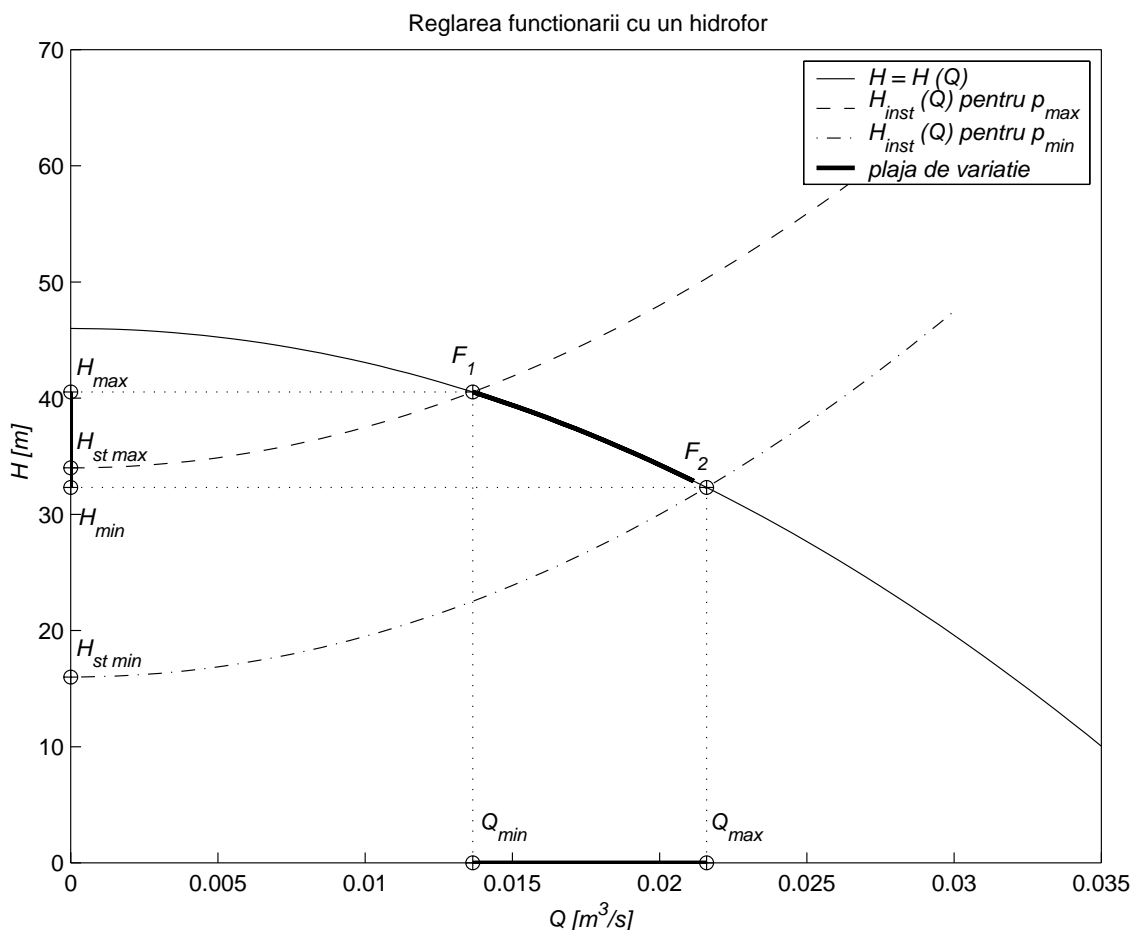


Fig. 5.8. — Reglarea punctului de funcționare în cazul utilizării unui hidrofor

5.1.2. Modificarea caracteristicii de sarcină a pompei

Reglarea funcționării prin modificarea caracteristicii de sarcină a pompei corespunde reglării cu consum minim de energie. Acest tip de reglare a funcționării poate fi

realizată dacă se utilizează *pompe cu turație variabilă*⁶, sau *pompe cu pale rotorice reglabile* (palele reglabile sunt tipice rotoarelor axiale, dar pot fi întâlnite și la rotoare diagonale).

① În figura 5.9 este exemplificată reglarea funcționării în cazul **modificării turației pompei**, între o valoare minimă n_{min} și o valoare maximă n_{max} .

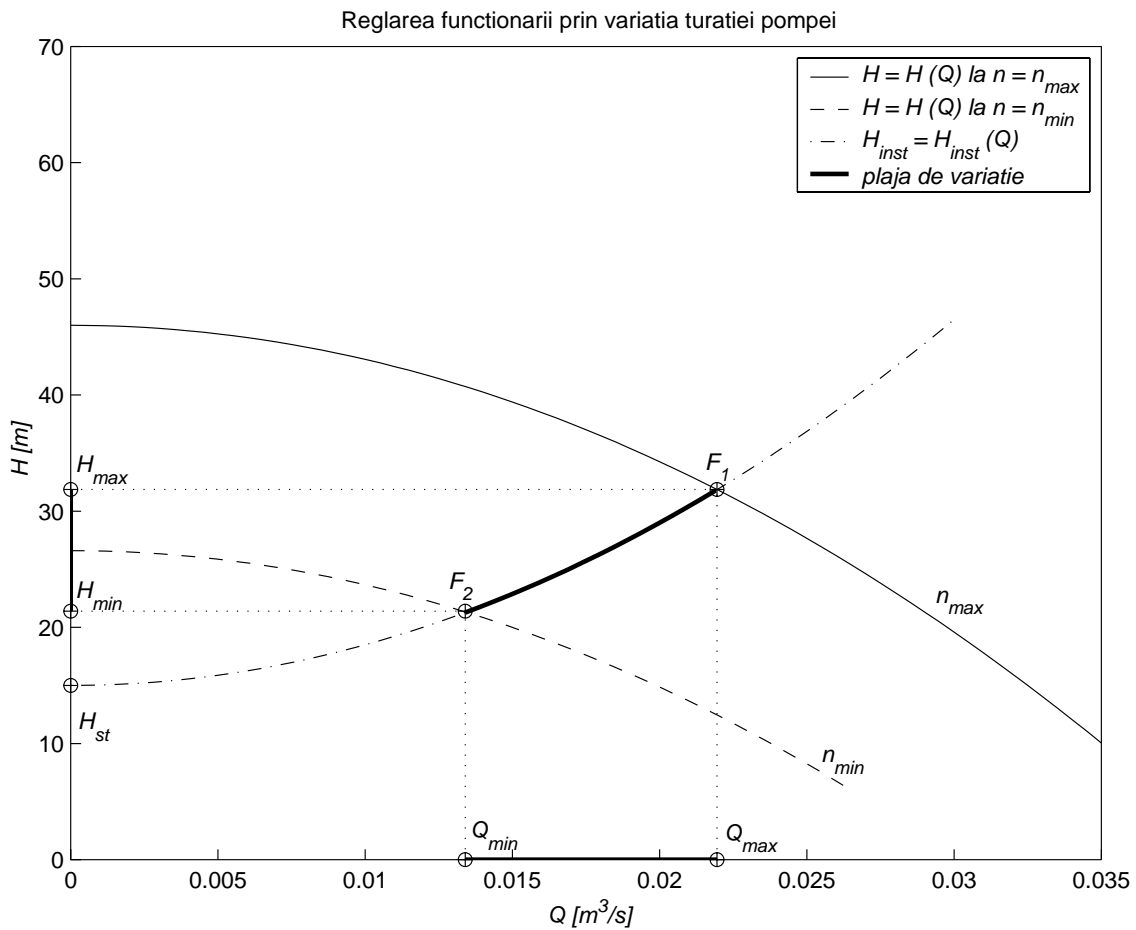


Fig. 5.9. — Reglarea funcționării în cazul modificării turației pompei

Caracteristica de sarcină a pompei $H = H(Q, n)$, variabilă în funcție de turația n , intersectează *caracteristica fixă a instalației* $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ de-a lungul unei *curbe de*

⁶ Turația poate varia **continuu** între o valoare minimă și o valoare maximă, sau poate varia **în trepte**

variație, delimitată în figură de punctele de funcționare $F_1(Q_{max}, H_{max})$ și $F_2(Q_{min}, H_{min})$.

Datorită rolului din ce în ce mai important pe care îl capătă modificarea turației pompelor în perioada actuală, ne vom opri asupra unor *aspecte pe care le presupune efectuarea acestui tip de reglare*.

⇒ Primul aspect este cel al **determinării randamentului la care funcționează o pompă acționată cu motor cu turație variabilă, în momentul în care turația este diferită de cea nominală**, n_0 (pentru care sunt furnizate curbele caracteristice ale pompei).

Se consideră *cunoscute* caracteristica de sarcină $H = H(Q)$ și de randament a pompei $\eta = \eta(Q)$ funcționând la turația nominală n_0 , caracteristica (fixă) a instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, precum și turația n_1 (unde $n_1 \neq n_0$) la care se dorește determinarea parametrilor de funcționare ai pompei în instalația dată.

În acest caz, prin aplicarea relațiilor de similitudine (3.10) deduse în paragraful §3.3.2, se poate construi caracteristica de sarcină a pompei funcționând la turația n_1 , plecând de la perechi de valori (Q_j, H_j) corespunzătoare turației nominale n_0 , astfel:

$$Q_{1j} = \frac{n_1}{n_0} Q_j, \quad (5.4)$$

$$H_{1j} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 H_j, \quad (5.5)$$

unde s-au notat cu (Q_{1j}, H_{1j}) coordonatele punctului de pe caracteristica de sarcină $H_1 = H_1(Q_1)$ corespunzătoare turației n_1 (a se vedea figura 5.10), *punct omolog* cu punctul de coordonate (Q_j, H_j) de pe caracteristica de sarcină $H = H(Q)$ corespunzătoare turației nominale n_0 .

După construirea caracteristicii $H_1 = H_1(Q_1)$ corespunzătoare turației n_1 , se poate determina *punctul de funcționare energetică*, la intersecția acestei curbe cu caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, anume punctul F_1 în figura 5.10, de coordonate (Q_{F_1}, H_{F_1}) .

Pentru determinarea randamentului η_{F_1} corespunzător punctului F_1 , trebuie determinat debitul Q_{OF} corespunzător punctului omolog OF de pe caracteristica de sarcină $H = H(Q)$ a pompei funcționând la turația nominală n_0 .

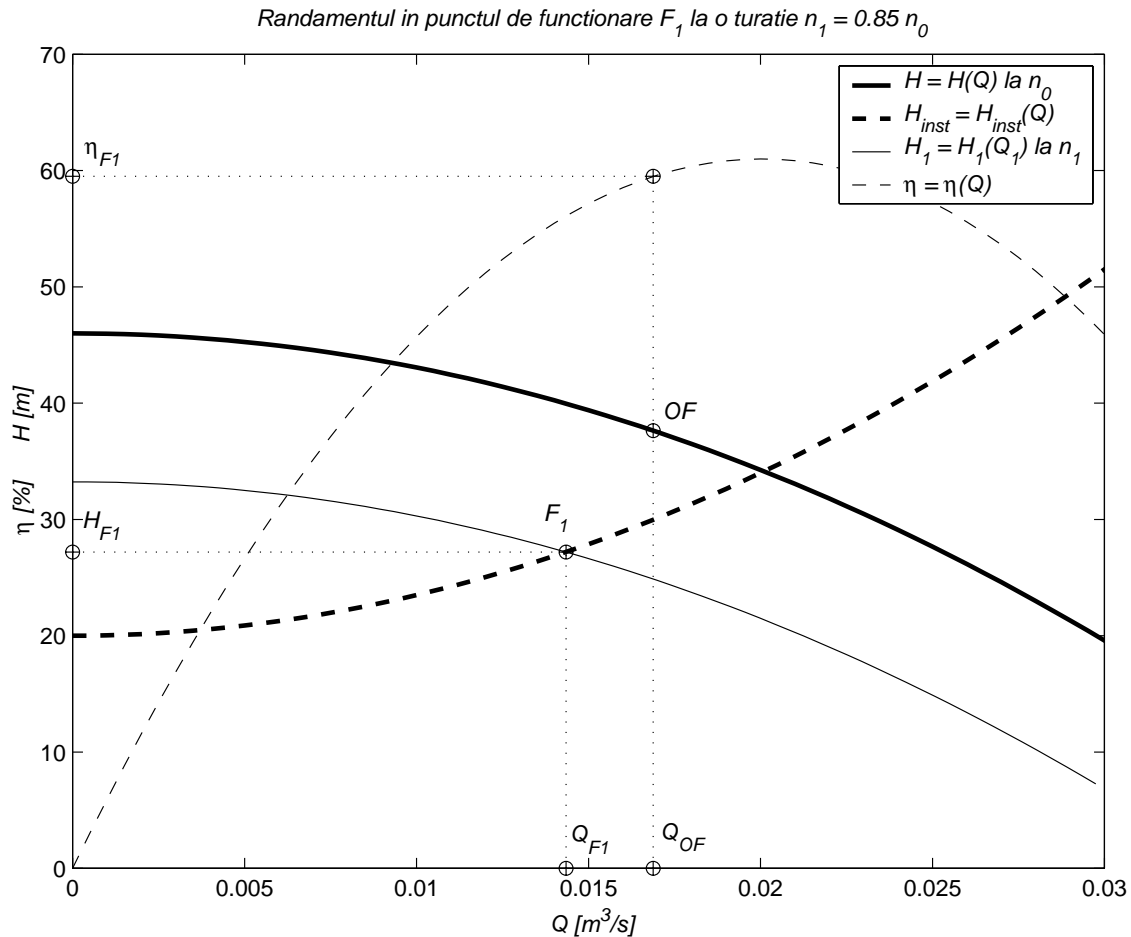


Fig. 5.10. — Determinarea randamentului pentru un punct de funcționare situat pe curba de sarcină corespunzătoare unei turații n_1 , diferite de turația nominală n_0

Utilizând relațiile de similitudine (3.10) pentru debite se obține:

$$Q_{OF} = \frac{n_0}{n_1} Q_{F_1}. \quad (5.6)$$

Pentru această valoare a debitului (Q_{OF}) se citește randamentul η_{F_1} corespunzător punctului de funcționare F_1 de pe caracteristica de randament $\eta = \eta(Q)$, furnizată de fabricantul pompei pentru turația nominală n_0 .

⇒ Al doilea aspect este cel legat de **determinarea turației cu care ar trebui acționată o pompă într-o anumită instalație, astfel încât în aceasta să se realizeze un anumit debit, sau o anumită înălțime de pompare.**

Se consideră *cunoscute* caracteristica de sarcină $H = H(Q)$ și de randament a pompei $\eta = \eta(Q)$ funcționând la turația nominală n_0 (cunoscută), caracteristica (fixă) a instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, precum și parametrul care trebuie realizat la turația n_1 diferită de cea nominală (fie debitul Q_{F_1} , fie înălțimea de pompare H_{F_1}).

În acest caz, se poate determina *punctul de funcționare energetică* a pompei F_1 la turația n_1 (necunoscută), situat fie la intersecția dintre verticala dusă prin Q_{F_1} și caracteristica instalației (în cazul în care se impune vehicularea prin instalație a debitului Q_{F_1}), fie la intersecția dintre orizontala dusă prin H_{F_1} și caracteristica instalației (în cazul în care se impune realizarea în instalație a înălțimii de pompare H_{F_1}).

Pentru oricare din cele două variante posibile prezentate, determinarea punctului de funcționare energetică F_1 (a se vedea figura 5.11) duce la cunoașterea perechii de valori (Q_{F_1}, H_{F_1}) , corespunzătoare turației necunoscute n_1 .

Pentru a putea determina turația n_1 , se scriu relațiile de similitudine (3.10) pentru debite și înălțimi de pompare:

$$\frac{Q_{OF}}{Q_{F_1}} = \frac{n_0}{n_1}, \quad \text{respectiv} \quad \frac{H_{OF}}{H_{F_1}} = \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^2. \quad (5.7)$$

Acest sistem de două ecuații cu trei necunoscute (n_1, Q_{OF}, H_{OF}) nu poate fi rezolvat direct, în schimb, prin eliminarea raportului turațiilor între cele două ecuații, se obține:

$$H_{OF} = \frac{H_{F_1}}{(Q_{F_1})^2} (Q_{OF})^2, \quad (5.8)$$

care reprezintă *locul geometric al punctelor omoloage* lui F_1 . Se construiește grafic (figura 5.11) această *parabolă a punctelor omoloage* lui F_1 în planul (Q, H) , iar la intersecția acesteia cu caracteristica de sarcină $H = H(Q)$ a pompei funcționând la turație nominală, se obține *punctul omolog OF* corespunzător turației n_0 .

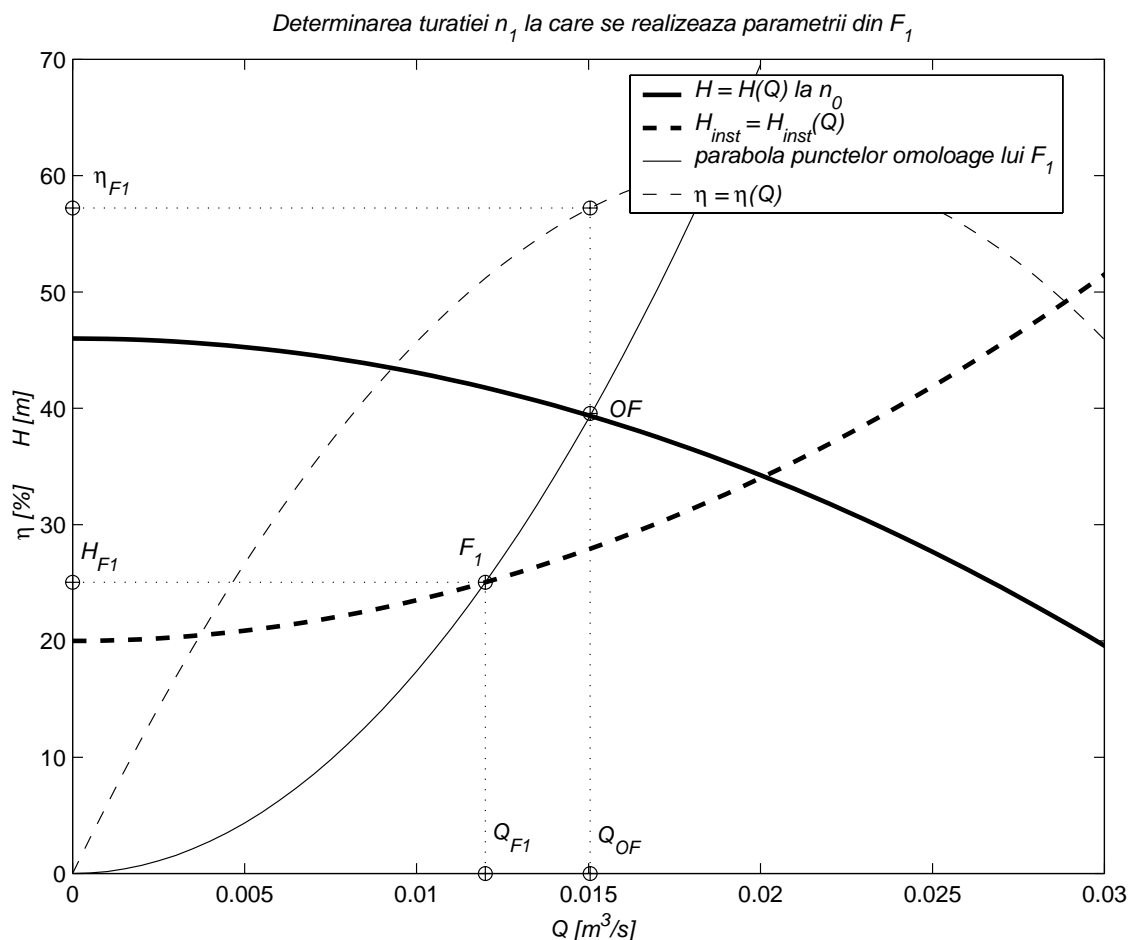


Fig. 5.11. — Reprezentare grafică necesară determinării turației n_1 , la care ar trebui să funcționeze pompa, astfel încât prin instalație să se realizeze un anumit parametru

Pentru determinarea turației n_1 , se aplică relațiile de similitudine pentru debite între punctele F_1 și OF , astfel:

$$n_1 = n_0 \frac{Q_{F_1}}{Q_{OF}}. \quad (5.9)$$

În continuare, se poate determina randamentul η_{F_1} corespunzător funcționării pompei la turația n_1 în instalația dată (a se vedea figura 5.11), prin citirea valorii randamentului care corespunde debitului Q_{OF} pe caracteristica de randament $\eta = \eta(Q)$, furnizată de fabricant pentru turația nominală n_0 .

② În figura 5.12 este schematizată **modificarea unghiului de așezare a palelor rotorice** β (unghiul dintre coarda profilului și orizontală), acesta putând varia cu $\pm \Delta\beta$ față de valoarea optimă β_0 , corespunzătoare parametrilor nominali ai pompei:

$$\beta = \beta_0 \pm \Delta\beta . \quad (5.10)$$

Unghiul de așezare a palelor rotorice (5.10) poate varia deci între o limită minimă β_{min} și o limită maximă β_{max} . În figură este reprezentat doar profilul palei din secțiunea mediană a palei⁷.

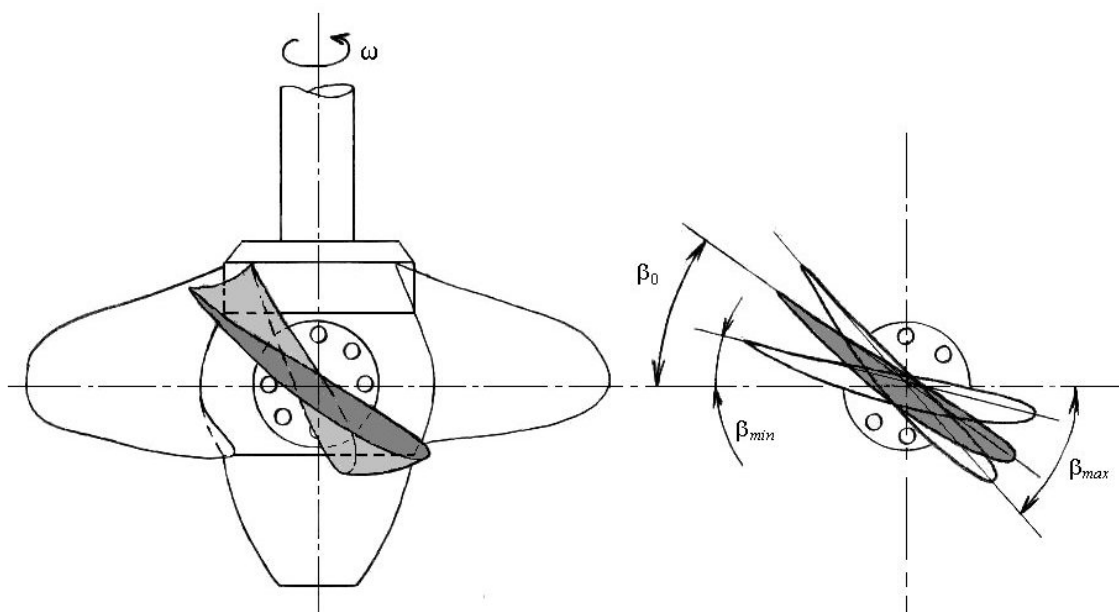


Fig. 5.12. — Modificarea unghiului de așezare a palei rotorice a unei pompe axiale

În figura 5.13 este exemplificată reglarea funcționării prin modificarea caracteristicii de sarcină a unei pompe axiale, $H = H(Q, \beta)$, în cazul *variației unghiului de așezare a palei rotorice* (5.10). S-a considerat o variație a acestui unghi cu $\Delta\beta = 5^\circ$ față de valoarea nominală β_0 . Caracteristica de sarcină a pompei $H = H(Q, \beta)$ intersectează *caracteristica fixă a instalației* $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ de-a lungul unei *curbe de variație*, delimitată în figură de punctele de funcționare $F_1(Q_{max}, H_{max})$ și $F_2(Q_{min}, H_{min})$.

⁷ forma profilului palei variază de la butuc (coarda profilului minimă, grosimea profilului maximă și unghiul de așezare maxim) către periferie (coarda profilului maximă, grosimea profilului minimă și unghiul de așezare minim)

În general, unghiul de așezare a palelor rotorice este modificat printr-un *mecanism comandat manual* de la cuplajul pompă-motor, acționarea acestui mecanism fiind posibilă *doar pe timpul staționării agregatului* (arborele pompei este găurit, iar prin interiorul acestuia trece tija de acționare a mecanismului de reglare a palelor rotorice).

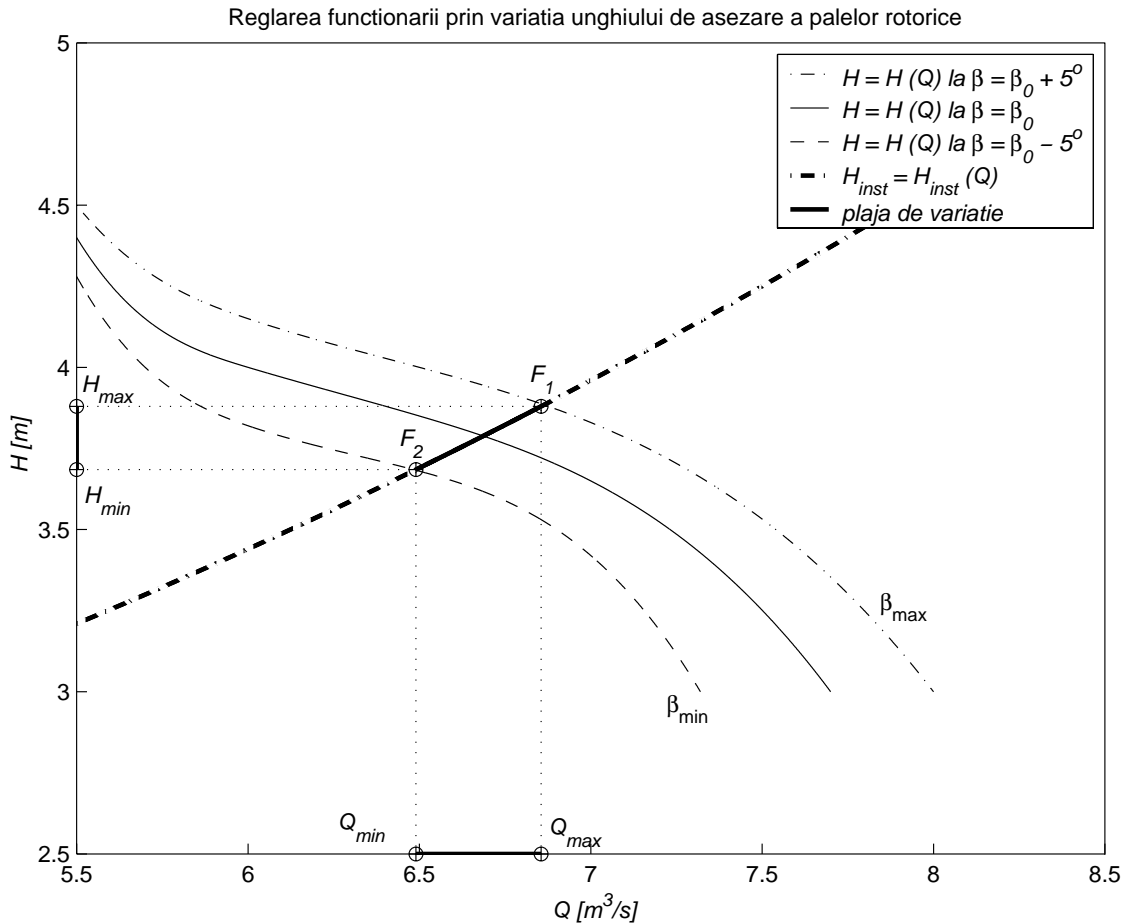


Fig. 5.13. — Reglarea funcționării în cazul modificării unghiului palei rotorice

Există însă și pompe axiale, al căror mecanism de reglare a unghiului palelor rotorice *poate fi acționat și în timpul funcționării pompei*. Pentru aceste pompe, *pornirea agregatului* nu necesită utilizarea unei conducte de by-pass (ca în figura 5.6), ci *poate fi realizată prin modificarea unghiului β* ca în figura 5.14. Pentru caracteristicile de sarcină ale pompei exemplificate în figura 5.14, pornirea pompei trebuie realizată pentru o poziție a palelor rotorice cu unghiul de așezare $\beta = (\beta_0 - 10^\circ)$, caz în care, la intersecția cu caracteristica instalației, se obține punctul de funcționare F_1 pe ramura

stabilă din partea dreaptă a caracteristicii pompei. Apoi, prin modificarea treptată a unghiului de așezare, se translatează punctul de funcționare al pompei în punctul F_2 , corespunzător valorii nominale a unghiului de așezare, $\beta = \beta_0$.

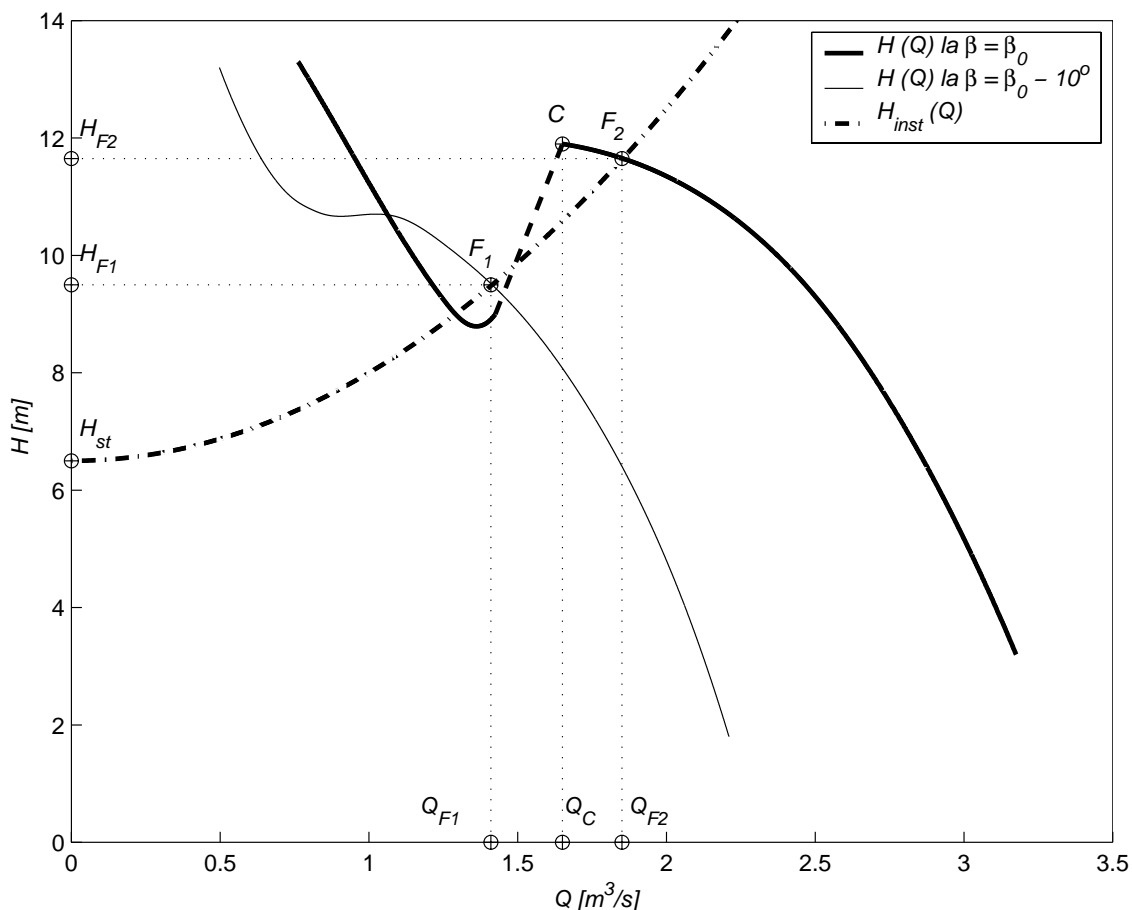


Fig. 5.14. — Pornirea unei pompe axiale, în cazul în care mecanismul de reglare a unghiului palelor rotorice poate fi acționat în timpul funcționării pompei

Se subliniază că atingerea punctului de funcționare F_2 dorit nu poate fi realizată dacă pompa pornește direct cu palele rotorice în poziția nominală β_0 , deoarece primul punct de intersecție a caracteristicii instalației cu caracteristica pompei se obține pe ramura stabilă din partea stângă (a se vedea paragraful §5.1.1), la un debit inferior valorii Q_C .

5.2. Reglarea funcționării pompelor în stații de pompare

Problemele ridicate de *re tehnologizarea stațiilor de pompare* sunt deosebit de complexe, necesitând îmbunătățirea alimentării cu apă în condițiile în care debitele furnizate de sursele de alimentare cu apă nu sunt suficiente, respectiv îmbunătățirea parametrilor de funcționare a pompelor (în principal reducerea consumului de energie al pompelor).

Îmbunătățirea parametrilor alimentării cu apă se poate realiza printr-o *reglare automată eficientă*, care să înlăture furnizarea apei la parametri care sunt mult peste necesarul consumului la un moment dat și să împiedice, pe cât posibil, efectuarea unor greșeli umane.

Pentru reducerea consumului de energie în condițiile livrării apei la consumatori în conformitate cu necesitățile acestora, se impune *îmbunătățirea randamentului de funcționare al pompelor*. În acest caz există două variante posibile: înlocuirea pompelor vechi (cu randamente scăzute) cu pompe noi, sau îmbunătățirea circulației apei prin pompe (care se poate realiza fie modificând rotorul acestora, fie reducând la maxim pierderile de sarcină în pompă, prin prelucrarea superioară a suprafețelor interioare ale acesteia, fie prin ambele metode descrise mai sus).

5.2.1. Reglarea discretă a funcționării pompelor în stații de pompare

Se va analiza modul de funcționare a pompelor într-o stație de pompare care alimentează o *rețea orășenească*. În stațiile de pompare, *pompele sunt cuplate în paralel*, ceea ce înseamnă că, global vorbind, *caracteristica energetică a stației de pompare* $H_{cp} = H_{cp}(Q)$ se determină după regulile cuplării în paralel a pompelor (*însurarea grafică în paralel a caracteristicilor reduce ale pompelor*), enunțate în paragraful §4.2.2.

Rețeaua hidraulică alimentată cu apă are o curbă caracteristică $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ *variabilă în timp*, în funcție de consumul de apă existent la un moment dat. Variația $Q = Q(t)$ a consumului zilnic în limite relativ importante duce la *necesitatea reglării funcționării stației de pompare*.

Deoarece este vorba de un *regim de funcționare variabil*, vom analiza două cazuri diferite: ① cel în care *consumul de apă crește* de la o valoare minimă, către o valoare maximă (de exemplu, *dimineața*, când consumul crește de la minimul nocturn la maximul diurn), respectiv ② cel în care *consumul de apă scade* de la o valoare maximă spre o valoare minimă (de exemplu, *seara*, când consumul scade de la maxim, la minimul nocturn).

① În figura 5.15 este prezentat primul caz, anume cel în care **consumul de apă crește**. Se consideră o stație de pompare echipată cu 4 pompe identice, de turație constantă, cuplate în paralel. Pornirea și oprirea pompelor este comandată în funcție de valoarea sarcinii în punctul de funcționare al ansamblului de pompe cuplate în paralel. Această sarcină variază între o valoare minimă, H_{min} și o valoare maximă, H_{max} .

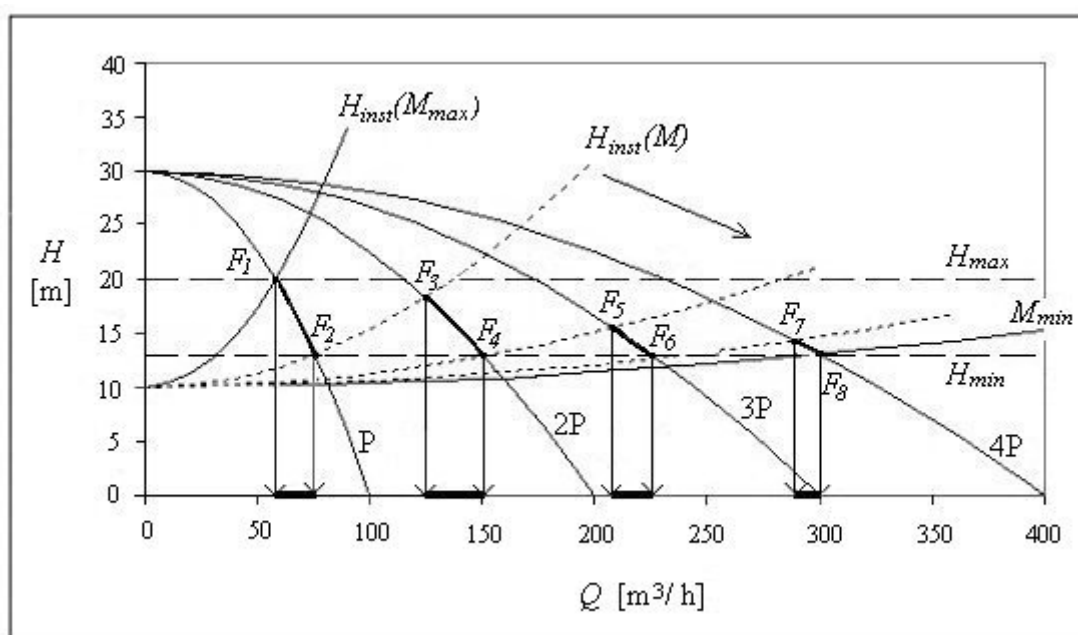


Fig. 5.15. — Reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în situația în care consumul de apă crește de la o valoare minimă la o valoare maximă

Să presupunem că ne aflăm în **situația de dimineață**, când consumul de apă crește brusc de la o valoare apropiată de 0 în cursul nopții, la valoarea maximă⁸. Când

⁸ Debitul maxim consumat într-o zonă urbană în cursul unei zile este relativ constant între orele 10 a.m. și 9 p.m.

consumul de apă este mic (noaptea, de exemplu), vanele consumatorilor sunt închise, deci caracteristica instalației $H_{inst}(Q)$ este cea corespunzătoare modulului de rezistență maxim al rețelei, M_{max} , anume:

$$H_{inst} = H_{st} + M_{max} Q^2. \quad (5.11)$$

În această situație, în stația de pompare funcționează o singură pompă, a cărei caracteristică de sarcină este notată cu P în figura 5.15. Punctul F_1 de funcționare energetică a pompei în sistemul hidraulic se află la intersecția celor două curbe caracteristice, sarcina sa fiind maximă, anume $H_{F_1} = H_{max}$.

În momentul în care crește debitul consumat de către utilizatori (se deschid mai multe vane în circuit), modulul de rezistență hidraulică al rețelei scade (*caracteristica instalației coboară*), iar punctul de funcționare migrează pe caracteristica pompei, către valori mai mici ale înălțimii de pompare. Cea de-a doua pompă este pornită atunci când punctul de funcționare ajunge în poziția F_2 (figura 5.15), în care înălțimea de pompare atinge valoarea minimă admisibilă pentru rețeaua considerată (valoare notată H_{min})⁹.

Pornirea celei de-a doua pompe modifică brusc curba caracteristică a stației de pompare (curba ansamblului celor două pompe cuplate în paralel, notată 2P în figura 5.15), atât debitul furnizat, cât și înălțimea de pompare asigurată de stație mărindu-și valorile. Punctul de funcționare sare deci în poziția F_3 situată pe aceeași caracteristică a rețelei ca și F_2 . Procesul se repetă până la punerea în funcțiune a tuturor pompelor din stația de pompare, când este atins punctul F_7 situat la intersecția dintre caracteristica rețelei care trece prin F_6 și caracteristica ansamblului de 4 pompe cuplate în paralel, notată 4P în figura 5.15).

Debitul maxim cerut de către consumatori poate fi atins cu cele 4 pompe cuplate în paralel și corespunde modulului de rezistență minim al rețelei, M_{min} , caracteristica rețelei hidraulice fiind în acest caz:

$$H_{inst} = H_{st} + M_{min} Q^2. \quad (5.12)$$

Punctul de funcționare corespunzător debitului maxim este notat F_8 în figura 5.15 și corespunde sarcinii minime din sistem, H_{min} .

⁹ În mod practic, cea de-a doua pompă este pornită atunci când operatorul constată că presiunea pe magistrala de refulare a stației de pompare a scăzut sub valoarea minimă admisibilă.

Prin proiectarea punctelor de funcționare F_1, F_2, \dots, F_8 pe axa debitelor, se obțin *intervalele de variație ale debitului furnizat consumatorilor*: $[Q_{F_1}, Q_{F_2}]$, $[Q_{F_3}, Q_{F_4}]$, ... $[Q_{F_7}, Q_{F_8}]$. După cum se poate observa din figura 5.15, o astfel de reglare a funcționării pompelor în stație, nu poate asigura toate valorile debitelor cerute de consumatori, între valoarea minimă (Q_{F_1} corespunzătoare punctului F_1) și valoarea maximă a debitului (Q_{F_8} corespunzătoare punctului F_8). Din această cauză, acest tip de reglare se numește **reglare discretă a funcționării pompelor** în stație. De asemenea, trebuie remarcat faptul că necesarul de apă la consumatori variază continuu, ceea ce face ca în momentul imediat următor pornirii unei pompe, debitul furnizat de stație să devină mai mare decât este necesar, existând astfel o perioadă de timp în care *se livrează în rețea un debit de apă excedentar*.

② În figura 5.16 este prezentat cel de-al doilea caz enumerat, anume cel în care **consumul de apă scade**.

Să presupunem că ne aflăm în **situația de seară** (când consumul de apă scade de la o valoare maximă în cursul serii, către o valoare apropiată de 0 în cursul nopții). Când consumul este mare, vanele consumatorilor sunt deschise, deci caracteristica rețelei (5.12) este cea corespunzătoare modulului de rezistență hidraulică minim al rețelei, iar în stația de pompă funcționează toate pompele (curba notată 4P în figura 5.16). Funcționarea se produce la intersecția celor două curbe, în punctul F_1 din figura 5.16, sarcina sistemului fiind minimă.

În momentul în care la utilizatori scade nivelul de consum (se închid mai multe vane în circuit) modulul de rezistență al rețelei crește (*caracteristica rețelei se ridică*), iar punctul de funcționare migrează pe caracteristica ansamblului (notată 4P) către valori mai mari ale înălțimii de pompă. Atunci când înălțimea de pompă atinge valoarea maximă admisibilă pentru rețeaua considerată (notată H_{max}), adică la atingerea punctului F_2 , este oprită una dintre pompe, rămânând în funcțiune doar 3 pompe. Oprirea unei pompe modifică brusc curba caracteristică a stației de pompă (curba notată 3P în figura 5.16), atât debitul furnizat, cât și înălțimea de pompă asigurată de stație micșorându-și valorile. Punctul de funcționare sare în poziția F_3 situată pe aceeași caracteristică a rețelei ca și F_2 . Procesul se repetă până când în stația de pompă nu mai

funcționează decât o singură pompă. Debitul minim cerut de către consumatori corespunde caracteristicii instalației definită prin relația (5.11). Acest debit minim este atins la sarcina maximă H_{max} , anume în punctul F_8 . După cum se poate observa din figura 5.16, rezultă **același tip de reglare discretă a funcționării**, reglare care nu poate asigura toate valorile debitelor cerute de către consumatori, cuprinse între valoarea maximă (Q_{F_1} corespunzătoare punctului F_1) și cea minimă (Q_{F_8} corespunzătoare punctului F_8). De asemenea, trebuie remarcat faptul că necesarul de apă la consumatori variază continuu, ceea ce face ca în momentul imediat următor opririi unei pompe, debitul furnizat de stație să devină mai mic decât este necesar, existând astfel o perioadă de timp în care *se livrează în rețea un debit de apă insuficient*.

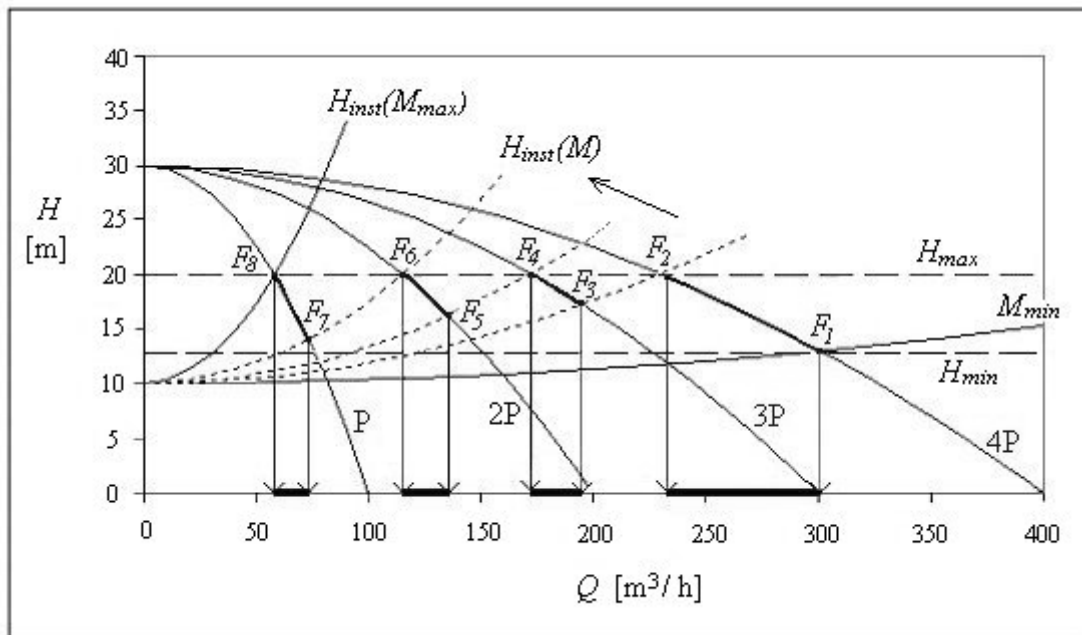


Fig. 5.16. — Reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în situația în care consumul de apă scade de la o valoare maximă la o valoare minimă

Din această analiză a funcționării unei stații de pompare echipată cu pompe cu turație constantă, rezultă că reglarea discretă, efectuată prin pornirea sau oprirea pompelor din stație, este relativ inefficientă, existând fie perioade în care se livrează consumatorilor un debit de apă excedentar, fie perioade în care se livrează un debit de apă insuficient.

5.2.2. Reglarea continuă a funcționării pompelor în stații de pompare

Pentru eliminarea neajunsurilor create de reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în condițiile unei variații mari a debitului care trebuie furnizat, se impune o soluție modernă, bazată pe combinarea reglării discrete cu o reglare continuă, corespunzătoare modificării continue a caracteristicii de sarcină a unei singure pompe. Astfel, cel puțin una dintre pompele stației va fi prevăzută cu un motor acționat la turație variabilă.

Se consideră o stație de pompare echipată cu 4 pompe identice cuplate în paralel, dintre care o pompă are turație variabilă, iar celelalte 3 pompe au turație constantă. Pompa cu turație variabilă funcționează continuu și va fi desemnată drept pompă de bază. Pornirea și oprirea celorlalte 3 pompe este comandată în funcție de turația pompei de bază, precum și în funcție de valoarea sarcinii în punctul de funcționare al ansamblului de pompe cuplate în paralel (această sarcină variază între o valoare minimă, H_{min} și o valoare maximă, H_{max}).

Influența variației turației motorului de antrenare a pompei de bază poate fi observată în figura 5.17. Pentru simplificare, în această figură, caracteristicile de sarcină ale pompei de bază s-au notat cu P_{min} (la n_{min}), respectiv cu P_{max} (la n_{max}), fiind obținute prin modificarea turației cu $\pm 15\%$ față de turația nominală n_0 a acestei pompe.

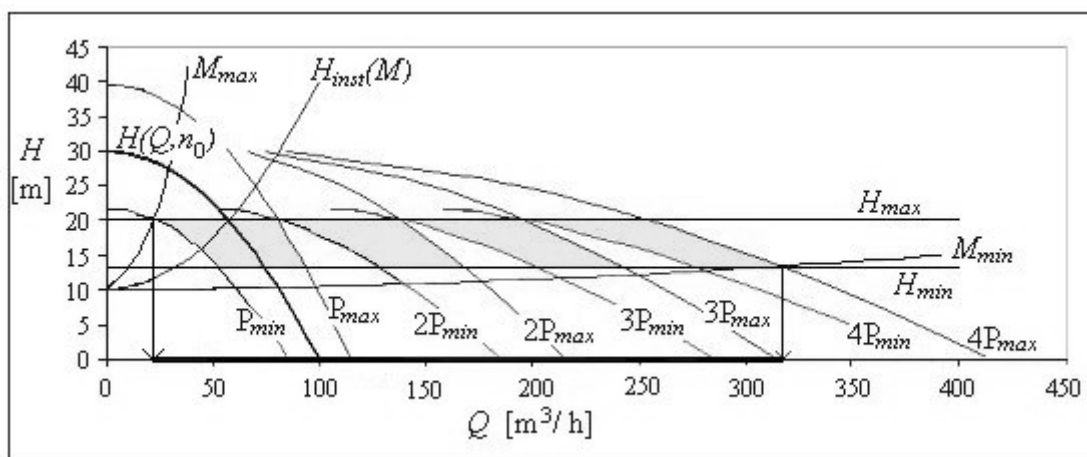


Fig. 5.17. — Reglarea continuă a funcționării pompelor într-o stație de pompare

Plaja de variație a turației pompei de bază, între valorile $n_{min} = 0,85 n_0$ și $n_{max} = 1,15 n_0$ este aleasă astfel încât randamentul pompei să nu fie influențat sensibil de aceste modificări, iar punctele de funcționare să se situeze în continuare la valori optime ale randamentului pompei. Pompele cu turație constantă sunt antrenate cu turația nominală n_0 . La funcționarea pompei de bază în paralel cu alte pompe, caracteristicile energetice ale stației de pompare, anume $H_{cp} = H_{cp}(Q, n_{min})$, respectiv $H_{cp} = H_{cp}(Q, n_{max})$ sunt notate $2P_{min}, 2P_{max}, \dots, 4P_{min}, 4P_{max}$ (figura 5.17).

Se menționează că în stațiile de pompare, modificarea caracteristicii pompei de bază se efectuează de preferință în varianta în care turația maximă este egală cu turația nominală, adică $n_{max} \equiv n_0$, turația pompei de bază putând fi micșorată cu cel mult 30% față de turația nominală. Se obține astfel turația minimă $n_{min} = 0,7 n_0$.

Modificarea turației motorului de antrenare a pompei se poate face automat, în funcție de nivelul energetic H necesar în rețea la un moment dat. Nivelul energetic H este delimitat de valori minime, respectiv maxime admisibile: $H_{min} \leq H \leq H_{max}$.

Să presupunem că ne aflăm în situația în care **consumul de apă crește** brusc de la o valoare apropiată de 0, la valoarea maximă. Când debitul cerut în sistem are valoarea minimă (modulul de rezistență al instalației este maxim), pompa de bază funcționează cu turația minimă, la sarcina maximă. La creșterea consumului (modulul de rezistență al instalației scade), punctul de funcționare migrează pe caracteristica pompei până la atingerea sarcinii minime, moment în care turația pompei de bază crește. Prin variația turației pompei de bază poate fi asigurat orice punct de funcționare cuprins între caracteristicile acestei pompe și nivelurile energetice admisibile H_{min} , respectiv H_{max} (prima zonă colorată în gri, în partea stângă a figurii 5.17). Atunci când nivelul energetic H nu mai poate fi asigurat de funcționarea pompei de bază la turația n_{max} (modulul de rezistență al rețelei scade), se pornește a doua pompă (antrenată de un motor cu turație fixă), simultan cu reducerea turației de antrenare a motorului pompei de bază până la valoarea n_{min} , după care se reia reglajul continuu prin modificarea turației motorului de antrenare al pompei de bază. Procesul se repetă până la intrarea în funcțiune a tuturor pompelor. Când debitul cerut în sistem are valoarea maximă (modulul de rezistență al instalației este minim), pompa de bază funcționează cu turația

maximă, în paralel cu celelalte 3 pompe de turație constantă, iar sarcina sistemului este minimă.

În situația în care **consumul de apă scade** de la valoarea maximă, către o valoare apropiată de 0, reglarea continuă se efectuează pe considerente similare cazului precedent, însă *în sensul opririi succesive a pompelor cu turație constantă*, simultan cu creșterea turației motorului pompei de bază.

Printr-o alegere judicioasă a pompei acționată cu motor cu turație variabilă și prin stabilirea corespunzătoare a limitelor de modificare a turației (n_{min} și n_{max}), se poate acoperi întreaga plajă a debitelor cerute de consumatori, cuprinsă între debitul minim și debitul maxim, în condițiile asigurării unui nivel al înălțimii de pompare relativ constant (la acest tip de reglare, plaja valorilor cuprinse între H_{min} și H_{max} poate fi mult mai mică decât în cazul reglării discrete). Acest tip de reglare combinată (discretă și continuă) se numește pe scurt **reglare continuă a funcționării pompelor** în stație.

Acest proces de reglare continuă a funcționării pompelor în stație poate fi *automatizat*, într-o primă etapă în funcție de parametrii (debit, înălțime de pompare) achiziționați la ieșirea din stația de pompare, iar apoi, în funcție de debitul și energia hidraulică necesare în diferite puncte critice din rețea. *Dispar astfel variațiile de debit la consumatori*, ceea ce îmbunătățește parametrii globali de confort ai acestora, reducând concomitent risipa de energie.

6. TIPURI CONSTRUCTIVE DE STAȚII DE POMPARE

6.1. Clasificarea stațiilor de pompare

Stațiile de pompare (*abreviat: SP*) se clasifică după mai multe criterii, enumerate exhaustiv de către profesorul Dorin Pavel [1964], fiecare criteriu implicând utilizarea unor scheme constructive diferite, în funcție de tipul de echipamente și de construcțiile hidrotehnice aferente. Se prezintă în continuare o clasificare succintă a SP.

6.1.1. Clasificare în funcție de felul folosințelor

După felul folosințelor, stațiile de pompare pot fi:

- ⇒ SP pentru alimentări cu apă potabilă (descrise în paragraful §6.3.1).
- ⇒ SP pentru alimentări cu apă industrială. În multe cazuri, apa industrială (apă netratată, apă tehnologică) este recirculată *în circuit închis*. În cazul în care nu este poluată la ieșirea din sistem, aceasta poate fi vehiculată și în circuit deschis.
- ⇒ SP pentru stingerea incendiilor. În general, sunt *SP de mare presiune*, cu aplicații în spații închise (în domeniul energetic, sau în alte domenii industriale), sau cu aplicații în spații deschise, pentru stingerea incendiilor de suprafață, în centrele populate, în industrie, în cazul depozitelor agricole etc. Aceste tipuri de SP pot fi fixe sau mobile (în ultima categorie se încadrează și autocisternele).
- ⇒ SP pentru instalațiile de producere a zăpezii artificiale. Sunt *SP moderne, de mare presiune*, care alimentează cu apă o rețea ramificată de conducte, la capătul fiecărei ramuri existând câte un tun de zăpadă. Aceste SP trebuie să asigure o presiune de serviciu de circa 30 bar la intrarea în sistemul de pulverizare a apei.
- ⇒ SP pentru folosințe energetice (descrise în paragraful §6.3.2).
- ⇒ SP pentru irigații (descrise în paragraful §6.3.4).

⇒ SP pentru desecare și SP pentru drenare. Prima categorie este descrisă în paragraful §6.3.5. Cea de-a doua categorie este utilizată pentru drenare în cadrul construcțiilor hidrotehnice (în special baraje) sau diverselor fundații.

⇒ SP pentru rețele de canalizare; SP pentru instalații de epurare a apelor uzate. Rețelele de canalizare pot fi conectate prin SP la colectoare situate la cote ridicate. Există SP mobile care au rol de spălare a canalelor sau rezervoarelor.

⇒ SP de hidromecanizare și SP de hidrotransport. Prima categorie de SP este utilizată pentru lucrările care necesită, de exemplu, jeturi de apă cu presiune foarte ridicată (executarea lucrărilor hidrotehnice, excavații etc). Cea de-a doua categorie este utilizată pentru transportul hidraulic (evacuarea) nămolului, cenușii, zgurei, sterilului, cărbunilor sau minereurilor.

⇒ SP pentru foraje și SP utilizate în industria minieră. Prima categorie de SP este utilizată la sondele de petrol, de gaze naturale sau diferite foraje geotehnice. În cadrul celei de-a doua categorii, se întâlnesc SP de epuiment pentru desecarea galeriilor și puțurilor în mine, precum și diverse tipuri de SP pentru procese de prelucrare a minereurilor (spălare, flotație, concasare etc).

⇒ SP utilizate în industria petrochimică, alimentară, metalurgică etc. Sunt SP echipate cu pompe speciale, cu aplicații pentru repomparea produselor petroliere, sau pentru recircularea diferitelor fluide industriale vâscoase, pentru vehicularea fluidelor corozive, pentru evacuarea nămolului, sau a diferitelor fluide reci sau fierbinți, încărcate sau nu cu suspensii.

6.1.2. Clasificare în funcție de tipul agregatelor

După tipul agregatelor, stațiile de pompare pot fi:

⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax orizontal: pompe centrifuge monoetajate cu simplu flux, sau cu dublu flux, respectiv multietajate cu simplu flux. Înălțimea geodezică de aspirație este pozitivă $H_{ga} > 0$ și *pompele necesită instalații de amorsare*.

⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax vertical: în general, pompe axiale sau diagonale. Înălțimea geodezică de aspirație este negativă $H_{ga} < 0$ și *pompele nu necesită amorsare*. Există și SP echipate cu pompe centrifuge cu ax vertical.

⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax oblic: în general, pompe axiale (exemplificate în figura 6.1, unde (1) este rotorul pompei și (2) este motorul de antrenare).

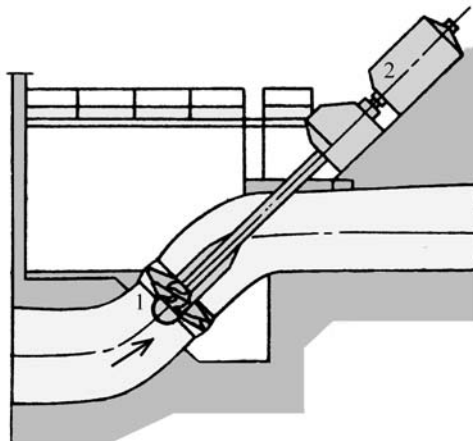


Fig. 6.1. — Pompă axială cu ax oblic

⇒ SP pentru pompare-turbinare, echipate cu *pompe-turbine reversibile* (descrise în paragraful §6.3.3).

⇒ SP echipate cu transformatoare hidraulice, anume cu *ejector*, sau *hidropulsor*, care nu au nevoie de motor pentru a realiza pomparea.

6.1.3. Clasificare în funcție de dispunerea agregatelor

Linia tehnologică este caracterizată de ansamblul conductelor și echipamentelor, de la intrarea în sistem (amonte de pompă) și până la ieșirea din sistem (aval de pompă). În funcție de dispunerea agregatelor, SP se clasifică astfel:

⇒ SP cu agregate pe linii tehnologice independente (recomandată pentru debite mari). Pompele funcționează în paralel și au *conducte de aspirație, respectiv conducte de refulare independente* (pentru traseu scurt de aspirație, respectiv de refulare), ca în figura 6.2(a).

⇒ SP prevăzute cu conductă magistrală de aspirație unică până la intrarea în clădirea stației (recomandate când traseul de aspirație este lung). Pompele funcționează în paralel și au *conducte de refulare independente* (când traseul de refulare este scurt).

⇒ SP prevăzute cu conducte de aspirație independente (recomandate când traseul de aspirație este scurt). Pompele funcționează în paralel și refulează pe o conductă magistrală unică, ca în figura 6.2(b) (pentru un traseu de refulare lung).

⇒ SP prevăzute cu conductă magistrală de aspirație unică, respectiv cu conductă magistrală de refulare unică (pentru traseu lung de aspirație, respectiv de refulare), ca în figura 6.2(c).

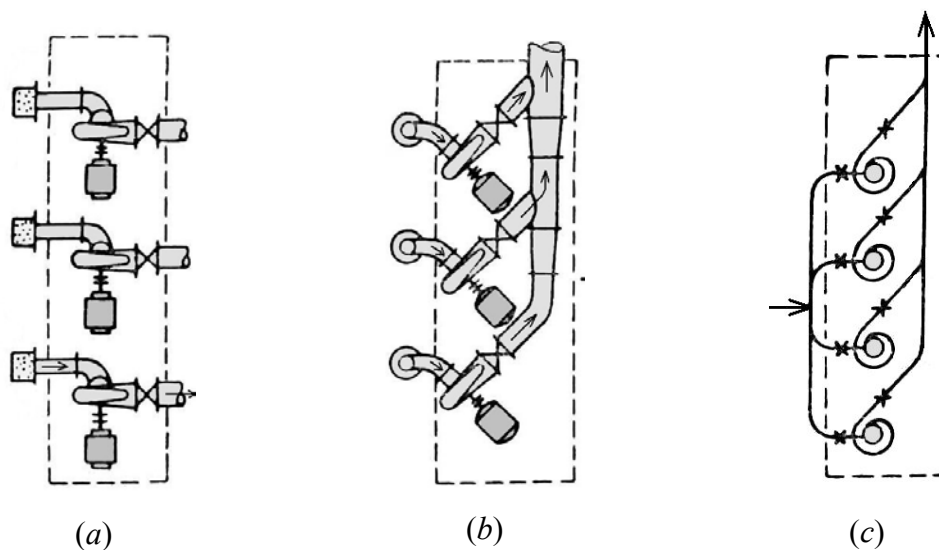


Fig. 6.2. — Dispunerea agregatelor într-o stație de pompare: conducte de aspirație și de refulare independente (a); magistrală de refulare unică (b); magistrală de aspirație unică, respectiv magistrală de refulare unică (c)

⇒ SP cu agregate care funcționează în serie, utilizate mai ales atunci când conducta de refulare este foarte lungă (pierderile de sarcină hidraulică sunt mari și înălțimea de pompare necesară este deci mare).

⇒ SP cu agregate cu linie tehnologică reversibilă, utilizate alternativ pentru irigarea sau pentru desecarea unui teren (a se vedea paragraful §6.3.5).

⇒ SP cu agregate montate în circuit închis, utilizate în general pentru recircularea fluidelor în industrie.

6.1.4. Clasificare în funcție de tipul construcției de captare și al aducțiunii

⇒ SP cu captări prin baraje, sau SP cu captări de apă din lacuri/bazine, râuri/fluviu.

Există diferite *variante constructive*, dintre care se enumeră câteva:

- *SP de tip bloc* (priza de apă și casa pompelor sunt înglobate într-o construcție unică);
 - *SP cu captare independentă* (captare în albie și casa pompelor la mal);
 - *SP cu front de captare la mal* (SP este amplasată la mal, iar conductele de aspirație prelevează apa din canal/râu);
 - *SP cu bazin de aspirație*, creat într-o nișă laterală în versantul malului râului.
- ⇒ Pentru cazurile în care clădirea SP nu este lângă sursa de apă, aducțiunea poate fi realizată:
- *gravitațional cu nivel liber* (canal, debite mari);
 - *gravitațional sub presiune* (conductă);
 - prin *conductă sifonată*;
 - prin *conductă de aspirație* cu $H_{ga} > 0$, sau cu $H_{ga} < 0$ (cu contrapresiune).

6.2. Clasificarea în funcție de tipul constructiv al stației de pompare și al mobilității sale

6.2.1. Stații de pompare fixe

Stațiile de pompare fixe¹ pot fi amplasate în albie, la mal, în incinta irigată etc și pot fi construite în următoarele *variante*.

- ⇒ **Supraterană (SP amplasată la sol)**. Acesată SP are **cameră uscată**, aspirația este realizată prin conducte și corespunde unei înălțimi geodezice de aspirație pozitive ($H_{ga} > 0$). Pompele necesită *instalații de amorsare*. În figura 6.3 este prezentată schema unei astfel de SP, ale cărei elemente principale sunt: *conducta de aspirație* (1); *pompa* (2) *cu ax orizontal* (debitul instalat pe agregat este, de regulă, inferior valorii de 1,5 m³/s), *camera uscată* (3) în care sunt amplasate pompele; *vana de reglare* (4) și *conducta de refulare* (5).
- ⇒ **SP semiîngropată** (aflată puțin sub cota terenului), pentru care $H_{ga} < 0$.
- Acest tip de SP poate avea **cameră uscată**, iar aspirația poate fi realizată prin conducte sifonate, sau dintr-o cameră de aspirație adiacentă (exemplificată în figura 6.4). Elemente principale ale SP prezentate în figura 6.4 sunt: *camera de aspirație*

¹ majoritatea aparțin acestei categorii

adiacentă (1); *conducta de aspirație* (2); *vană pe conducta de aspirație* (3); *pompa* (4) *cu ax orizontal* (debitul instalat pe agregat este, de regulă, $Q < 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$), *camera uscată* (5) în care sunt amplasate pompele; *vana de reglare* (6), respectiv *conducta de refulare* (7).

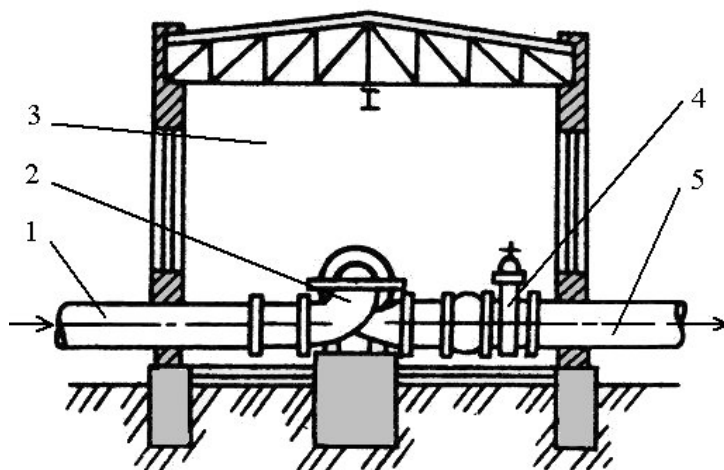


Fig. 6.3. — Stație de pompare supraterană, cu cameră uscată

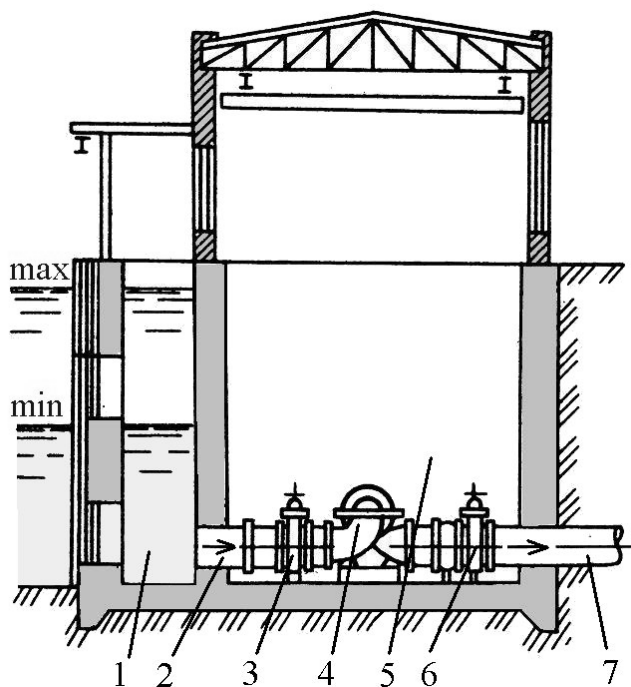


Fig. 6.4. — Stație de pompare semiîngropată, cu cameră uscată

➤ SP semiîngropată poate avea și **cuvă umedă**, caz în care agregatele de pompare au ax *vertical* și *nu necesită amorsare*. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt prezentate în figura 6.5, anume: *cuva umedă* (1) din care aspiră pompa (2) cu ax *vertical* (de regulă, diagonală sau axială); *motorul* (3) este amplasat în sala mașinilor din *clădirea stației* (4); *clapeta de reținere* (5) împotriva întoarcerii lichidului; *conducta de refulare* (6). Pentru *evitarea apariției vortexului* la intrarea în pompă, sub *pâlnia de aspirație* (7) a pompei, pe fundul cuvei, este amplasat un *hidrocon* (8). Acest tip de SP are agregatele dispuse pe *linii tehnologice independente* (conform definițiilor din paragraful §6.1.3), adică agregatele aspiră și refulează independent.

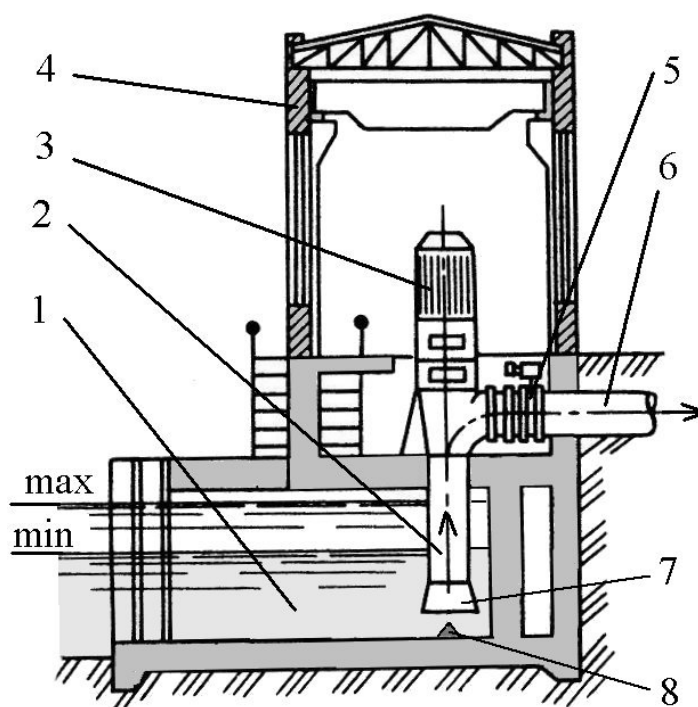


Fig. 6.5. — Stație de pompare semiîngropată, cu cuvă umedă

În figura 6.6 este prezentată o altă schemă constructivă de SP cu cuvă umedă, SP în care agregatele aspiră independent, însă *refulează pe o conductă magistrală unică*. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt: *bazinul de aspirație* (1); *grătare* (2); *stavile* (3); *cuve umede*² (8); *pompe* (7) cu ax *vertical*; *hidrocon* (9) sub pâlnia de

² prin compartimentare, se obține câte o cuvă pentru fiecare agregat

aspirație a fiecărei pompe; *clapete de reținere* (6); *conducta de refulare* (5) aferentă fiecărei pompe; *conducta magistrală de refulare* (4), care iese din SP.

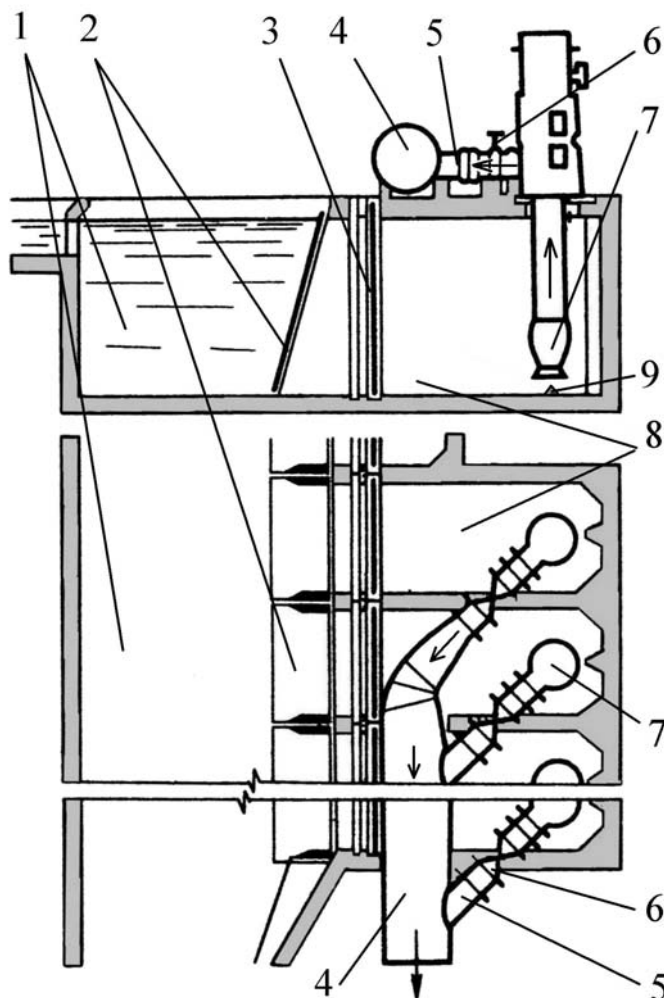


Fig. 6.6. — Stație de pompare cu cuvă umedă și conductă magistrală unică

Pentru asigurarea unor *condiții favorabile la aspirația pompelor cu ax vertical*, se impune atât asigurarea unor *dimensiuni minime ale cuvei* în raport cu dimensiunea pompei, cât și respectarea anumitor *condiții de montare* a pompelor în raport cu fundul cuvei, sau cu pereții cuvei umede. În figura 6.7 se prezintă un exemplu de cote recomandate pentru *dimensionarea cuvei umede*, respectiv pentru *poziționarea pâlniei de aspirație*, aceste dimensiuni fiind date în funcție de diametrul³ D al conductei de refulare a pompei.

³ diametrul exterior D_{ext} al rotorului în cazul pompelor axiale

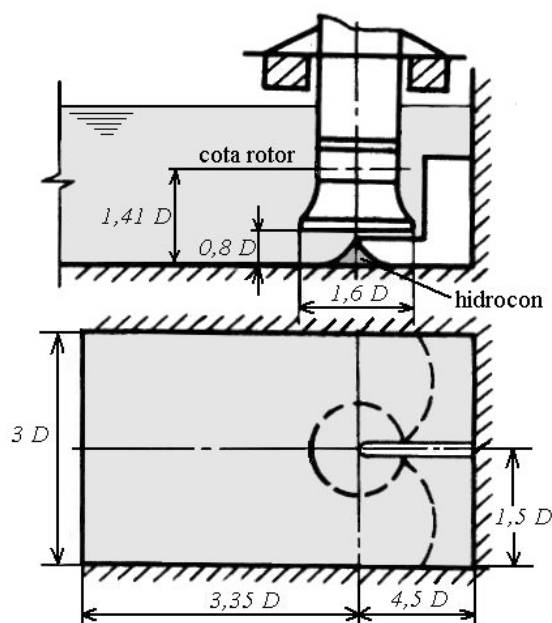


Fig. 6.7. — Poziționarea pâlniei de aspirație a pompei cu ax vertical

⇒ **SP de tip bloc**, pentru debite mari (de regulă, $Q > 2 \text{ m}^3/\text{s}$). Necesită amenajarea unor camere de aspirație în infrastructura masivă a construcției și au $H_{ga} < 0$.

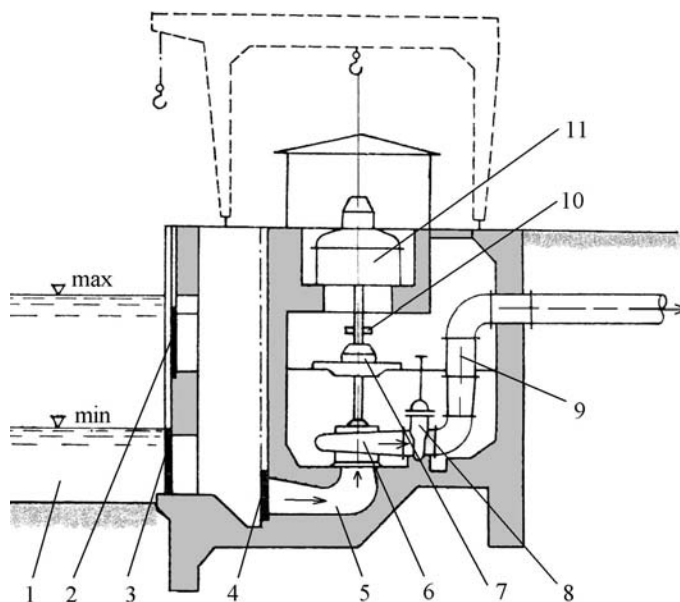


Fig. 6.8. — Stație de pompare de tip bloc cu agregate cu ax vertical și cameră spirală

Agregatele de pompare au ax vertical. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt prezentate în figura 6.8, anume: *bazinul de aspirație* (1); *stavilele de priză* (2) și (3); *stabila batardou* (4) la intrarea în *aspiratorul pompei* (5); *pompa* (6) *cu ax vertical*; *lagărul radial* (7); *cupla* (10); *motorul* (11); *vana de reglare* (8) pe *conducta de refulare* (9).

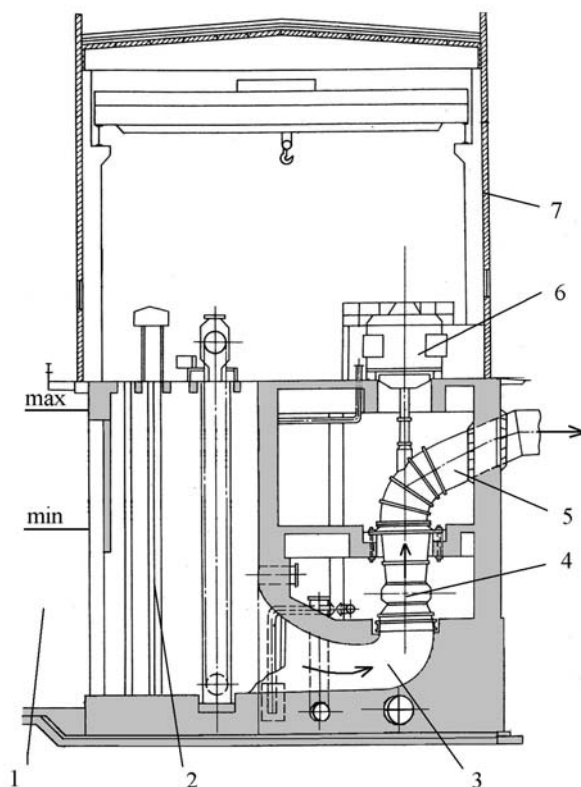


Fig. 6.9. — Stație de pompare de tip bloc cu agregate axiale cu ax vertical

Stația de pompare de tip bloc poate fi realizată și în varianta constructivă din figura 6.9. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt: *bazinul de aspirație* (1); *stabila* (2); *aspiratorul pompei* (3); *pompa* (4) *cu ax vertical*; *conducta de refulare* (5); *motorul* (6), amplasat în sala mașinilor din *clădirea stației* (7).

Pentru asigurarea unor *condiții favorabile la aspirația pompelor cu ax vertical*, se impune asigurarea unor *dimensiuni optime ale aspiratorului* în raport cu dimensiunea pompei (figura 6.10), dimensionarea fiind realizată în funcție de diametrul⁴ D al conductei de refulare a pompei.

⁴ diametrul exterior D_{ext} al rotorului în cazul pompelor axiale

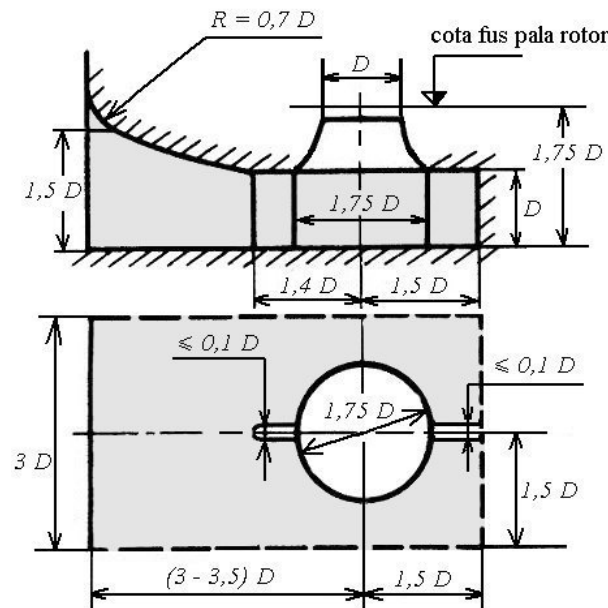


Fig. 6.10. — Dimensiunile aspiratorului pompei

⇒ **SP subterană** de tipul: *în cavernă* (întâlnită la CHEAP sau în industria minieră), *în galerie* (întâlnită în industria minieră), sau *în puț* (întâlnită la alimentări cu apă din drenuri și puțuri).

6.2.2. Stații de pompare plutitoare și stații de pompare mobile

⇒ **Stațiile de pompare plutitoare** sunt amplasate în albia râurilor sau în canale, respectiv în bazine și pot fi amplasate pe nave, sau pe platforme plutitoare.

➤ **SP plutitoare similară unei nave** este instalată pe fluvii sau râuri mari, putând oscila pe verticală în funcție de nivelul apei, nivel care poate varia în limite foarte mari (până la 10 m pe Dunăre). La noi în țară, există de exemplu asemenea SP plutitoare pe brațul Borcea și fiecare navă este echipată cu câte 6 agregate de pompare axiale cu ax vertical (debite mari și înălțimi de pompare mici). Conducta de refulare a SP este racordată la mal printr-o articulație elastică (manșon elastic, mai exact, burduf realizat din anvelope de tractor). SP plutește cu ajutorul volumului de aer acumulat în chila compartimentată, volumul de carenă fiind întrerupt de spațiile (puțurile) în care sunt montate agregatele de pompare. În figura 6.11 este prezentată schema unei stații de

pompă plutitoare, echipată cu agregate de pompă diagonale, cu arbore vertical și cameră spirală.

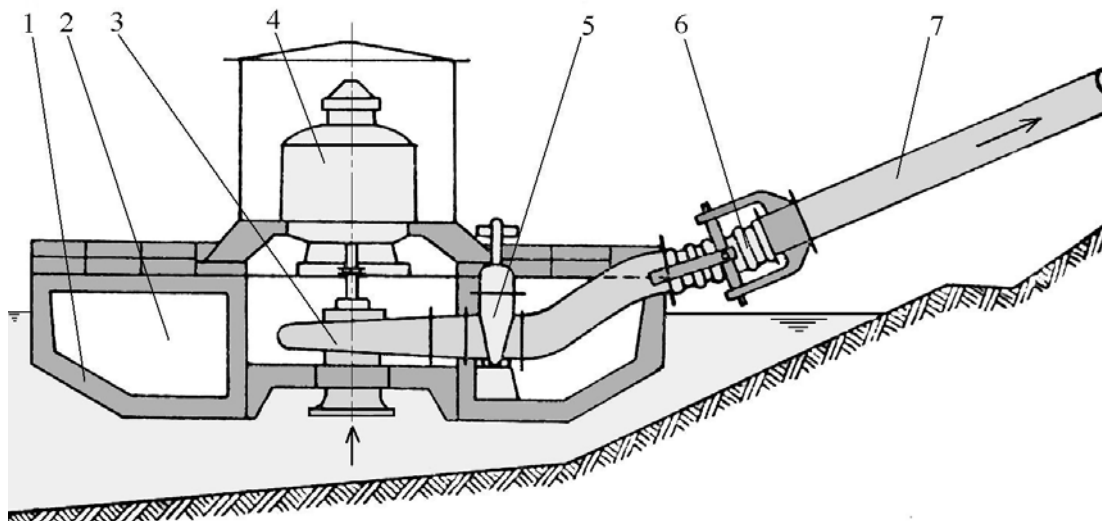


Fig. 6.11. — Stație de pompă plutitoare

Elementele componente ale acestei SP sunt: *nava* (1) pe care sunt amplasate agregatele de pompă, alcătuite din ansamblul *pompă* (3) & *motor de antrenare* (4); plutirea este asigurată prin *compartimentele chilei* (2), cu rol în mărirea volumului de carenă; la refularea pompei este poziționată *vana de reglare* (5); *conducta de refulare* (7), care este amplasată pe mal, este racordată la conducta de refulare a pompei de pe navă prin *articulația elastică* (6).

- Pentru debite și sarcini mai mici, SP pot fi realizate pe **platforme plutitoare**, ancorate lângă mal, între pontoane.
- ⇒ **SP mobile** pot fi coborâte/urcate oblic pe versant, sau translatate în plan orizontal, de-a lungul malului râului/canalului, sau coborâte/urcate pe verticală (de tip ascensor).
- SP mobile pot fi construite *pe vagonet care se mișcă oblic* pe șine metalice, montate pe versant, în funcție de variația nivelului apei din canalul/bazinul de aspirație;
- sau pot fi construite *pe vagonet care se mișcă longitudinal* de-a lungul malului râului/canalului (pentru cazul variației mici a nivelului apei), în scopul alimentării cu apă a diferitelor incinte irigate;
- SP mobile pot fi și *autopurtate* pe o șosea, paralel cu malul râului;

- SP de *tipul ascensor* se mișcă pe verticală în puțuri sau bazine din mal, în funcție de nivelul apei.

6.3. Exemple de stații de pompare fixe

Conform clasificării efectuate în paragrafele anterioare, schemele constructive ale stațiilor de pompare sunt diferite, depinzând de tipul de echipamente și de construcțiile hidrotehnice aferente. În cele ce urmează, vor fi prezentate câteva tipuri constructive de *stații de pompare fixe*, reprezentative pentru categoria de folosințe în care sunt încadrate (a se vedea paragraful §6.1.1).

6.3.1. Stații de pompare pentru alimentări cu apă potabilă

Acestea pot fi *SP de bază*, sau *SP de repompare* pentru ridicarea presiunii în rețeaua hidraulică. Pentru SP de bază, sursa de aspirație poate fi apa de suprafață, apa subterană (din puțuri, drenuri și pânze acvifere), sau (rar) apa captată din izvoare. În cazul SP de repompare, în general, apa este aspirată dintr-o conductă magistrală, apoi este refulată în sistemul hidraulic cu o presiune mai mare. În cazul construcțiilor înalte, apa potabilă este distribuită și cu ajutorul *stațiilor de hidrofor*, cu rol de ridicare a presiunii în rețeaua de conducte de mică anvergură.

În figura 6.12 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare de tip bloc, pentru alimentări cu apă**, prevăzută cu *agregate de pompare centrifuge cu arbore vertical*. Înălțimea geodezică de aspirație în schema din figură este negativă. Elementele constructive ale acestui tip de SP sunt: *grătarul* (1) prin care este asigurat accesul apei din *bazinul de aspirație*⁵ (2); *stavila* (3); *sorbul* (4) prin care apa pătrunde în *conducta de aspirație* (10) a pompei (5); *camera spirală* (11); *vana de reglare* (7) de pe *conducta de refulare* (12) a pompei; *conducta magistrală de refulare* (9) la ieșirea din *clădirea stației de pompare* (8); *motorul de antrenare* (6).

Pe coperta acestei cărți este prezentată o poză efectuată într-o *SP de repompare* din București, stația fiind re tehnologizată și echipată cu pompe cu turație variabilă.

⁵ de exemplu, canal

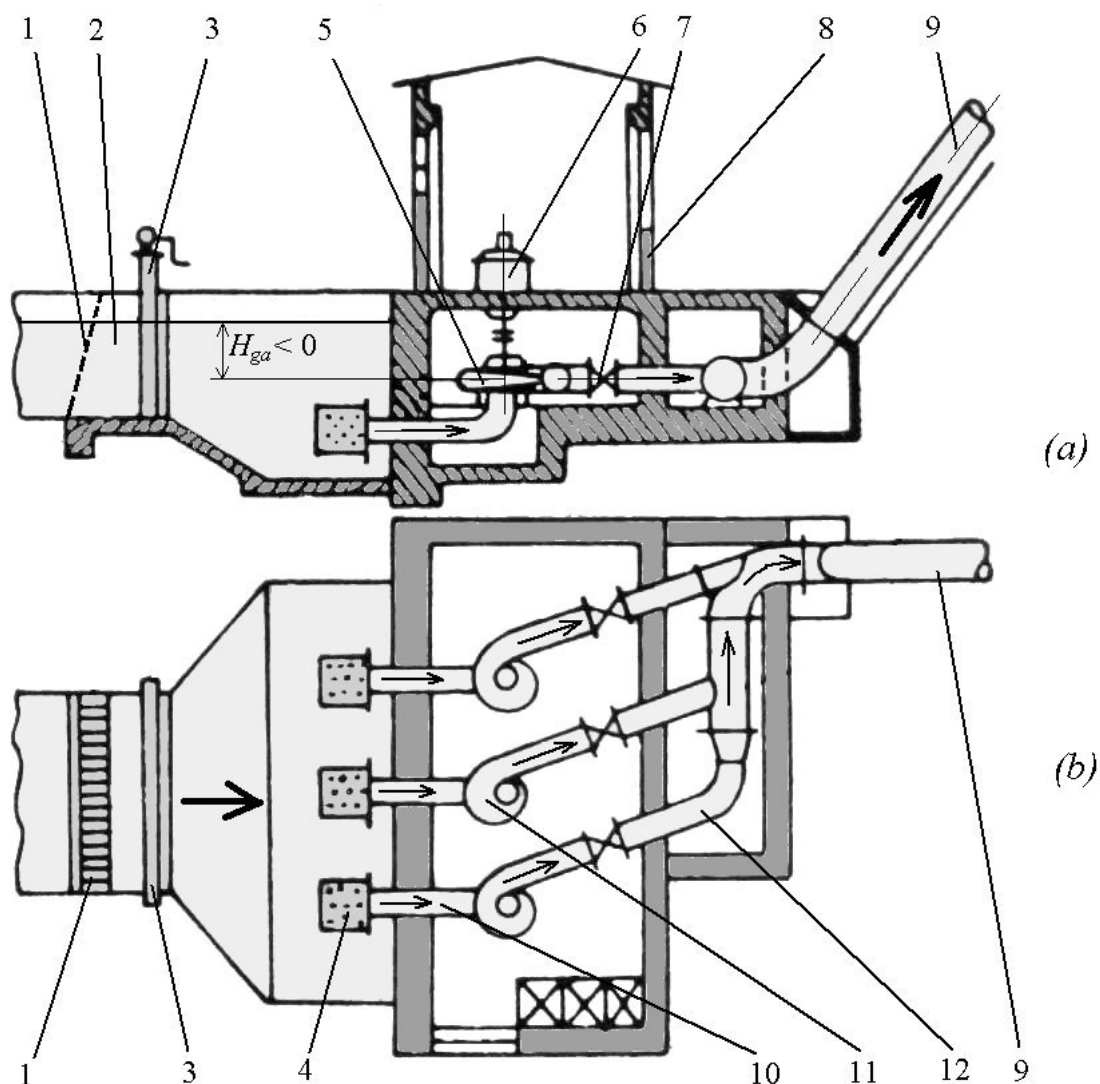


Fig. 6.12. — Stație de pompare de tip bloc, cu agregate cu arbore vertical

6.3.2. Stații de pompare pentru folosințe energetice

În hidroenergetică, SP cu circuit deschis pot avea rol de alimentare a unui lac superior, cu apă din altă sursă, situată la o cotă inferioară, sau rol de captare a apelor de pe versanți și acumularea lor într-un lac superior, sau rol de compensare hidraulică între rezervoare cu diferență de nivel, sau cu diferență de înălțimi piezometrice. În centralele hidroelectrice, există circuite închise de apă de răcire, precum și SP de epuizament pentru evacuarea apei de pe traseul hidraulic din centrală, în scopul efectuării reviziilor

și reparațiilor, sau pentru evacuarea apei infiltrate în anumite incinte. În centralele termoelectrice, în centralele de termoficare și în centralele nucleare există *SP pentru alimentarea cu apă a cazanelor, pentru apa de răcire a condensatoarelor, sau turnurilor de răcire*, sau SP de dimensiuni mai mici, pentru *vehicularea apei reci sau fierbinți în circuit închis*, în diferite scopuri.

În figurile 6.13 și 6.14 sunt exemplificate secțiuni longitudinale prin stații de pompare tipice folosințelor energetice.

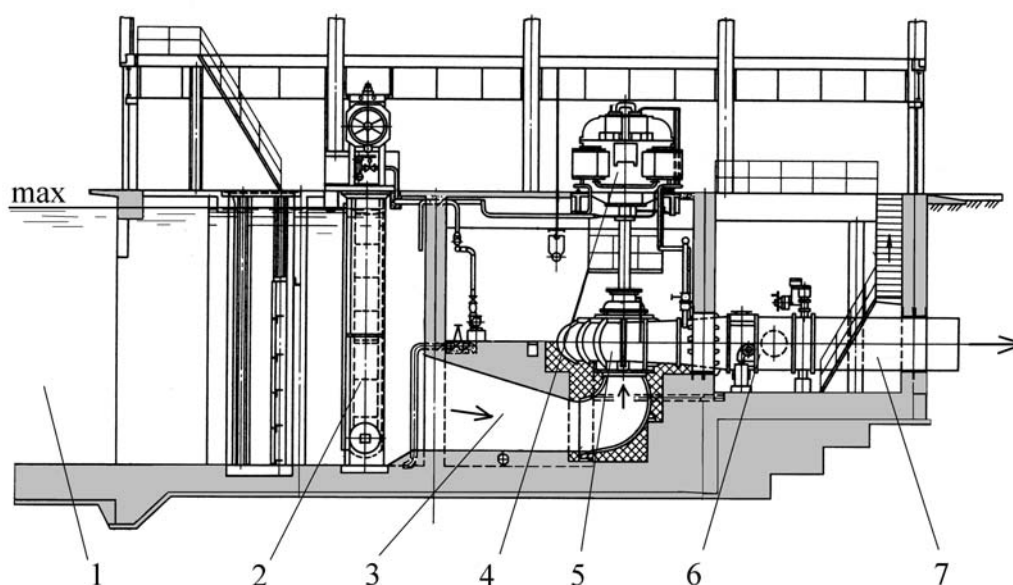


Fig. 6.13. — Stație de pompare cu agregate centrifuge cu ax vertical

Elementele componente ale stației de pompare prezentate în figura 6.13 sunt: *bazinul de aspirație (1); stavila batardou (2) la intrarea în aspiratorul pompei (3); pompa (5) centrifugă cu ax vertical; motorul de antrenare (4); vana de reglare (6) pe conducta de refulare (7).*

În mod similar, elementele componente ale stației de pompare prezentate în figura 6.14 sunt: *bazinul de aspirație (1); stavila (2) la intrarea în aspiratorul pompei (3); pompa (4) axială cu ax vertical; conducta de refulare (5); motorul (6), amplasat în sala mașinilor din clădirea stației (7).*

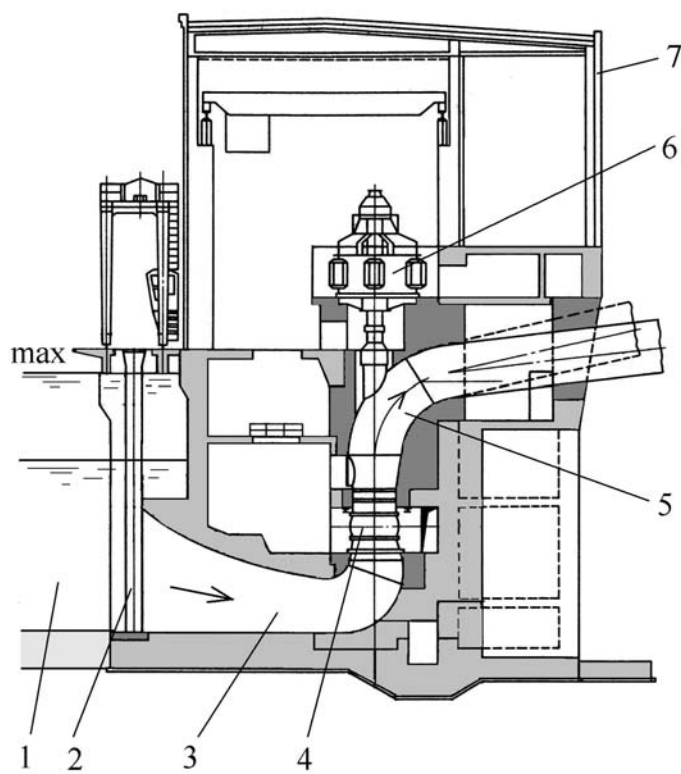


Fig. 6.14. — Stație de pompare cu agregate axiale cu ax vertical

6.3.3. Stații de pompare pentru pompare-turbinare

Aceste tipuri de SP pentru pompare-turbinare sunt echipate cu *pompe-turbine reversibile*. Mașinile hidraulice reversibile⁶ radial-axiale de tip *Francis*, sau diagonale de tip *Dériaz*, sunt în general caracteristice *centralelor hidroelectrice cu acumulare prin pompare* (CHEAP). Mașinile hidraulice reversibile axiale (figura 6.15), de tip *bulb* sau de tip *straflo* [Krivchenko, 1986, §3.2], sunt caracteristice și *centralelor hidroelectrice mareeo-motrice*. Pentru a asigura o înălțime de pompare foarte mare (de peste 1000 ÷ 1250 m), se folosesc mașini hidraulice reversibile radial-axiale dubluetajate, sau multietajate (cu 4 ÷ 5 etaje). Există și construcții speciale de agregate reversibile, prevăzute cu două rotoare radial-axiale (rotorul de pompă având diametrul mai mare ca rotorul de turbină); variantele constructive putând fi de tip *HONE*, respectiv de tip *isogir Charmilles* [Krivchenko, 1986, §20.4].

⁶ aceeași mașină hidraulică pompează, respectiv turbinează în ambele sensuri.

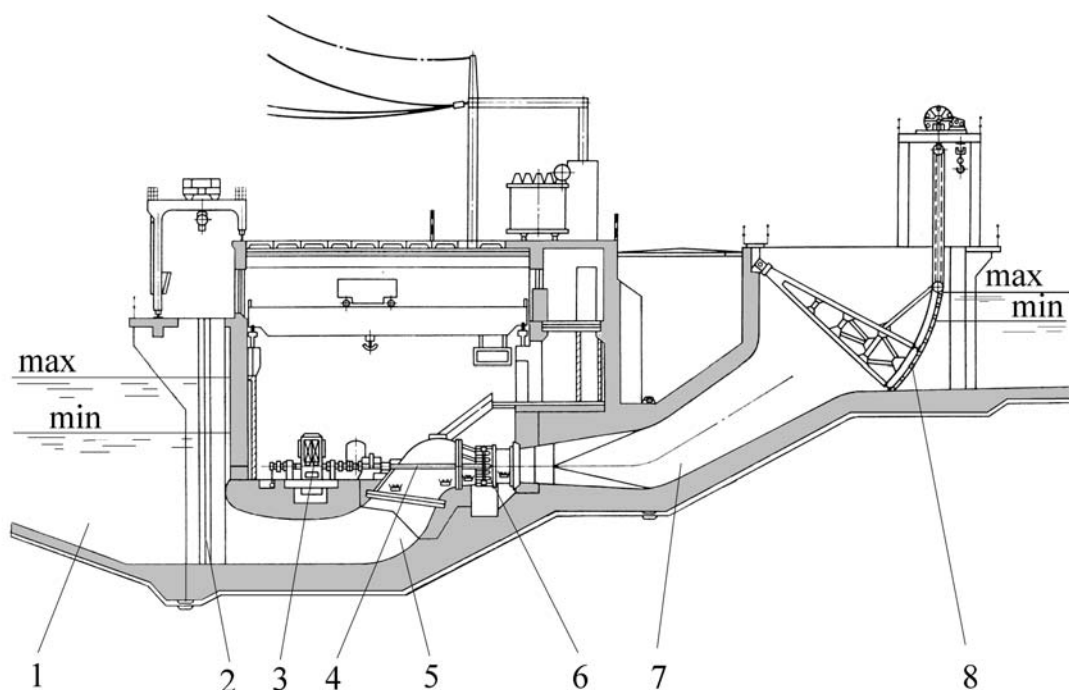


Fig. 6.15. — Stație pentru pompare-turbinare echipată cu agregate axiale reversibile cu ax orizontal

Elementele componente ale SP pentru pompare-turbinare cu agregate axiale reversibile cu ax orizontal din figura 6.15 sunt: *bazinul de aspirație* (1); *stavila plană* (2) la intrarea în aspiratorul (5); *pompa-turbină* (6) axială; *arborele orizontal* (4) al pompei; *motorul de antrenare* (3); *conducta de refulare* (6); *stavila segment* (8). În regim de pompare, SP vehiculează apa de la stânga către dreapta în figura 6.15. La turbinare, apa este vehiculată în sens invers.

6.3.4. Stații de pompare de bază pentru irigații

Stațiile de pompare pentru irigații se clasifică în: *SP de bază*, cu sau fără lucrări de captare, cu rol de alimentare a unui sistem de irigație (canale) cu apă din diferite surse (de suprafață, subterană, apă reziduală), *SP de repompare*, cu rol de pompare a apei la cote mai ridicate în cadrul sistemului de irigație, respectiv *SP pentru punere sub*

presiune⁷. La rândul lor, SP de bază pentru irigații se clasifică în⁸: SP fixe, SP plutitoare, respectiv SP mobile. SP de repompare pot fi fixe sau mobile.

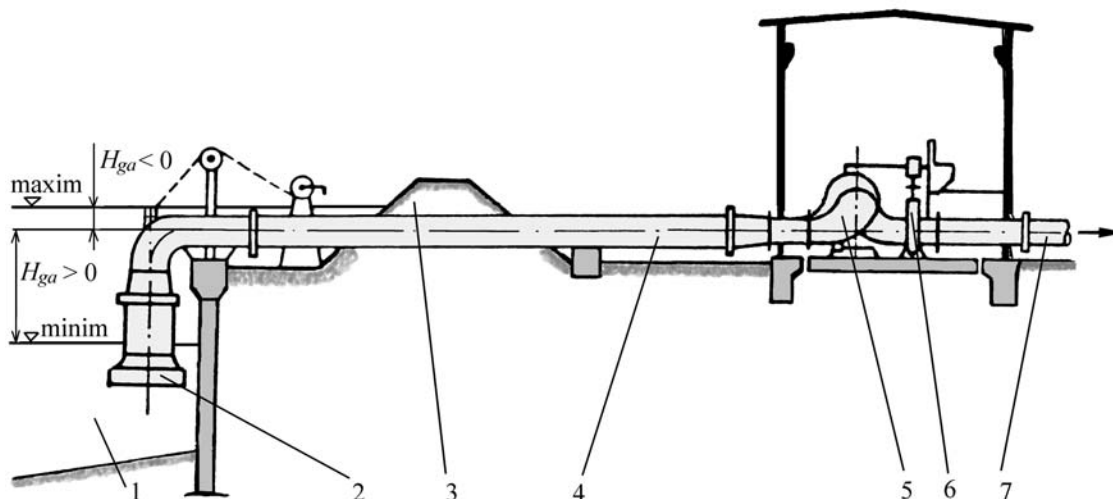


Fig. 6.17. — Stație de pompare cu cameră uscată

În figura 6.17 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare cu cameră uscată**, prevăzută cu *agregate de pompare centrifuge (simplu flux, dublu flux) sau diagonale, cu arbore orizontal*. Înălțimea geodezică de aspirație este în general pozitivă, $H_{ga} > 0$. În cazul în care nivelul apei crește în *bazinul de aspirație* (1), stația de pompare poate funcționa cu o ușoară contrapresiune ($H_{ga} < 0$). La debite mari este recomandată soluția constructivă cu linii tehnologice complet separate⁹ (conductele de aspirație, respectiv de refulare ale pompelor sunt amplasate paralel în planul stației). Elementele constructive ale unui astfel de tip de SP sunt: *sorbul* (2) prin care apa pătrunde în *conducta de aspirație* (4); *digul* (3) de protecție împotriva apelor mari; *pompa* (5) cu ax orizontal; *vana de reglare* (6) de pe *conducta de refulare* (7).

În figura 6.18 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare cu cuvă umedă**, prevăzută cu *agregate de pompare (diagonale sau axiale) cu arbore vertical*. Înălțimea geodezică de aspirație este negativă ($H_{ga} < 0$). Elementele constructive ale SP din figura 6.18 sunt: *bazinul de aspirație* (1), cu nivelul suprafeței libere a apei între o cotă minimă și una maximă; *priza de apă* (2) prin care apa pătrunde

⁷ pentru irigații prin aspersiune

⁸ A se vedea paragraful 6.1.2.

⁹ a se vedea paragraful §6.1.4.

în *conducta de aducțiune* (4); *camera de încărcare* (5) aflată amonte de stația de pompare; *conducta* (6) *de alimentare a cuvei* (7) a stației de pompare; *pompa* (8) cu ax vertical; *conducta de refulare* (9). Conductele (4) și (6) funcționează prin sifonare pe sub *digul* (3).

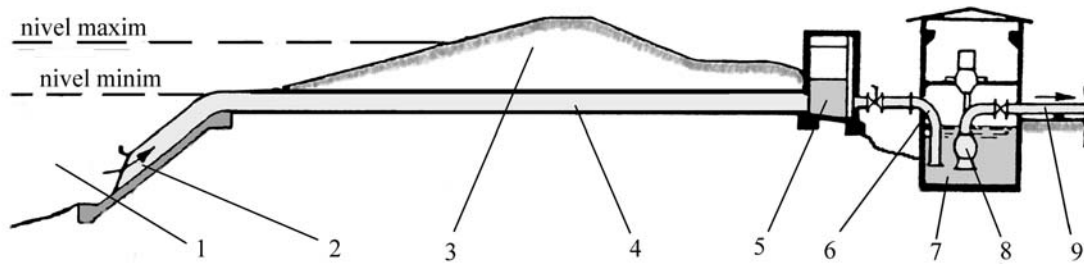


Fig. 6.18. — Stație de pompare cu cuvă umedă și cameră de încărcare în amonte

6.3.5. Stații de pompare pentru desecare

Stațiile de pompare pentru desecare sunt utilizate pentru asanarea terenurilor inundabile, luncilor îndiguite, sau mlaștinilor.

În figura 6.19 este schematizată, spre exemplificare, o **stație de pompare cu funcționare reversibilă**, prevăzută cu *agregate de pompare (diagonale sau axiale) cu arbore vertical*. Această SP are **rol de desecare a terenului din stânga stației de pompare**, aspirând apa din *canalul colector* (1) al terenului desecat și vehiculând-o către *camera de refulare* (12), care asigură legătura cu *râul receptor* (8). *Stația de pompare* (9) poate însă funcționa și în sens invers, asigurând **irigarea sistemului din stânga stației**, în acest caz, apa curgând dinspre râul (8) către canalul (1). Elementele constructive ale acestui tip de SP sunt: *stavila sau batardoul* (2); *grătarul* (3) prin care este asigurat accesul apei către cuva stației; *pompa* (4), acționată de *motorul* (5); *vana de reglare* (6) de pe *conducta de refulare* (7) care străbate *digul* (10); *clapeta* (11) *împotriva întoarcerii apei*, utilă la funcționarea SP în scopul desecării.

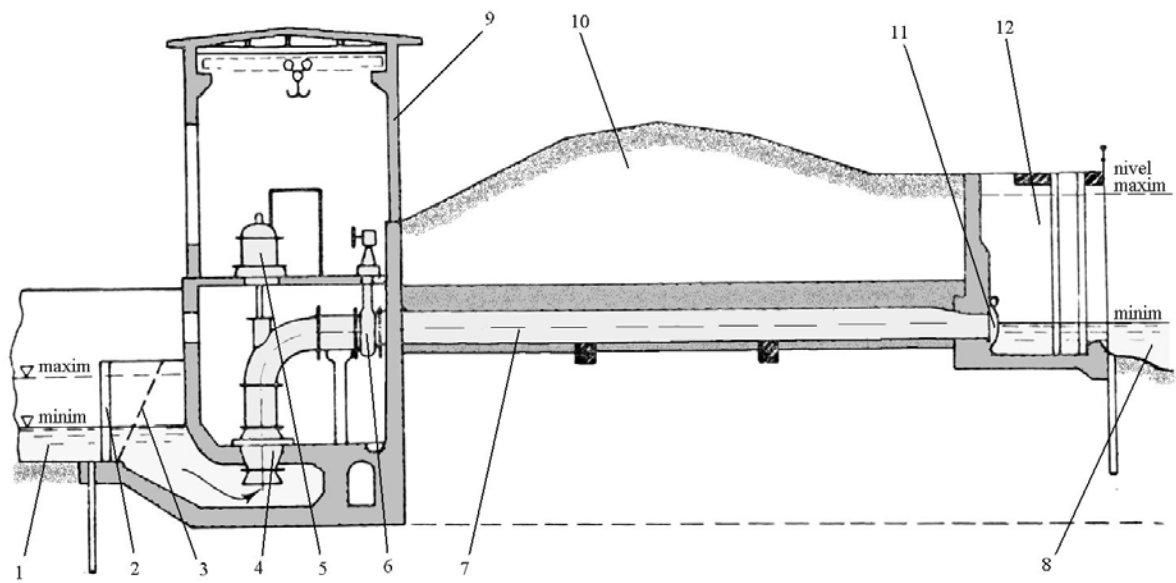


Fig. 6.19. — Stație de pompare reversibilă, pentru desecare, sau pentru irigație

REFERINȚE BIBLIOGRAFICE

- Anton A. ș.a., **2003**, *Măsurători parametri hidroenergetici și analiză de rețea la 24 stații de repompare din cadrul S. C. Apa Nova S.A. București*, Contract de cercetare, Universitatea Tehnică de Construcții București.
- Anton A. ș.a., **1995**, *Modernizarea stațiilor de pompare, repompare și hidrofor prin înlocuirea grupurilor de pompare cu agregate cu turație variabilă*, Studiu de prefezabilitate, Universitatea Tehnică de Construcții București.
- Anton A., Perju S., **2004**, Monitoring the main parameters of a water supply pumping station over ten years, *Transactions on Mechanics, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timișoara*, vol. 49, nr. 63, Special Issue Proc. on 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, October 21-22, eds. R. Resiga, S. Bernad, S. Muntean, M. Popoviciu, 175-180.
- Anton I., **1985**, *Cavitația*, vol. 2, Editura Academiei R.S. România, București, 720p.
- Anton I., **1984**, *Cavitația*, vol. 1, Editura Academiei R.S. România, București.
- Anton L. E., Miloș T., **1998**, *Pompe centrifuge cu impulsor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 314p.
- Baya A., **1999**, *Hidroenergetica*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 188p.
- Batchelor G. K., **1994**, *An Introduction to Fluid Dynamics*, 16th Edition, Cambridge University Press, Cambridge, New York, Oakleigh Australia, 615p.
- Bălan C., **2003**, *Lecții de mecanica fluidelor*, Editura Tehnică, București, 239p.
- Bird R. B., Stewart W. E., Lightfoot E. N., **1960**, *Transport phenomena*, John Wiley & Sons, New York, 780p.
- Burchiu V., Santău I., Alexandrescu O., **1982**, *Instalații de pompare*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 464p.
- Burchiu V., Dracea D., **1995**, *Stații de pompare fixe. Îndrumător pentru proiectare*, Ediția a 2-a revizuită, Litografia Universității de Științe Agronomice, București.
- Chapra S., Canale R., **1988**, *Numerical methods for engineers*, Second Edition, McGraw-Hill Inc., New York, 839p.
- Cioc D., **1983**, *Hidraulică*, Ediția a 2-a, Editura Didactică și Pedagogică, București, 483p.
- Desnoël L., **1991**, *Mécanique des fluides. 66 exercices corrigés*, DUNOD, Paris, 246p.
- Diacon A., Nisteanu V., **1989**, *Centrale hidroelectrice și stații de pompare*, vol.II, Litografia Institutului Politehnic București, 159p.
- Erokhin V. G., Makhan'Ko M. G., **1986**, *Problems on Fundamentals of hydraulics and heat engineering*, MIR Publishers, Moscow, 286p.
- Georgescu A.-M., **2000**, *Calculul hidraulic și optimizarea sistemului de distribuție al apei din municipiul Oradea*, CCS 38/2000, Beneficiar R.A. Apaterm Oradea.

- Georgescu A.-M., **2000**, *Tehnologie și revizuirea calculului hidraulic pe rețeaua de distribuție*. Faza studiu de fezabilitate, CCS 39/2000, Beneficiar R.A.J.A.C. Cluj.
- Georgescu A.-M., Ceașescu M., **1999**, Analiza timp-frecvență a debitelor injectate de o stație de pompare într-o rețea de alimentare cu apă, În: *Lucrările Conferinței de Sisteme Hidraulice sub Presiune*, 17-19 iunie, București, vol. 1, 142-147.
- Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2005**, Numerical modelling of the pumping stations and booster stations operation using EPANET code, In: *Proc. 2nd International Conference on Energy and Environment CIEM2005*, October 20-22, Bucharest (to appear).
- Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., **2004**, Pagina web interactivă pentru rezolvarea problemelor simple de mașini hidraulice, *Hidrotehnica*, vol. 49, nr. 1, 3-9.
- Georgescu A.-M., Perju S., Alboiu N., Mehedință I., **2004**, Analiza timp-frecvență a consumului de apă la stația de pompare “Teiul Doamnei”, În: *Lucrările celei de-a 3-a Conferințe a Hidroenergeticienilor din România*, 28-29 Mai, București, vol. 1, 199-204.
- Georgescu A.-M., Perju S., Georgescu S.-C., Alboiu N., **2004**, Energy savings quantification for the refurbishment of a pumping station, *Transactions on Mechanics, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timișoara*, vol. 49, nr. 63, Special Issue Proc. on 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, October 21-22, eds. R. Resiga, S. Bernad, S. Muntean, M. Popoviciu, 195-200.
- Georgescu S.-C., Popa R., Petrovici T., **2005**, *Metode numerice în energetică – Îndrumar de laborator*, vol. I, Editura Printech, București, 104p.
- Grishin M. M., **1982**, *Hydraulic structures*, vol. 1 & 2, MIR Publishers, Moscow, 468p. & 264p.
- Guhl F., Brémond B., **2000**, Optimisation du fonctionnement des réseaux d’eau potable. Prise en compte de l’aspect stochastique de la demande, *Ingénieries - EAT*, no. 23, 15-23.
- Hașegan L., Anton A., **2001**, *Machines hydrauliques*, MATRIX ROM, București, 95p.
- Hranova R. K., **2002**, Variation of potable water supply in high-density urban areas, Zimbabwe, In: *3rd Water Net/ Warfsa Symposium “Water Demand Management for Sustainable Development”*, Dar es Salaam, 30-31 October, 1-8.
- Iamandi C., Petrescu V., **1978**, *Mecanica fluidelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 387p.
- Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., **2002**, *Hidraulica instalațiilor. Calculul sistemelor hidraulice*, vol. II, Editura Tehnică, București, 320p.
- Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., **1994**, *Hidraulica instalațiilor*, vol. 1, Editura Tehnică, București, 250p.
- Iamandi C., Petrescu V., Sandu L., Damian R., Anton A., Degeratu M., **1985**, *Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații*, Editura Tehnică, București, 684p.
- Idelcik I. E., **1984**, *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, Editura Tehnică, București, 612p.
- Ionescu D., **2004**, *Introducere în mecanica fluidelor*, Editura Tehnică, București, 555p.
- Ionescu D., **1977**, *Introducere în hidraulică*, Editura Tehnică, București, 432p.
- Ionescu D., Isbășoiu E. C., Ioniță I., **1980**, *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 243p.

- Isbășoiu E. C., **1996**, *Încercarea mașinilor hidraulice*, Editura Universității Politehnica București, 180p.
- Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., **1995**, *Mecanica Fluidelor*, Editura Tehnică, București, 408p.
- Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., **1994**, *Bazele hidraulicii*, vol.3, Editura Universității Politehnica București, 179p.
- Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., **1993**, *Bazele hidraulicii*, vol.1 & vol.2, Editura Universității Politehnica București, 122p. & 251p.
- Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., **1992**, Contribuții la determinarea parametrilor de funcționare ai stațiilor de pompare, *Hidrotehnica*, vol. 37, nr. 10, 25-30.
- Isbășoiu E.C., Poroschianu D., Georgescu S.-C., Dunca G., Neagoie C., **2003**, *Turbine hidraulice, pompe pentru acumulare și turbine-pompe - Încercări de garanție pe model, Standard Internațional CEI 60193, Ediția a 2-a 1999-11*, Traducere în limba română, Contract, Universitatea Politehnica București, Beneficiar ASRO București.
- Ishii M., **1971**, *Thermally induced flow instabilities in two-phase mixtures in thermal equilibrium*, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta.
- Kalt S., **2004**, Retrofitting high-pressure polymer gear pumps for a cost-effective advantage, *World Pumps*, no.455, 36-39.
- Kiselev P. G., **1988**, *Îndreptar pentru calcule hidraulice*, Editura Tehnică, București, 427p.
- Krivchenko G. I., **1986**, *Hydraulic machines. Turbines and pumps*, MIR Publishers, Moscow, 327p.
- Landau L., Lifchitz E., **1989**, *Mécanique des fluides*, 2^e Édition revue et complétée, In: *Physique théorique*, Tome 6, Éd. Librairie du Globe, Éditions MIR, Moscou, 752p.
- Luca O., **2000**, *Hidraulica mișcărilor permanente*, Editura *H*G*A*, București, 315p.
- Marinov A. M., **2000**, *Hidrodinamica apelor subterane*, Editura Printech, București, 255p.
- Miloș T., Bărglăzan M., **2003**, Energetic and economic savings through refurbishment of a pumping station operation. În: *Lucrările Conferinței Internaționale Energie-Mediu*, 22-25 Octombrie, București, vol. I, 3/51-3/56.
- Moreau R., **1986**, *Mécanique des fluides*, Institut National Polytechnique de Grenoble.
- Nekrasov B., Fabrikant N., Kochergin A., **1974**, *Problems in hydraulics*, MIR Publishers, Moscow, 192p.
- Nistoreanu V., Ghergu M., **1986**, *Centrale hidroelectrice și stații de pompare*, vol. I, Litografia Institutului Politehnic București, 281p.
- Nistoreanu V., Nistoreanu Vi., **1999**, *Amenajarea resurselor de apă și impactul asupra mediului*, Editura BREN, București, 390p.
- Pavel D., **1950**, *Hidraulica teoretică și aplicată*, Editura Tehnică, București, 376p.
- Pavel D., **1964**, *Stații de pompare și rețele de transport hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 298p.
- Pop M., Leca A., Prisecaru I., Neaga C., Zidaru G., Mușatescu V., Isbășoiu E. C., **1987**, *Îndrumar. Tabele, nomograme și formule termotehnice*, vol. III, Editura Tehnică, București, 301p.
- Popescu M., Arsenie D., **1987**, *Metode de calcul hidraulic pentru Uzine hidroelectrice și Stații de pompare*, Editura Tehnică, București, 350p.

- Press W., Teukolsky S., Vetterling W., Flannery B, **1992**, *Numerical recipes in FORTRAN. The art of scientific computing*, Second Edition, Cambridge University Press, Cambridge, New York, Oakleigh Australia, 963p.
- Rietschel H., Raiss W., **1967**, *Tehnica încălzirii și ventilării*, Editura Tehnică, București, 826p.
- Robescu D., Roman P., Stamatoiu D., **1989**, *Pompe și stații de pompare*, Litografia Institutului Politehnic București, 273p.
- Rossmann L., **2000**, *EPANET 2 Users Manual*, U.S. Environmental Protection Agency, 600/R-00/057, Cincinnati, OH., 200p.
- Tatu G., **1993**, *Mașini hidraulice. Note de curs*, vol.I, Reprografia Institutului de Construcții București, 133p.
- Tatu G., **1998**, *Hydraulique II. Cours et applications*, Reprografia Universității Tehnice, de Construcții București, 96p.
- Vintilă Șt., Cruceru T., Onciu L., **1995**, *Instalații sanitare și de gaze*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 567p.
- *** **1977**, *Alimentarea cu apă potabilă a centrelor populate*, STAS 1343/1-77.
- *** **1991**, *Pumping Station Engineering Handbook*, Japan Association of Agricultural Engineering Enterprises, Tokyo, 883p.

NOTE DE CURS

- Anton A., **1985**, *Mașini hidraulice*, Note de curs, Facultatea de Instalații, Institutul de Construcții București.
- Georgescu A.-M., **2004**, *Hydraulique II*, Note de curs, Departamentul de Franceză Instalații, Universitatea Tehnică de Construcții București.
- Georgescu A.-M., **2003**, *Mașini hidraulice*, Note de curs, Facultatea de Hidrotehnică, Universitatea Tehnică de Construcții București.
- Georgescu S.-C., **2003**, *Stații de pompare*, Note de curs, Facultatea de Energetică, Universitatea Politehnică București.
- Georgescu S.-C., **2000**, *Instalații de pompare și centrale hidroelectrice*, Note de curs, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea Politehnică București.
- Isbășoiu E. C., **1988**, *Echipamente hidroenergetice în centrale hidroelectrice și stații de pompare*, Note de curs, Facultatea de Electrotehnică și Energetică, Institutul Politehnic București.

Bun de tipar: 22.04.2005
ISBN 973-718-235-9