

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 624.570
Dulap 181 Lit. D

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICA
CATEDRA DE MASINI HIDRAULICE

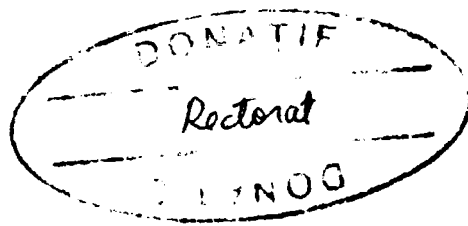
Ing. EUGEN DOBANDA

**STUDIUL FUNCTIONARII POMPELOR CENTRIFUGE
IN REGIMURI TRANZITORII**

— TEZA DE DOCTORAT —

BIBLIOTECA CENTRALA
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

**Conducator științific
Prof. Dr. Ing. MIRCEA BARGLAZAN**



┌

└ DE

624. 570

181 Δ

CUPRINS

INTRODUCERE	1
NOTATII FOLOSITE	III
CAPITOLUL 1. Regimuri nepermanente in sistemele de pompare	1
1.1. Generalitati.....	1
1.2. Puncte de lucru stabile si instabile.....	2
1.3. Conditii de stabilitate a sistemelor de pompare.....	3
1.4. Concluzii.....	11
CAPITOLUL 2. Regimuri tranzitorii generate de lovitura de berbec in sistemele de pompare	12
2.1 Ecuatiile fundamentale ale loviturii de berbec.....	12
2.1.1 Ecuatia de continuitate.....	12
2.1.2. Transformarea derivatei locale in derivata totala.....	13
2.2. Integrarea ecuatiilor loviturii de berbec.....	18
2.3. Conditii limita la intrarea si iesirea dintr- retea de palete de rotor de pompa centrifuga.....	18
2.4. Modelarea numerica a loviturii de berbec.....	23
2.5. Concluzii.....	24
CAPITOLUL 3. Functionarea pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii generate de modificarea turatiei	27
3.1. Fenomene ce apar in timpul pornirii si opririi pompelor.....	27
3.2. Pornirea brusca a pompelor.....	27
3.3. Acceleratia coloanei de lichid.....	29
3.4. Oprirea brusca.....	30
3.5. Separarea coloanei de lichid.....	31
3.6. Conditiiile reale din timpul pornirii si opririi pompei.....	32
3.7. Conditii de pornire ale pompei.....	33
3.8. Oprirea pompei.....	34
3.9. Forma undei de presiune.....	34
3.10. Legea de variatie in timp a turatiei la oprirea pompei.....	36
3.11. Analiza conditiilor de functionare a pompei in regim de oprire folosind metoda Schnyder-Beregeron.....	38
3.12. Variatia randamentului la modificarea turatiei.....	41
3.13. Modelarea numerica a comportarii unei pompe centrifuge in regimuri tranzitorii generate de variatia turatiei.....	43
3.15. Concluzii.....	46
CAPITOLUL 4. Modelarea matematica a functionarii pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii	48
4.1. Model (cvasi)static pentru o pompa centrifuga.....	48
4.1.1. Curba inaltimii teoretice de pompare.....	48
4.1.2. Legatura dintre debitul teoretic si debitul real.....	51
4.1.3. Calculul pierderilor hidraulice.....	54
4.1.4. Randamentul hidraulic.....	58
4.1.5. Pierderi mecanice.....	59
4.1.6. Randamentul mecanic. Randamentul total.....	60
4.1.7. Curbele caracteristice de cavitate ale pompei.....	61
4.1.7.1. Consideratii generale.....	61

4.1.7.2.	Curbela caracteristica de incipienta a cavitatiei.....	62
4.1.7.3.	Curbela caracteristica pentru cavitatia tolerata	64
4.1.8.	Modelare numerica.....	65
4.2.	Model dinamic pentru o pompa centrifuga.....	71
4.2.1.	Consideratii generale.....	71
4.2.2.	Inaltimea teoretica de pompare.....	73
4.2.3.	Debitul pierdut. Randamentul volumic.....	79
4.2.4.	Calculul pierderilor hidraulice.....	81
4.2.5.	Inaltimea de pompare. Randamentul hidraulic.....	84
4.2.6.	Puteri pierdute mecanic.....	84
4.2.7.	Puterea absorbita. Randamentul total.....	86
4.2.8.	Curbela caracteristica tolerata de cavitatie.....	87
4.2.9.	Modelare numerica.....	88
4.3.	Modelarea miscarii potentiale nepermananta in prezenta unei retele de palete apartinand unei pompe centrifuge.....	97
4.3.1.	Consideratii generale.....	97
4.3.2.	Liniarizarea si incarcarea retelei.....	97
4.3.3.	Determinarea legii de variatie a turatiei in timp.....	100
4.3.4.	Determinarea variatiei inaltimii de pompare in timp.....	100
4.3.5.	Determinarea variatiei debitului in timp	101
4.3.6.	Modelare numerica.....	102
4.4.	Concluzii.....	102
CAPITOLUL 5. Studiul functionarii pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii cu ajutorul matricilor de transfer.....		104
5.1.	Matrici de transfer utilizate in studiul functionarii pompelor in regimuri tranzitioii.....	104
5.2.	Model analitic pentru matricea de transfer a unei pompe centrifuge.....	111
5.2.1.	Prelungirea modelului matricii de transfer "clasice".....	111
5.2.2.	Propunere pentru un nou mod de scriere a matricii de transfer.....	113
5.2.3.	Analiza in domeniului frecventelor a functionarii pompelor centrifuge.....	116
5.3.	Modelari numerice.....	116
5.4.	Concluzii.....	125
CAPITOLUL 6. Modelarea comportarii unei pompe centrifuge in regimuri tranzitorii cu ajutorul ecuatiei dinamice.....		126
6.1.	Consideratii generale.....	126
6.2.	Ipoteze de lucru.....	126
6.3.	Dezvoltarea ecuatiei dinamice.....	128
6.4.	Interpretarea fizica a marimilor ce intervin in ecuatie dinamice (6.16).....	132
6.5.	Modelare numerica.....	136
6.6.	Concluzii.....	139
CAPITOLUL 7. Studiul experimental al pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii.....		140
7.1.	Obiectivele cercetarii experimentale a pompelor centrifuge functionand in regimuri tranzitorii.....	140
7.2.	Statiunea experimentală utilizata.....	141
7.3.	Aparate de masura si control utilizate.....	144
7.4.	Metodologia efectuării măsurătorilor.....	149
7.4.1.	Metodologia determinării experimentale a curbelor caracteristice energetice ale pompei.....	149

7.4.2.	Metodologia incercarii pompei in regimuri tranzitorii.....	151
7.5.	Determinarea experimentală a momentului de inertie a ansamblului rotitor....	152
7.6.	Rezultate obtinute in urma masuratorilor.....	154
7.7.	Concluzii.....	162
CAPITOLUL 8. Utilizarea pompei centrifuge ca element constitutiv al unui sistem automat.....		163
8.1.	Determinarea functiilor de transfer al unei pompe centrifuge.....	163
8.1.1.	Determinarea functiilor de transfer al unei pompe centrifuge prin metoda grafo-analitica.....	163
8.1.2.	Determinarea functiilor de transfer prin metoda analizei corelationale.....	169
8.2.	Comportarea in domeniul timpului a pompei centrifuge modelate matematic, conform paragrafului 4.1.....	173
8.3.	Comportarea in domeniul timpului si determinarea functiilor de transfer a pompei, pe baza masuratorilor efectuate.....	184
8.4.	Concluzii.....	196
CAPITOLUL 9. Concluzii. Contributii. Perspective.....		197
9.1.	Concluzii.....	197
9.2.	Contributii personale.....	198
9.3.	Perspective.....	202
BIBLIOGRAFIE.....		203

INTRODUCERE

Practica curentă a exploatarei pompelor face imposibilă funcționarea acestora la turatie strict constantă, respectiv la un debit uniform (constant).

Regimul de exploatare a pompei poate fi asemănat cu regimul de exploatare a unui autovehicul; pompa trebuie adesea pornită și/sau oprită, debitul poate varia de la un moment la altul ca urmare a cerințelor rețelei, sistemul de pompare poate fi supus unor variații primejdioase ale presiunii în timpul accelerării sau decelerării coloanei de lichid.

Modul în care trebuie protejate atât pompa cât și rețeaua de conducte precum și elaborarea unor tehnologii sigure și eficiente de exploatare a pompei în raport cu aceste variații necesită o analiză concretă, orientată atât asupra pompelor și rețelelor de conducte în general, cât și asupra fiecărui caz particular în parte.

Energiile, care necontrolate, pot duce la distrugerea sistemului de pompare pot fi:

- energia cinetică a coloanei de lichid în mișcare
- energia elastică a lichidului și a materialului din care sunt realizate conductele.

Problema studiului condițiilor tranzitorii ale funcționării pompelor constă în utilizarea acestor energii sau în disiparea lor în scopul eliminării consecințelor violente.

În teza de doctorat pe care o prezint în cele ce urmează, îmi fixează ca obiective de urmărit:

- **construirea unei pompe virtuale care să permită analiza funcționării pompelor centrifuge atât în regim normal de funcționare, cât și în regimuri tranzitorii,**
- **realizarea/adaptarea unei stațiuni de laborator, elaborarea unor metodologii corespunzătoare și efectuarea de încercări de funcționare în regimuri tranzitorii ale pompelor centrifuge,**
- **definirea pompei centrifuge ca element al sistemelor automate și determinarea ecuațiilor diferențiale și a funcțiilor corespunzătoare.**

Pentru atingerea acestor obiective, am structurat teza în trei părți mari:

1.) Studiul intercorelației motor electric de antrenare — pompa — rețea de pompare și modul în care motorul electric respectiv rețeaua de pompare provoacă regimuri tranzitorii de funcționare. Voi studia, în acest context:

- * stabilitatea sistemelor de pompare, considerata simultan in cele doua conexiuni ale pompei,
- * analiza cauzelor ce produc aparitia regimurilor de functionare tranzitorii:
 - lovitura de berbec in reseaua de conducte,
 - modificari ale turatiei pompei, produse la pornire, oprirea sau reglajul pompei.

Acestui studiu ii sunt rezervate primele trei capitole din teza.

2.) Construirea unor modele matematice (realizarea unor pompe virtuale) care sa simuleze:

- functionarea pompei in regimuri normale de functionare,
- functionarea pompei in regimuri tranzitorii.

Aceste modele se vor referi la:

- * pompa, luata in ansamblul ei, ca entitate globala, functionand in regim (cvasi)static,
- * pompa, luata in ansamblul ei, ca entitate globala, functionand in regim supus unor perturbatii cu frecvente date,
- * analiza comportarii retelei de palete a rotorului la o modificare brusca a parametrilor energetici (turatie/debit),
- * asimilarea pompei cu un element component al unui sistem de pompare automat si definirea functiilor de transfer ale sale, considerate elemente esentiale in analiza comportarii in timp a pompei,
- * modelarea functionarii pompei in regimuri tranzitorii cu ajutorul ecuatiei dinamice a ansamblului rotitor.

Acestei problematici ii sunt rezervate capitolele 4, 5 si 6 al tezei.

3.) Studiul experimental al pompei considerate in regimuri tranzitorii generate de pornirea si oprirea pompei.

Statiunea utilizata, metodologia de masura si rezultatele obtinute sunt prezentate in capitolul sapte.

In afara de aceste obiective, in capitolul al optulea, asimiland pompa cu un element de automatizare, i-am determinat functiile de transfer si ecuatiile diferentiale ale pompei — element de transfer.

Aceasta teza de doctorat reprezinta o insumare a experientei acumulate de autor in activitatea desfasurata in cadrul Uzinei de Constructii de Masini Resita, a fostului C.C.S.I.T.E.H. Resita cat si in calitate de cadru didactic in Universitatea Politehnica din Timisoara, in activitati didactice si de cercetare - proiectare in domeniul pompelor.

NOTATII FOLOSITE

In cadrul acestui paragraf voi prezenta notatiile cele mai frecvent utilizate in cadrul tezei de doctorat, urmand ca in text sa explicitez doar acele notatii ce vor apare in mod ocazional.

Notatie folosita	Denumirea marimii	Unitate de masura
ρ	densitatea lichidului vehiculat	kg.m^{-3}
t	variabila temporala	sec
El	modulul de elasticitate volumica (bulk) a lichidului vehiculat	N.m^{-2}
E	modulul de elasticitate (Young) longitudinala a materialului din care este realizata conducta	N.m^{-2}
d	diametrul interior al conductei	m
gr	grosimea peretelui conductei	m
K_c	constanta care tine cont de tipul conductei si de modul ei de ancorare in teren	—
g	valoarea acceleratiei gravitationale (standard: $g = 9.80665 \text{ m.s}^{-2}$)	m.s^{-2}
S	aria transversala curenta (instantanee) a diafragmei	m^2
S_0	aria transversala initiala a diafragmei	m^2
K	modulul de rezistenta hidraulica [a conductei]	$\text{s}^2.\text{m}^{-5}$
Q_0	debitul volumic nominal ce trece prin organul	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$

	respectiv in cazul regimului de curgere stationar	
Q	debitul volumic instantaneu ce trece prin organul respectiv	$m^3 \cdot s^{-1}$
\bar{Q}	valoarea medie a debitului volumic instantaneu	$m^3 \cdot s^{-1}$
q	amplitudinea variatiei debitului volumic instantaneu sub actiunea perturbatiei	$m^3 \cdot s^{-1}$
δ_q	defazajul variatiilor armonice ale debitului fata de variatiile armonice ale vitezei unghiulare	grade
$i = \sqrt{-1}$	—	—
Δh_0	pierderea hidraulica pe vana, in cazul regimului de curgere stationar	m
Δh	pierderea hidraulica instantanee pe vana	m
μ_0	coeficientul de debit corespunzator regimului de curgere permanent	—
J	momentul de inertie al ansamblului rotitor	$kg \cdot m^2$
M_a	momentul/cuplul activ, la arborele motorului electric de antrenare a pompei	N.m
M_r	momentul/cuplul rezistent, la arborele pompei	N.m
U	tensiunea curentului electric la bornele motorului de antrenare al pompei	V

G_P	multimea elementelor geometrice caracteristice ale pompei	
G_M	multimea elementelor geometrice caracteristice ale motorului de antrenare al pompei	
I	intensitatea curentului electric la bornele motorului de antrenare al pompei	A
$\underline{v} = \frac{\mu \cdot S_{v, i}}{(\mu \cdot S_v)_0}$	deschiderea adimensională a vanei	—
s	grosimea paletelor	m
ω	viteza unghiulară instantanee, sau pulsatia	rad.s ⁻¹
$\bar{\omega}$	valoarea medie a vitezei unghiulare instantanee	rad.s ⁻¹
Ω	amplitudinea variației vitezei unghiulare instantanee sub acțiunea unei perturbații	rad.s ⁻¹
f	frecvența perturbației	Hz
f_n	frecvența perturbației turatiei instantanee	Hz
f_q	frecvența perturbației debitului instantaneu	Hz

Modelările numerice și experimentele de laborator din această lucrare au fost efectuate asupra unei pompe din tiposeria PCN diversificată, având punctul nominal $Q_0 = 80 \text{ m}^3/\text{s}$ ($= 22,222 \text{ l/s}$), $H_0 = 35 \text{ m}$ și turatia în acest punct nominal $n_0 = 2970 \text{ rot/min}$, cu $z = 6$ paletă și unghiul constructiv $\beta_2 = 18,5^\circ$.

Diagramele reprezentate în trei dimensiuni au mărimea trecută în axa z (verticală) în valori adevărate, iar marimile trecute în axele x și y, notate cu bara superioară, sunt proporționale cu valorile adevărate ale marimilor respective.

CAPITOLUL 1

REGIMURI NEPERMANENTE IN SISTEMELE DE POMPARE

1.1. Generalitati

In cadrul acestui capitol voi analiza comportarea pompelor centrifuge in regimuri de functionare in care parametrii energetici variaza in timp.

Ca parametri ai pompei disponibili variatiei temporale, voi considera:

- debitul volumic sau, dupa caz, debitul masic vehiculat de pompa,
- inaltimea de pompare (energia specifica transferata de pompa lichidului vehiculat),
- turatia arborelui pompei,
- momentul (cuplul) rezistent la arborele pompei,
- (- puterea absorbita de pompa).

Pentru o pompa functionand intr-o anumita retea de pompare care are curba caracteristica $H_{Rt} = H_{Rt}(Q)$, se defineste **punctul de lucru**, PL, (sau punctul de functionare — conform figurii 1.1) drept punctul de intersectie al curbei caracteristice al retelei $H_{Rt}(Q)$ si al curbei caracteristice a pompei, $H_p = H_p(Q) = H(Q)$. In punctul respectiv se realizeaza egalitatea debitelor vehiculate prin pompa si retea, precum si egalitatea energiilor specifice cerute de retea si oferite de pompa, pentru o turatie/viteza unghiulara a ansamblului rotitor constanta si pentru o anumita stare termodinamica a fluidului de lucru.

In acest context, regimuri nepermanente de functionare pot sa apara :

- in cursul trecerii de la un punct de lucru la altul, la reglarea prin vana,
 - in cazul aparitiei unui punct de lucru instabil,
 - in cazul aparitiei fenomenului de lovitura de berbec
 - in cazul modificarii curbei caracteristice a pompei la:
 - * pornirea pompei,
 - * oprirea pompei,
 - * modificarea turatiei pompei ca urmare a unui reglaj a acesteia
- in scopul optimizarii energetice a functionarii pompei,
- in cazul functionarii pompei in regim de cavitate,

1.2. Puncte de lucru stabile si instabile

Curbele caracteristice prezentate in figura 1.1 se refera doar la cazul in care pompa functioneaza in “cadrantul intai”. Din punct de vedere practic, acest

lucru se realizeaza prin montarea pe conducta de refulare a unei supape de sens (prin care se interzice functionarea "in cadranul doi") si prin asigurarea unor astfel de regimuri de functionare, incat prin limitarea debitului sa nu se permita functionarea "in cadranul patru".

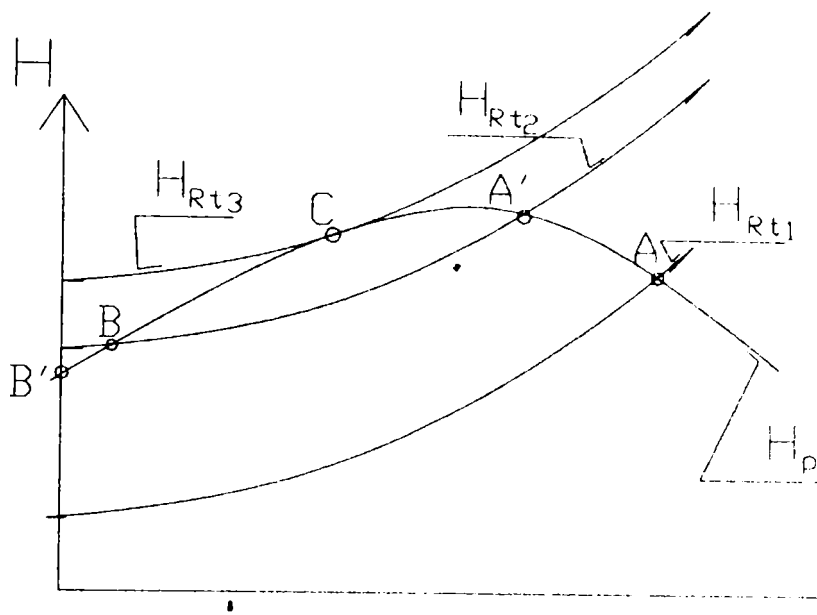


Fig. 1.1. Definitia punctului de lucru

Analiza stabilitatii punctului de lucru consta, in ultima instanta, in analiza bilantului schimbului de energie specifica in cazul unor perturbatii [mici] a starii energetice a sistemului de pompare.

In conformitate cu demonstratiile efectuate in teoria turbopompelor [7], [60], [91]:

- orice perturbatie mica a echilibrului sistemului de pompare functionand in punctul de lucru A are drept consecinta o revenire in punctul respectiv; **punctul de lucru A este un punct de lucru stabil**,

- orice perturbatie mica a echilibrului sistemului de pompare functionand in punctul de lucru B nu are drept consecinta o revenire in punctul respectiv; **punctul de lucru B este un punct de lucru instabil**;

- orice perturbatie mica a echilibrului sistemului de pompare functionand in punctul de lucru C avem doua situatii distincte, in functie de sensul dezechilibrului energetic al sistemului. In acest caz, punctul de lucru de tip C este **instabil la stanga si stabil la dreapta**.

In cele ce urmeaza, voi analiza modul de stabilire a unor conditii analitice de stabilitate a sistemelor de pompare, luand in considerarea simultan atat conexiunea motor electric de antrenare — pompa cat si conexiunea pompa — retea de conducte.

1.3 Conditii de stabilitate in sistemele de pompare

Un sistem de pompare este considerat, dupa cum s-a vazut in paragraful 1.2, stabil daca dintr-un punct de lucru permanent o perturbatie mica nu ii modifica, in timp, coordonatele; altfel spus, in punctul respectiv, orice perturbatie are o evolutie temporala amortizata.

Pentru a analiza stabilitatea unui sistem de pompare, trebuie plecat de la ecuatiile care ii guverneaza comportarea. Astfel, ecuatiile , formand un sistem de pompare, sunt:

- ecuatia de transfer a masei pe tuburi de curent pentru lichidul din pompa [9], [24]:

$$\dot{m}_r - \dot{m}_a = - \left(\int_{V^*} \rho \cdot dV \right)_{,t} , \quad (1.1)$$

care, dezvoltata, devine:

$$\begin{aligned} (\rho \cdot Q)_r - (\rho \cdot Q)_a &= - (\rho \cdot V_P)_{,t} \\ (\rho \cdot Q)_r - (\rho \cdot Q)_a &= V_P \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \approx V_P \cdot \frac{d\rho}{dt} , \end{aligned} \quad (1.2)$$

in care s-au notat cu indice "r" marimile corespunzatoare limitei de refulare a pompei, cu "a" marimile corespunzatoare limitei de aspiratie a pompei, cu V_P volumul de lichid vehiculat la momentul "t" (considerat constant la fiecare valoare a lui t) si in care, in plus, am neglijat termenul conservativ;

- ecuatia dinamica a ansamblului rotitor [9], [11], [12], [43]:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_M - M_P , \quad (1.3)$$

in care indicii "M" si respectiv "P" corespund motorului electric de antrenare a pompei, respectiv pompei;

- ecuatia transferului energiei cinetice pe tuburi de curent in cazul miscarii nepermanente a unui lichid viscos newtonian incompresibil scrisa pentru traseul de aspiratie, respectiv intre recipientul de aspiratie "A" si limita pompei

pe aspirație "a", respectiv pentru traseul de refulare, între limita pompei la refulare "r" și recipientul de refulare "R":

$$\left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + z \right)_A = \left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + z \right)_a + h_{pA-a} + \frac{1}{g} \cdot \int_{S_A}^{S_a} \beta \cdot v_{m,t} \cdot dl \quad (1.4)$$

$$\left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + z \right)_r = \left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + z \right)_R + h_{pr-R} + \frac{1}{g} \cdot \int_{S_r}^{S_R} \beta \cdot v_{m,t} \cdot dl \quad , \quad (1.5)$$

în care v_{mi} reprezintă viteza medie pe diafragma plană "i", iar β reprezintă coeficientul impulsului, (primul coeficient al lui Boussinesq), pe care, presupunând mișcarea turbulentă, îl vom considera ≈ 1 . Ultimul termen din ecuațiile (1.4) și (1.5) devine, după dezvoltări:

$$\frac{1}{g} \cdot \int_{S_i}^{S_{i+1}} \beta \cdot v_{m,t} \cdot dl = \frac{1}{g} \cdot \int_{S_i}^{S_{i+1}} \beta \cdot \left(\frac{Q}{S} \right)_{,t} \cdot dl \approx \frac{\beta}{g} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot l \approx \frac{l_{i-i+1}}{g \cdot S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (1.6)$$

în care am notat lungimea echivalentă a conductei între diafragmele plane "i" și

"i+1" prin: $l_{i-i+1} = S_0 \cdot \int_{S_i}^{S_{i+1}} \frac{dl}{S}$ (S_0 = aria de referință).

Exprimând, în continuare, (1.4) și (1.5) cu ajutorul funcțiilor Bernoulli, ținând cont și de (1.6), rezulta:

$$\begin{cases} H_A = H_a + h_{pA-a} + \frac{l_{A-a}}{g \cdot S_a} \cdot \frac{dQ}{dt} \\ H_r = H_R + h_{pr-R} + \frac{l_{r-R}}{g \cdot S_r} \cdot \frac{dQ}{dt} \end{cases} ; \quad (1.7)$$

- definiția înălțimii de pompare, în funcție de parametrii energetici [globali] de la limitele pompei:

$$H_p = H_r - H_a \quad . \quad (1.8)$$

Ținând, în continuare, cont de (1.7), (1.8) devine:

$$\begin{aligned}
 H_{P_i} &= H_R + h_{pr-R} + \frac{l_{r-R}}{g \cdot S_r} - H_A + h_{pA-a} + \frac{l_{A-a}}{g \cdot S_r} \cdot \frac{dQ}{dt} = \\
 &= H_R - H_A + h_{pA-R} + \frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{dQ}{dt} = \\
 &= H_{Rt} + \frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{dQ}{dt}
 \end{aligned}$$

respectiv:

$$\frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{dQ}{dt} = H_P - H_{Rt} \quad , \quad (1.9)$$

ecuatie care este echivalentul hidraulic al ecuatiei (1.3). In ecuatia (1.9), prin L am notat lungimea echivalenta a retelei de conducte; se remarca faptul ca expresia $\frac{L}{g \cdot S}$ reprezinta **inertanta hidraulica a retelei de conducte**.

Astfel, am obtinut ecuatiile care descriu/guverneaza functionarea unei pompe intr-o retea de pompare sub forma ecuatiilor (1.2), (1.3) si (1.9).

Pentru a analiza, cu ajutorul acestor ecuatii, interdependenta pompa - retea de pompare, respectiv interdependentele marimilor care intervin in aceste relatii si apoi stabilitatea sistemului de pompare, voi introduce urmatoarele ipoteze:

a.) debitul masic la limita de aspiratie a pompei este functie de starea termodinamica a lichidului vehiculat:

$$(\rho \cdot Q)_a = (\rho \cdot Q)_a(\rho, Q) \quad ; \quad (1.10.1)$$

b.) debitul masic la limita de refularea pompei este functie de starea termodinamica a lichidului vehiculat si de turatia (viteza unghiulara a) pompei:

$$(\rho \cdot Q)_r = (\rho \cdot Q)_r(\rho, Q, \omega) \quad ; \quad (1.10.2)$$

c.) momentul motor (activ), la arborele motorului electric, presupus asincron trifazat cu rotorul in scurtcircuit, este functie de caracteristicile curentului electric, de incarcarea motorului si de viteza unghiulara a arborelui motorului, presupusa identic egala cu cea a arborelui pompei (asupra acestor ipoteze voi reveni in cadrul capitolului 6):

$$M_M = M_M(U, I(H_P, \omega), \omega) \quad ; \quad (1.10.3)$$

(unde am presupus, in plus ca intensitatea curentului electric din rotorul motorului electric este functie de incarcarea motorului, determinata de inaltimea de pompare, corespunzatoare unei anumite viteze unghiulare);

d.) momentul rezistent, la arborele pompei, este functie de parametrii energetici ai pompei:

$$M_P = M_P(Q, H_P(Q, \omega, \rho), \omega, \eta_P(\omega, \rho), \rho) \quad ; \quad (1.10.4)$$

e.) inaltimea de pompare (energia specifica transferata de pompa lichidului vehiculat, raportata la greutatea coloanei de lichid) se va considera ca functie de debitul volumic, viteza unghiulara si starea termodinamica a lichidului vehiculat, respectiv de masa specifica a acestuia:

$$H_P = H_P(Q, \omega, \rho) \quad ; \quad (1.10.5)$$

f.) energia specifica ceruta de retea de pompare se va considera ca functie de debitul volumic si starea termodinamica a lichidului vehiculat, respectiv de masa specifica a acestuia:

$$H_{Rt} = H_{Rt}(Q, \rho) \quad . \quad (1.10.6)$$

In afara de marimile considerate mai sus, in relatiile (1.10.1) ... (1.10.6) intervin si marimile geometrice caracteristice ale pompei, ale retelei de pompare si ale motorului electric; aceste marimi nu s-au introdus, inasa, deoarece am presupus ca ele vor ramane constante in intreaga perioada de timp a analizei efectuate.

In relatiile (1.2), (1.3) si (1.9) voi considera dezvoltarea in serie Taylor a marimilor specificate in relatiile (1.10), presupunand o variatie liniara a acestor marimi in vecinatatea punctului in care se considera functionarea sistemului in regim permanent; pentru coordonatele caracteristice acestui punct voi folosi indicele "0":

$$\begin{aligned} V_p \cdot \frac{d\rho}{dt} &= (\rho \cdot Q)_r - (\rho \cdot Q)_{r0} - ((\rho \cdot Q)_a - (\rho \cdot Q)_{a0}) = \Delta(\rho \cdot Q)_r - \Delta(\rho \cdot Q)_{r0} - \\ &- \Delta(\rho \cdot Q)_a + \Delta(\rho \cdot Q)_{a0} \approx \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_r}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta r + \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_r}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \\ &+ \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_r}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q - \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_a}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho + \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_a}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q \end{aligned}$$

$$V_p \cdot \frac{d\rho}{dt} = (Q_r - Q_a) \cdot \Delta\rho + (\rho_r - \rho_a) \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_r}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta\omega \quad (1.11)$$

(unde am considerat $\Delta(\rho \cdot Q)_{r0} \approx \Delta(\rho \cdot Q)_{a0}$);

$$\begin{aligned} J \cdot \frac{d\omega}{dt} &= (\Delta M_M - \Delta M_{M0}) - (\Delta M_P - \Delta M_{P0}) = \\ &= \Delta M_M - \Delta M_P - \Delta M_{M0} + \Delta M_{P0} = \\ &= \left(\frac{\partial M_M}{\partial U} \right)_0 \cdot \Delta U + \left[\left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial Q} \right)_0 \right] \cdot \Delta Q + \\ &\quad + \left[\left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_M}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \omega} \right)_0 - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial \omega} \right)_0 \right] \cdot \Delta\omega + \\ &\quad + \left[\left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \rho} \right)_0 \right] \cdot \Delta\rho - \\ &\quad - \Delta M_{M0} + \Delta M_{P0} \end{aligned} \quad (1.12)$$

(în care avem $\left(\frac{\partial M_M}{\partial U} \right)_0 \cdot \Delta U \approx 0$ și $\Delta M_{M0} \approx \Delta M_{P0}$);

$$\begin{aligned} \frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{dQ}{dt} &= (\Delta H_P - \Delta H_{P0}) - (\Delta H_{Rt} - \Delta H_{Rt0}) = \\ &= \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta\omega + \left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta\rho - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta\rho - \\ &\quad - (\Delta H_{P0} - \Delta H_{Rt0}) \approx \\ &\approx \left[\left(\left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 \right) \right] \cdot \Delta Q + \left[\left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial \rho} \right)_0 \right] \cdot \Delta\rho + \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta\omega \end{aligned} \quad (1.13)$$

(în care am introdus: $\Delta H_{P0} \approx \Delta H_{Rt0}$).

În urma acestor dezvoltări, s-au obținut relațiile (1.11) ... (1.13), care se pot regrupa sub forma sistemului (1.14).

Se observă că acest sistem se poate scrie, concentrat, sub forma matricială, ca în relația (1.15), unde elementele A_{ij} (cu $i, j = 1, 2, 3$) rezulta imediat din (1.14).

$$\begin{cases}
 \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V_P} \cdot (\rho_r - \rho_a) \cdot \Delta Q + \frac{1}{V_P} \cdot \left(\frac{\partial(\rho \cdot Q)_r}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \frac{1}{V_P} \cdot (Q_r - Q_a) \cdot \Delta \rho \\
 \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \\ - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial Q} \right)_0 \end{array} \right] \cdot \Delta Q + \\
 + \frac{1}{J} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_M}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 - \\ - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \omega} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial \omega} \right)_0 \end{array} \right] \cdot \Delta \omega + \\
 + \frac{1}{J} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial M_M}{\partial I} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial H_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \\ - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_P}{\partial \eta_P} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial \eta_P}{\partial \rho} \right)_0 \end{array} \right] \cdot \Delta \rho \\
 \frac{dQ}{dt} = \frac{g \cdot S}{L} \cdot \left[\left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 \right] \cdot \Delta Q + \frac{g \cdot S}{L} \cdot \left(\frac{\partial H_P}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \\
 + \frac{g \cdot S}{L} \cdot \left[\left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho} \right)_0 - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial \rho} \right)_0 \right] \cdot \Delta \rho
 \end{cases} \quad (1.14)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{d\rho}{dt} \\ \frac{d\omega}{dt} \\ \frac{dQ}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta Q \\ \Delta \omega \\ \Delta \rho \end{bmatrix} \quad (1.15)$$

Pentru ca sistemul de pompare sa fie stabil, este necesar, conform teoremei intai de stabilitate a lui Leapunov, ca ecuatiile ce formeaza sistemul (1.14) (respectiv (1.15)) sa fi identic nule, sau termenii din partea dreapta a semnelui egal sa fie de semn opus termenilor din stanga semnelui egal.

Din punct de vedere fizic, acestor trei ecuatii li se asociaza urmatoarele interpretari fizice:

- prima ecuatie este relevanta in cazul in care apar modificari importante ale starii termodinamice ale starii lichidului in timpul vehicularii sale prin pompa, cand cantitatea de aer in lichidul vehiculat este mare, sau cand pompa functioneaza in regimuri cavitationale. In regimuri normale de functionare, vom avea, prin urmare $\frac{d\rho}{dt} \approx 0$;

- a doua ecuatie este relevanta in cazul in care apar modificari importante ale turatiei de antrenare a pompei, respectiv la reglajul de turatie in scopul optimizarii energetice al functionarii pompei, sau in regimuri tranzitorii generate de pornirea respectiv la oprirea pompei. Aceste probleme vor fi discutate pe larg in capitolele urmatoare. Pentru moment, vom presupune ca in ipoteza initiala a functionarii pompei la turatia [cvasi]constanta furnizata de motorul electric de antrenare al pompei, variatia turatiei nu este semnificativa, putand, deci, presupune; $\frac{d\omega}{dt} \approx 0$;

- a treia ecuatie se refera explicit la schimbul energetic dintre pompa si reseaua de pompare, in conditii normale de functionare si la turatia de functionare. Acest caz, il voi discuta in cele ce urmeaza.

Vom avea, deci ecuatia (1.13), din care, prin ipotezele introduse:

$$\Delta\rho \approx 0 \quad \text{si} \quad \Delta\omega \approx 0$$

va mai ramane:

$$\frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{1}{\Delta Q} \cdot \frac{dQ}{dt} \approx \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 - \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 \quad (1.16)$$

Prima conditie de stabilitate din teorema intai a lui Leapunov conduce la urmatoare solutie pentru **conditia de stabilitate a sistemului de pompare**:

$$\frac{L}{g \cdot S} \cdot \frac{1}{\Delta Q} \cdot \frac{dQ}{dt} = 0 \Rightarrow \left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 = \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 ,$$

ceea presupune, din punct de vedere fizic ca panta curbei pompei $H_p(Q)$ sa fie egala cu panta curbei retelei $H_{Rt}(Q)$, in acelasi timp, aceasta conditie corespunde echilibrului sistemului, adica a functionarii in regim permanent.

Din ecuatie (1.16) se vede, inasa, ca termenul din stanga semnelui egal **este intotdeauna pozitiv**. Pentru ca sistemul de pompare sa fie stabil, conform teoremei intai a lui Leapunov, este necesar ca termenul din dreapta semnelui egal **sa fie de semn opus, adica negativ**, respectiv:

$$\left(\frac{\partial H_P}{\partial Q} \right)_0 < \left(\frac{\partial H_{Rt}}{\partial Q} \right)_0 . \quad (1.17)$$

S-a obtinut, astfel, prin inegalitatea (1.17), **conditia de stabilitate a unui sistem de pompare**, conform teoremei intai a lui Leapunov, determinata pentru functionarea la turatie constanta, pompa vehiculand un lichid fara incluziuni, in special: gazoase, si presiunea de pompare fiind relativ redusa [54] (sub 10 bar) si in cazul unor perturbatii mici ale punctului de lucru.

Acceptand, acum, pentru curba caracteristica a retelei de pompare o expresie de forma:

$$H_{Rt} = H_{st} + K \cdot Q^2 , \quad (1.18)$$

iar pentru curba caracteristica a pompei functionand la turatie constanta, o aproximare (asupra acestei aproximari voi reveni in paragraful 4.1) de forma:

$$H_p = a \cdot Q^2 + b \cdot Q + c , \quad (1.19)$$

conditia de stabilitate (1.17) intr-un punct de lucru dat al sistemului de pompare devine:

$$2 \cdot K \cdot Q > 2 \cdot a \cdot Q + b ,$$

obtinandu-se o relatie echivalenta relatiei (1.17), respectiv:

$$Q > \frac{b}{2 \cdot (K - a)} . \quad (1.20)$$

1.4. Concluzii

In cadrul acestui capitol au fost analizate conditiile de functionare stabila a unui sistem de pompare. Discutia stabilitatii sistemului a fost limitata la:

- reseaua de pompare este astfel realizata, incat nu permite functionarea pompei "in cadranul al doilea", pe conducta de refulare fiind amplasata o supapa de sens;
- pompa functioneaza la turatie constanta, respectiv la turatia nominala a motorului electric de antrenare;
- lichidul vehiculat de pompa nu contine un procentaj semnificativ de impuritati, in special gazoase;
- pompa functioneaza intr-un regim indepartat de cavitate.

Stabilirea conditiei de stabilitate a sistemului, exprimata, cu simplificari amintite, exprimata prin relatia (1.17), a fost facuta, **spre deosebire de alte demonstratii de acelasi fel**, in conditiile explicitarii detaliate a parametrilor care definesc/influenceaza marimile energetice caracteristice ale transferului energetic din sistemul de pompare.

CAPITOLUL 2

**REGIMURI NEPERMANENTE
GENERATE DE LOVITURA DE BERBEC
IN SISTEMELE DE POMPARE**

2.1. Ecuatiile fundamentale ale loviturii de berbec

Fie un segment de tub de curent, conform figurii 2.1, cu frontiera laterala Σ cu evolutie [24], [30], [105]. Si fie, separat din segmentul de tub de curent, un volum de control elementar dV^* , marginit amonte de diafragma de influx de arie $S_1 = S$ si in aval de diafragma de eflux de arie $S_2 = S + dS$, situate, una fata de cealalta, la distanta dx^* . Masura volumului de control considerat [92] va fi data de $dV^* = S \cdot dx^*$.

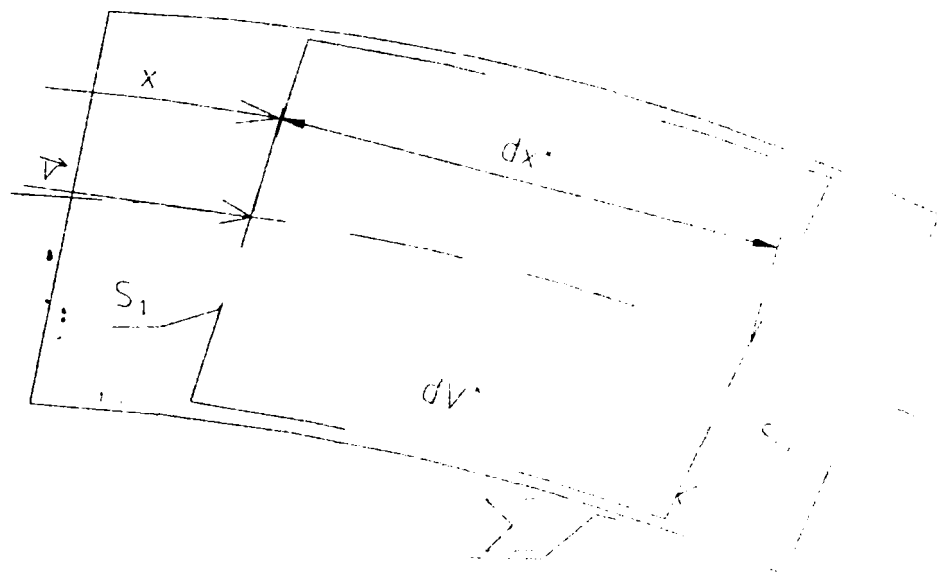


Fig. 2.1 Volumul de control

2.1.1. Ecuatia de continuitate

Presupunand ca prin diafragma de eflux iese mai mult lichid decat intra prin diafragma de influx, ca urmare a deformarii in timp a frontierei solide, diferenta dintre masa de lichid iesita din elementul de volum si cea intrata in el in intervalul elementar de timp dt este [9], [61], [105]:

$$dm' = (\rho \cdot v \cdot S + (\rho \cdot v \cdot S)_{,x^*} \cdot dx^*) \cdot dt - \rho \cdot v \cdot S \cdot dt = (\rho \cdot v \cdot S)_{,x^*} \cdot dx^* \cdot dt \quad (2.1)$$

unde prin $\rho_{,x^*}$ s-a notat derivata locala in raport cu x^* : $\frac{\partial \rho}{\partial x^*}$.

In acelasi timp, masa de fluid aflata in interiorul lui dV^* trebuie sa se modifice (sa scada) cu:

$$dm' = (\rho S \cdot dx^* - (\rho S \cdot dx^*)_{,t} \cdot dt) - \rho S \cdot dx^* = -(\rho S \cdot dx^*)_{,t} \cdot dt = -(\rho S)_{,t} \cdot dx^* \cdot dt \quad (2.2)$$

Conform principiului conservarii masei, trebuie indeplinita conditia: $dm' = -dm''$, adica:

$$\begin{aligned} (\rho \cdot v \cdot S)_{,x^*} \cdot dx^* \cdot dt &= -(\rho \cdot S)_{,t} \cdot dx^* \cdot dt \\ \vdots \\ (\rho \cdot v \cdot S)_{,x^*} + (\rho \cdot S)_{,t} &= 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Ecuatia obtinuta, (2.3), reprezinta **ecuatia de continuitate pe tuburi de curent in cazul miscarii nepermanente**.

Avand acum si viteza de propagare a undei in fluidul de lucru, numita **celeritate**, si definita prin relatia simplificata [9], [105]:

$$c = \sqrt{\frac{\frac{EI}{\rho}}{1 + \frac{EI}{E} \cdot \frac{d}{gr} \cdot Kc}} \quad (2.4)$$

se vor introduce urmatoarele ipoteze in vederea stabilirii ecuatiilor fundamentale ale loviturii de berbec [129]:

$$v \ll c \quad (2.5)$$

$$|d\rho| \ll \rho \quad (2.6)$$

$$|dS| \ll S \quad (2.7)$$

2.1.2. Transformarea derivatei locale in derivata totala

In aceste conditii, sa presupunem un recipient la care este atasata o conducta, conform figurii 2.2., pe care, la distanta l se afla o vana. Lovitura de berbec va fi produsa de inchiderea brusca a acestei vane.

Fie $\Pi(x^*, t)$ care se modifica in tubul de curent definit de numita conducta la trecerea undei de soc provocata de inchiderea vanei.

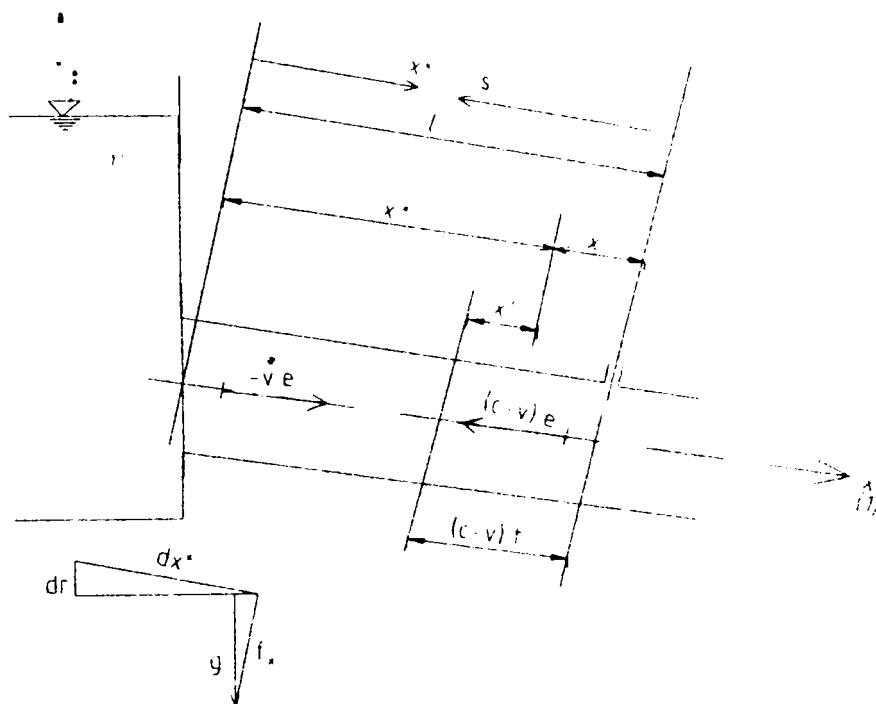


Fig. 2.2. Volumul de control definitoriu al loviturii de berbec

Conform definitiei date de [61], [105], derivata substantiala a acestei proprietati este:

$$\frac{d\Pi}{dt} = \Pi_{,t} + \Pi_{,x^*} \cdot v \quad (2.8)$$

Notand cu x^* coordonata diafragmei plane curente in raport cu unda, rezulta imediat:

$$\begin{cases} x + x' = (c - v) \cdot t \\ x^* + x = l \end{cases}, \quad (2.9)$$

de unde: $x' = (c - v) \cdot t - l + x^*$ sau, tinand cont de (2.5),

$$x' \approx c \cdot t - l + x^* \quad (2.10)$$

cu alte cuvinte, $x' = x'(x^*, t)$ si care are derivatele partiale:

$$\begin{cases} \frac{\partial x'}{\partial x} = x'_{,x} = 1 \\ \frac{\partial x'}{\partial t} = x'_{,t} = c \end{cases} \quad (2.11)$$

Pentru un observator solidar cu unda, proprietatea Π variind exclusiv in raport cu x' , se semnaleaza faptul ca $\varphi(x^*,t) = \Phi(x')$. Folosind (2.11), rezulta imediat:

$$\Pi_{,x^*} = \frac{d\Phi}{dx'} \cdot x',_x = \frac{d\Phi}{dx'} \quad (2.12.1)$$

$$\Pi_{,t} = \frac{d\Phi}{dx'} \cdot x',_t = c \cdot \frac{d\Phi}{dx'} \quad (2.12.2)$$

Inlocuind acum aceste rezultate in (2.8), se obtine:

$$\frac{d\Pi}{dt} = c \cdot \frac{d\Phi}{dx'} + \frac{d\Phi}{dx'} \cdot v = c \cdot \frac{d\Phi}{dx'} \cdot \left(1 + \frac{v}{c}\right) = \Pi_{,t} \cdot \left(1 + \frac{v}{c}\right)$$

In acest rezultat, inasa, se observa (2.5) si, deci, se poate trage concluzia ca variatia totala a proprietatii Π este egala cu variatia ei locala:

$$\frac{d\Pi}{dt} \approx \Pi_{,t} = \frac{\partial \Pi}{\partial t} \quad (2.13)$$

Reluand ecuatia de continuitate scrisa pentru regimul de curgere nestationar (2.3), si dezvoltand-o, conform relatiilor (2.12) ([9], [61], [105]) rezulta, succesiv:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial x'} \cdot v \cdot S + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial x'} \cdot S + \rho \cdot v \cdot \frac{\partial S}{\partial x'} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot S + \rho \cdot \frac{\partial S}{\partial t} &= 0 \\ \frac{d\rho}{dx'} \cdot v \cdot S + \rho \cdot \frac{dv}{dx'} \cdot S + \rho \cdot v \cdot \frac{dS}{dx'} + \frac{d\rho}{dt} \cdot S + \rho \cdot \frac{dS}{dt} &= 0 \end{aligned}$$

Simplificand cu $(\rho \cdot v \cdot S)$, se obtine:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dx'} + \frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{dx'} + \frac{1}{S} \cdot \frac{dS}{dx'} + \frac{1}{\rho \cdot v} \cdot \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{v \cdot S} \cdot \frac{dS}{dt} = 0$$

si observand apoi (2.6) si (2.7), se obtine:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dx'} \approx 0 \quad \text{si} \quad \frac{1}{S} \cdot \frac{dS}{dx'} \approx 0,$$

deci :

$$\frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{dx'} + \frac{1}{\rho \cdot v} \cdot \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{v \cdot S} \cdot \frac{dS}{dt} = 0 \quad ,$$

de unde :

$$\rho \cdot S \cdot v_{,x'} + \frac{d}{dt}(\rho \cdot S) = 0 \quad ,$$

sau :

$$v_{,x'} \cdot dt + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} = 0 \quad .$$

Din calculul celeritatii avem, inasa, [9], [24], [71], [105]:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} = \frac{dp}{\rho \cdot c^2}$$

care, inlocuit, da:

$$v_{,x'} \cdot dt + \frac{dp}{\rho \cdot c^2} = 0$$

respectiv:

$$v_{,x'} + \frac{1}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{dp}{dt} = 0 \quad .$$

Tinand cont de (2.13) si observand faptul ca produsul $\rho \cdot g \cdot z$ poate fi considerat independent de variabila temporală t , in loc de variabila presiune p vom nota:

$$p^* = p + \rho \cdot g \cdot z \quad (2.14)$$

deci:

$$v_{,x'} + \frac{1}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{dp^*}{dt} = v_{,x'} + \frac{1}{\rho \cdot c^2} \cdot p_{,t}^* = 0 \quad . \quad (2.15)$$

Presupunand, in acelasi timp, ca lichidul este ideal si incompresibil, ecuatiile de miscare va fi:

$$\frac{dv_i}{dt} = f_i - \frac{p_{,x}}{\rho}$$

care, descompusă într-un sistem de coordonate carteziene rectangulare cu axa 1 (axa x) în lungul axei conductei, conform figurii 2.1, devine:

$$\frac{dv}{dt} = f_{x^*} - \frac{1}{\rho} \cdot p_{,x^*} \quad (2.16)$$

respectiv:

$$\begin{aligned} f_{x^*} &= g \cdot \sin \alpha = -g \cdot \frac{dz}{dx^*} \\ \frac{dv}{dt} &= -g \cdot \frac{dz}{dx^*} - \frac{1}{\rho} \cdot p_{,x^*} = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\rho \cdot g \cdot \frac{dz}{dx^*} + p_{,x^*} \right) , \\ \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \cdot \left(\rho \cdot g \cdot \frac{dz}{dx^*} + p_{,x^*} \right) &= 0 \quad , \end{aligned}$$

care, cu observația (2.14) devine:

$$v_{,t} + \frac{1}{\rho} \cdot p_{,x^*} = 0 \quad (2.17)$$

Efectuând acum în (2.15) și (2.17) schimbarea de variabilă, definită prin (2.9), respectiv

$$\begin{cases} x^* = 1 - x \\ \frac{\partial \Pi}{\partial x^*} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x} \end{cases} ,$$

rezulta:

$$\begin{cases} v_{,x} - \frac{1}{\rho \cdot c^2} \cdot p_{,t} = 0 \\ v_{,t} - \frac{1}{\rho} \cdot p_{,x} = 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Sistemul de ecuații (2.18) reprezintă **ecuațiile fundamentale ale loviturii de berbec**, determinate în conformitate cu ipotezele formulate.

Acest sistem de ecuatii poate suferi o modificare, in sensul eliminarii uneia dintre necunoscute (v sau p).

In cazul eliminarii vitezei, in urma derivarii primei ecuatiei in raport cu t , iar a doua ecuatie in raport cu x si scazandu-le, se obtine:

$$p_{,xx}^* - \frac{1}{c^2} \cdot p_{,tt}^* = 0 \quad , \quad (2.19)$$

ecuatie care este de tip hiperbolic (si este similara ecuatiei coardei vibrante din mecanica solidului).

2.2. Integrarea ecuatiilor loviturii de berbec

Integrarea ecuatiilor loviturii de berbec (2.18) sau (2.19) se poate face:

- * prin metoda d'Alembert - Euler (**metoda caracteristicilor**),
- * prin metoda Bernoulli,
- * prin metode numerice.

In vederea integrarii, insa, trebuie precizate conditiile initiale si, dupa caz si conditiile limita corespunzatoare.

Pentru cazul analizei loviturii de berbec in retele de conducte, conditiile limita sunt bine stabilite si cunoscute [10], [30], [61], [67], [77], [82], [102], [105], [107] si nu voi mai insista asupra lor.

O consideratie deosebita trebuie acordata determinarii pasului de timp la care se face integrarea. Astfel, va trebui respectata conditia Courant-Friedrichs-Lewy [10], [57], [105], [107]:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{c} \approx (0,99 \dots 0,995) \cdot \frac{\Delta x}{c} \quad . \quad (2.20)$$

2.3. Conditii limita la intrarea si iesirea dintr-o retea de palete de rotor de pompa centrifuga

Voi preciza, in continuare, conditiile limita pentru analiza functionarii pompelor [centrifuge] in instalatii de pompare in care apare lovitura de berbec [2], [10], [18], [58], [62], [64], [67], [75], [76], [81].

Fie suprafata interpaletara, caracteristica unei retele de palete apartinand unui rotor de pompa centrifuga, prezentata in figura 2.3.; principalele particularitati care scot in evidenta aceasta suprafata dublu curbata spatiala fata de o suprafata plana bidimensionala sunt raza de curbura r si grosimea suprafetei de curgere b .

Conform [6], [7], [55], [60], [70], [93], [122], un canal interpaletar este controlat de urmatoarele variabile spatiale independente: coordonata meridianana x si coordonata azimutala φ , curgerea evoluand in domeniul definit de conturul ABCDEFGH. Planul de intrare AH si cel de iesire din retea DE sunt considerate a fi suficient de indepartate de fronturile respective ale retelei, conventional la $t/2$, astfel incat sa nu fie simtita influenta curgerii prin retea, respectiv sa poata fi neglijate componentele tangentiale ale vitezei absolute in lungul liniilor AH si DE.

Ecuatiile care descriu curgerea prin retea de palete sunt: ecuatia de continuitate, ecuatia de transfer a momentului impulsului pe tuburi de curent si ecuatia energiei, proiectate dupa directiile x si φ . Tinand cont de observatia de mai sus, referitoare la distributia vitezelor in lungul lui AH si DE, aceste ecuatii devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + v_m \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial v_m}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial v_m}{\partial t} + v_m \cdot \frac{\partial v_m}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial w_\varphi}{\partial t} + v_\varphi \cdot \frac{\partial w_\varphi}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + v_m \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \gamma \cdot p \cdot \frac{\partial v_m}{\partial x} = 0 \end{array} \right. , \quad (2.21)$$

relatii in care am notat:

- proiectia corzii profilului care defineste sectiunea de calcul in plan meridian, l_x ,
- valoarea celeritatii la intrarea in retea, c_l ,
- greutatea specifica a lichidului vehiculat γ ,
- presiunea statica de la intrare, p_l .

Directiile caracteristice asociate, corespunzatoare conditiilor integrarii ecuatiilor diferentiale cu ajutorul metodei d'Alembert - Euler vor fi definite de: v_m , $v_m + c$, $v_m - c$, v_m . Interpretarea fizica a acestei observatii se poate face luand in considerare imaginile liniilor caracteristice in planul $x-t$ (figura 2.4). Din figura se observa ca punctul H reprezinta data initiala la momentul initial

$t = t_0$, in lungul liniilor BH, CH, DH. Punctul B face legatura la dreapta punctului A, presupunand cazul real dat al vitezelor subsonice: $v_m < c$.

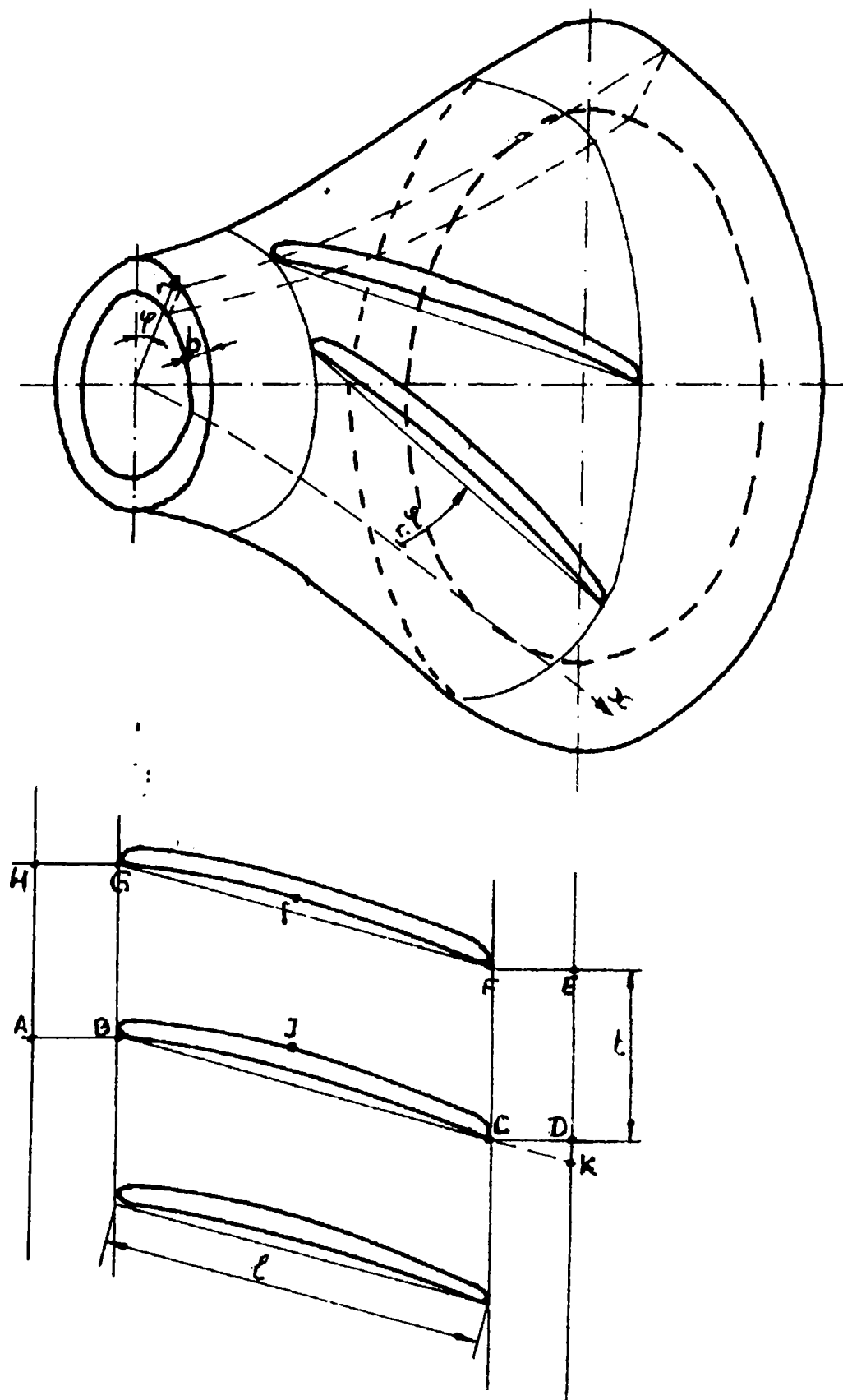


Fig. 2.3. Suprafata paletii pompei centrifuge

Pentru calculul retelei vor trebui specificate urmatoarele date:

- presiunea totala
- [diferenta de] temperaturura
- unghiul vitezei absolute la intrare.

Pe de alta parte, profilul generic al retelei de palete, prezentat in figura 2.3, se proiecteaza ([60], [91]) in planul meridian si planul axial — figura 2.5.

Astfel, pentru un punct arbitrar P, situat la raza r si avand coordonata curbilinie x, viteza meridiana v_m , conform figurii 2.6, va rezulta din campul meridian de viteze.

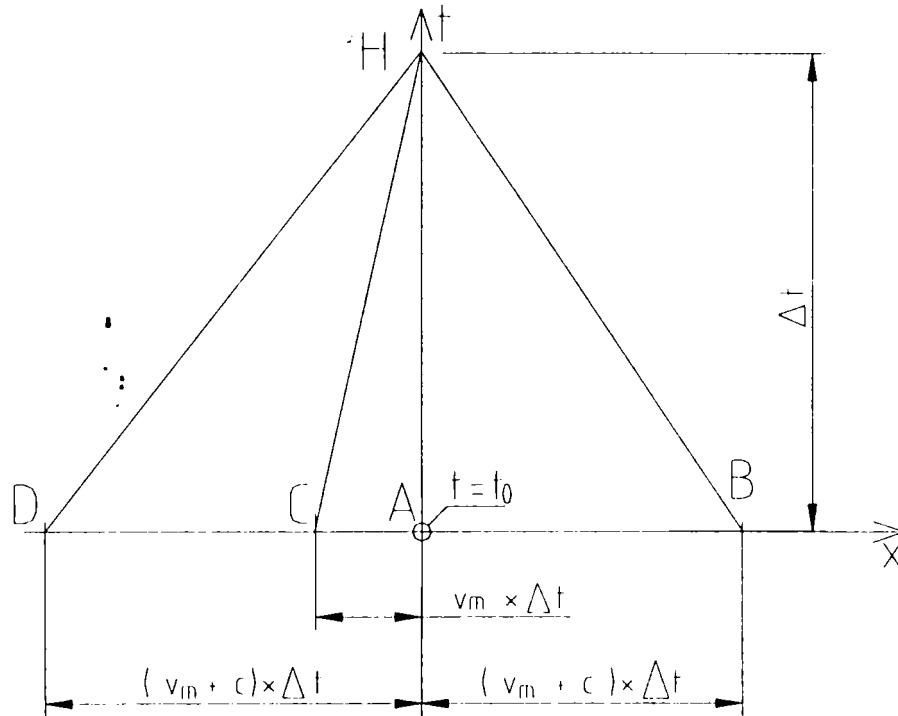


Fig. 2.4. Directiile caracteristice

Punctul omolog P' din planul axial are coordonatele cilindrice r si φ . In acest plan, proiectia unghiului constructiv al paletei, β , va fi β' ; legatura dintre cele doua unghiuri este data de unghiul dintre proiectia in plan meridian al liniei de curent de calcul si perpendiculara pe axa prin punctul respectiv, λ :

$$\operatorname{tg} \beta' = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \lambda \quad . \quad (2.22)$$

Proiectia vitezei relative w dupa directia vitezei de transport va fi data de:

$$w_{\varphi} = w_u = \frac{v_m}{\operatorname{tg} \beta'} \quad . \quad (2.23)$$

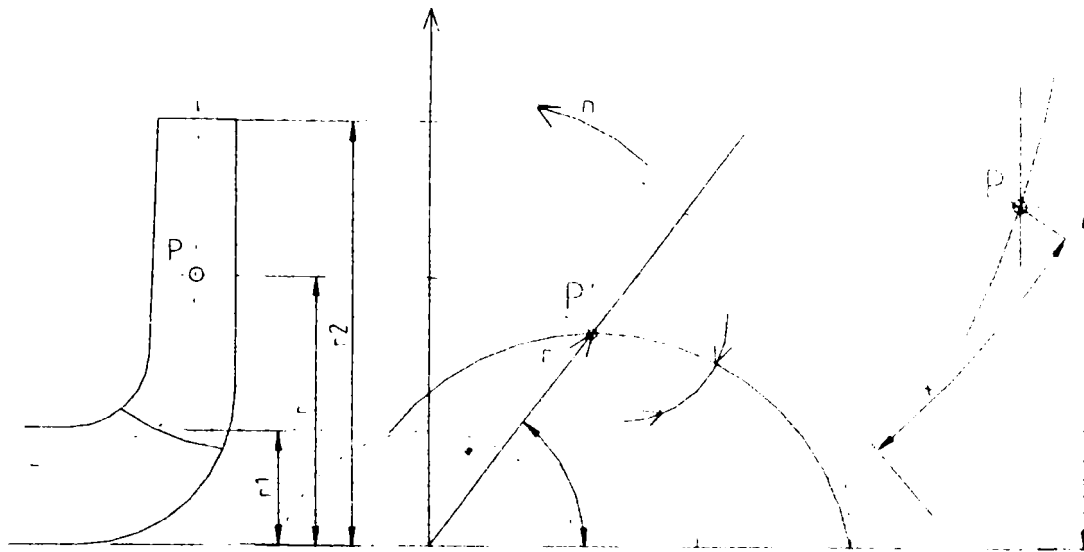


Fig. 2.5. Proiectiile paletei

La alegerea pasului de timp Δt trebuie sa se tina cont de conditia Courant-Friedrichs-Lewy, precum si de urmatoarele precizari:

* lungimea care urmeaza a fi discretizata in pasi elementari Δx este lungimea spatiala a canalului interpaletar, la care se adauga de doua ori cate o jumatate de pas, pentru a evidentia influenta transformarilor energetice din retea asupra conditiilor limita; astfel, lungimea canalului interpaletar va fi data de :

$$l = \frac{r_2 - r_1}{\sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}\right)}, \quad (2.24)$$

* pentru calculul celeritatii, se va lua in considerare diametrul hidraulic, corespunzator iesirii din paletaj:

$$d = D_h = 2 \cdot b_i \cdot \frac{t_i - 2 \cdot s}{b_i + t_i - 2 \cdot s}, \quad (2.25)$$

cu b_i = latimea canalului interpaletar, t_i = pasul paletelor, cu indicele i considerat astfel: 2, daca se analizeaza *unda directa* si 1 daca se analizeaza *unda inversa*.

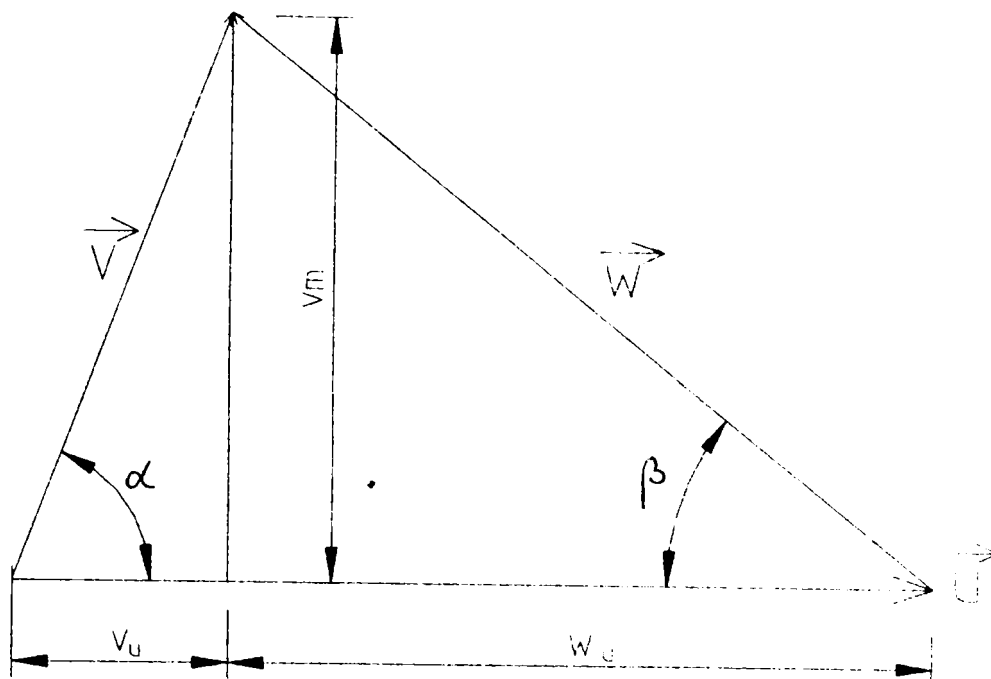


Fig. 2.6. Triunghiul curent de viteze

2.4 Modelarea numerica a loviturii de berbec

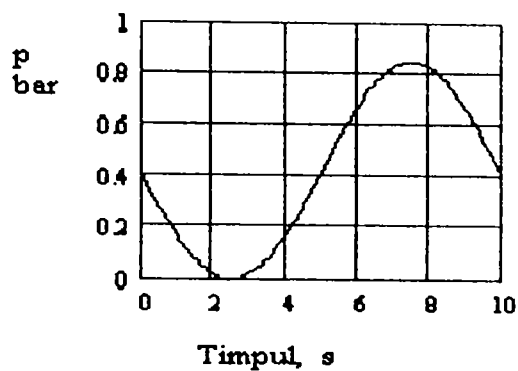
Pentru cazul concret al statiunii de laborator [10] care permite simularea loviturii de berbec într-o amenajare hidroelectrică din cadrul Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice Timisoara, care are urmatoarele caracteristici geometrice:

- lungimea conductei: 6,7 m,
- sarcina, la capatul amonte al conductei: 4,35 m,
- celeritatea: 10,36 m/s,
- timpul de inchidere a vanei de la extremitatea aval al conductei: 0,3 sec, am simulat numeric lovitura de berbec, obtinand urmatoarele rezultate:

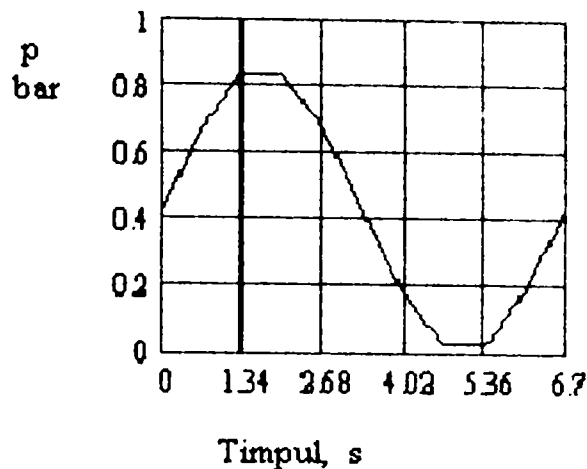
a.) Considerand fenomenul loviturii de berbec ca un fenomen monodimensional, evoluand in lungul conductei, ecuatia (2.19) are solutia exacta data de:

$$p = p_0 \cdot \left(1 + \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{x}{l} - \frac{\tau}{t_{\max}} \right) \right) \right) , \quad (2.26)$$

in care $x \in [0, l]$ reprezinta coordonata curenta in lungul conductei, iar $\tau \in [0, t_{\max}]$ reprezinta timpul curent. In figura 2.7 este prezentata variatia presiunii in timp si in lungul conductei.



Variatia presiunii in timp, la extremitatea conductei



Variatia presiunii in lungul conductei

Fig. 2.7. Simularea numerica a loviturii de berbec in statiunea experimentală (solutia exacta)

In urma integrării ecuațiilor fundamentale ale loviturii de berbec cu metoda d'Alembert - Euler (**metoda caracteristicilor**), am obtinut variatia presiunii (in metri coloana apă) la vana și debitul la recipient, rezultatele fiind prezentate in figurile 2.8. ... 2.10:

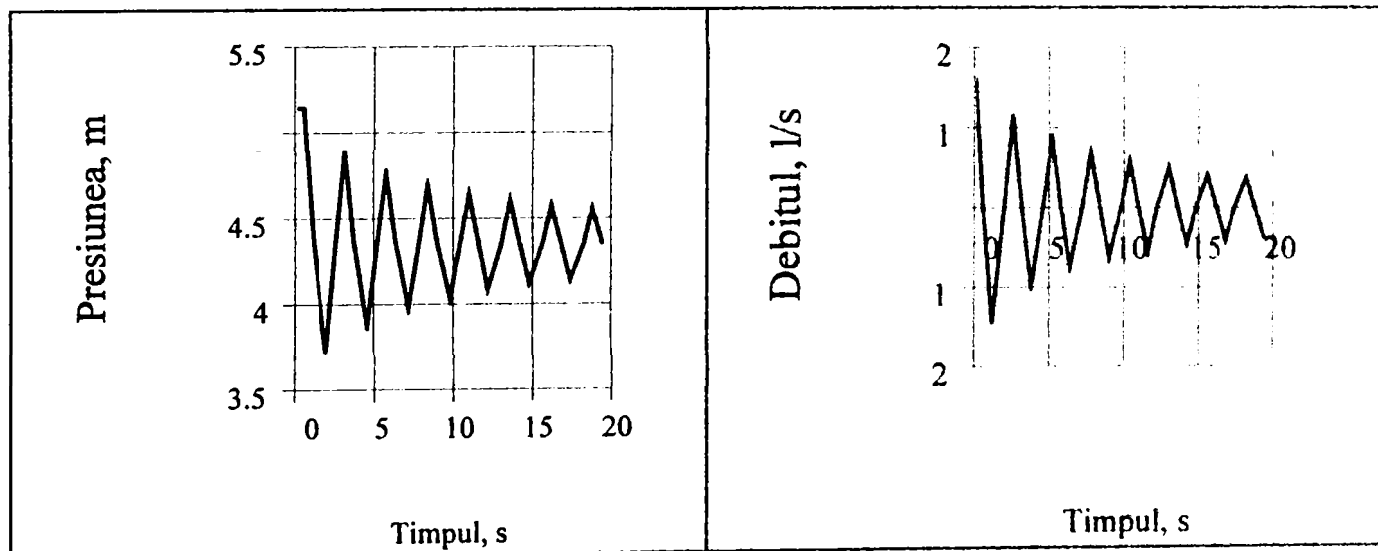


Fig. 2.8. Simularea numerica a loviturii de berbec, pentru $Q_0 = 2$ l/s

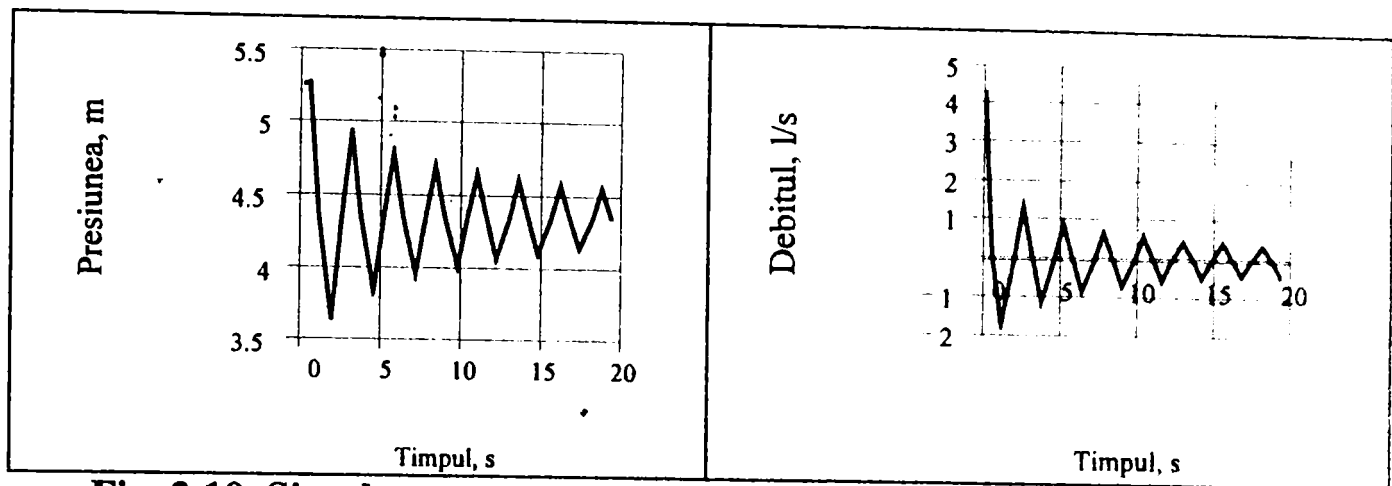


Fig. 2.10. Simularea numerică a loviturii de berbec, pentru $Q_0 = 5 \text{ l/s}$

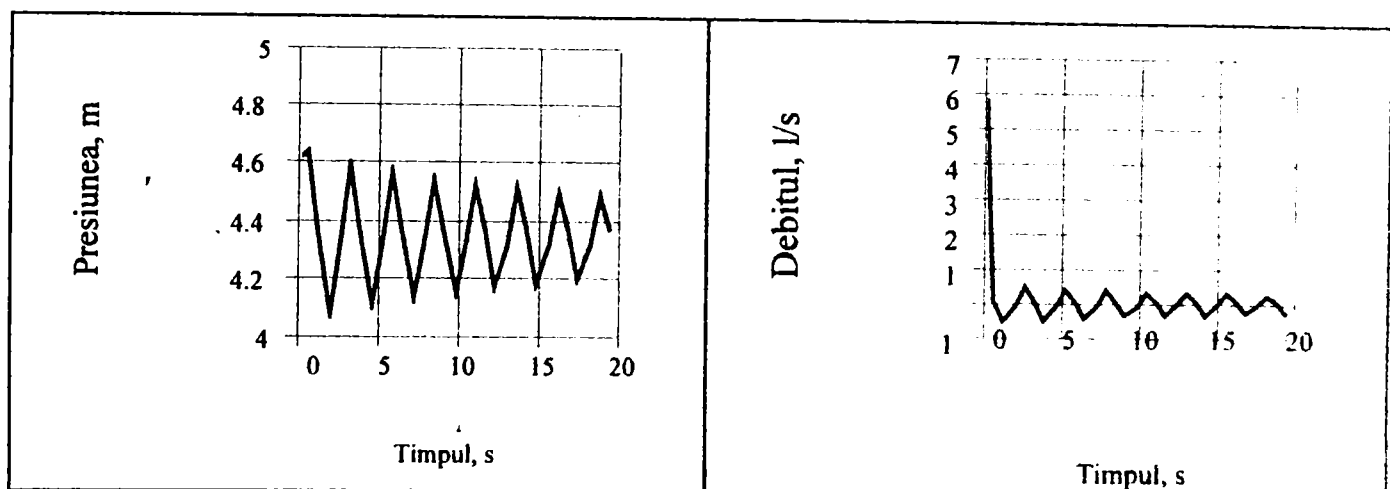


Fig. 2.11. Simularea numerică a loviturii de berbec, pentru $Q_0 = 7 \text{ l/s}$

2.5. Concluzii

În cadrul acestui capitol, am prezentat, în accepțiunea clasică, modalitatea de apariție a regimurilor tranzitorii în sistemele de pompare ca urmare a loviturii de berbec. Această analiză se explică pe deplin prin frecvența de apariție a regimurilor tranzitorii generate de lovitură de berbec în sistemele de pompare, în special la sisteme mari de hidroameliorații și în cazul centralelor reversibile.

Am sintetizat și prezentat unitar ecuațiile fundamentale ale loviturii de berbec, precum și modul lor de integrare, ca etapă teoretică necesară în demersul epistemologic și explicativ al procesului analizat.

Condițiile limită pentru instalațiile hidraulice sunt circumscrise cazurilor frecvent întâlnite, atât în laboratoare, cât și în instalațiile industriale. Finalitatea demersului se concretizează în largirea activităților și echiparea, într-o etapă ul-

terioara, corespunzatoare a Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice Timisoara, in vederea studiilor mai aprofundate in domeniu, consecintele de ordin practic fiind evidente.

Ca si **contributii personale**, amintesc introducerea conditiilor limita pentru studiul loviturii de berbec in prezenta retelelor de palete ale pompelor centrifuge, in felul cum au fost prezentate, o consider o interfata necesara intre conditiile concrete din laborator si cele din functionarea in conditii industriale.

CAPITOLUL 3

FUNCTIONAREA POMPELOR CENTRIFUGE IN REGIMURI TRANZITORII GENERATE DE MODIFICAREA TURATIEI

3.1. Fenomene ce apar in timpul pornirii si opririi pompelor

Practica curenta a exploatarei pompelor face imposibila functionarea acestora la turatie strict constanta, respectiv la un debit constant.

Regimul de exploatare a pompei poate fi asemanat cu regimul de exploatare a unui autovehicul; pompa trebuie adesea pornita si/sau oprita, debitul poate varia de la un moment la altul ca urmare a cerintelor retelei, sistemul de pompare poate fi supus unor variatii primejdioase ale presiunii in timpul accelerarii sau decelerarii coloanei de lichid.

Modul in care trebuie protejate atat pompa cat si reseaua de conducte precum si elaborarea unor tehnologii sigure si eficiente de exploatare a pompei in raport cu aceste variatii necesita o analiza concreta, orientata atat asupra pompelor si retelelor de conducte in general, cat si asupra fiecarui caz particular in parte.

Energiile, care necontrolate, pot duce la distrugerea sistemului de pompare pot fi:

- energia cinetica a coloanei de lichid in miscare
- energia potentiala a lichidului si a materialului din care sunt realizate conductele.

Problema studiului conditiilor tranzitorii ale functionarii pompelor consta in utilizarea acestor energii sau in disiparea lor in scopul eliminarii consecintelor violente.

Analizele efectuate [2], [30], [67], [105] arata ca este convenabil sa presupunem ca cele mai severe conditii de functionare corespund regimurilor realizate la pornirea pompei sau la oprirea brusca a pompei.

3.2. Pornirea brusca a pompelor

Fie un sistem de pompare format, conform figura 3.1., dintr-un bazin de alimentare (Ba), o conducta de aspiratie verticala si scurta (Ca), care are la capat un sorb (S), pompa propriu-zisa (P), conducta de refulare (Cr), presupusa orizontala si recipientul de refulare (Rr).

Atat timp cat lichidul vehiculat si rotorul sunt in repaus, linia piezometrica ([24], [67]) va fi orizontala, reprezentata in figura de linia AB. Pornirea pompei, operatie materializata prin conectarea motorului electric la reseaua

electrica, presupusa a fi realizata instantaneu/brusc, va ridica cota energetica a lichidului de la valoarea H_{st} (inaltimea statica de pompare [60], [91]) la valoarea curenta H , aceasta a doua valoare fiind determinata de curba caracteristica a pompei si pozitia relativa a ventilului vanei de pe conducta de refulare.

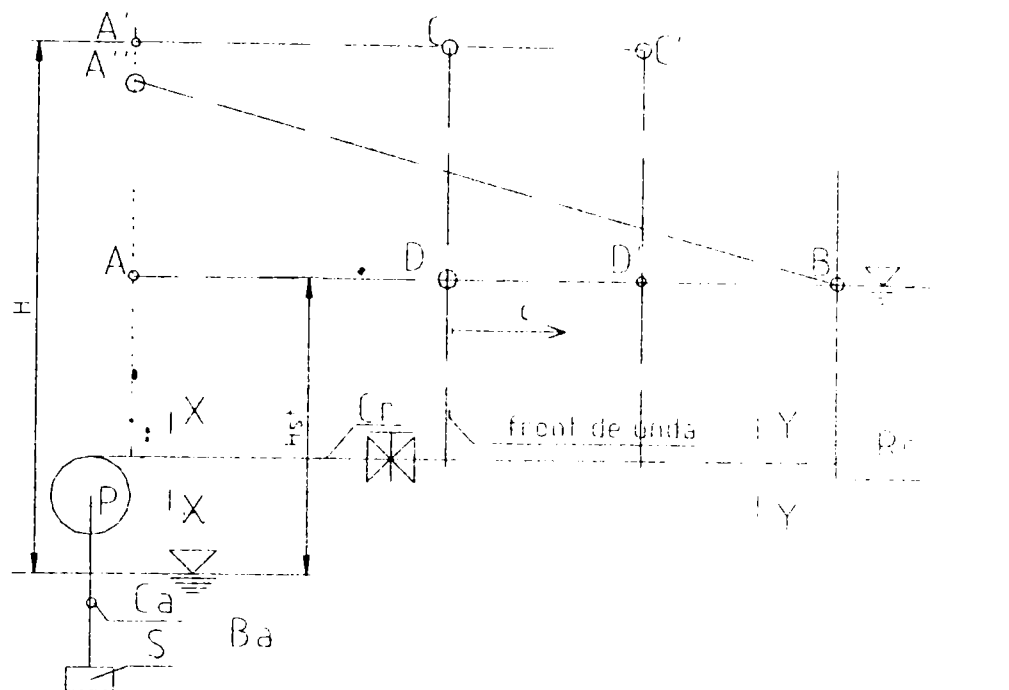


Fig. 3.1. Pornirea pompei

In acelasi moment, lichidul din racordul de refulare al pompei va incepe sa se miste cu viteza elementara dv , in timp ce lichidul din conducta de refulare **ramane** (inca) **inert** (in repaus), dar, foarte curand, va incepe sa se miste.

Energia specifica generata de pompa se va deplasa in lungul conductei sub forma unei unde, care este reprezentata printr-un salt in linia piezometrica (gradientul hidraulic). Dupa un interval de timp, acest salt avanseaza in pozitia CD , din figura, dupa un alt interval de timp in $C'D'$ si asa mai departe. In timp, unda ajunge la capatul dinspre recipient al conductei de refulare, intreaga coloana de lichid avand un spor de energie specifica Δh ([37]) si se va deplasa cu viteza Δv .

Ajunsa la recipient, unda isi va schimba sensul de miscare, intorcandu-se spre pompa fara a-si schimba viteza, coloana de lichid suferind intre timp o noua acceleratie, viteza crescand cu Δv .

In figurile 3.2.a. si 3.2.b. sunt prezentate aceste salturi de viteza si energie specifica, in sectiunile $X-X$ si respectiv $Y-Y$. Variabilele sunt reprezentate in functie de timp, prin dt notandu-se timpul necesar pentru ca unda de presiune sa efectueze **un drum** de la un capat la altul al conductei de refulare.

Relatia de legatura intre salturile de energie specifica si de viteza este data de:

$$\Delta h = -\frac{c}{g} \cdot \Delta v \quad , \quad (3.1)$$

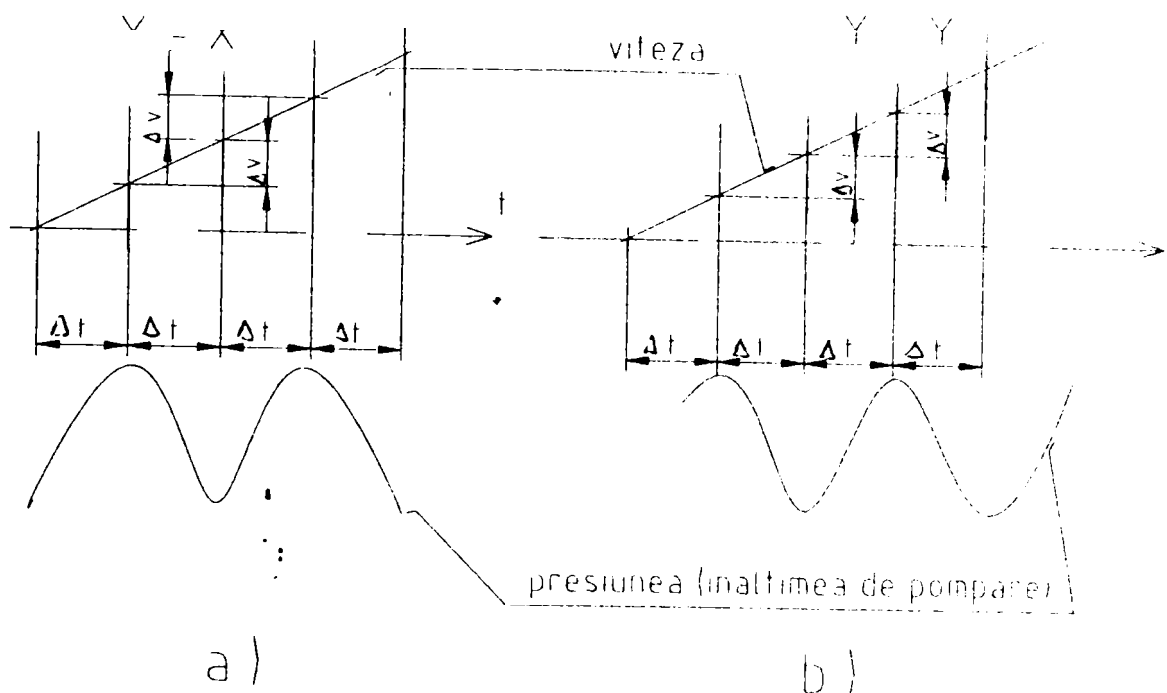


Fig. 3.2. Variatia vitezei si a presiunii in sectiunile X-X si Y-Y

unde prin c s-a notat **celeritatea**, data de (2.4).

Se remarca faptul ca pentru o conducta cu pereti rigizi si inextensibili, viteza de propagare a undei, c , este identica cu viteza sunetului in lichidul respectiv.

3.3. Acceleratia coloanei de lichid

In cele de mai sus, am presupus ca fiecare volum elementar din masa de lichid din conducta de refulare este accelerat printr-o serie de impulsuri momentane si ca **viteza medie** a intregii coloane de lichid creste incet si uniform. **Acceleratia medie** este data de:

$$\frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{g}{l} \cdot \Delta h \quad . \quad (3.2)$$

In timp ce coloana de lichid este accelerata, unda de presiune se deplaseaza in lungul conductei cu viteza c , nemodificata.

Intre timp, debitul prin pompa creste astfel incat inaltimea de pompare generata la valoarea nominala constanta a turatiei sa inceapa sa se modifice, urmand curba caracteristica a pompei. In continuare, drept consecinta a pierderilor hidraulice, acceleratia coloanei de lichid scade progresiv. In final, accel-

eratia inceteaza sa-si faca simtita prezenta, unda de presiune se atenuaza si intregul sistem intra in regim normal de functionare. Panta liniei piezometrice A''B (in figura 3.1.) este data in intregime de pierderile hiraulice.

3.4. Oprirea brusca

Sistem de pompare fara sorb. Presupunem ca pe conducta de aspiratie nu este montat un sorb sau un alt tip de supapa de sens si ca pompa functioneaza normal — figura 3.3.

Oprirea brusca a pompei pune in miscare o unda de presiune, conform unui mecanism similar celui prezentat mai sus, dar de o amplitudine mult mai mare, echivalenta energiei specifice transferata de pompa lichidului vehiculat. Corespunzator, pasul — rata medie a — decelerarii este corespunzator mai mare.

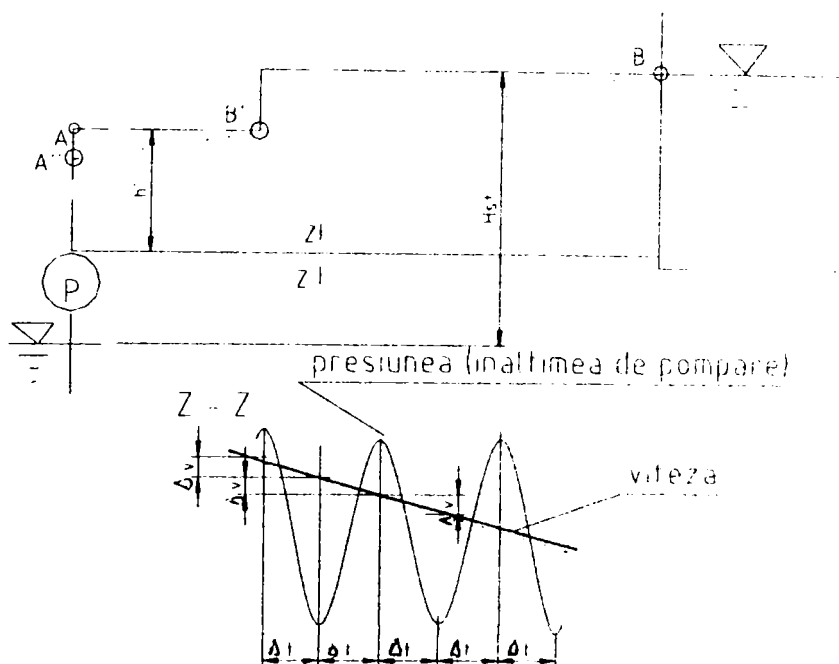


Fig. 3.3. Oprirea pompei fara sorb

Coloana de lichid ajunge in repaus, apoi isi inverseaza directia de miscare si incepe sa se deplaseze inapoi spre pompa; lichidul se scurge din recipientul de refulare spre bazinul de aspiratie. Ca urmare, rotorul pompei incepe sa se roteasca in sens invers, comportandu-se ca un rotor de disipator (**pompa functioneaza in cadranul II**). Aceste inversari nu au efect asupra undei de presiune, pentru moment, in timp, insa, aparand diminuari considerabile ale acesteia. In final, toate fluctuatiile de presiune se diminueaza, curgerea caracterizandu-se prin linia piezometrica A''B, in figura 3.3.

Debitul curgerii inverse uniforme prin sistem va depinde de rezistentele hidraulice ale sistemului de conducte si ale rotorului. In cazul ansamblului ro-

titor al pompei, se semnaleaza faptul ca turatia, in cazul curgerii inverse, poate fi, in unele situatii, mai mare decat turatia nominala.

Sistem de pompare cu sorb. In cazul in care in retea de pompare este montat un sorb sau alt tip de supapa de sens pe conducta de aspiratie, figura 3.4., acesta nu are efect apreciabil, pana in momentul opririi coloanei de lichid. Cand lichidul se scurge inapoi si frontul de unda ajunge la sorb, este oprit brusc de acesta, care se inchide. Presiunea inertiala rezultanta (**lovitura de berbec**) transforma unda de presiune negativa — relativ fata de sensul de refulare — in presiune pozitiva a carei amplitudine poate fi tot atat de mare ca si inaltimea statica de pompare H_{st} initiala; respectiv, presiunea maxima in conducta de aspiratie este **dublul** presiunii generate de coloana de lichid corespunzatoare inaltimei statice de pompare.

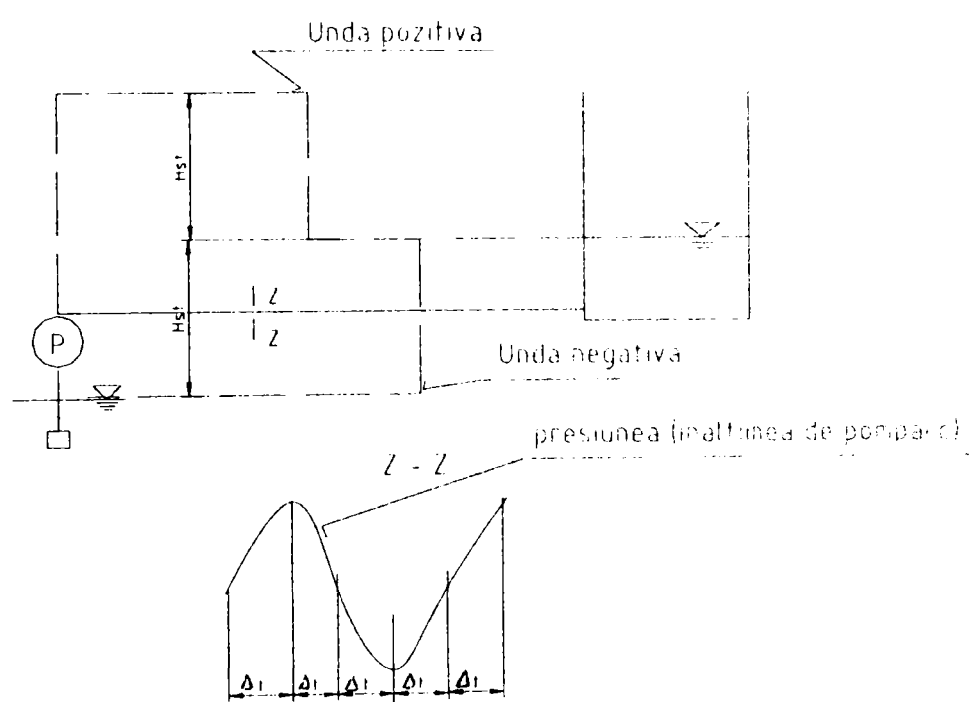


Fig. 3.4. Oprerea pompei cu sorb

Aceasta unda pozitiva traverseaza, acum, sistemul — figura 3.4. Ii va urma o alta sarcina negativa si alternarile vor continua pana cand energia disponibila in conducta in momentul inchiderii sorbului va fi disipata integral.

In aceasta perioada de timp, coloana de lichid, **ca un intreg**, este stationara ([24], [30], [67], [105]).

3.5. Separarea in coloana de lichid

Analiza figurilor 3.3. si 3.4. pune in evidenta urmatorul efect secundar important al opririi instantanee al pompei: deodata ce saltul la valori negative

al undei de presiune a trecut de la un punct dat de pe conducta de refulare, energia specifica in punctul respectiv isi schimba semnul, respectiv presiunea dobandeste valori mici, putand cobori sub valoarea presiunii atmosferice.

Rezultatul net al acestor influente conflictuale se concretizeaza in fenomenul numit **separatie**.

In punctul din conducta in care se atinge mai intai valoarea limita, corespunzatoare presiunii de vaporizare a lichidului respectiv, coloana de lichid se rupe. Cu cat partea din spate a coloanei sufera mai multe intarzieri violente decat partea din fata, spatiul dintre cele doua portiuni de coloana creste, urmand sa se inchida, la un moment dat, la refacerea presiunii. Impactul reunirii celor doua portiuni de coloana este violent, putand duce chiar la distrugerea fizica a retelei de conducte.

Pe de alta parte, se poate ca sa nu se produca o separare propriu-zisa a coloanei; spatiul "vid" din conducta poate fi si sub forma unei pungi de gaze, formata din vapori ai lichidului vehiculat.

In aceasta zona, conducta are tendinta de a se distruge prin implozie, distrugere care nu poate fi impiedicata decat de rezistenta mecanica a materialului conductei.

3.6. Conditiiile reale din timpul pornirii si opririi pompei

Este evident faptul ca, caracteristicile generale ale sistemului de pompare, luat ca un intreg, au o importanta influenta asupra modificarilor de presiune din sistem. Momentul de inertie al ansamblului rotitor si energia ceruta pentru a accelera miscarea lor sunt elemente care trebuie luate, de asemenea, in considerare. In mod similar, energia acumulata in acest ansamblu mecanic va influenta gradul de intarziere al lichidului la oprirea pompei; trebuie luata in considerare si natura si pozitia (intre pozitia inchis complet si pozitia deschis complet) ventilelor vanelor aflate in sistem.

In ceea ce priveste pompa, vom presupune ca alura curbelor caracteristice energetice ale acesteia, respectiv panta acestora, determinate pentru conditia functionarii la turatie constanta (stationara) se mentine si in timpul modificarilor rapide a conditiilor de functionare. In cele de mai jos, vom presupune ca pentru o valoare instantanee n a turatiei, pentru o valoare instantanee Q a debitului, inaltimea de pompare va avea valoarea instantanee H , corespunzatoare punctului corespunzator de pe curba $H(Q)$ a pompei.

In timpul analizei modificarii conditiilor de curgere va trebui sa se tina seama de :

- natura, respectiv caracteristicile fizice, ale lichidului vehiculat,
- lungimea, diametrul, grosimea peretilor si modul de ancore/amplasare a conductelor,

- tipul si pozitia relativa a ventilului vanelor,
- viteza medie initiala (debitul initial) a coloanei de lichid,
- alura curbelor caracteristice energetice $H(Q)$ si $P_{abs}(Q)$ ale pompei,
- caracteristicile dispozitivului/mecanismului de pornire a pompei,
- relatia dintre turatie si energia cinetica a ansamblului rotitor.

3.7. Conditii de pornire ale pompei

a. Pornirea cu vana de refulare inchisa. Metoda uzuala de pornire a pompelor centrifuge [35], [60] este de a pastra vana de pe conducta de refulare complet inchisa in intreaga perioada de accelerare. Vana se va deschide doar cand pompa va functiona la turatia nominala, la stabilirea regimului stationar de functionare, astfel incat inaltimea de acceleratie se va aplica treptat coloanei de lichid, care ramane pana atunci in repaos. Undele de presiune, asemanatoare celor corespunzatoare pornirii instantanee, devin cvasi imperceptibile.

Referitor la momentul (cuplul) care trebuie aplicat ansamblului rotitor, se stie ca la momentul $t = 0$ al pornirii din repaos rotorul pompei nu furnizeaza energie lichidului; intregul cuplu de pornire este absorbit pentru a accelera rotorul si respectiv ansamblul rotitor.

De indata ce este atinsa valoarea turatiei nominale, cuplul cerut de rotor creste, valoarea sa corelandu-se cu valoarea necesara, ceruta de retea, ca urmare a realizarii punctului de lucru necesar tehnologiei deservite, prin deschiderea vanei de pe conducta de refulare in urma interventiei operatorului uman sau al sistemului de automatizare. Diferenta dintre acest cuplu si cuplul total aplicat ansamblului rotitor da cuplul rezidual, disponibil pentru generarea acceleratiei unghiulare.

b. Influenta supapei de sens (a sorbului) de pe conducta de aspiratie. In acest caz, voi presupune ca pe conducta de refulare nu exista o vana, existand, doar o supapa de sens — un sorb — pe conducta de aspiratie.

Dupa pornirea pompei, secventele se succed ca si in cazul precedent, pana in momentul in care fortele de presiune produc deschiderea supapei. In acest moment, coloanei de lichid ii este imprimata o forta de accelerare; in conducta apare o unda de presiune, a carei amplitudine, insa, este mult mai mica decat s-a aratat in figura 3.2.; forma undei va fi diferita, iar variatiile de presiune pot fi destul de pronuntate, in cazul existentei unui cuplu mare la pornire. Astfel de conditii apar atunci cand motorul electric de antrenare este cuplat direct cu pompa. Mai mult, indata ce debitul vehiculat de rotor creste, creste proportional si puterea absorbita de pompa, acest fapt avand un efect corespunzator asupra cuplului net disponibil pentru acceleratie.

3.8. Oprirea pompei

Am argumentat in cele de mai sus de ce pompa trebuie pornita cu vana de refulare inchisa. Din aceleasi considerente, se recomanda ca si oprirea pompei sa se faca tot dupa ce vana de pe conducta de refulare a fost inchisa.

Pentru o pompa functionand in regim stationar, la oprire vana de refulare se inchide treptat, pana la oprirea intregii coloane de lichid, iar abia apoi se intrerupe sursa de energie.

Astfel turatia pompei se reduce treptat, pentru a se aduce coloana de lichid in repaos fara fluctuatii majore de presiune. Intreaga operatie se desfasoara strict sub controlul operatorului uman sau al sisteului automat de urmarire.

In momentul urmator intreruperii alimentarii cu energie electrica, singura sursa de energie disponibila pentru vehicularea lichidului ramane energia cinetica acumulata in ansamblul rotitor; in momentul cand si aceasta energie va fi consumata, coloana de lichid va fi in repaos.

Gradul de intarziere a ansamblului rotitor va depinde de valoarea momentului de inertie a ansamblului rotitor J si de conditiile hidraulice din momentul respectiv, materializate prin inaltimea de pompare H , debitul masic \dot{m} si turatia pompei, n si se exprima prin ([30], [67]):

$$\frac{\Delta n}{\Delta t} = k_0 \cdot \frac{\dot{m} \cdot H}{\eta \cdot n \cdot J} \quad , \quad (3.3)$$

in care, constanta k_0 include si valoarea acceleratiei gravitationale si, in cazul in care toate marimile se exprima in unitati de masura din Sistemul International, are valoarea : $k_0 = 936$.

3.9. Forma undei de presiune

Combinand o metoda pas cu pas cu un sistem de triere a erorilor, se poate utiliza ecuatia (3.3) pentru analiza grafo-analitica a variatiei in timp a turatiei si inaltimei de pompare in cazul intreruperii sursei de alimentare cu energie.

Aceste curbe sunt reprezentate in figura 3.5.a. Panta curbei $n(t)$, in fiecare moment reprezinta o aproximare liniarizata a valorii $\frac{\Delta n}{\Delta t}$. In schimb, aceste curbe nu permit determinarea gradului de intarziere si forma undei de presiune, asa cum este reprezentata in figura 3.3.

Intai, voi presupune ca intarzierea rotorului pompei se face prin socuri (pasi) mici. Daca perioada totala de intarziere este impartita intr-un numar de

intervale mici si egale de timp atunci intr-un punct mediu al fiecarui interval, inaltimea de pompare este imaginata ca scazand brusc, iar apoi ramanand constanta pana la urmatorul pas. Fiecare modificare brusca a lui H va genera o unda de presiune in lungul conductei, asa cum este reprezentat in figura 3.3., dar amplitudinea undei este mai mica.

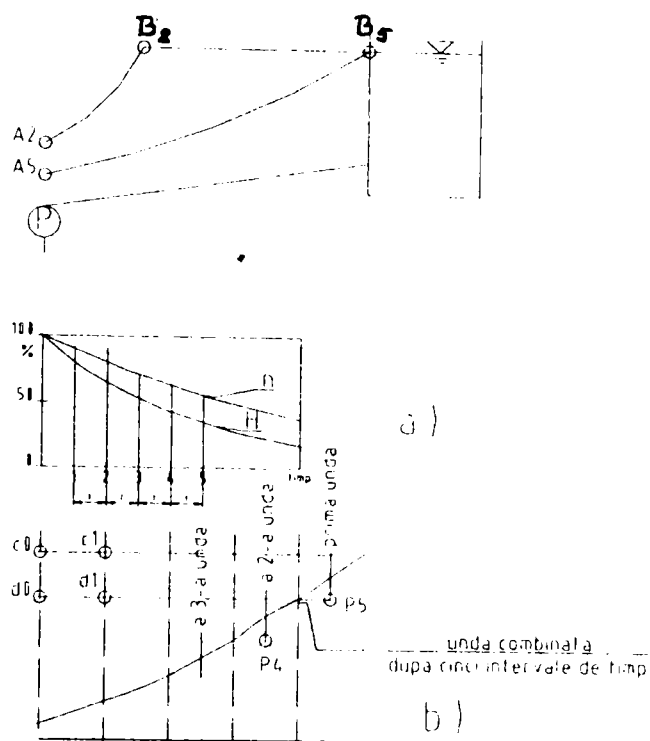


Fig. 3.5. Forma undei de presiune

Adevarata valoare a presiunii (respectiv a inaltimei de pompare) din conducta, in orice punct al acesteia, se obtine combinand efectele undelor individuale, asa cum este reprezentat in figura 3.5.b. In aceasta figura, distanta c_0c_1 sau d_0d_1 reprezinta distanta parcursa de o unda in intervalul considerat unitar de timp, iar distanta c_0d_0 sau c_1d_1 reprezinta amplitudinea primei unde. Astfel, conform figurii, la sfarsitul a cinci intervale de timp, prima unda, de amplitudine c_0d_0 a ajuns in punctul P_5 din conducta, a doua unda a ajuns in punctul P_4 si asa mai departe.

Curba A_2B_2 din figura 3.5.b. reprezinta distributia sarcinii in conducta dupa doua intervale de timp, iar curba A_5B_5 va reprezenta distributia presiunii dupa cinci intervale de timp.

Comparand tipurile generale de unda din figura 3.3. si figura 3.5.b., se remarca faptul ca unda reala este prea jos pentru a fi periculoasa, in comparatie cu cea teoretica. Daca curba A_5B_5 din figura 3.5.b. reprezinta conditii extreme, atunci conducta de refulare va putea avea panta din figura, fara sa se distruga in cazul unui soc de presiune anormal, rezultat din **separare** : in nici un punct din conducta nu va apare sarcina negativa, deci pericol de aparitie a cavitatiei.

Diagramele de tipul celor din figura 3.5. nu ofera informatii despre **descarcarea** prin pompa cand aceasta incepe sa incetineasca, urmare a intreruperii

alimentarii cu energie a pompei. Totusi, relatia dintre turatia pompei si inaltimea de pompare, trasata in figura 3.5.a., nu poate fi stabilita [cu exactitate] atat timp cat debitul momentan nu este cunoscut (vezi paragraful 3.8), aceste trei variabile fiind organic legate prin forma curbelor caracteristice ale pompei.

Pentru a elimina aceasta incertitudine si atunci cand se impune a se analiza si influenta erorilor, se recomanda utilizarea metodei grafo-analitice Schnyder-Bergeron.

3.10. Legea de variatie in timp a turatiei la oprirea pompei

In cele ce urmeaza, voi prezenta o justificare a relatiei (3.3) care da legea de variatie in timp a turatiei la oprirea pompei ([30], [67]).

Dinamica ansamblului rotitor este descrisa de ecuatie:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_r \quad , \quad (3.4)$$

unde: M_a = momentul/cuplul activ, la arborele motorului electric

M_r = momentul/cuplul rezistent, la arborele pompei.

Pentru cazul analizat, al opririi pompei, vom avea, evident, $M_a = 0$, iar momentul rezistent va fi dat de:

$$M_r = \frac{P_{abs}}{\omega} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \cdot \frac{1}{\omega} \quad . \quad (3.5)$$

Inlocuind (3.5) in (3.4), se obtine, succesiv:

$$J \frac{d\omega}{dt} = -M_r = -\frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega}$$

$$d\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right) = -\frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega} \cdot \frac{1}{\frac{\pi \cdot n}{30}} \cdot dt$$

$$dn = -\frac{900 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\pi^2 \cdot J} \cdot \frac{1}{n \cdot \eta} \cdot dt \quad . \quad (3.6)$$

In relatia (3.6), parametrii Q, H si n reprezinta coordonatele punctelor succesive de lucru corespunzatoare pe parcursul regimului tranzitoriu de oprire.

Rezolvarea ecuatiei (3.6) se poate face in urmatoarele moduri:

a.) In cazul in care se dispune de diagrama universala "in patru cadrane" ([60], [105]), ecuatia (3.6) se poate aproxima sub forma:

$$n_2 - n_1 = -\frac{900 \cdot \rho \cdot g}{\pi^2 J} \cdot \left(\frac{Q_1 \cdot H_1}{n_1 \cdot \eta_1} + \frac{Q_2 \cdot H_2}{n_2 \cdot \eta_2} \right) \cdot \Delta t \quad , \quad (3.7)$$

marimile notate cu indice inferior "2" fiind considerate necunoscute si urmand sa fie determinate prin aproximari succesive. Pasul de timp Δt se determina din conditia de stabilitate Courant (2.38).

b.) Daca se dispune doar de crba caracteristica $H(Q)$ la turatie $n = n_0 = \text{const.}$, atunci se presupune randamentul constant in intregul domeniu de functionare si ecuatia (3.6) se va putea integra, folosind relatiile de similitudine pentru turbopompe ([7], [32], [35] [60], [91]):

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0}; \quad \frac{H}{H_0} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^2; \quad \frac{P_{abs}}{P_{abs_0}} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \quad . \quad (3.8)$$

OBSERVATIE: aceste relatii se pot utiliza cu restrictii privind domeniul de aplicare, devenind deplin operationale doar in cazul in care pompa este montata **intr-o retea sau statiune experimentală in circuit inchis.**

Astfel:

$$\begin{aligned} \frac{dn}{dt} &= -\frac{900 \cdot \rho \cdot g}{\pi^2 \cdot J \cdot \eta_0} \cdot \frac{Q \cdot H}{n} = \\ &= -\frac{900 \cdot \rho \cdot g}{\pi^2 \cdot J \cdot \eta_0} \cdot \frac{Q_0 \cdot n}{n_0} \cdot \frac{H_0 \cdot n^2}{n_0^2} \cdot \frac{1}{n} = \\ &= -\frac{900 \cdot \rho \cdot g}{\pi^2 \cdot J \cdot \eta_0} \cdot \frac{Q_0 \cdot H_0}{n_0^3} \cdot n^2 = \\ &= -k_0 \cdot n^2 \quad , \end{aligned} \quad (3.9)$$

relatie care, integrata pentru: $\begin{cases} n \in [n_0, n] \\ t \in [0, t] \end{cases}$, ofera legea de variatie in timp a turatiei pompei la oprire:

$$n = \frac{n_0}{1 + k_0 \cdot n_0 \cdot t} \quad (3.10)$$

Avand timpul Δt , dat de (2.38) si definit ca **timpul necesar pentru ca unda de presiune sa parcurga o data lungimea l a conductei**, prin conditia Courant - Friedrichs - Lewy:

$$\Delta t = (0.995 \dots 0.99) \cdot \frac{l}{c}$$

Prin urmare, variatia turatiei, la fiecare parcurs al undei va fi:

$$\Delta n = -k_0 \cdot \Delta t \quad , \quad (3.11)$$

iar fiecare valoare succesiva a turatiei va rezulta din precedenta, la care se aduna algebric Δn .

3.11. Analiza conditiilor de functionare a pompei in regim de oprire, folosind metoda Schnyder - Bergeron

Fie o pompa centrifuga care functioneaza intr-un punct de lucru, O, avand o inaltime de pompare H_0 , conducta de refulare fiind presupusa lunga ([24], [67]), de diametru d si lungime l.

Analiza functionarii pompei in regim de oprire cu ajutorul metodei grafo - analitice Schnyder — Bergeron presupune parcurgerea urmatoarelor etape: **a.)** Cunoscand caracteristicile conductei si ale lichidului vehiculat, se determina celeritatea cu ajutorul relatiei (2.4). **b.)** Cunoscand caracteristicile pompei, se traseaza curba caracteristica $H(Q)$ la turatie nominala constanta n_0 (figura 3.6., curba P) si curba retelei (figura 3.6, curba R). **c.)** Se determina punctul de functionare nominal corespunzator regimului de functionare stationar (Q_0, H_0) si valoarea corespunzatoare a randamentului η_0 . **d.)** Se calculeaza **rezistenta de unda** cu relatia (3.12):

$$m = \operatorname{tg} \alpha = \frac{c}{g \cdot S} = \frac{4 \cdot c}{\pi \cdot g \cdot d^2} \quad (3.12)$$

e.) Cunoscand, acum, particularitatile sistemului de pompare, cu relatia (3.11) se calculeaza salturile succesive de turatie, respectiv valorile succesive ale acesteia: $n_1 = n_0 - \Delta n$, $n_2 = n_0 - 2 \cdot \Delta n$, $n_3 = n_0 - 3 \cdot \Delta n$,, cu semnificatiile:

- Δn = saltul de turatie corespunzator perioadei Δt in care unda de presiune efectueaza un drum intre pompa si recipientul de refulare,

- n_1 = valoarea turatiei in momentul in care frontul de unda de presiune a ajuns prima data la recipient,

- n_2 = valoarea turatiei in momentul in care frontul de unda de presiune a ajuns pompa, la prima intoarcere de la recipient,

- n_3 = valoarea turatiei in momentul in care frontul de unda de presiune a ajuns a doua oara la recipient

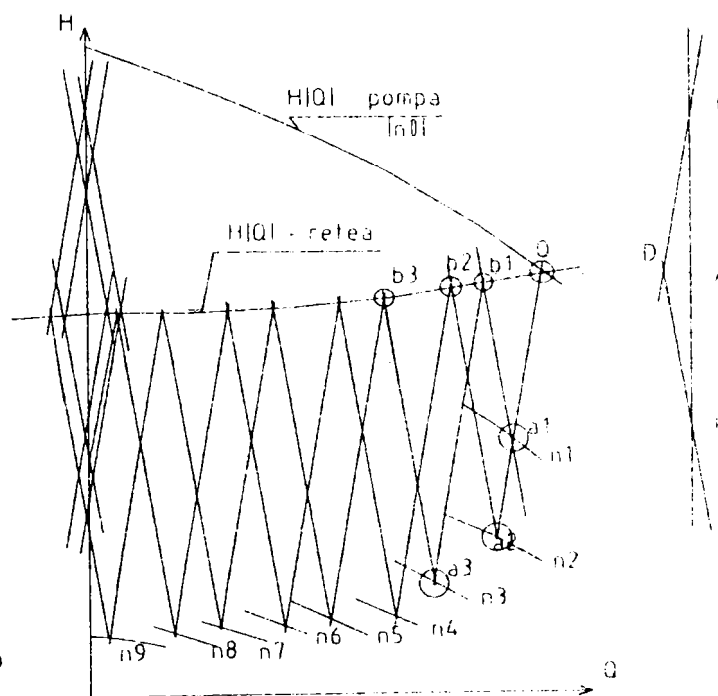


Fig. 3.6. Dezvoltarea grafica a metodei Schnyder - Bergeron

f.) Avand valorile n_i ($i=0, 1, 2, 3, \dots$) ale turatiei, se determina, utilizand relatiile de similitudine (3.8), curbele caracteristice $H(Q)$ ale pompei pentru turatiile n_i .

g.) din punctul O — figura 3.6, se traseaza dreapta Oa_2 de panta m , paralela la dreapta DC — figura 3.7, punctul a_2 aflandu-se pe curba caracteristica a pompei, corespunzatoare turatiei n_2 .

h.) Din punctul a_2 se o dreapta cu panta $-m$, si paralela la DE, care intersecteaza curba caracteristica a retelei in punctul b_2 .

i.) Din punctul b_2 se traseaza segmentul de dreapta b_2a_4 , de panta m , paralela la DC, punctul a_4 fiind pe curba caracteristica a pompei corespunzatoare turatiei n_4 si asa mai departe.

j.) Se procedeaza in acelasi mod pentru determinarea succesiva a punctelor a_1, a_2, \dots , aflate pe curbele $H(Q)$ corespunzatoare turatiilor n_1, n_2, n_3, \dots , respectiv a punctelor b_1, b_2, b_3, \dots , aflate pe curba retelei.

k.) In momentul atingerii axei $Q = 0$, se considera ca

întreaga energie cinetică a coloanei de lichid s-a epuizat, iar undele de reflexie se vor face doar între axa $Q = 0$ și curbe caracteristica a rețelei.

Interpretarea fizică a figurii 3.6. Din analiza figurii 3.6., se pot obține următoarele informații:

- I. Curba $Oa_1a_2a_3$ reprezintă variația înălțimii de pompare în timpul procesului tranzitoriu declanșat de întreruperea alimentării cu energie electrică a pompei, așa cum este ea determinabilă la limitele geometrice ale pompei.
- II. Din curba $Oa_1a_2a_3$ se deduce imediat variația în timp a înălțimii de pompare. Astfel, ordonata punctului $O - H_0$, corespunde înălțimii de pompare la momentul întreruperii alimentării cu energie, presupus "momentul zero": $t = 0$; ordonata punctului a_1 corespunde înălțimii de pompare la Δt secunde de la momentul zero; ordonata punctului a_2 corespunde înălțimii de pompare la $2 \cdot \Delta t$ secunde de la momentul zero = și așa mai departe.
- III. Punctele de pe curba rețelei, b_2, b_4, b_6 , reprezintă debitul, respectiv energia specifică la capatul liber, la recipientul de refulare la $3 \cdot \Delta t, 5 \cdot \Delta t, \dots$ secunde de la întreruperea alimentării cu energie electrică a pompei.

Condițiile curgerii inverse. Figura 3.6. prezintă utilitate practică și în cazul studiului comportării sistemului de pompare după ce coloana de lichid s-a oprit, respectiv după depășirea fazei descrise în paragraful 3.11, punctul **k**). Dacă sistemul de pompare **nu include și o supapă de sens**, atunci întârzierea coloanei se va menține și va conduce la valori negative ale debitului în conductă; coloana de lichid va începe să curgă invers prin pompa (de la flansa de refulare spre cea de aspirație), pompa rotindu-se în sens normal, iar energia specifică de la ieșirea din rotor este mai mare decât energia specifică de la intrarea în rotor, astfel încât va începe să funcționeze ca o frână (dissipator de energie) (pompa funcționează "în cadranul al doilea"). În derularea fenomenului se pot distinge două faze:

* restul de energie cinetică a ansamblului rotitor va fi diminuat pe măsura ce acesta este adus în stare de repaus, lichidul menținându-și curgerea inversă prin pompa la viteze din ce în ce mai mari;

* turatia își schimbă sensul și continuă să crească, dar cu semn schimbat, până când condițiile staționare limită, schitate în figura 3.3. sunt atinse, respectiv întreaga înălțime de pompare statică este absorbită în înălțime de pompare cinetică și acoperă pierderile din conductă și rezistența hidraulică a pompei care poate să se comporte ca o turbină hidraulică.

3.12. Variatia randamentului la modificarea turatiei

Pentru a determina modul de variatie a randamentului pompei cu turatia, voi presupune pompa cunoscuta prin curbele sale caracteristice $H(Q)$ si $\eta(Q)$ - figura 3.7.

Motorul electric care antreneaza pompa este echipat cu un variator de turatie, pentru a i se putea modifica turatia in mod continuu. Sistemul de pompare este dotat cu un regulator de presiune, care are rolul de a mentine constanta

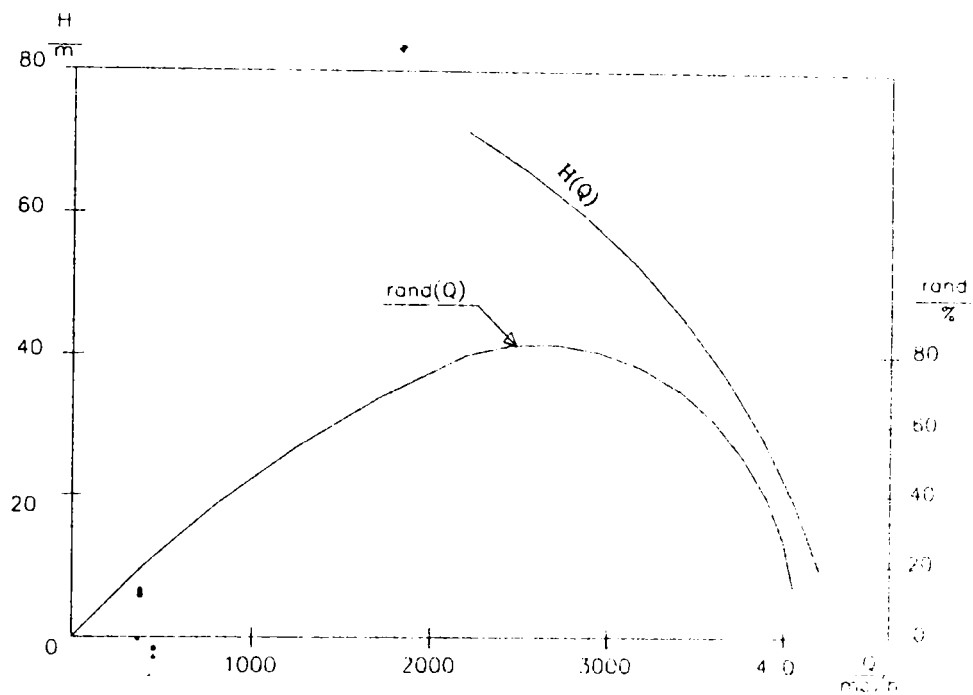


Fig. 3.7. Curbele caracteristice ale pompei

presiunea de la refulare, la valoarea corespunzătoare H_0 ceruta de consumatori, indiferent de valoarea debitului necesar la consumatori. **Asa cum se remarca, in calcule se ignora componenta dinamica a inaltimii de pompare.**

In plus fata de aceste ipoteze, se presupune ca statia de pompare, daca este cazul, este echipata cu pompe identice, functionand in serie. Daca statia este dotata cu pompe diferite, trebuie reluat calculul pentru fiecare pompa in parte, efectuand apoi "legarea" lor in serie.

Problema a carei rezolvare se urmareste este determinarea variatiei debitului si a randamentului cu turatia ([30], [54], [60], [76], [117]), astfel: **a.)** Se determina, din curba caracteristica $H(Q)$ valoarea lui Q_0 , corespunzatoare valorii lui H_0 , pompa functionand la turatia nominala n_0 . **b.)** Se recalculeaza curba $H(Q)$ pentru alte turatii, utilizand relatiile de similitudine (3.8), in care introducem notatia urmatoare pentru valoarea adimensionala a turatiei, din motive de simplificare a scrierii

$$\bar{n} = \frac{n}{n_0} \quad (3.14)$$

c.) Pentru valorile recalculate Q , H , la valorile n ale turatiei corespunzatoare, se calculeaza puterea utila a pompei, puterea absorbita de pompa de la motor, puterea electrica absorbita de la retea si energiile corespunzatoare acestor puteri, considerandu-se si $\Delta t =$ perioada de timp de functionare in punctul de lucru considerat (Q_0 , H_0). d.) Luand ca punct optim de functionare punctul (Q_0 , H_0), se recalculeaza punctele de functionare ale pompelor, tinand cont de reducerea turatiei si, corespunzator, introducerea in functiune a mai multor pompe in scopul acoperirii debitului cerut de reseaua de pompare.

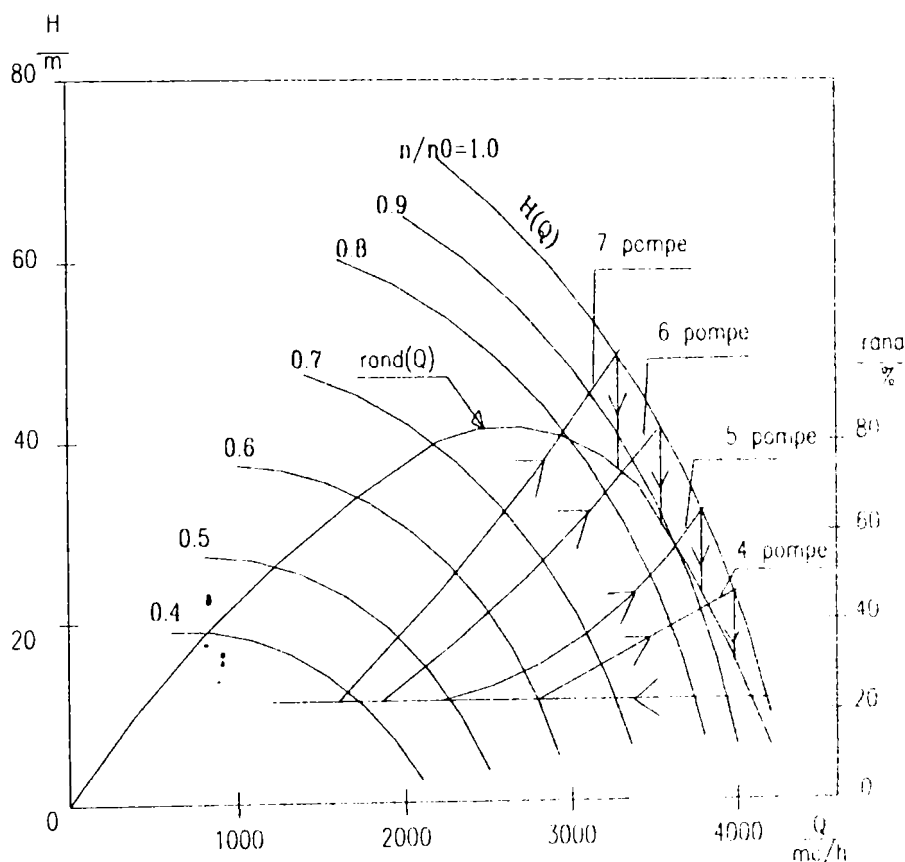


Fig. 3.8. Corectia de randament la reglarea turatiei

e.) In lungul dreptei $H_0 = \text{const.}$, se determina, la intersectia cu curba $H(Q)$ corespunzatoare, turatia adimensionala \bar{n} corespunzatoare. f.) Pentru aceasta valoare \bar{n} , se recalculeaza, cu (3.8), debitul si inaltimea de pompare corespunzatoare curbei $\bar{n} = 1$: ($Q^{(1)}$, $H^{(2)}$). g.) Corespunzator acestui punct, se determina randamentul pompei, $\eta^{(1)}$, caruia, de asemenea, i se aplica corectia de turatie [60], [91]:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta^{(1)}} = (\bar{n})^{-0.1} \quad ,$$

respectiv:

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta^{(1)}}{(\bar{n})^{0.1}} \quad (3.14)$$

h.) Se calculeaza puterile si energiile corespunzatoare fiecarui punct.

3.14. Modelarea numerica a comportarii unei pompe centrifuge in regimuri tranzitorii generate de variatia turatiei

Pentru pompa luata in studiu pentru experimentele teoretice si de laborator, in figura 3.9. am reprezentat. variatia inaltimii de pompare cu debitul si variatia inaltimii de pompare in timp, in cazul socului produs de oprirea brusca a pompei prin deconectarea de la retea electrica. Calculele au fost efectuate prin metoda Schynder — Bergeron, iar ca parametru, am presupus diferite lungimi ale conductei de refulare.

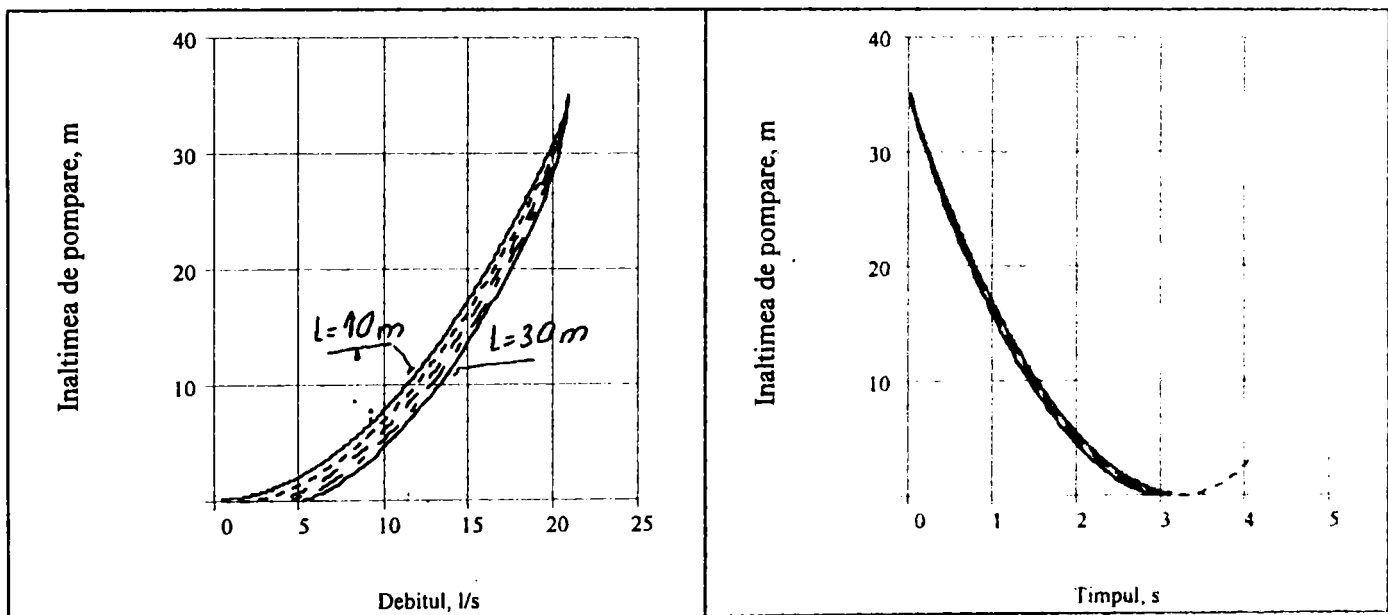


Fig. 3.9. Variatia inaltimii de pompare cu debitul si cu timpul

In figura 3.10. am reluat reprezentat aceeași variatie, utilizand curbe de egala inaltime de pompare.

Preluand din literatura [10], [60], [64], [91], curbele caracteristice pentru o pompa centrifuga in trei cadrane (cadrantul doi, unu si patru, unghiul polar θ variind intre valorile -180° si 90° , in sens trigonometric; din considerente de ordin practic, am efectuat o transformare circulara a valorilor unghiului θ , domeniul sau de variatie devenind: $\theta \in [0^\circ, 270^\circ)$). Curbele, in varianta

adimensionala, sunt prezentate in figura 3.11. In procesul de transpunere a acestor curbe la valori reale — figura 3.12. — am folosit o tehnica mixta: pentru cadranul intai am folosit curbele caracteristice ale pompei studiate, calculate cu metodologia prezentata in paragraful 4.1., iar pentru cadranele doi si patru am folosit curbele adimensionale transpuse pentru valorile corespunzatoare pompei studiate.

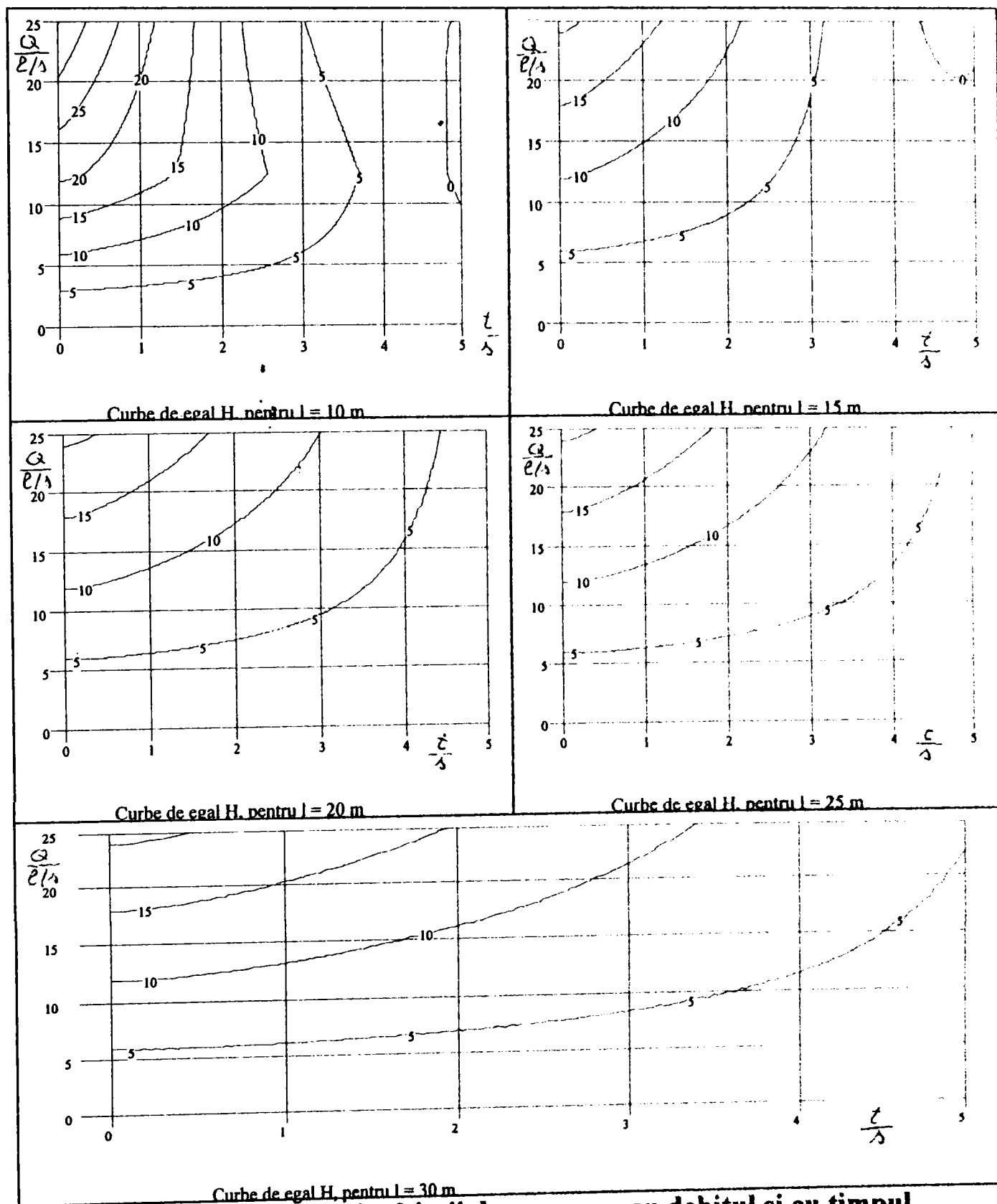


Fig. 3.10. Variatia inaltimii de pompare cu debitul si cu timpul

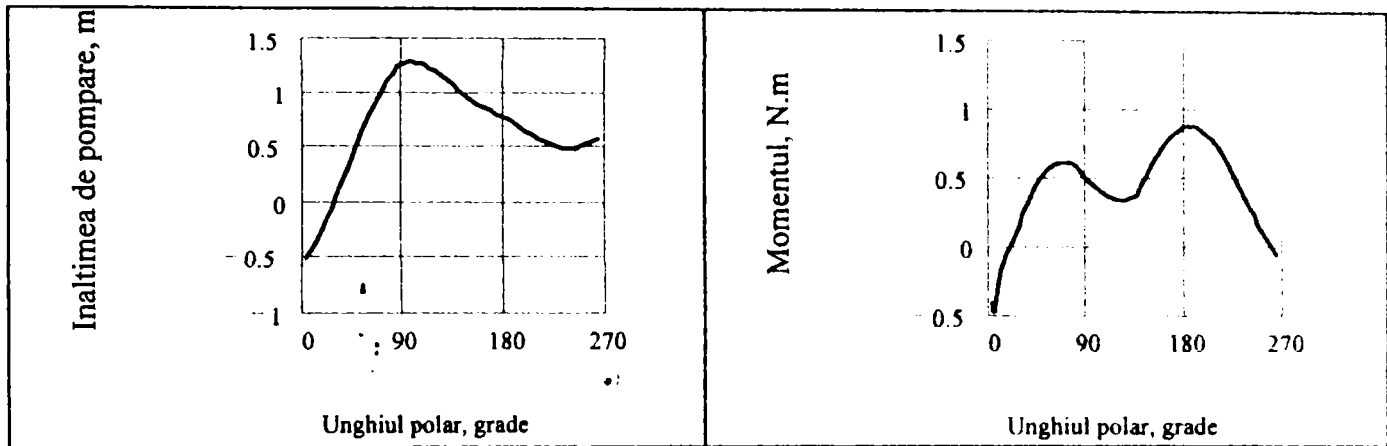


Fig. 3.11. Variatia inaltimii de pompare si a momentului la arborele pompei, in trei cadrane (representare adimensionala)

In zonele de racordare, am respectat conditiile de continuitate a curbelor ([60]). In figura 3.13., am prezentat variatia inaltimii de pompare si a momentului cu unghiul polar θ , in coordonate tridimensionale. Utilizand aceste curbe, am aplicat, apoi, metodologia prezentata paragraful 3.10., punctul a.), obtinand curbele prezentate in figurile 3.14. si 3.15.

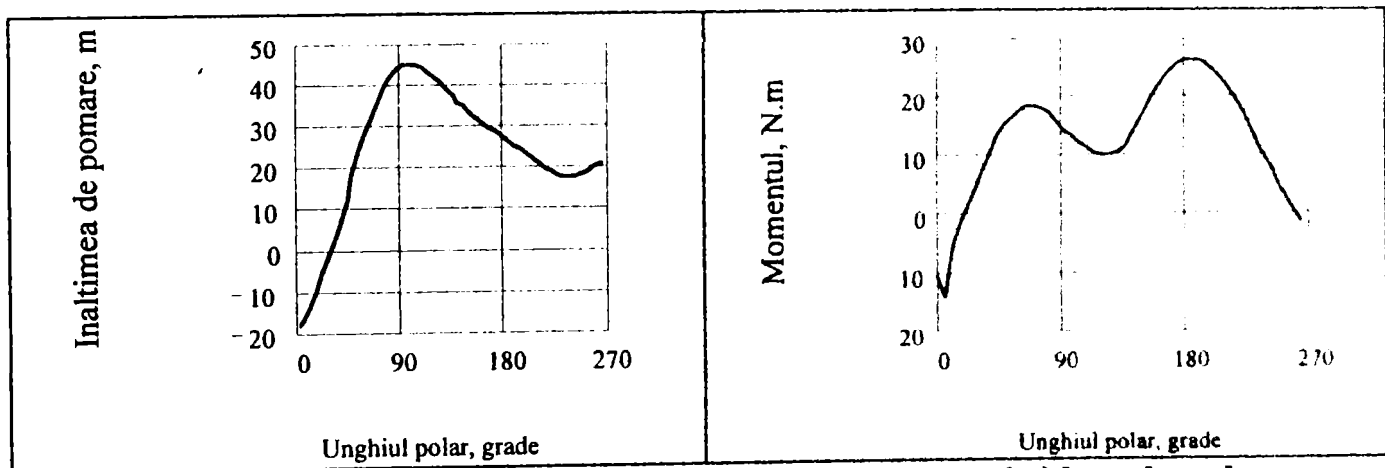


Fig. 3.12. Variatia inaltimii de pompare si a momentului la arborele pompei, in trei cadrane, in functie de unghiul polar θ

Pe baza celor prezentate in paragraful 3.11, am efectuat un calcul pentru o statie de pompare destinata alimentarii cu apa dintr-o localitate. **Comparand situatia functionarii la turatie constanta, cu situatia in care se face reglaj continuu de turatie, simultan cu introducerea mai multor pompe in functiune**, am obtinut, in cazul functionarii la parametri actuali un consum energetic, pentru ziua esantion, de 70,35 MWh, iar in cazul functionarii la turatie variabila un consum de energie electrica de 45,78 MWh, rezultand o economie de energie electrica de 24,566 MWh.

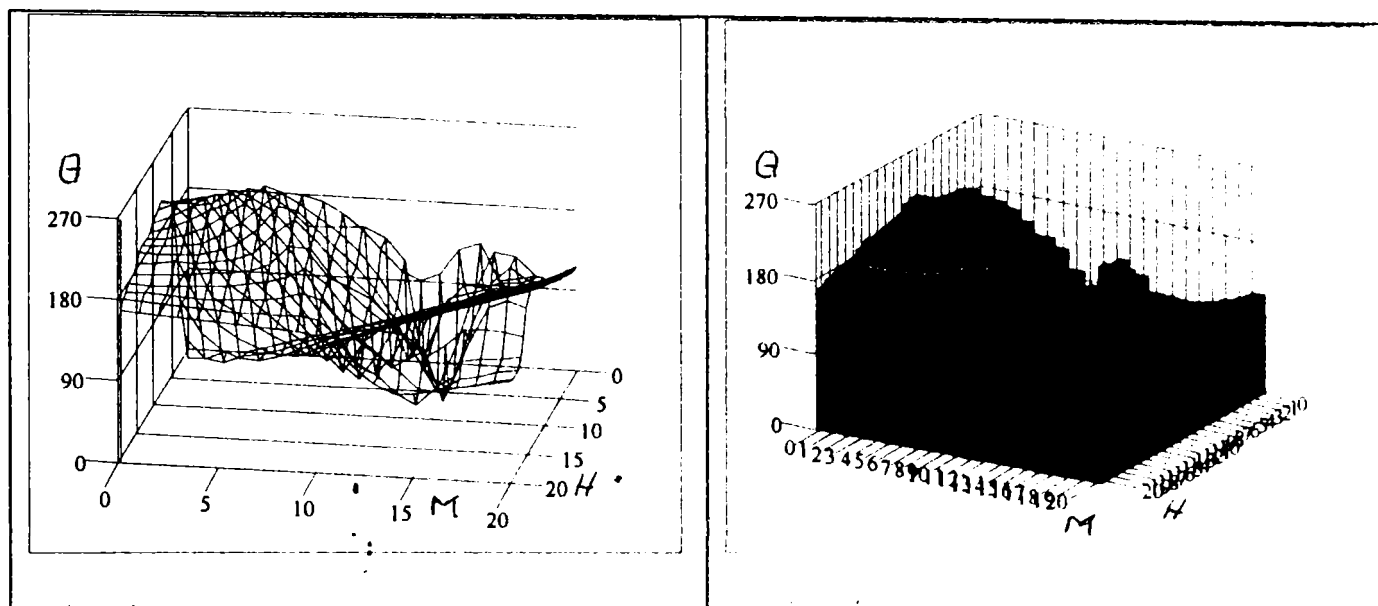


Fig. 3.13. Variatia inaltimii de pompare si a momentului la arborele pompei in trei cadrane, in functie de unghiul polar θ

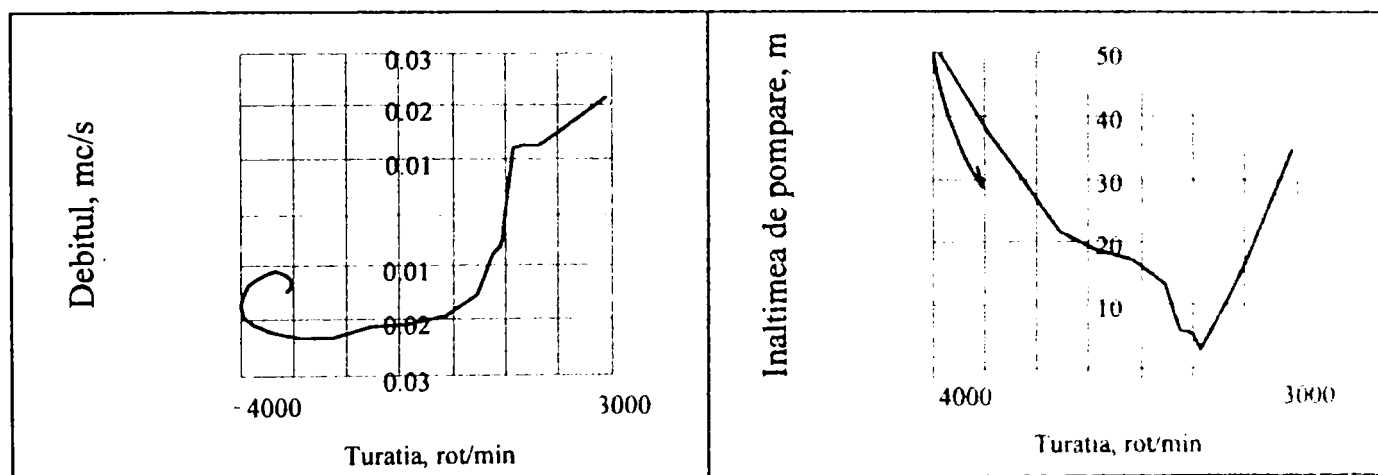


Fig. 3.14. Variatia debitului si a naltimii de pompare cu turatia, in trei cadrane, la oprirea pompei

3.15. Concluzii

Abordarea intr-un capitol separat a problematicii comportarii pompelor in regimuri tranzitorii provocate de modificarea turatiei pompei se justifica prin socurile care apar insistemele de pompare ca urmare a acestui fenomen. Salturile de turatie generate de regimurile ce apar la pornirea si respectiv la oprirea unei pompe reprezinta un factor de risc real pentru buna functionare a acesteia.

Ca urmare, am abordat determinarea caracteristicilor comportarii unei pompe, ca si componenta intrinseca a unui sistem de pompare, in conditii de pornire si oprire brusca, atat din perspectiva strict teoretica, cat si in conditii reale de functionare.

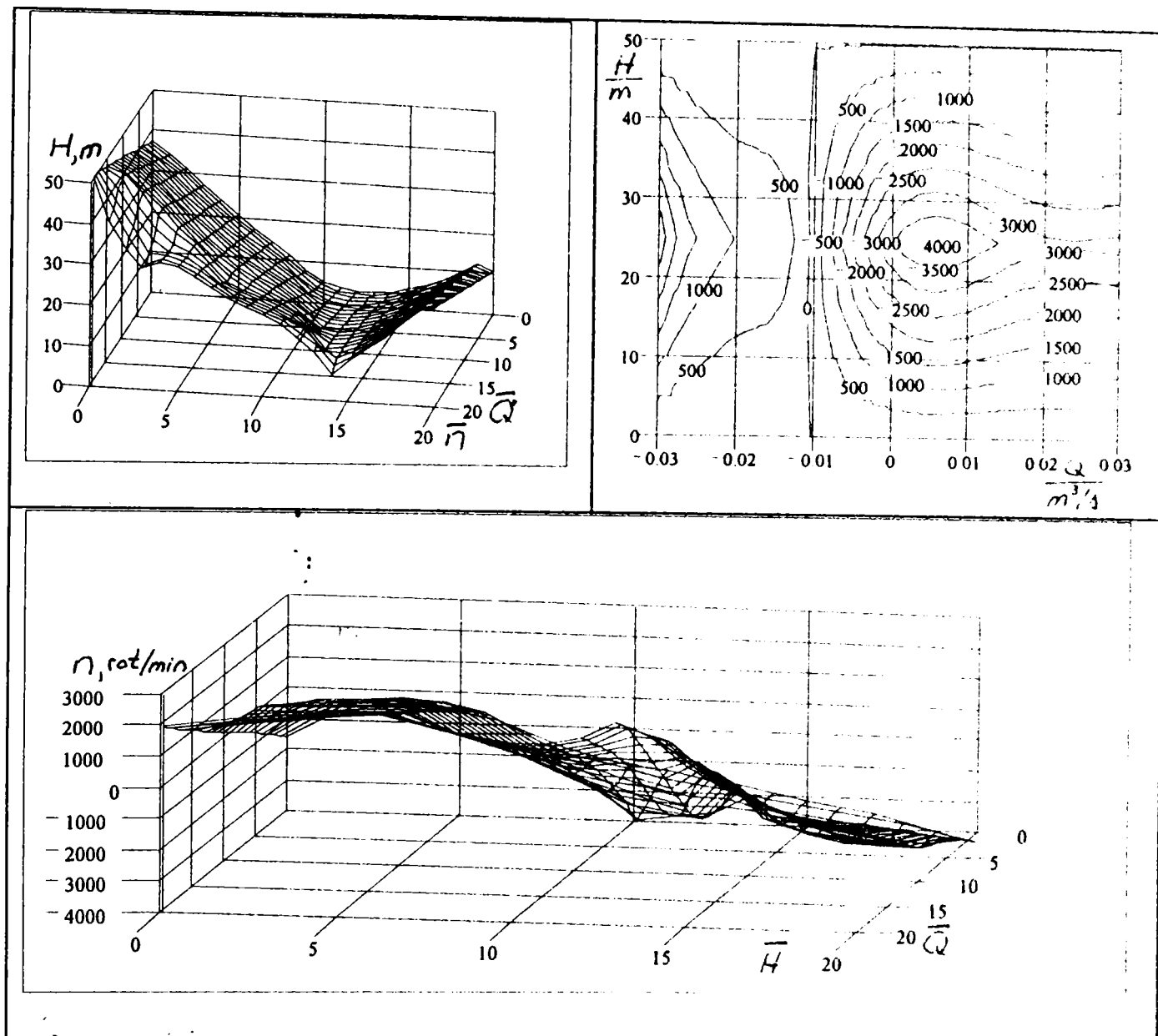


Fig. 3.15. Variatia debitului si a inaltimii de pompare la oprirea pompei, in trei cadrane

Analiza comportarii unei pompe in regimuri tranzitorii de oprire a fost fundamentata pe metoda grafo - analitica Schnyder - Bergeron, aplicata pentru o pompa integrata intr-o statiune din cadrul LCMHT.

O atentie deosebita este acordata reglarii turatiei, considerata ca o importanta cale de economie de energie electrica. In aceasta directie este prezentata modalitatea de recalculare a randamentului pompei, in cazul reglarii turatiei. Calculele facute pentru o situatie concreta, realizate de autor in colaborare cu specialisti din cadrul Institutului de Tehnica de Calcul, filiala Timisoara, au condus la obtinerea unui program complex de urmarire si control, care sa constituie baza automatizarii statiilor de pompare, in scopul economiei de energie electrica. In urma calculelor efectuate, sunt de remarcat importante economii de energie realizabile.

CAPITOLUL 4

MODELAREA MATEMATICA A FUNCTIONARII POMPELOR CENTRIFUGE IN REGIMURI TRANZITORII

4.1. Model (cvasi)static pentru o pompa centrifuga monoetajata

In cadrul acestui paragraf voi cauta sa determin structura unor functii cu care sa se poata descrie curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge mono-etajate. Deci, voi cauta determinarea unor functii de tipul:

$$H = H(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.1.1)$$

$$P_{abs} = P_{abs}(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.1.2.)$$

$$\eta = \eta(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.1.3)$$

$$\Delta h_i = \Delta h_i(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.1.4)$$

In structura functiilor (4.1.1) ... (4.1.4) cautate, se va incerca scoaterea in evidenta a influentei debitului si a vitezei unghiulare, respectiv a turatiei, asupra inaltimii de pompare, a puterii absorbite, a randamentului si a energiei specifice necesare la aspiratie, avand ca parametri proprietatile lichidului vehiculat si geometria pompei analizate.

Acest model matematic l-am denumit (cvasi)static pentru ca se va putea folosi:

- pentru anticiparea curbelor caracteristice energetice si a curbei caracteristice de cavitate in cazul functionarii pompei la turatie constanta, la diferite valori ale debitului;
- pentru analiza comportarii pompei in cazul modificarii relativ lente a debitului si/sau a turatiei, modificare care are loc dupa legi antestabilite,
- pentru analiza performantelor energetice si cavitationale ale pompei in cazul modificarii naturii lichidului vehiculat sau a modificarii unor elemente geometrice ale pompei.

4.1.1. Curba inaltimii teoretice de pompare

Pentru determinarea curbei inaltimii teoretice de pompare in functie de debit(ul teoretic) si de turatie, se pleaca de la exprimarea ecuatiei fundamentale in unghiuri a turbopompelor ([60], [91]), dedusa din expresia momentului hi-

- componenta tangentială a vitezei absolute de la intrarea în rotor:

$$v_{u1} = v_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{v_{m1}}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{Q_t}{2 \cdot r_2 \cdot b_1 \cdot \rho_1} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad (4.10)$$

- gradul de obturare, datorat grosimii finite a paletei, la intrarea în rotor:

$$\rho_1 = 1 - \frac{z_1 \cdot s}{2 \cdot r_1 \cdot \sin \beta_1} \quad (4.11)$$

Efectuând înlocuirile corespunzătoare în (4.5), se obține expresia înalțimii teoretice de pompare pentru număr infinit de palete:

$$\begin{aligned} H_{t\infty} &= \frac{1}{g} \cdot \left(u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{Q_t}{2 \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot r_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right) - u_1 \cdot \frac{Q_t}{2 \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \right) = \\ &= \frac{1}{g} \cdot \left(u_2^2 - \frac{Q_t \cdot u_2}{2 \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot r_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} - \frac{Q_t \cdot u_1}{2 \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \right) = \\ &= \frac{r_2^2 \cdot \omega^2}{g} - \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot b_2 \cdot r_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \frac{1}{2 \cdot b_1 \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \right) \cdot Q_t \cdot \omega \end{aligned}$$

Această expresie poate fi rescrisă sub forma:

$$H_{t\infty} = A \cdot \omega^2 - B \cdot Q_t \cdot \omega \quad , \quad (4.12)$$

în care se observă faptul că A și B depind exclusiv de geometria rotorului pompei și, în ultima instanță, de tipul acesteia, definit de turatia caracteristică.

Trecerea de la înalțimea teoretică de pompare pentru număr infinit de palete (4.5) la înalțimea teoretică de pompare pentru număr real de palete

$$H_t = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot v_{u3} - u_1 \cdot v_{u1}) \quad (4.13)$$

se face prin intermediul coeficientului de deviație (7), [60], [91]:

$$H_t = \frac{1}{1+p} \cdot H_{t\infty} \quad ,$$

în care coeficientul de deviație p este definit prin:

$$p = \frac{v_{u2} - v_{u3}}{v_{u3} - \frac{r_1}{r_2} \cdot v_{u1}} = \frac{\Delta v_{u23}}{v_{u3} - \frac{r_1}{r_2} \cdot v_{u1}} \quad (4.14)$$

$$p = \frac{\Delta v_{u23} \cdot v_{m2}}{2 \cdot p \cdot \left(\frac{\Delta p}{r} \cdot \frac{\Delta b}{\Delta b_2} \right)} \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot \int r \cdot dx} \approx k \cdot \left(1 + \frac{\beta_2^\circ}{60} \right) \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot \int r \cdot dx} \quad (4.15)$$

unde integrala, definita intre muchia de intrare si cea de iesire din rotor, reprezinta momentul static al firului de curent de calcul, iar k este o constanta dependenta de topografia spatiului din aval de rotor.

Se remarca faptul ca in acest caz, variatiile $H_{t\infty}(Q_t)$ si $H_t(Q_t)$ reprezinta niste drepte paralele (figura 4.2), avand ca parametru viteza unghiulara ω si presupunand multimea elementelor geometrice ale pompei constante.

Pe de alta parte, K. Fujie ajunge la concluzia ca se poate scrie:

$$\frac{1}{1+p} = 1 - \frac{1 - (693 + 15.8 \cdot z - 0.258 \cdot z^2) \cdot 10^{-3}}{1 - \frac{v_{m2}}{u_2} \cdot \frac{1}{\text{tg } \beta_2}} \quad (4.16)$$

caz in care se obtine o mai stransa dependenta a coeficientului de deviatie de Q_t si de ω .

In figura 4.2. sunt prezentate curbele de variatie $H_{t\infty}(Q_t)$ si $H_t(Q_t)$ si influenta coeficientului de deviatie, in variantele prezentate in (4.15) si (4.16).

Prin simetrie cu (4.12), relatia inaltimii teoretice de pompare se poate scrie, tinand cont de cele de mai sus, sub forma:

$$H_t = A(p) \cdot \omega^2 - B(p) \cdot Q_t \cdot \omega \quad (4.17)$$

4.1.2. Legatura dintre debitul teoretic si debitul real

Legatura dintre debitul teoretic si debitul real este definita de geometria, conform figurii 4.3., si regimul de functionare al sicanei de etansare al rotorului. debitul pierdut prin sicana este dat de:

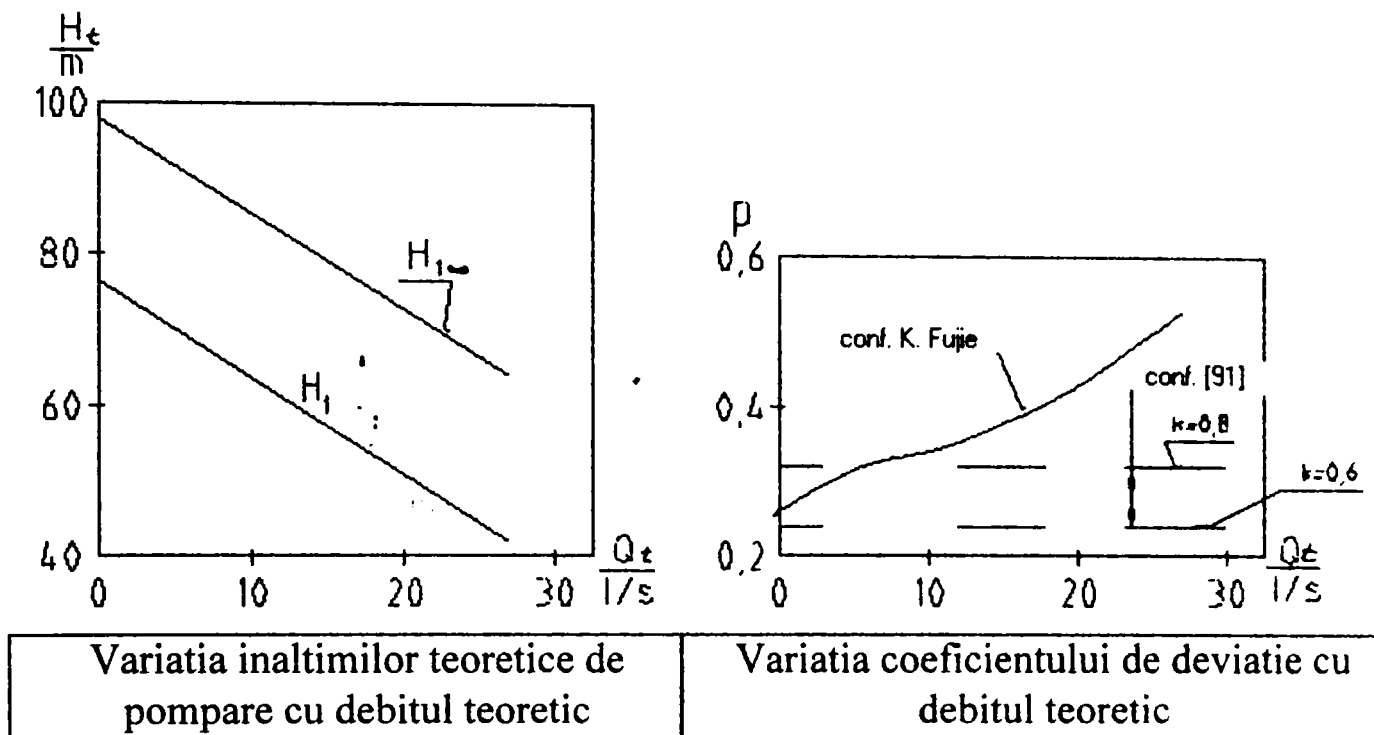


Fig. 4.2. Variatia inaltimilor de pompare teoretice si a coeficientului de deviatie cu debitul teoretic

$$Q_p = Q_t - Q \quad , \quad (4.18)$$

respectiv, scriind ecuatia transferului energiei intre diafragmele " i " si " 0 ", conform figurii 4.3., si ordonand, se obtine:

$$Q_p = S_s \cdot v_s = 2 \cdot \pi \cdot r_s \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \frac{\Delta p_s}{g}}{1.5 + \lambda_s \cdot \frac{l_s}{2 \cdot \delta}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_s \cdot \delta}{\sqrt{1.5 + \lambda_s \cdot \frac{l_s}{2 \cdot \delta}}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\Delta p_s}{\gamma}} \quad (4.19)$$

Caderea de presiune pe sicana este data de:

$$\frac{\Delta p_s}{g} = H_t - \frac{v_3^2 - v_0^2}{2 \cdot g} - \frac{\omega_1^2}{2 \cdot g} \cdot (r_2^2 - r_s^2) \quad . \quad (4.23)$$

Valoarea inaltimii teoretice de pompare care intervine in (4.20) a fost calculata mai sus, reprezentata fiind de relatia (4.17).

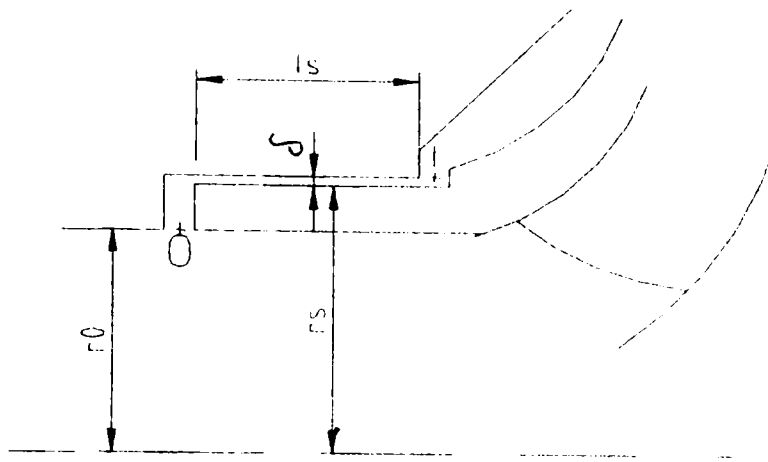


Fig. 4.3. Geometria sicanei

Efectuand inlocuirile corespunzatoare in (4.20), se obtine:

$$\frac{\Delta p_s}{\gamma} = \left(A(p) \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+p} \right) - \frac{r_2^2 - r_s^2}{8 \cdot g} \right) \cdot \omega^2 + B(p) \cdot \omega \cdot Q_t +$$

$$+ \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{(\pi \cdot r_0^2)^2} - \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \rho_2)^2} \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{1+p} \right)^2 \cdot \frac{1}{\text{tg}^2 \beta_2} \right) \right) \cdot Q_t^2 \quad (4.21)$$

si inlocuind apoi in (4.19), se obtine pentru debitul pierdut o relatie care poate fi sintetizata sub forma :

$$Q_p = C(Q_t, \omega) \quad , \quad (4.22)$$

in care s-a tinut cont si de faptul ca λ_s depinde de regimul de curgere prin sicana, adica de v_s si de $\Delta p_s/\gamma$. Cu acestea, debitul real prin pompa se poate scrie :

$$Q = Q_t - C(Q_t, \omega) \quad (4.23)$$

Randamentul volumic rezulta imediat, sub forma :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = 1 - \frac{Q_p}{Q_t} \quad , \quad (4.24)$$

respectiv sub forma unei relatii sintetice de forma :

$$\eta_v = C_r(C(Q_t, \omega), Q_t) \quad (4.25)$$

4.1.3. Calculul pierderilor hidraulice

Pierderile hidraulice din racordul de aspiratie. Prin " racordul de aspiratie " s-a denumit zona din pompa cuprinsa intre flansa de aspiratie - limita geometrica a pompei pe aspiratie - si rotor. Aceasta zona se poate asimila, din punct de vedere hidraulic, cu o conducta orizontala, de diametru constant.

In aceste conditii, pierderea hidraulica in racordul de aspiratie va fi data de :

$$h_{p\ ra} = \lambda_{ra} \cdot \frac{l_{ra}}{D_0} \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} = \lambda_{ra} \cdot \frac{l_{ra}}{D_0} \cdot \frac{1}{2 \cdot g \cdot S_0^2} \cdot Q^2 \quad (4.26)$$

sau :

$$h_{p\ ra} = P_1(Q) \cdot Q^2 \quad (4.27)$$

In relatia (4.26) coeficientul Darcy depinde de regimul de curgere din racordul de aspiratie, deci de debitul real Q.

Pierderile hidraulice in rotor.

Pierderile hidraulice prin soc la intrarea in rotor. Aceste pierderi sunt pierderi locale si apar in cazul modificarii directiei curentului la intrarea intr-o zona paletata (rotor sau stator) sau la intrarea in colector. Se numesc pierderi " prin soc " deoarece are loc o modificare brusca a vitezei, de la viteza din amonte (\vec{w} sau \vec{v}), la viteza impusa de geometria paletajului, respectiv de geometria colectorului (\vec{w}' sau \vec{v}'); masura acestui salt de viteza defineste vectorul viteza de soc : $\vec{w}_s = \vec{w}' - \vec{w}_{10}$ sau $\vec{v}_s = \vec{v}' - \vec{v}$. Se poate considera ca aceasta categorie de pierderi depinde de diferenta de debit fata de un debit de referinta — de exemplu, debitul nominal Q_{10} al pompei.

In cele ce urmeaza, voi nota : cu indicele " 10 " conditiile cinematice de la intrarea in rotor in cazul debitului nominal Q_{10} , deci a socului nul (figura 4.4). In acest caz, v_{10} va fi viteza absoluta de la intrarea in rotor, data de conditiile cinematice din amonte de rotor, iar w_{10} va fi viteza relativa corespunzatoare directiei scheletului paletei la intrare.

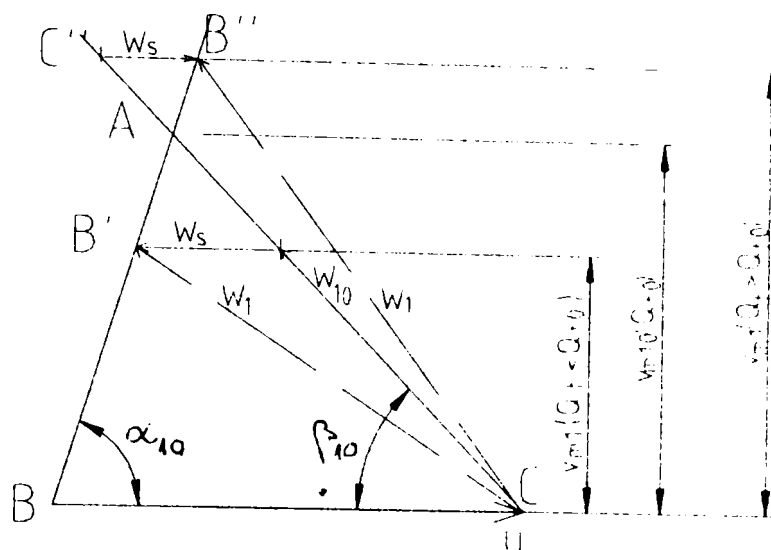


Fig. 4.4. Triunghiul de viteze la intrarea cu soc în rotor

Pierderile prin soc la intrarea în rotor se vor calcula cu ajutorul modelului Weisbach :

$$h_{p\ sR} = \zeta_{sR} \cdot \frac{w_s^2}{2 \cdot g} \quad , \quad (4.28)$$

unde $\zeta_{sR} = 0.6 \dots 1.0$, iar w_s rezulta în funcție de valoarea debitului curent, conform fig. 4.4.. Astfel, pierderile prin soc la intrarea prin rotor vor putea fi scrise:

$$h_{p\ sR} = \zeta_{sR} \cdot \frac{r_1^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{Q_t}{Q_{t0}}\right)^2 \quad , \quad (4.29)$$

sau, concentrat :

$$h_{p\ sR} = P_2(Q_t) \cdot \omega^2 \quad . \quad (4.30)$$

Pierderile hidraulice propriu-zise în rotor. Pierderile hidraulice propriu-zise din rotor le voi exprima global, sub forma dată de Borda - Carnot, considerând drept viteza caracteristică, viteza relativă de la ieșirea din rotor :

$$h_{phR} = \zeta_R \cdot \frac{w_2^2}{2 \cdot g} \quad , \quad (4.31)$$

unde coeficientul de pierderi ζ_R este functie de numerele Reynolds si Strouhal, exprimate prin :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Re} = \frac{Dh \cdot w_2}{\nu} \\ \text{Sh} = \frac{Dh \cdot \omega}{\nu} \end{array} \right. ,$$

diametrul hidraulic fiind calculat cu :

$$Dh = 2 \cdot b_2 \cdot \frac{t_2 - 2 \cdot s}{b_2 + t_2 - 2 \cdot s} = 2 \cdot b_2 \cdot \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{z} - 2 \cdot s}{b_2 + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{z} - 2 \cdot s}$$

Efectuand, in relatia (4.31) aceste marimi si efectuand calculele, se obtine o relatie care poate fi simbolizata prin :

$$h_{phR} = P_3(\omega, Q_t) \quad (4.32)$$

Pierderile hidraulice in colector.

Pierderile hidraulice prin soc la intrarea in colector. In acest paragraf voi determina pierderile prin soc la intrarea in colector, preluand modelul folosit pentru calculul pierderilor prin soc la intrarea in rotor si modelul de calcul al pierderilor prin soc la intrarea in statorul paletat ([60], [91]) si dezvoltand astfel modelul prezentat in [60].

In figura 4.5., triunghiurile OA_2u_2 si OA_3u_2 , inaltimea lor fiind data de viteza veridiana de la iesirea din rotor, v_{m20} , corespunzatoare debitului teoretic nominal Q_{t0} .

Triunghiul OA_4D are ca inaltime viteza meridiana v_{m10} , corespunzatoare debitului nominal Q_0 . Dreapta OA_4 defineste directia curentului la intrarea in

colector. Astfel, segmentul OC are masura $OC = \frac{u_2}{1+p}$, iar segmentul OD are

$$\text{masura : } OD = \frac{u_2}{1+p} \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

Pierderile prin soc la intrarea in colector se vor scrie :

$$h_{psc} = \zeta_{sc} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{\zeta_{sc}}{2 \cdot g} \cdot \frac{r_2^4 \cdot \omega^2}{r_1^2} \cdot \left(\frac{1}{1+p}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right)^2, \quad (4.33)$$

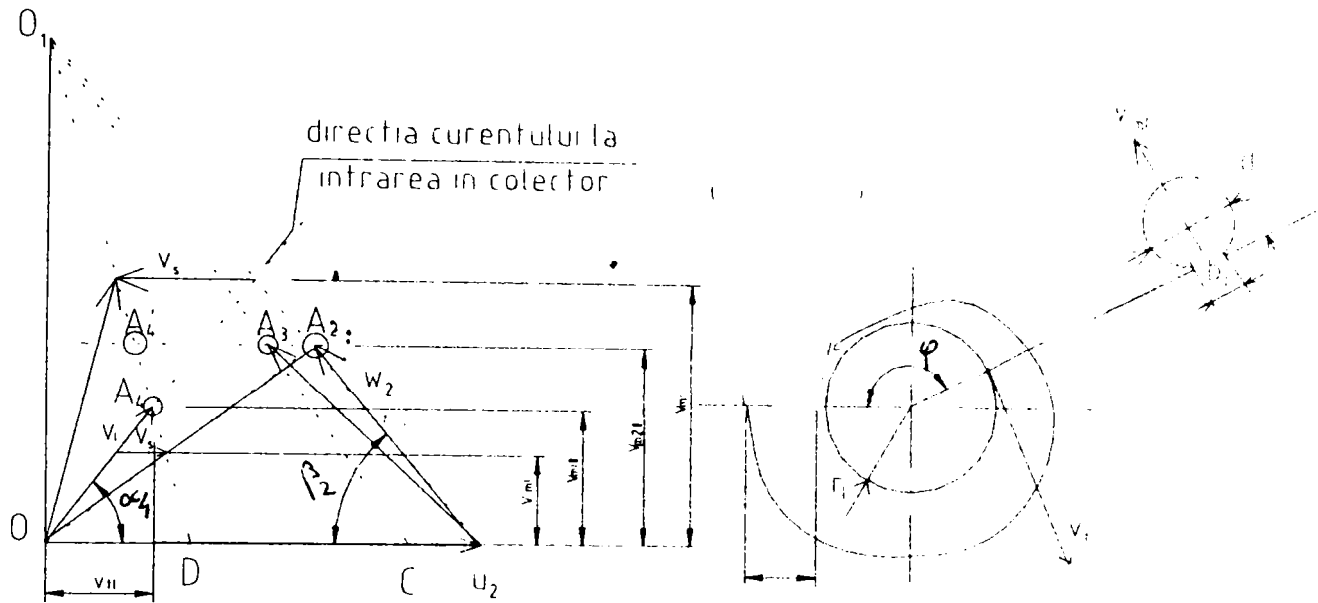


Fig.4.5. Elementele geometrice si unghiulare caracteristice socului la intrarea in colector

respectiv, concentrat, sub forma :

$$h_{psc} = C_1^{(1)} \cdot \omega^2 \cdot C_1(Q) \quad (4.34)$$

Pierderile hidraulice propriu-zise in colector. Aceasta categorie de pierderi se va exprima sub forma ([7], [60]) :

$$h_{phc} = \left(\int_0^{2\pi} \zeta \cdot d\varphi \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \left(\int_0^{2\pi} \zeta \cdot d\varphi \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot g \cdot S_{2\pi}^2} \cdot Q^2 \quad (4.35)$$

respectiv, concentrat :

$$h_{phc} = C_2^{(1)}(Q) \cdot Q^2 \quad (4.36)$$

Pierderile hidraulice in difuzor.

Difuzorul face trecerea de la diametrul de iesire din colector, $d_{2\pi}$ la diametrul de iesire din pompa, D_{NR} .

Pierderile hidraulice in difuzor se scriu tot sub forma :

$$h_{pd} = \zeta_d \cdot \frac{v_{NR}^2}{2 \cdot g} = \zeta_d \cdot \frac{1}{2 \cdot g \cdot S_{NR}^2} \cdot Q^2 \quad , \quad (4.37)$$

sau, concentrat :

$$h_{pd} = D(Q) \cdot Q^2 \quad . \quad (4.38)$$

4.1.4. Randamentul hidraulic

In baza celor de mai sus, pierderile hidraulice din pompa se vor putea aproxima drept suma pierderilor hidraulice din elementele componente ale pompei :

$$h_p = h_{pra} + h_{psR} + h_{phR} + h_{psc} + h_{phc} + h_{pd} \quad ,$$

respectiv, inlocuind (4.26) ... (4.38) :

$$h_p = P_1(Q) \cdot Q^2 + P_2(Q_t) \cdot \omega^2 + P_3(\omega, Q_t) + C_1^{(1)} \cdot C_1(Q) \cdot \omega^2 + C_2(Q) \cdot Q^2 + D(Q) \cdot Q^2 \quad (4.39)$$

iar de aici, randamentul hidraulic

$$h_h = \frac{H}{H_t} = 1 - \frac{h_p}{H_t}$$

devine :

$$\eta_h = 1 - \frac{P_1(Q) \cdot Q^2 + P_2(Q_t) \cdot \omega^2 + P_3(\omega, Q_t) + C_1^{(1)} \cdot C_1(Q) \cdot \omega^2}{A(p) \cdot \omega^2 - B(p) \cdot Q_t \cdot \omega} + \frac{C_2^{(1)}(Q) \cdot Q^2 + D(Q) \cdot Q^2}{A(p) \cdot \omega^2 - B(p) \cdot Q_t \cdot \omega} \quad (4.40)$$

4.1.5. Pierderi mecanice

Pierderile mecanice dintr-o pompa centrifuga pot fi clasificate in

- pierderi mecanice produse prin frecare intre diverse parti componente solide ale pompei, **pierderile mecanice in lagar** si **pierderi mecanice in etansarea arborelui** pompei

- **pierderi de disc**, care sunt tot pierderi mecanice produse prin frecarea de tip solid/fluid, intre exteriorul rotorului si fluidul aflat in carcasa (aceste pierderi se mai numesc si pierderi prin ventilatie). Se vor neglija pierderile de disc produse prin frecarea dintre arborele pompei si aer.

Pierderi mecanice in lagar. In ipoteza ca lagarul pompei este de rostogolire, momentul de frecare din lagar se poate scrie sub forma :

$$M_1 = \mu \cdot F \cdot \frac{dm}{2} \quad (4.41)$$

in care : μ = coeficientul de frecare in lagar, functie de tipul rulmentilor;

$F = \sqrt{F_{rad}^2 + F_{ax}^2}$ = forta din lagar; dm = diametrul mediu al rulmentilor.

Ca urmare, puterea pierduta prin frecare in lagar va fi data de :

$$P_{pl} = M_1 \cdot \omega \quad , \quad (4.42)$$

sau, concentrat ;

$$P_{pl} = P_{m1}(Q_t, \omega) \cdot \omega \quad . \quad (4.43)$$

Pierderi mecanice in etansarea arborelui. Presupunand ca etansarea arborelui este moale, de tip presetupa, puterea mecanica pierduta prin frecare in etansare este :

$$P_{pet} = \mu_i \cdot P_{at} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_a^2}{K} \cdot \frac{\exp(K \cdot l) - 1}{\exp(K \cdot x_0)} \cdot \omega = P_{m2} \cdot \omega \quad . \quad (4.44)$$

Pierderile de disc. In functie de geometria discului considerat, conform figura 4.6., puterea pierduta de disc se poate scrie sub forma concentrata :

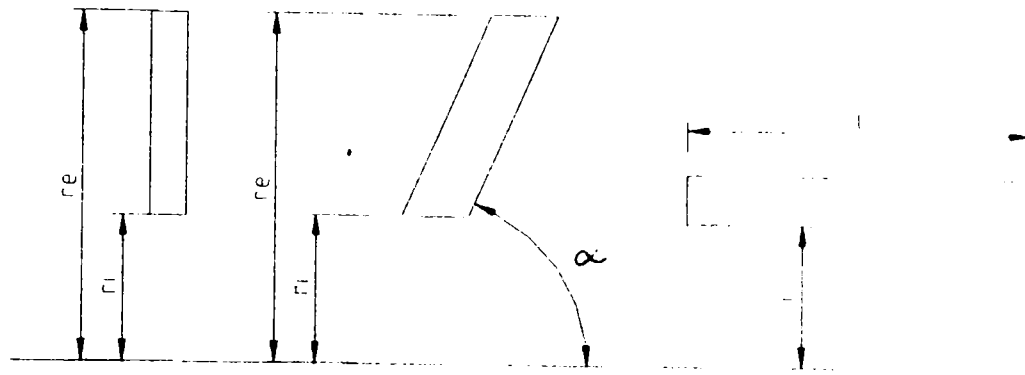


Fig. 4.6. Tipuri de discuri considerate pentru pierderile de disc

$$P_{pd} = P_{m3}(\omega) \cdot \omega^3 \quad . \quad (4.45)$$

Iar puterea pierduta mecanic va fi :

$$P_{pm} = P_{pl} + P_{pet} + P_{pd} = (P_{m1}(Q_t, \omega) + P_{m2}) \cdot \omega + P_{m3}(\omega) \cdot \omega^3 \quad . \quad (4.46)$$

4.1.6. Randamentul mecanic. Randamentul total

Din schema, bilantului energetic, figura 4.7., rezulta ca:

$$\eta_m = \frac{P'}{P_{abs}} \quad , \quad (4.47)$$

cu $P' = \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H_t$ si $P_{abs} = M \cdot \omega$.

Dar :

$$P' = \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot \omega \cdot (A(p) \cdot \omega - B(p) \cdot Q_t) \quad .$$

In acelasi timp :

$$\eta_m = \frac{P'}{P_{abs}} = \frac{P'}{P' + P_{pm}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{pm}}{P'}} \quad . \quad (4.48)$$

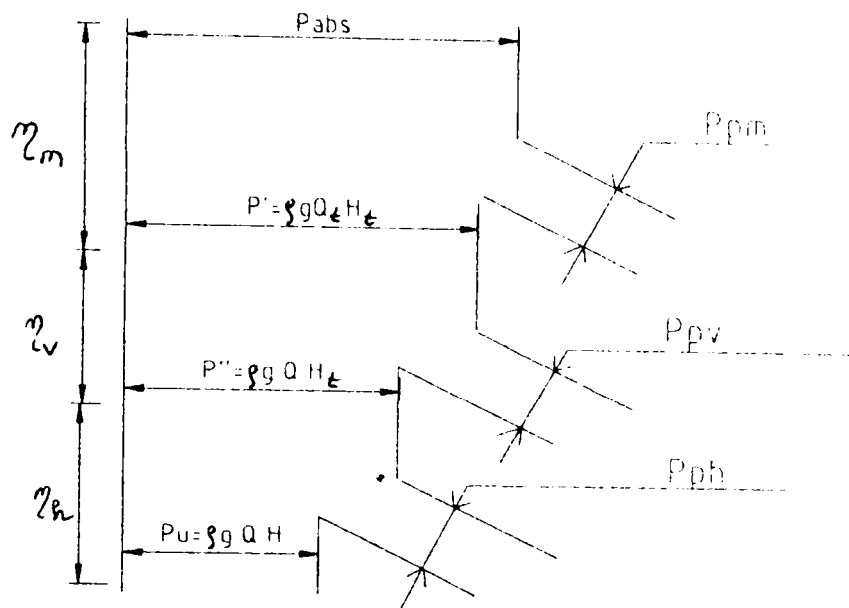


Fig.4.8. Schema bilantului energetic

Randamentul total rezulta:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (4.49)$$

4.1.7. Curbele caracteristice de cavitație ale pompei

4.1.7.1. Consideratii generale

In cele ce urmeaza, voi cauta sa determin, ca si in cazurile precedente, structura unor functii care sa descrie curbele caracteristice de cavitație a unei pompe centrifuge monoetajate ; voi cauta, deci, sa determin dependentele :

$$\Delta h_i = \Delta h_i(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.50.a)$$

$$\Delta h_{i \text{ tol}} = \Delta h_{i \text{ tol}}(Q, \omega, \rho, \nu, Gp) \quad (4.50.b)$$

Marimea Δh_i se defineste ,[4], [60], [91]), in acest caz, fata de limita geometrica a pompei la aspiratei, notata cu a (figura 4.8.) si pentru un punct critic, M , in care se realizeaza valoarea minima a presiunii, , in rotor :

$$\Delta h_i = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} - \frac{p_M}{\rho \cdot g} \quad (4.51)$$

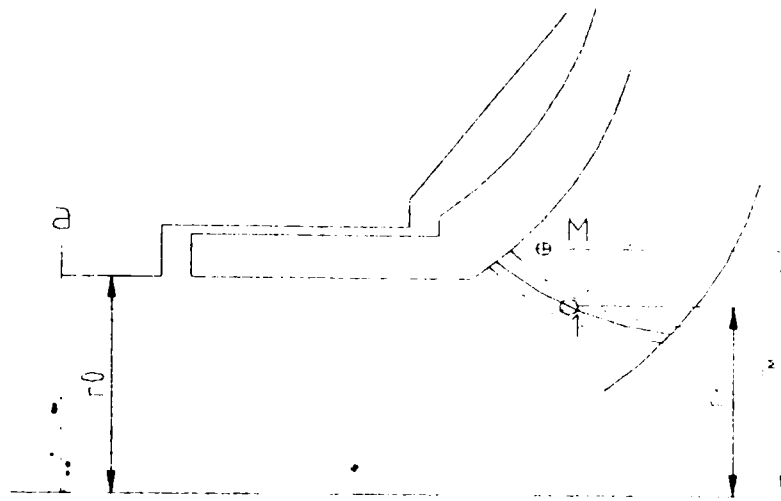


Fig. 4.8. Marimile caracteristice ale Δh_i

Valoarea presiunii p_a se va accepta in centrul de greutate al diafragmei (al sectiunii) de intrare in pompa, practic in axa ; valoarea vitezei v_a se va accepta ca valoarea mediata pe sectiune, iar valoarea coeficientului Coriolis : $\alpha_a \approx 1$; localizarea punctului M si implicit valoarea presiunii minime $p_M = p_{\min}$ va depinde de distributia de viteze de pe paleta, deci de regimul de curgere : de valoarea debitului si a turatiei.

4.1.7.2. Curba caracteristica de incipienta a cavitatiei

Pentru a determina structura functiei care defineste curba incipienta de cavitatie, se dispune de urmatoarele ecuatii([53]) :

- pentru portiunea de corespunzatoare racordului de aspiratie a - 1, conform figurii 4.8 :

$$\frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} + z_a = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_{p a-1} \quad (4.52)$$

- pentru portiunea de rotor 1 - M :

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} + \frac{w_M^2 - u_M^2}{2 \cdot g} + z_M + h_{p 1-M} \quad (4.53)$$

$$- Q = v \cdot S \quad (4.54)$$

- definitia marimii Δh_i , data de (4.51).

$$\Delta h_i = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_a \cdot v_a^2}{2 \cdot g} - \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} \quad (4.55)$$

În relațiile (4.52) și (4.53) pierderile hidraulice se vor exprima sub forma :

$$h_{p\ a-1} = \zeta_a \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} ; h_{p\ 1-M} = \zeta_w \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} \quad (4.56)$$

$$\Delta h_i = \left(\frac{w_M^2}{w_1^2} - 1 \right) \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_w \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} - \left(\frac{u_M^2}{u_1^2} - 1 \right) \cdot \frac{u_1^2}{2 \cdot g} + (\alpha_1 + \zeta_v) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_M - z_a$$

$$\Delta h_i = k_w \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} + \zeta_w \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} - k_u \cdot \frac{u_1^2}{2 \cdot g} + (1 + \zeta_v) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + k_r \cdot r_0$$

$$\Delta h_i = (\zeta_w + k_w) \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot g} + (1 + \zeta_v) \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - k_u \cdot \frac{u_1^2}{2 \cdot g} + k_r \cdot r_0 \quad (4.57)$$

În relația (4.57) termenul $\zeta_w + k_w$ se poate rescrie sub forma ([60]) :

$$c_w = k_{w\ \min} + k \cdot (\Delta\beta_1')^2 = c_w(Q_{t0}, Q_t, \omega) \quad ,$$

unde $k_{w\ \min}$ este asimilabil coeficientului de presiune ([93], [122]), luat cu semn schimbat :

$$k_{w\ \min} = \frac{w_M^2}{w_1^2} - 1 = \frac{p_1 - p_M}{\frac{\rho \cdot w_1^2}{2 \cdot g}} = -c_{p\ \min} \quad ,$$

iar $(\Delta\beta_1')$ este abaterea curentului de la direcția paletei, asimilabil unghiului de soc, conform figurii 4.9.

Înlocuind în (4.56), rezulta, după ordonare și, ținând cont de faptul că :

$$Q_t = Q + Q_p = Q + Q_p(Q_t, Q, \omega) \quad ,$$

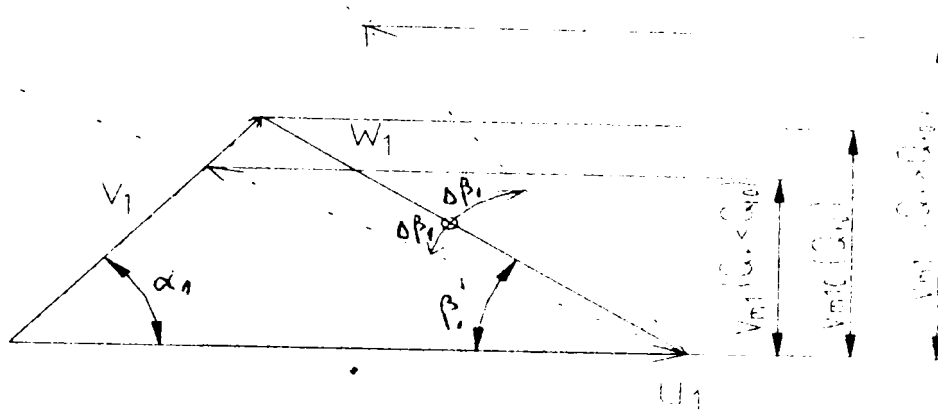


Fig. 4.9. Semnificatia unghiului ($\Delta\beta_1'$)

relatia cautata (4.50.a), devenind :

$$\Delta h_i = \left(c_{w1} + \frac{c_v}{2 \cdot g \cdot S_0^2} \right) \cdot Q^2 + 2 \cdot c_{w1} \cdot Q \cdot Q_p - c_{w2} \cdot Q \cdot \omega -$$

$$- c_{w2} \cdot Q_p \cdot \omega + (c_w - k_u) \cdot \frac{r_1^2}{2 \cdot g} \cdot w^2 + c_{w1} \cdot Q_p^2 + k_r \cdot r_0$$
(4.58)

4.1.7.3. Curba caracteristica pentru cavitatea tolerata

Prin " cavitate tolerata " se intelege gradul " permis " de dezvoltare a cavitatiei in pompa ([35], [60]), cu conditia ca performantele energetice ale pompei sa nu scada sub un anumit procent, convenit prin norme, din valoarea lor la functionarea in absenta cavitatiei.

Studiile teoretice si experimentale, [4], [7], [8], [35], [60], [91]) au reliefat faptul ca la debite mari, incipienta cavitatiei si limita tolerata a cavitatiei sunt apropiate (figura 4.10); la debite mici, inasa, acestea sunt [mult] diferite.

Cercetarile experimentale asupra efectelor hidrodinamicii cavitatiei asupra pompelor centrifuge, releva faptul ca pentru valori ale turatiei caracteristice $n_0 < 50$, curba $\Delta h_{i \text{ tol}} = f(Q)$ prezinta, la debite mici, o valoare aproape constanta, crescand apoi cvasiexponential cu debitul la cresterea acestuia.

Pe baza acestor observatii, se poate defini o functie de tolerare bazata pe criteriul hidrodinamic de tolerare a cavitatiei, de forma :

$$t(Q) = \frac{\Delta h_{i \text{ tol}}}{\Delta h_i} \quad , \quad (4.59)$$

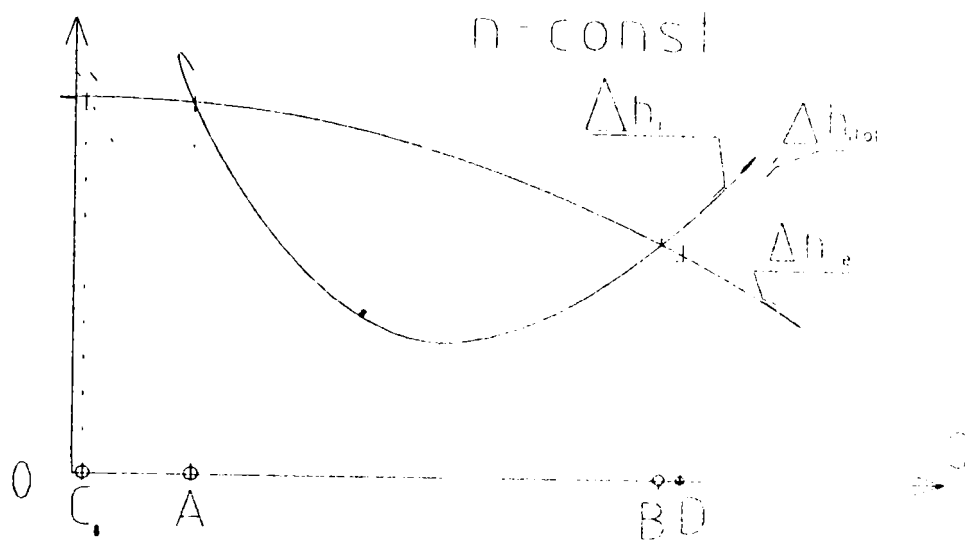


Fig. 4.10. Definirea limitei tolerate de cavitate

avand structura :

$$t(Q) = 0,2 + 0,8 \cdot \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^a \quad , \quad (4.60)$$

cu $a \in (1, 2)$.

Din (4.58), (4.59), (4.60) rezulta curba caracteristica pentru cavitatea tolerata :

$$\Delta h_{i \text{ tol}} = t(Q) \cdot \Delta h_i \quad . \quad (4.61)$$

4.1.8. Modelare numerica

Pe baza observatiilor teoretice de mai sus, am calculat curbele caracteristice energetice si cavitationale pentru o pompa centrifuga monoetajata (din tiposeria PCN), rezultatele fiind prezentate in figurile de mai jos, sinteza lor fiind prezentata in tabelul 4.1.:

TABELUL 4.1.

Tipul curbelor	Parametrii curbelor	Numarul figurii
Curbele caracteristice $H(Q)$	Diametrul D_2 , pentru $n=2970$ rot/min, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ si $z = 6$	Fig. 4.11
Curbele de randament $\eta(Q)$	Diametrul D_2 , pentru $n = 2970$ rot/min, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $z = 6$	Fig. 4.12
Curbele de putere $P_{abs}(Q)$		Fig. 4.13
Curbele tolerate de cavitate $\Delta h_{i, tol}(Q)$		Fig. 4.14
Curbele $H(Q)$	Diametrul $D_2 = 200 \text{ mm}$, $n = 2970$ rot/min, $z = 4, 6, 8$, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$	Fig. 4.15
Curbele $P_{abs}(Q)$		Fig. 4.16
Curbele $\eta(Q)$		Fig. 4.17
Curbele $\Delta h_{i, tol}(Q)$		Fig. 4.18
Curbele $H(Q)$	Diametrul $D_2 = 200 \text{ mm}$, $n = 2970$ rot/min, $z = 6$, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, variatia unghiului de iesire din paletaj, β_2	, Fig. 4.19
Curbele $P_{abs}(Q)$		Fig. 4.20
Curbele $\eta(Q)$		Fig. 4.21
Curbele $\Delta h_{i, tol}(Q)$		Fig. 4.22
Influenta jocului din sicana asupra debitului si a puterii	Turatia $n = 2970$ rot/min, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $z = 6$, $l_s = 0,0175 \text{ m}$,	Fig. 4.23
Influenta lungimii sicanei asupra debitului si a puterii	Turatia $n = 2970$ rot/min, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $z = 6$, $\delta_s = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	Fig. 4.24

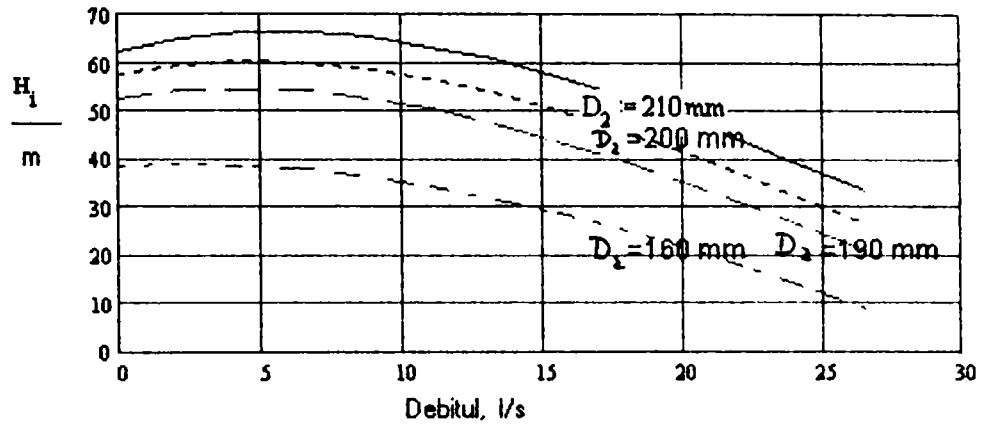


Fig. 4.11. Curbele $H_i(Q)$ la diferiti diametri D_2

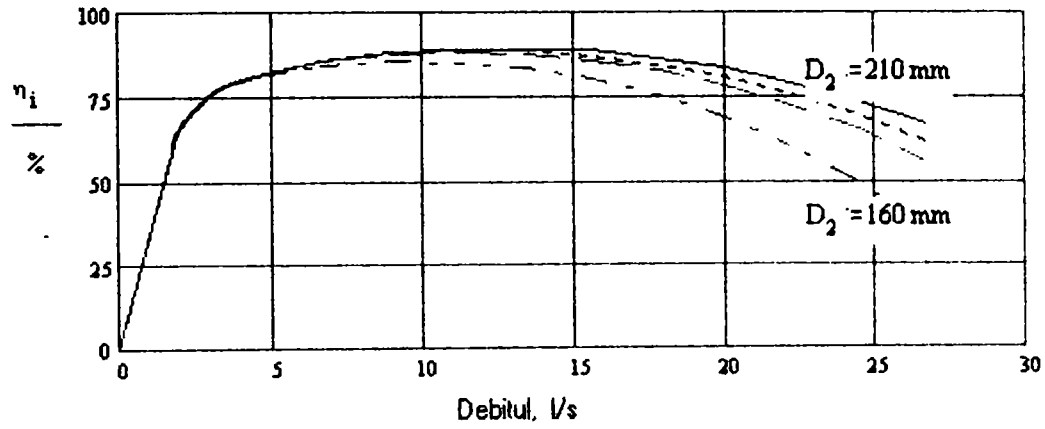


Fig. 4.12. Curbele $\eta(Q)$ la diferiti diametri D_2

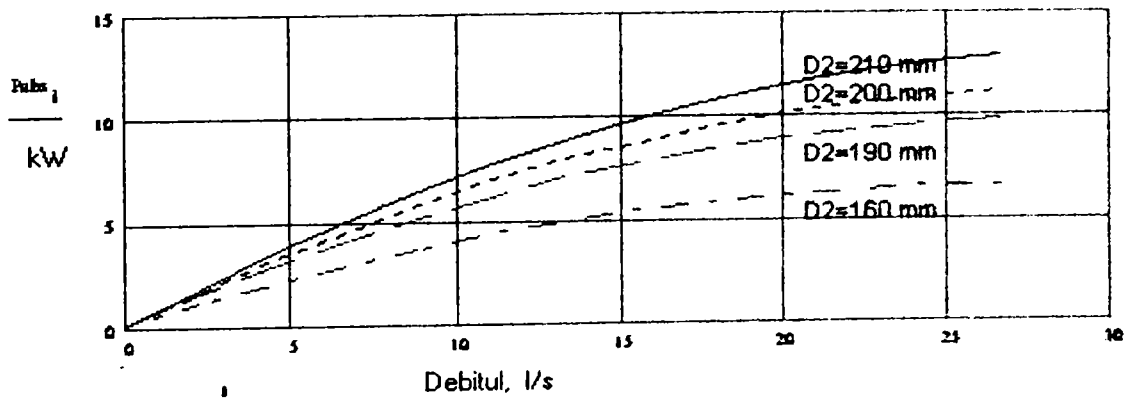


Fig. 3. urbele $P_{abs}(Q)$ la diferiti diametri D_2

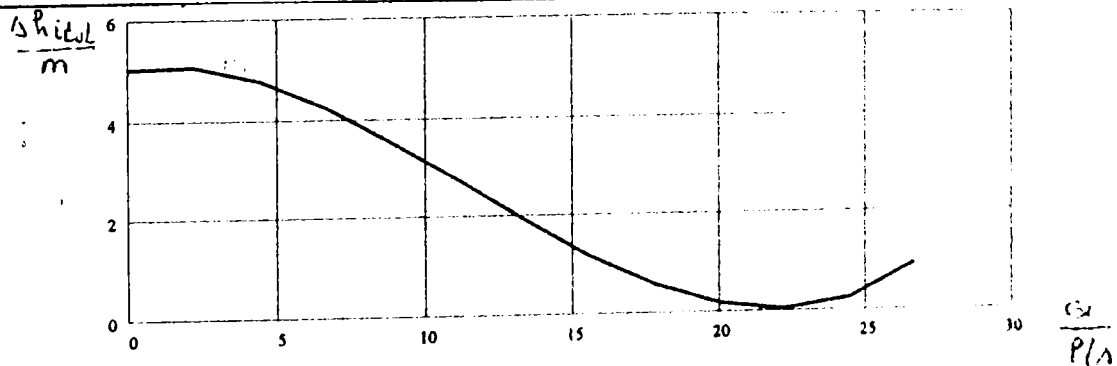


Fig. 4.14. Curba $\Delta h_{i tol}(Q)$ (este independenta de valoarea lui D_2)

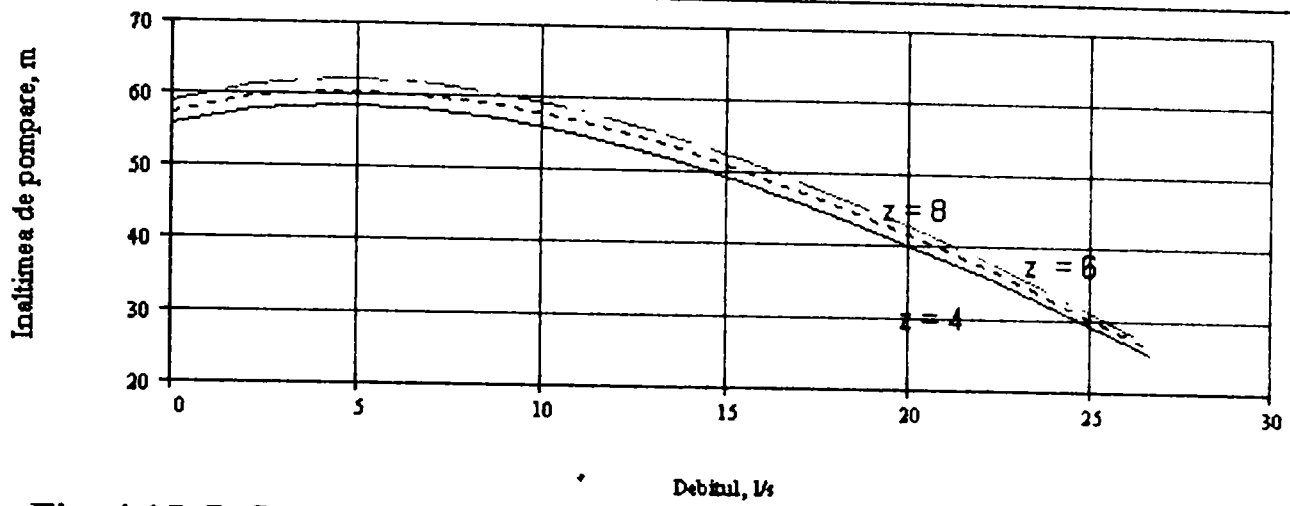


Fig. 4.15. Influenta numarului de palete asupra inaltimei de pompare

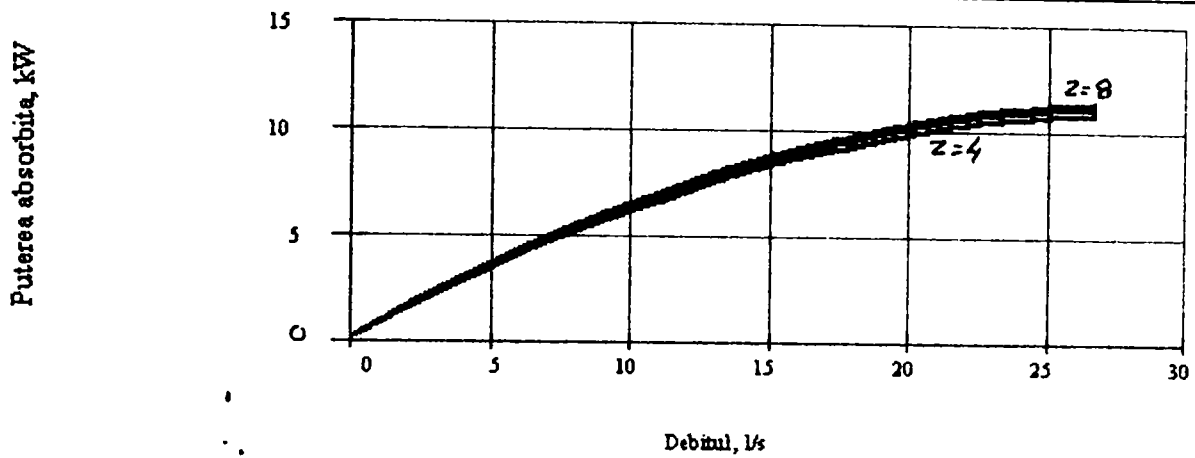


Fig. 4.16. Influenta numarului de palete asupra puterii absorbite

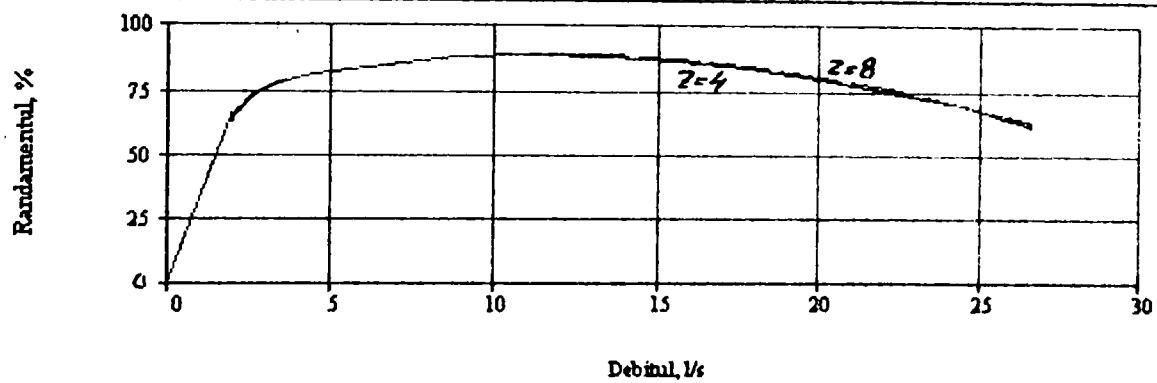


Fig. 4.17. Variatia randamentului in functie de numarul de palete

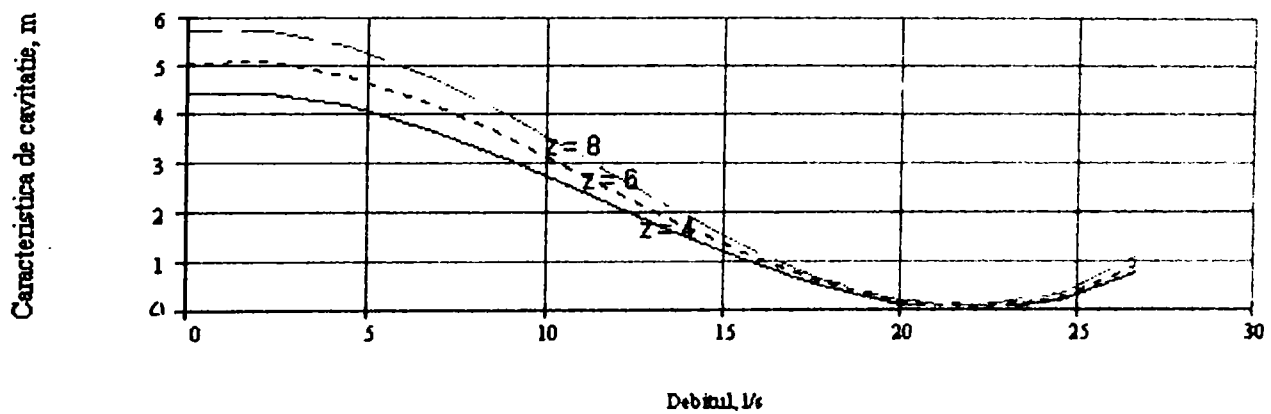


Fig. 4.18. Influenta numarului de palete asupra lui Δh_{tot}

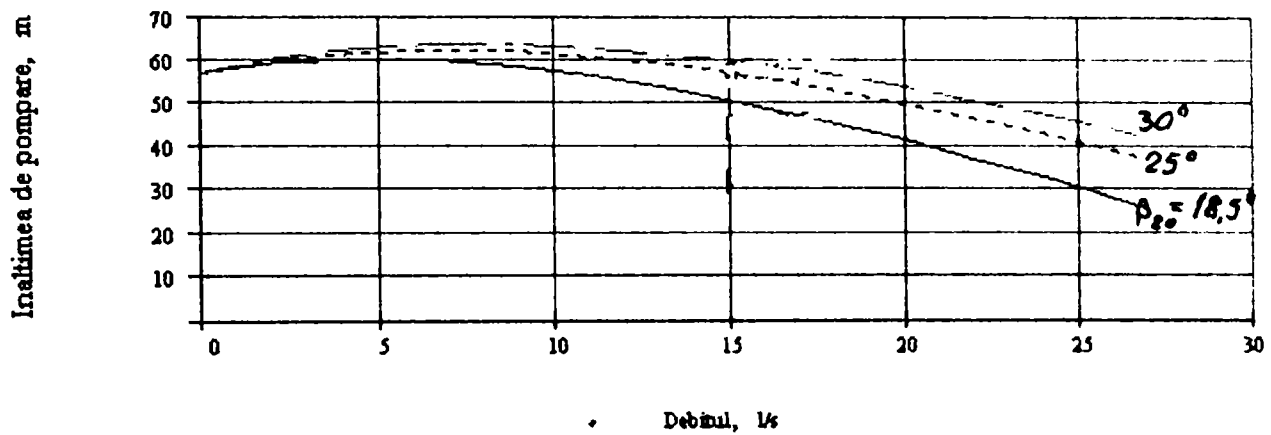


Fig. 4.19. Influenta unghiului constructiv β_2 asupra inaltimii de pompare

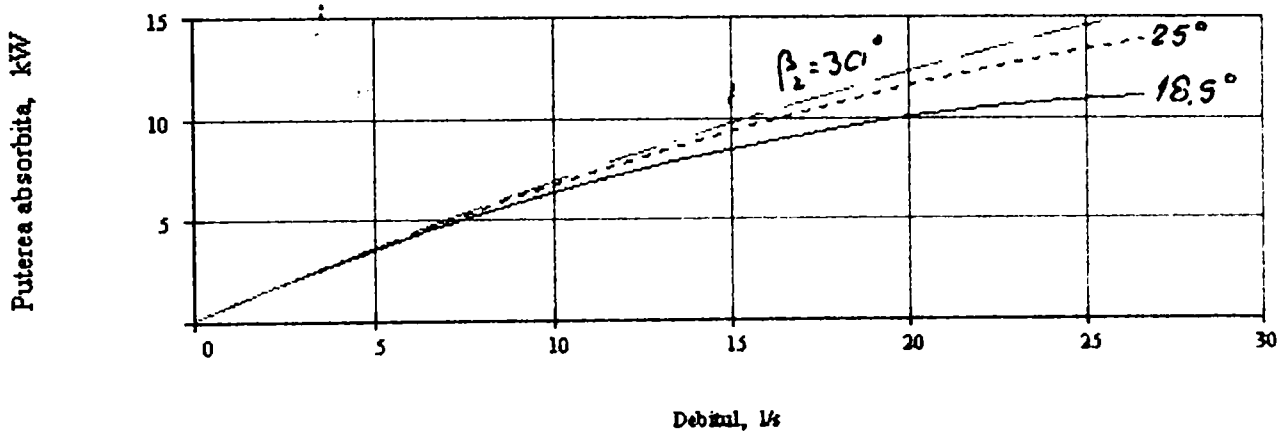


Fig. 4.20. Influenta unghiului constructiv β_2 asupra puterii absorbite

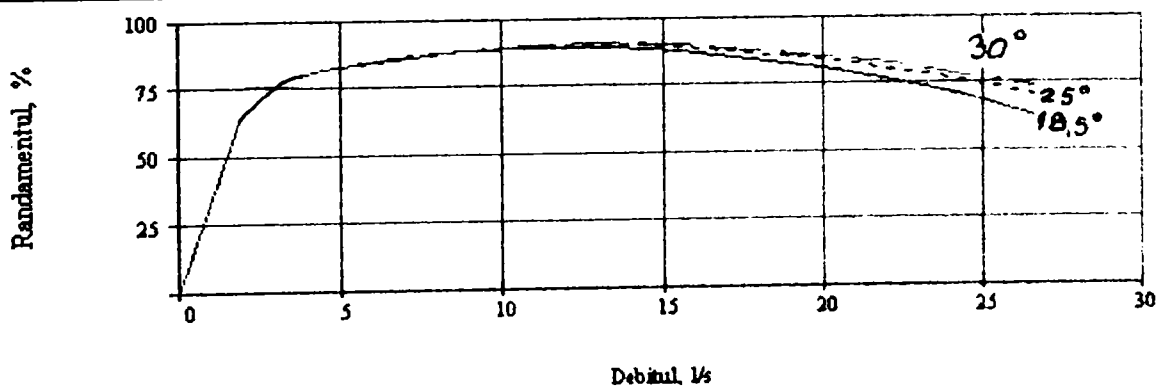


Fig. 4.21. Influenta unghiului constructiv β_2 asupra randamentului

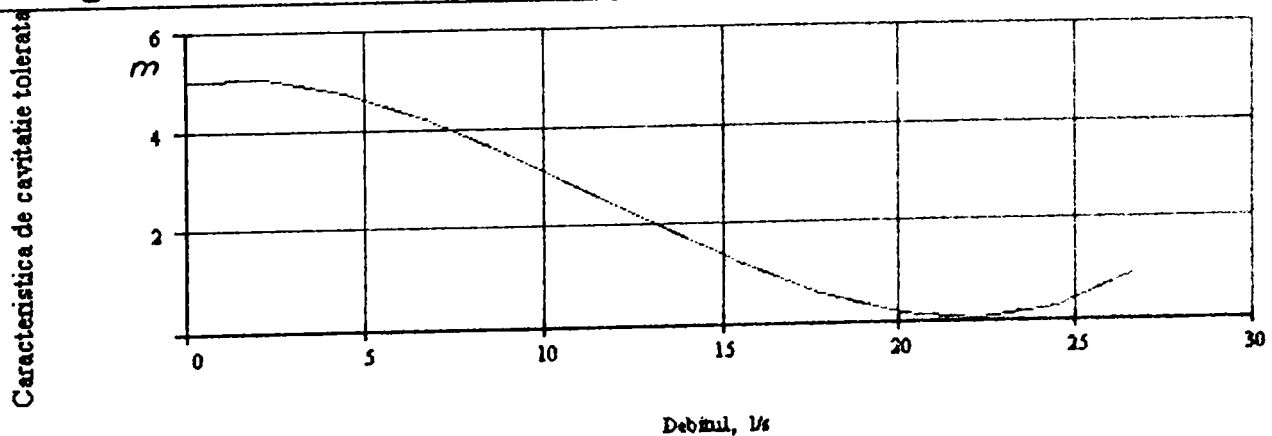


Fig. 4.22. Variatia lui $\Delta h_{tot}(Q)$

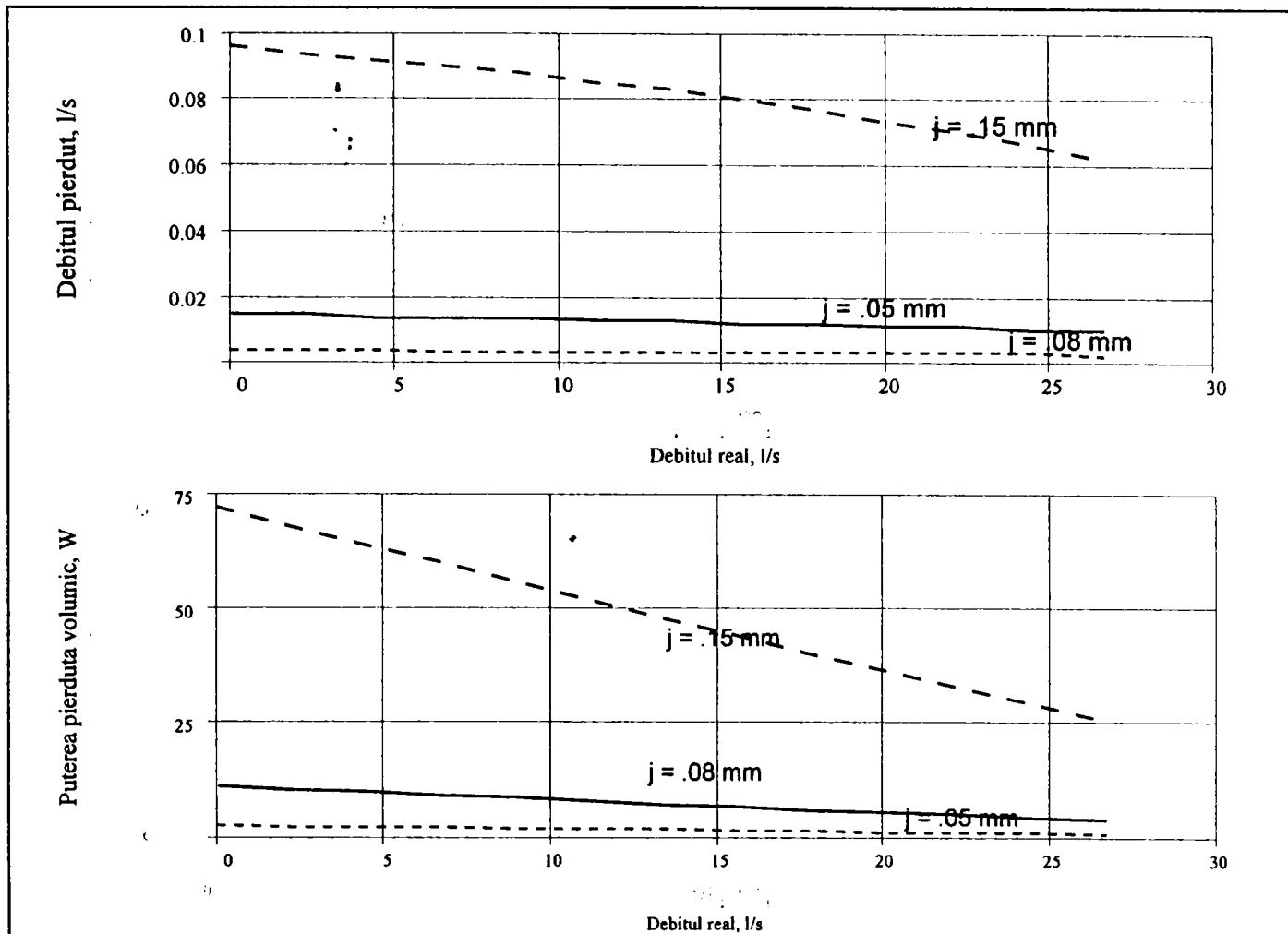


Fig. 4.23. Influenta jocului diametral din sicana

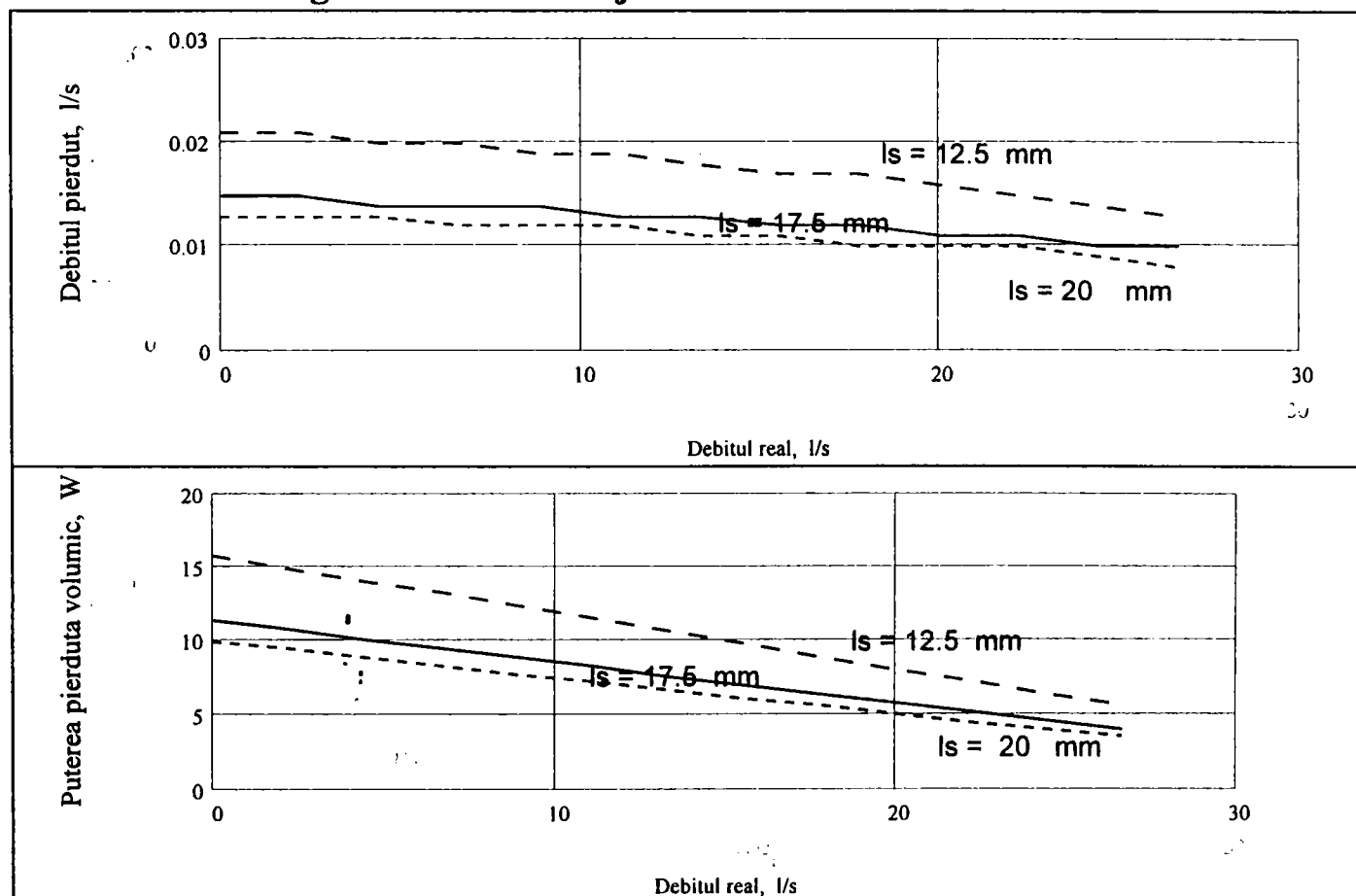


Fig. 4.24. Influenta lungimii sicanei

4.2. Model dinamic pentru o pompa centrifuga monoetajata

4.2.1. Consideratii generale

In cadrul acestui paragraf, voi considera ca punct de plecare ideea prezentata in [13], [52], [53], corespunzator careia marimile care guverneaza functionarea pompei sunt afectate de perturbatii armonice mici, marimea corespunzatoare instantanee reprezentand suma dintre valoarea medie instantanee a marimii respective si produsul dintre amplitudinea valorii instantanee a marimii sub actiunea perturbatiei si o exponentiala in care intervine defazajul variatiilor armonice ale marimii considerate fata de o marime considerata de referinta si frecventa perturbatiei marimii si variabila temporală.

Astfel, in lucrarile citate sunt luate in considerare urmatoarele marimi:

- valoarea instantanee a debitului sub influenta frecventei perturbatoare f este data de:

$$Q = \bar{Q} + q \cdot \exp(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t \cdot i) \quad (4.71)$$

- valoarea instantanee a vitezei unghiulare sub influenta frecventei f este data de:

$$\omega = \bar{\omega} + \Omega \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta_{\omega}) \cdot i) \quad (4.72)$$

- valoarea instantanee a coordonatei curente a unui punct de pe rotor este dat de:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \varphi \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta_{\varphi}) \cdot i) \quad (4.73)$$

- valoarea instantanee a inaltimii de pompare este data de:

$$H = \bar{H} + h \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta_h) \cdot i) \quad (4.74)$$

- valoarea instantanee a momentului rezistent este data de:

$$M_r = \bar{M}_r + m_r \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta_r) \cdot i) \quad (4.75)$$

- valoarea instantanee a momentului activ este data de:

$$M_a = \bar{M}_a + m_a \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta_a) \cdot i) \quad (4.76)$$

In tabelul 4.2 este sintetizata semnificatia marimilor utilizate in relatiile (4.71) ... (4.76).

TABELUL 4.2.

Marimea instantanee	Valoarea medie a marimii instantanee	Amplitudinea variatiei marimii instantanee sub actiunea frecventei perturbatoare f	Defazajul vectorului amplitudine fata de amplitudinea debitului instantaneu
Debit, Q	\bar{Q}	q	0
Viteza unghiulara, ω	$\bar{\omega}$	Ω	δ_{ω}
Coordonata unghiulara, Φ	$\bar{\Phi}$	φ	δ_{φ}
Inaltimea de pompare, H	\bar{H}	h	δ_h
Momentul rezistent, M_r	\bar{M}_r	m_r	δ_r
Momentul activ, M_a	\bar{M}_a	m_a	δ_a

Spre deosebire de cele prezentate de mai sus, in paragraful 4.1., in cele ce urmeaza voi considera ca doar turatia de antrenare a pompei, respectiv viteza unghiulara, si debitul [volumic] sunt afectate **direct** de perturbatii armonice mici de frecventa data, datorate unor cauze externe, urmand sa fie analizat modul in care aceste perturbatii afecteaza functionarea pompei. Influenta perturbatiilor asupra celorlalte marimi caracteristice ale pompei am considerat-o printr-o metoda similara celei prezentate in cadrul **paragrafului 4.1.**

Astfel, voi considera ca:

$$\omega = \bar{\omega} + \Delta\omega = \bar{\omega} + \Omega \cdot \exp(2 \cdot \pi \cdot f_n \cdot t \cdot i) \quad (4.77)$$

si:

$$Q = \bar{Q} + \Delta Q = \bar{Q} + q \cdot \exp((2 \cdot \pi \cdot f_q \cdot t + \delta_q) \cdot i) \quad (4.78)$$

Inainte de a efectua calculele mai departe, am evaluat influenta parametrilor interni asupra valorilor instantanee ale debitului si turatiei/vitezei unghiulare. Rezultatele evaluarilor sunt sintetizate in tabelul 4.3. si figurile 4.25. ... 4.28.

Pentru simplificarea notatiilor, voi simboliza:

$$\varphi = 2 \cdot \pi \cdot f_n \cdot t \quad (4.79)$$

$$\varphi_1 = 2 \cdot \pi \cdot f_q \cdot t + \delta_q \quad (4.80)$$

TABELUL 4.3.

Timpul [sec]	Ω [rad/sec]	f_n [Hz]	q [m ³ /s]	f_q [Hz]	δ_q [rad]	Nr. figura
10	$\omega_0/5$	0,10	$Q_0 \cdot 0,05$	0,10	$\pi/3$	4.25
10	$\omega_0/10$	0,10	$Q_0/50$	0,10	$\pi/3$	4.26
100	$\omega_0/5$	0,25	$Q_0 \cdot 0,05$	0,25	$\pi/3$	4.27
100	$\omega_0/5$	0,25	$Q_0 \cdot 0,05$	0,25	$\pi/2$	4.28

Cu acestea, utilizand formula lui Euler, dupa descompunerile corespunzatoare ale relatiilor (4.77) si (4.78), se obtine:

$$\text{Re}(\omega) = \text{reo} = \bar{\omega} + \Omega \cdot \cos \varphi \quad (4.81.1)$$

$$\text{Im}(\omega) = \text{imo} = \Omega \cdot \sin \varphi \quad (4.81.2)$$

$$\text{Re}(Q) = \text{req} = \bar{Q} + q \cdot \cos \varphi_1 \quad (4.82.1)$$

$$\text{Im}(Q) = \text{imq} = q \cdot \sin \varphi \quad (4.82.2)$$

In continuare, se va analiza **influenta perturbatiilor debitului si a duratei asupra curbelor caracteristice energetice si de cavitate ale pompei.**

4.2.2. Inaltimea teoretica de pompare

In expresia inaltimii teoretice de pompare intervine debitul teoretic. Dar perturbatia s-a presupus aplicata debitului real Q . Ca urmare, voi presupune o valoare a randamentului volumic, de exemplu, cea obtinuta din bilantul energetic al pompei, determinat pentru valorile instantanee ale marimilor caracteristice, urmand ca, ulterior, aceasta valoare sa fie corectata printr-un procedeu iterativ.

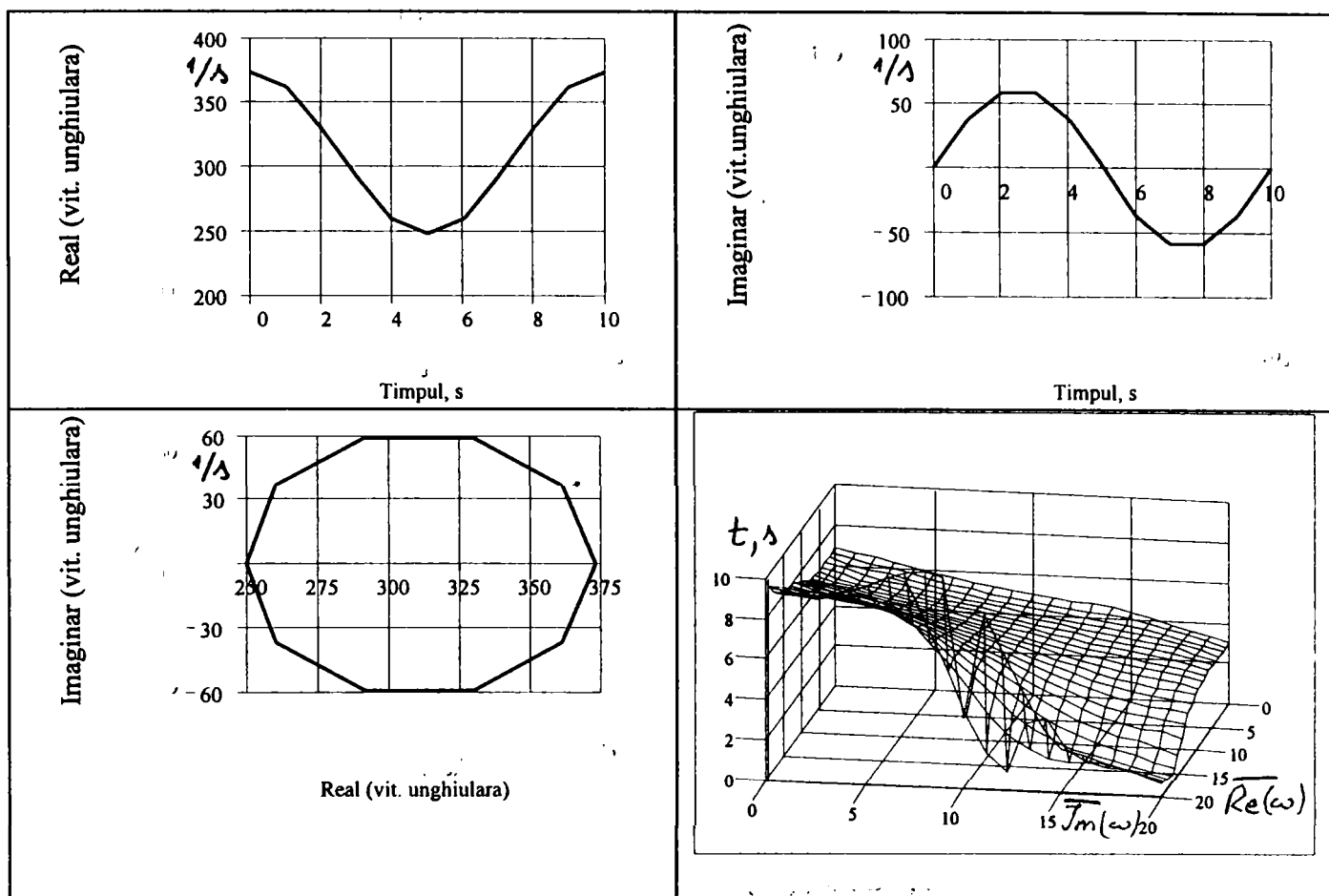


Fig. 4.25.a. Variatia vitezei unghiulare instantanee

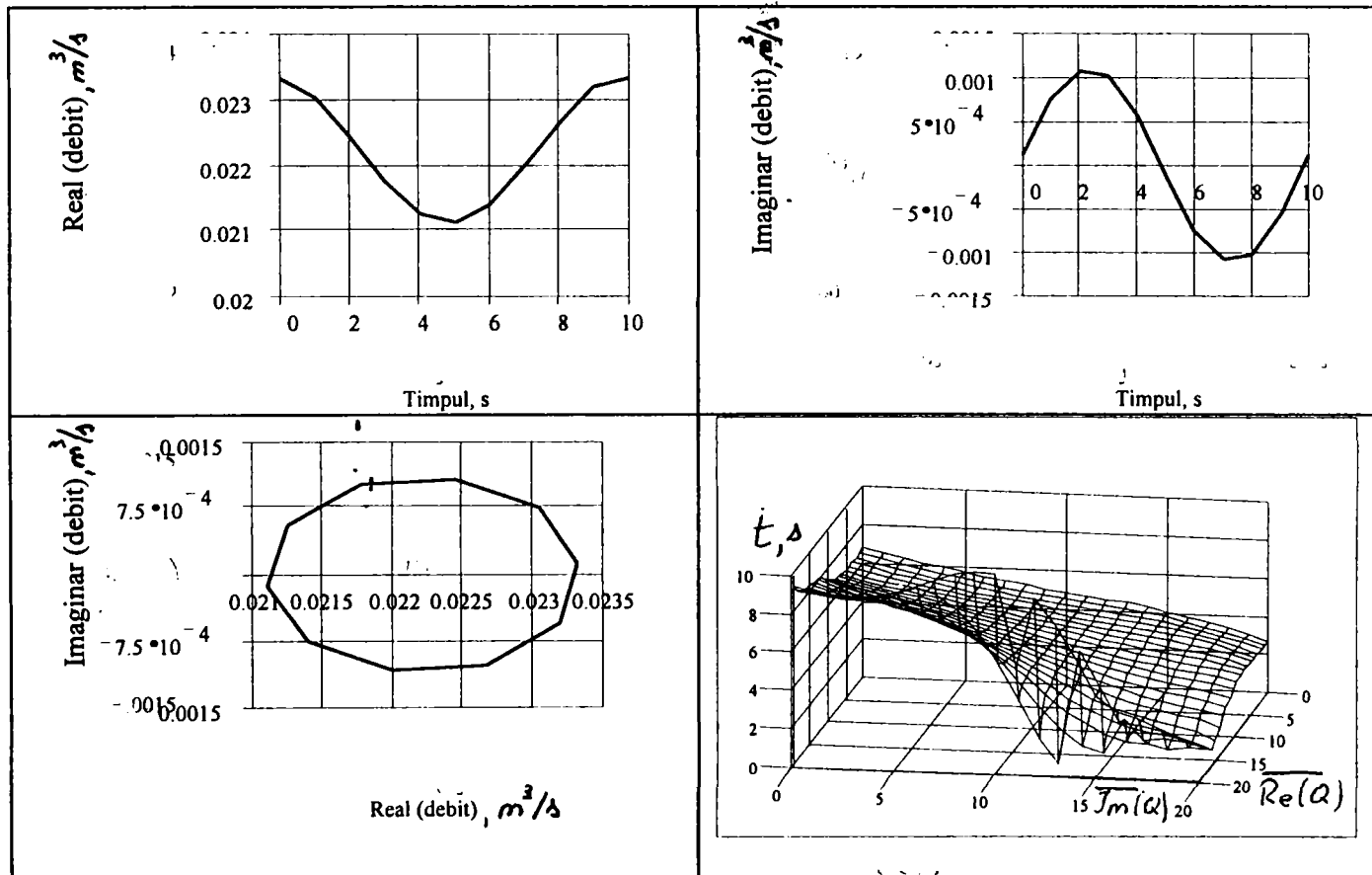


Fig. 4.25.b. Variatia debitului instantaneu

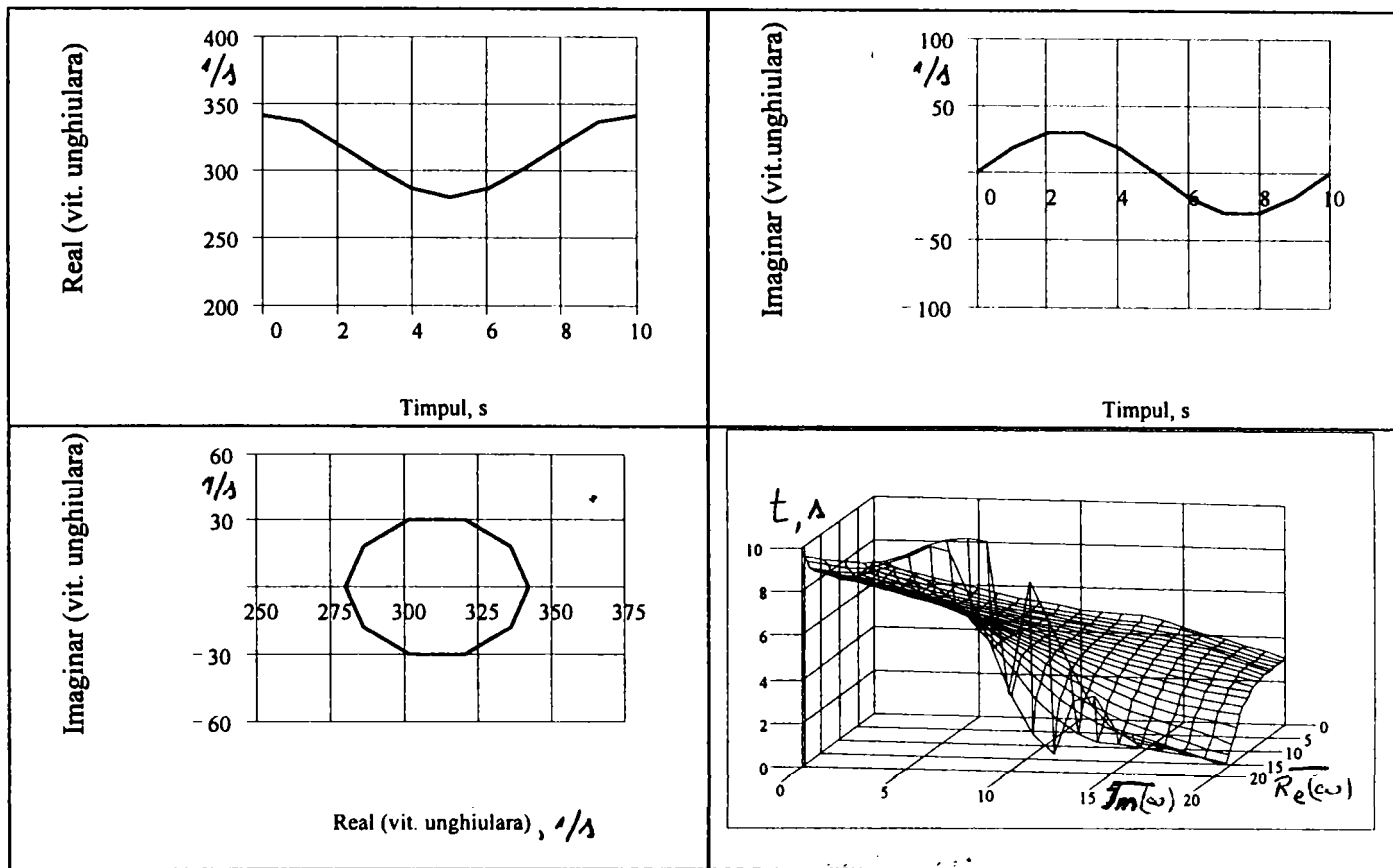


Fig. 4.26.a. Variatia vitezei unghiulare instantanee

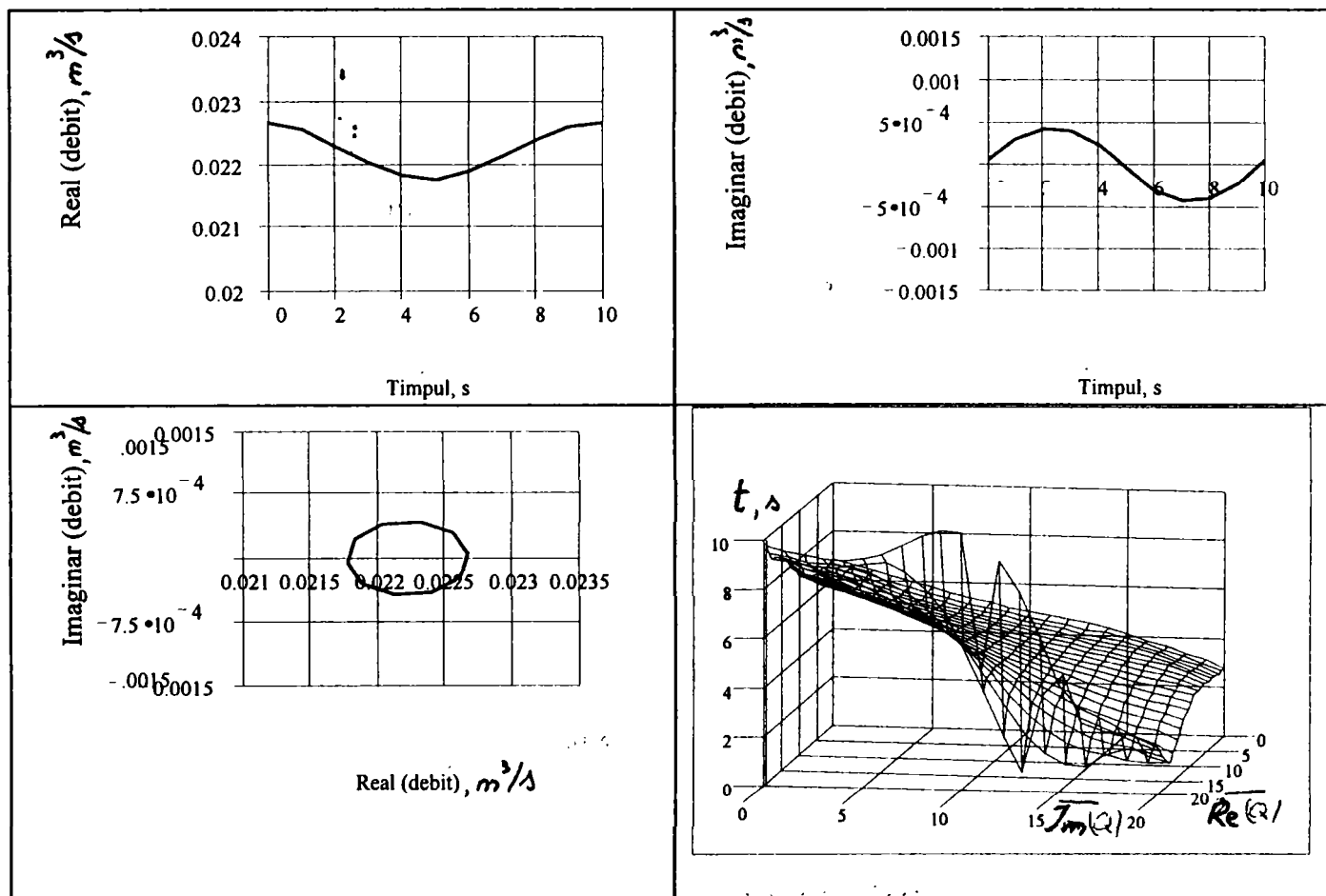


Fig. 4.26.b. Variatia debitului instantaneu

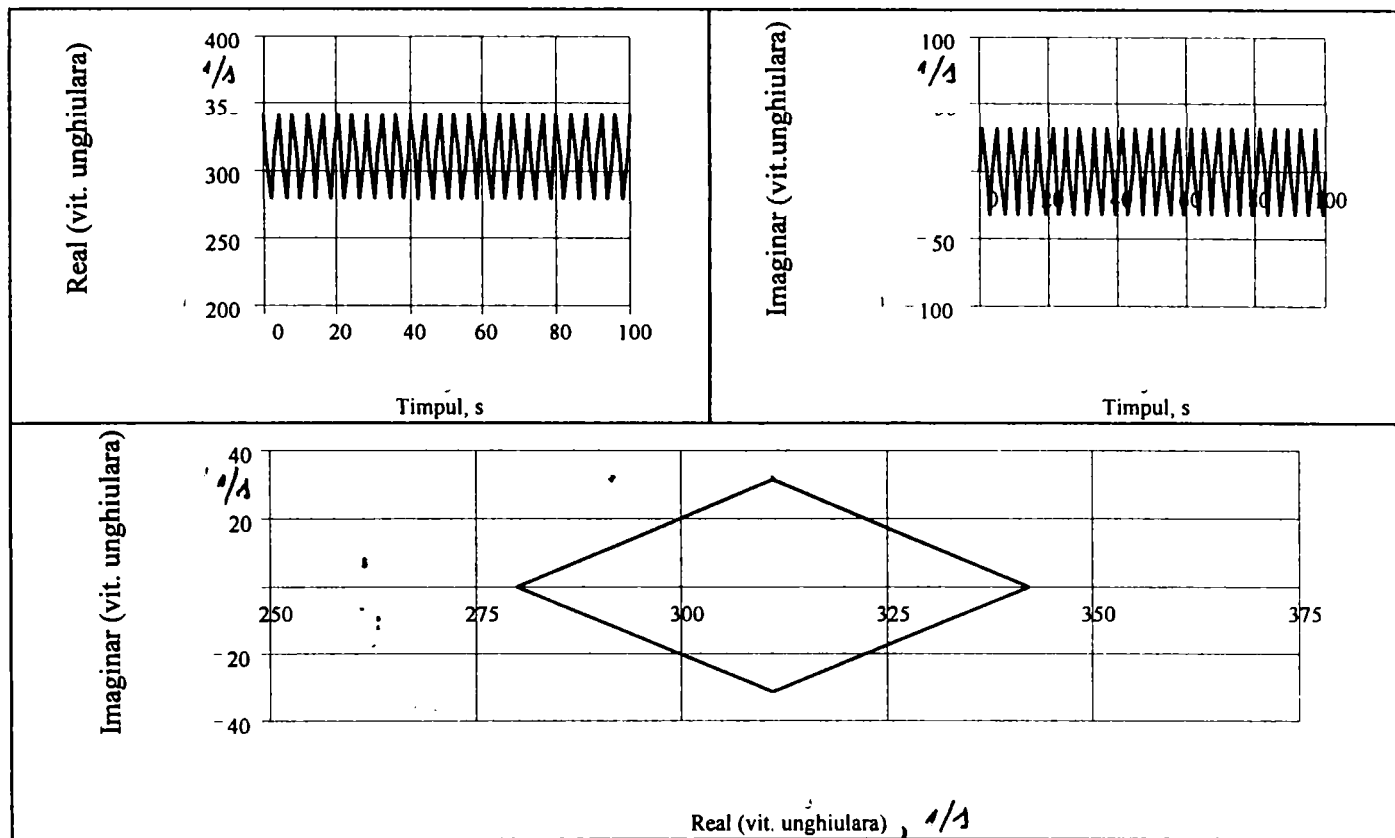


Fig. 4.27.a. Variatia vitezei unghiulare instantanee

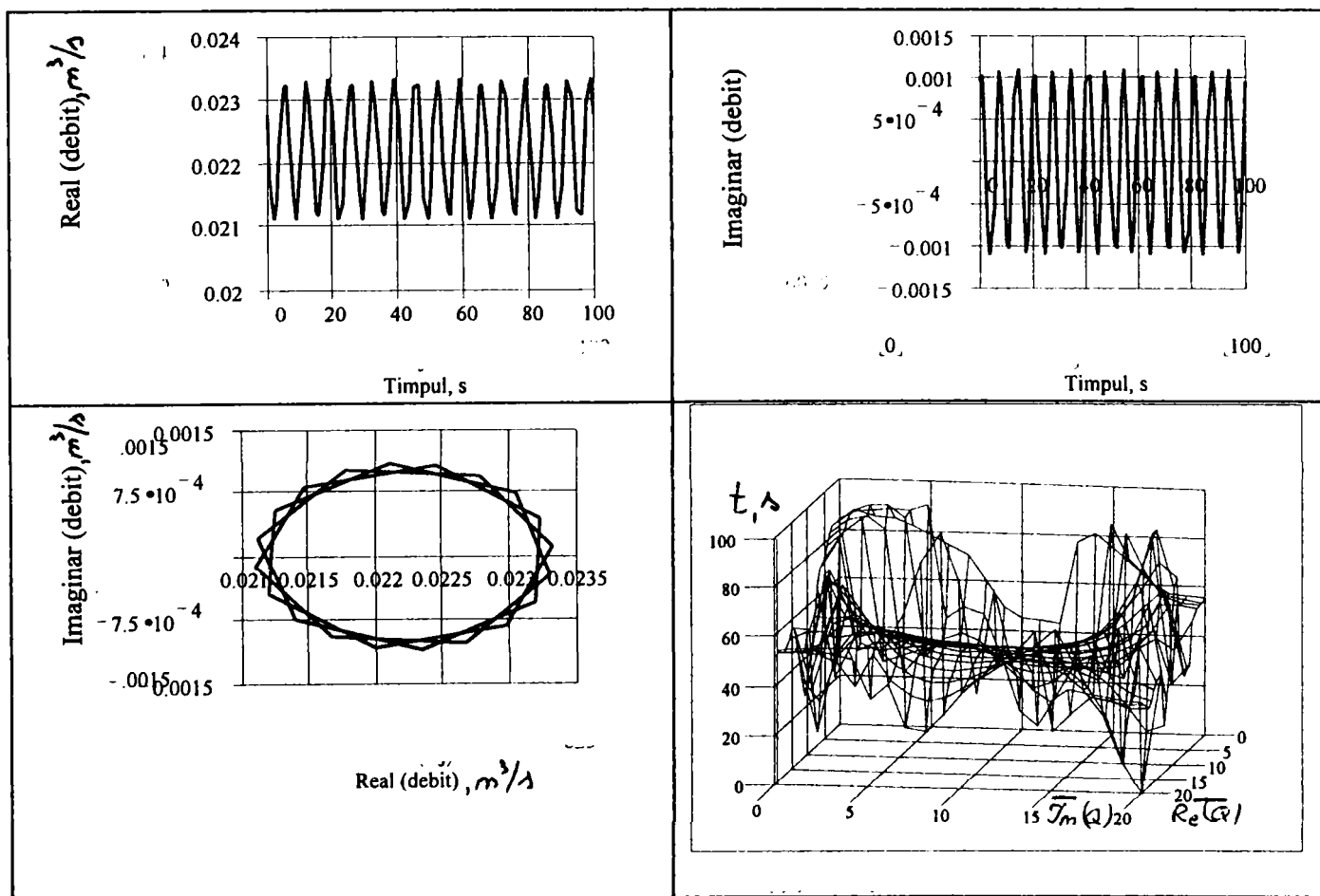


Fig. 4.27.b. Variatia debitului instantaneu

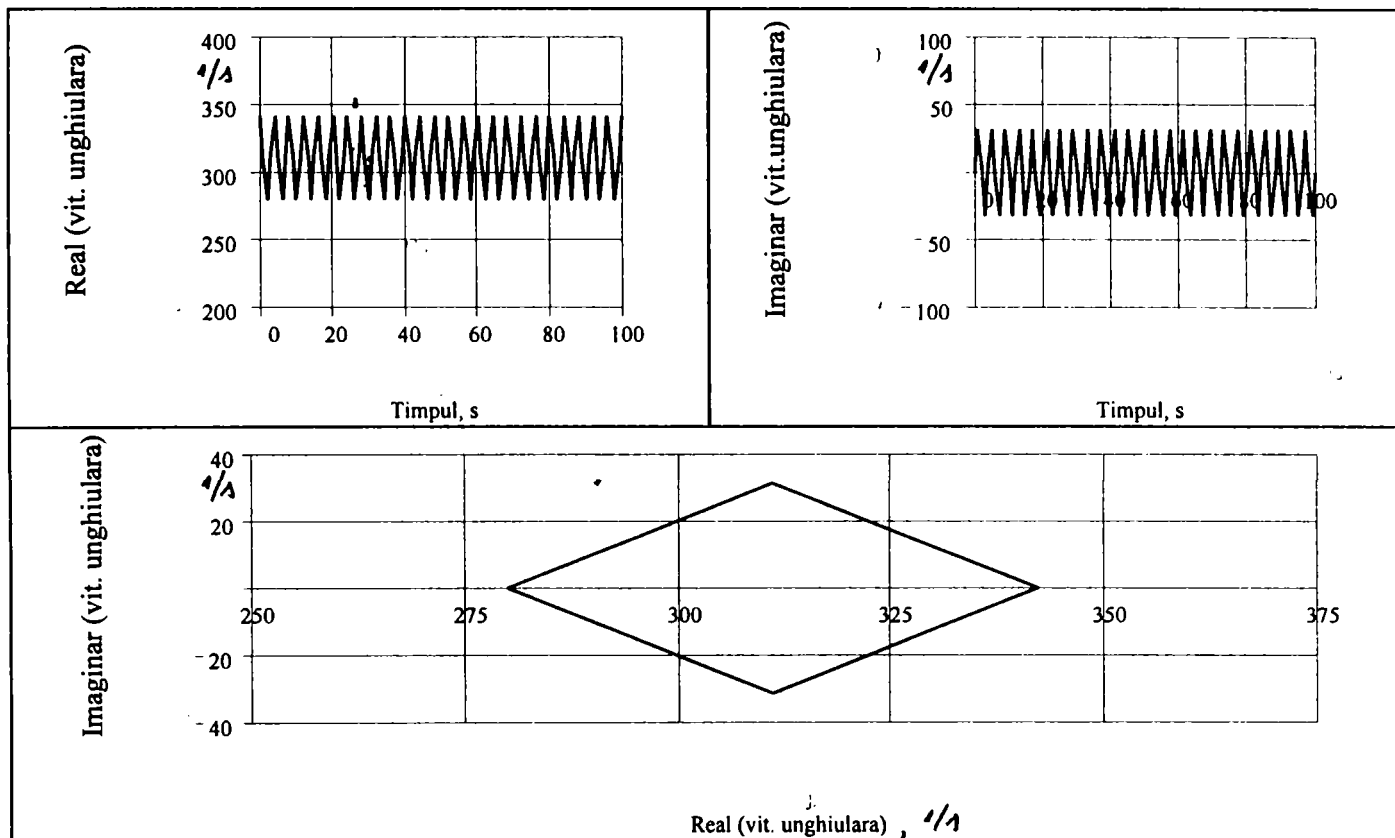


Fig. 4.28.a. Variatia vitezei unghiulare instantanee

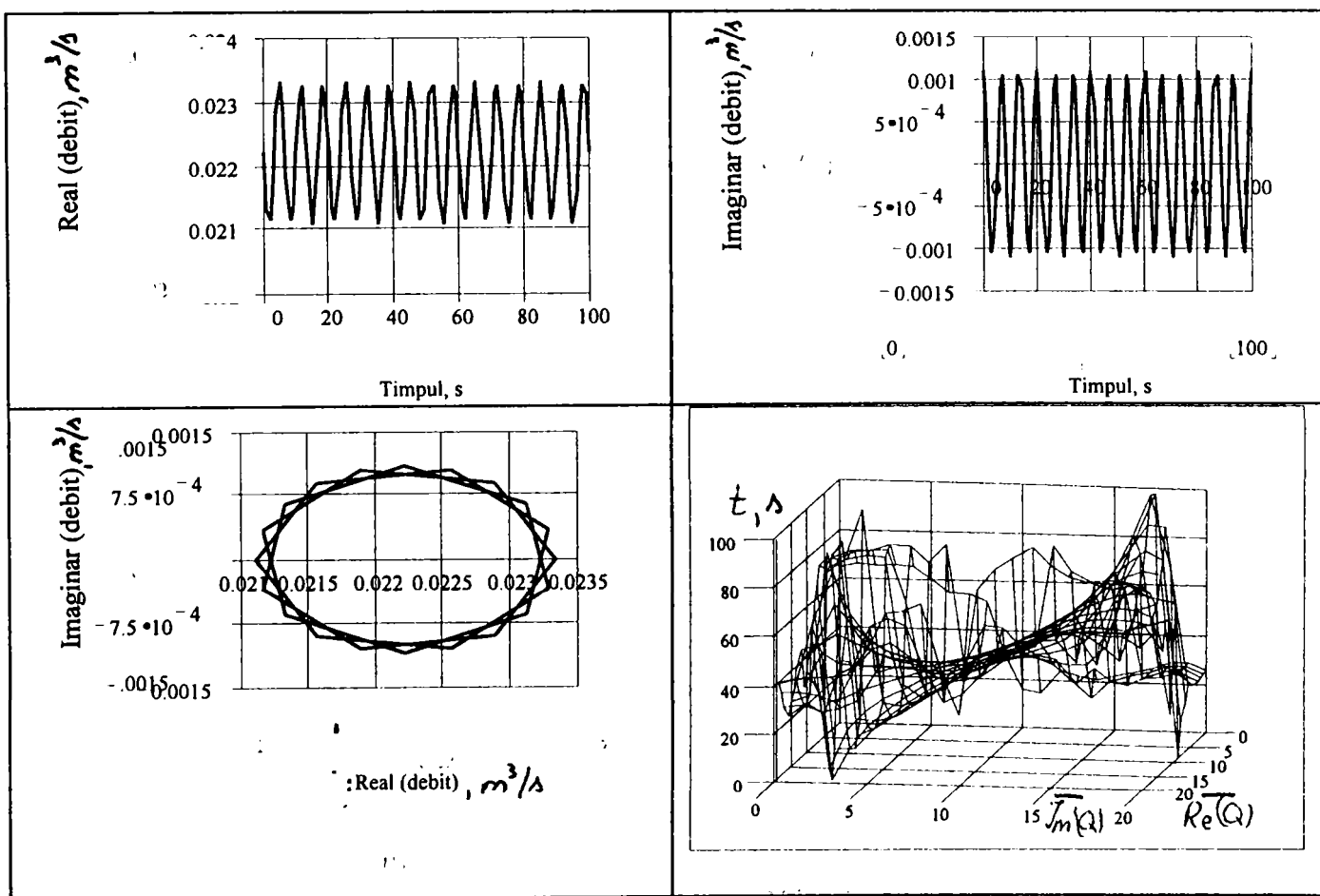


Fig. 4.28.b. Variatia debitului instantaneu

Astfel, vom avea:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1}}{g} \approx \frac{u_2 \cdot v_{u2}}{g} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{v'_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) = \quad (4.83)$$

$$= \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{v_{m2}}{r_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

in care:

$$\begin{cases} u_2 = r_2 \cdot \omega \\ v_{m2} = \frac{Q}{\eta_v \cdot S_2} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_v} \end{cases} \quad (4.84)$$

In expresiile (4.83) si (4.84), apeland (4.77) si (4.78) si respectiv (4.82) si (4.82), voi nota, pentru simplificare:

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(u_2) = u_{2r} = r_2 \cdot (\bar{\omega} + \Omega \cdot \cos \varphi) \\ \operatorname{Im}(u_2) = u_{2i} = r_2 \cdot \Omega \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (4.85)$$

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(v_{m2}) = v_{m2r} = \frac{\bar{Q} + Q_p \cdot \cos \varphi_1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_v} \\ \operatorname{Im}(v_{m2}) = v_{m2i} = \frac{Q_p \cdot \sin \varphi_1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_v} \end{cases} \quad (4.86)$$

$$\begin{cases} v_{m2rr} = \frac{\bar{Q} + Q_p \cdot \cos \varphi_1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_v \cdot \rho_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \\ v_{m2ri} = \frac{Q_p \cdot \sin \varphi_1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \eta_v \cdot \rho_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \end{cases} \quad (4.87)$$

In cele de mai sus si in continuare, am notat cu indice inferior suplimentar *r* componenta reala a marimii respective, iar cu indice inferior suplimentar *i* componenta imaginara.

Inlocuind in continuare marimile calculate in (4.85) ... (4.87) in (4.83) si separand partea reala si cea imaginara, se vor obtine componentele corespunzatoare ale inaltimii teoretice de pompare pentru cazul numarului infinit de palete:

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(H_{t\infty}) = h_{tir} = \frac{u_{2r}^2 - u_{2i}^2 - u_{2r} \cdot v_{m2rr} + u_{2i} \cdot v_{m2ri}}{g} \\ \operatorname{Im}(H_{t\infty}) = h_{tii} = \frac{2 \cdot u_{2r} \cdot u_{2i} - u_{2r} \cdot v_{m2ri} + u_{2i} \cdot v_{m2ri}}{g} \end{cases} \quad (4.90)$$

Inaltimea teoretica de pompare va rezulta imediat, sub forma:

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(H_t) = h_{tr} = h_{tir} \cdot pp \\ \operatorname{Im}(H_t) = h_{ti} = h_{tii} \cdot pp \end{cases} \quad , \quad (4.91)$$

$$\text{cu } pp = \frac{1}{1+p} .$$

4.2.3. Debitul pierdut. Randamentul volumic

Pentru calculul debitului pierdut prin sicana rotorului, trebuie determinata, mai intai caderęa de presiune pe sicana rotorului:

$$\frac{\Delta p_s}{\rho \cdot g} = H_t - \frac{v_s^2 - v_0^2}{2 \cdot g} - \frac{\omega_1^2}{2 \cdot g} \cdot (r_2^2 - r_s^2) \quad ,$$

care, dupa efectuarea calculelor si separarea partii reale si a partii imaginare, devine:

$$\begin{cases} \operatorname{Re}\left(\frac{\Delta p_s}{\rho \cdot g}\right) = d_{psgr} = h_{tr} - \frac{v_{3pr} - v_{0r}}{2 \cdot g} - ol_{pr} \cdot \frac{r_2^2 - r_s^2}{2 \cdot g} \\ \operatorname{Im}\left(\frac{\Delta p_s}{\rho \cdot g}\right) = d_{psgi} = h_{ti} - \frac{v_{3pi} - v_{0i}}{2 \cdot g} - ol_{pi} \cdot \frac{r_2^2 - r_s^2}{2 \cdot g} \end{cases} \quad , \quad (4.93)$$

in care am notat:

$$\begin{cases} v_{0r} = \frac{4}{\pi \cdot D_0^2} \cdot req \\ v_{0i} = \frac{4}{\pi \cdot D_0^2} \cdot imq \end{cases} \quad , \quad (4.94)$$

$$\begin{cases} v_{u2r} = u_{2r} - v_{m2rr} \\ v_{u2i} = u_{2i} - v_{m2ri} \end{cases}, \quad (4.95)$$

$$\begin{cases} v_3^2 = v_{3pr} + i \cdot v_{3pi}, \quad \text{in care :} \\ v_{3pr} = pp^2 \cdot (v_{u2r}^2 + v_{u2i}^2) + v_{m2r}^2 - v_{m2i}^2 \\ v_{3pi} = 2 \cdot (pp^2 \cdot v_{u2r} \cdot v_{u2i} + v_{m2r} \cdot v_{m2i}) \end{cases}, \quad (4.96)$$

$$\begin{cases} \text{Re}(\omega_1^2) = olpr = \text{const} \cdot (\text{reo}^2 - \text{imo}^2) \\ \text{Im}(\omega_1^2) = olpi = 2 \cdot \text{const} \cdot \text{reo} \cdot \text{imo} \end{cases}. \quad (4.97)$$

Inlocuind acum (4.14) in relatia de definitie a debitului pierdut:

$$Q_p = \mu \cdot S_s \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\Delta p_s}{\rho \cdot g}},$$

se obtin componentele debitului prin sicana, scrise concentrat, sub forma:

$$\begin{cases} \text{Re}(Q_p) = \text{reqp} \\ \text{Im}(Q_p) = \text{imqp} \end{cases}. \quad (4.98)$$

Randamentul volumic fiind $\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{Q + Q_p}$, cu $Q_t = Q + Q_p$, rezulta partea reala si imaginara a debitului teoretic:

$$\begin{cases} \text{Re}(Q_t) = \text{reqt} = \text{req} + \text{reqp} \\ \text{Im}(Q_t) = \text{imqt} = \text{imq} + \text{imqp} \end{cases} \quad (4.99)$$

si

$$\begin{cases} \text{Re}(\eta_v) = \text{randvr} = \frac{\text{req} \cdot \text{reqt} + \text{imq} \cdot \text{imqt}}{\text{reqt}^2 + \text{imqt}^2} \\ \text{Im}(\eta_v) = \text{randvi} = \frac{\text{reqt} \cdot \text{imq} - \text{req} \cdot \text{imqt}}{\text{reqt}^2 + \text{imqt}^2} \end{cases}. \quad (4.100)$$

In acest moment al calcului se initializeaza iteratia, substituind \mathbf{randvr} in relatia (4.8) si urmatoarele relatii; calculul iterativ se desfasoara pana la atingerea unei erori acceptate pentru valoarea randamentului volumic.

4.2.4. Calculul pierderilor hidraulice

Pierderi hidraulice in racordul de aspiratie. Plecand de la

$$h_{pra} = \lambda_{ra} \cdot \frac{l_{ra}}{D_0} \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} ,$$

dupa inlocuirea vitezei de la intrare si descompunerea in componenta reala si componenta imaginara, se obtine:

$$\begin{cases} \text{Re}(h_{pra}) = h_{prar} = \text{coasp} \cdot (\text{req}^2 - \text{imq}^2) \\ \text{Im}(h_{pra}) = h_{prai} = 2 \cdot \text{coasp} \cdot \text{req} \cdot \text{imq} \end{cases} , \quad (4.101)$$

cu

$$\text{coasp} = \frac{8 \cdot l_{ra} \cdot \lambda_{ra}}{g \cdot D_0 \cdot (\pi \cdot D_0^2)^2} . \quad (4.102)$$

Pierderi hidraulice in rotor. Pierderi hidraulice prin soc la intrarea in rotor. Procedand ca si in paragraful 4.1., plecand de relatia

$$h_{psR} = \zeta_{sR} \cdot \frac{w_s^2}{2 \cdot g} = \zeta_{sR} \cdot \frac{u_2^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right)^2 ,$$

dupa dezvoltarile de rigoare si separarea partilor reale si imaginare, se obtine:

$$\begin{cases} \text{Re}(h_{psR}) = h_{psRr} = u_{1pr} \cdot \text{reqq}_0^p - u_{1pi} \cdot \text{imqq}_0^p \\ \text{Im}(h_{psR}) = h_{psRi} = u_{1pr} \cdot \text{imqq}_0^p + u_{1pi} \cdot \text{reqq}_0^p \end{cases} \quad (4.103)$$

cu:

$$\begin{cases} u_{1pr} = \zeta_{sR} \cdot \frac{r_1^2}{2 \cdot g} \cdot (reo^2 - imo^2) \\ u_{1pi} = \zeta_{sR} \cdot \frac{r_1^2}{2 \cdot g} \cdot reo \cdot imo \end{cases}, \quad (4.104)$$

$$\begin{cases} reqq_{0p} = \left(1 - \frac{req}{Q}\right)^2 - \left(\frac{imq}{Q}\right)^2 \\ imqq_{0p} = 2 \cdot \left(\frac{req}{Q} - 1\right) \cdot \frac{imq}{Q} \end{cases}. \quad (4.105)$$

Pierderi hidraulice propriu-zise in rotor. Plecand, ca si in cazul

precedent, de la $h_{phR} = \zeta_R \cdot \frac{w_2^2}{2 \cdot g}$, si dupa dezvoltarile corespunzatoare, rezulta :

$$\begin{cases} Re(h_{phR}) = h_{phRr} = \frac{\zeta_R}{2 \cdot g} \cdot (w_{2r}^2 - w_{2i}^2) \\ Im(h_{phR}) = h_{phRi} = \frac{\zeta_R}{2 \cdot g} \cdot 2 \cdot w_{2r} \cdot w_{2i} \end{cases}, \quad (4.106)$$

cu :

$$\begin{cases} w_{2r} = \frac{v_{m2r}}{r_2 \cdot \sin \beta_2} \\ w_{2i} = \frac{v_{m2i}}{r_2 \cdot \sin \beta_2} \end{cases}. \quad (4.107)$$

Pierderi hidraulice in colector. Pierderi prin soc la intrarea in colector. Ca si in cazurile precedente, plecand de la relatia (4.37), rescrisa sub forma:

$$h_{psc} = \zeta_{sc} \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} = \zeta_{sc} \cdot \frac{v_{tl}^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right)^2,$$

notand

$$\begin{cases} v_{tr} = v_{u2r} \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot pp \\ v_{ti} = v_{u2i} \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot pp \end{cases}, \quad (4.108)$$

rezulta :

$$\begin{cases} \text{Re}(h_{psc}) = h_{pscr} = \zeta_{sc} \cdot \frac{(\text{req}q_{0p} \cdot (v_{tr}^2 - v_{ti}^2) + 2 \cdot \text{im}q_{0p} \cdot v_{tr} \cdot v_{ti})}{2 \cdot g} \\ \text{Im}(h_{psc}) = h_{psci} = \zeta_{sc} \cdot \frac{(2 \cdot v_{tr} \cdot v_{ti} \cdot \text{req}q_{0p} - (v_{tr}^2 - v_{ti}^2) \cdot \text{im}q_{0p})}{2 \cdot g} \end{cases} \quad (4.109)$$

Pierderi hidraulice propriu-zise in colector. Se accepta pentru aceasta

categorie de pierderi o expresie de forma (4.39), rescrisa : $h_{phc} = \zeta_c \cdot \frac{v_{2\pi}^2}{2 \cdot g}$.

Dupa ce se dezvoltata aceasta expresie, scotand in evidenta debitul si separand partile reala si imaginara, se obtine :

$$\begin{cases} \text{Re}(h_{phc}) = h_{phcr} = \frac{V_c}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot d_{2p}^2} \right)^2 \cdot (\text{req}^2 - \text{im}q^2) \\ \text{Im}(h_{phc}) = h_{phci} = \frac{V_c}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot d_{2p}^2} \right)^2 \cdot \text{req} \cdot \text{im}q \end{cases} \quad (4.110)$$

Pierderi hidraulice in difuzor. Acceptand relatia Weisbach

$h_{pd} = \zeta_d \cdot \frac{v_{NR}^2}{2 \cdot g}$, in care se scoate in evidenta debitul si apoi se separa partea reala si cea imaginara :

$$\begin{cases} \text{Re}(h_{pd}) = hpdr = \frac{8 \cdot V_d}{g \cdot (\pi \cdot D_{NR}^2)^2} \cdot (\text{req}^2 - \text{imq}^2) \\ \text{Im}(h_{pd}) = hpdr = \frac{8 \cdot V_d}{g \cdot (\pi \cdot D_{NR}^2)^2} \cdot 2 \cdot \text{req} \cdot \text{imq} \end{cases} \quad (4.111)$$

4.2.5. Inaltimea de pompare. Randamentul hidraulic

Componentele reala si imaginara a pierderilor hidraulice in pompa se vor considera obtinute sub forma :

$$\begin{cases} \text{Re}(h_p) = hpr = hprar + hpsRr + hphRr + hpscr + hpcr + hpdr \\ \text{Im}(h_p) = hpi = hprai + hpsRi + hphRi + hpsci + hpci + hpdi \end{cases} \quad (4.112)$$

De aici, prin $H = H_t - h_p$, vor rezulta componenta reala si imaginara a inaltimei de pompare :

$$\begin{cases} \text{Re}(H) = hr = htr - hpr \\ \text{Im}(H) = hi = hti - hpi \end{cases} \quad (4.113)$$

Randamentul hidraulic, definit prin $\eta_h = \frac{H}{H_t} = 1 - \frac{h_p}{H_t}$, respectiv :

$$\begin{cases} \text{Re}(\eta_h) = \text{randhr} = 1 - \frac{hpr \cdot htr + hpi \cdot hti}{htr^2 + hti^2} \\ \text{Im}(\eta_h) = \text{randhi} = \frac{hpr \cdot hti - hpi \cdot htr}{htr^2 + hti^2} \end{cases} \quad (4.114)$$

4.2.6. Puteri pierdute mecanic

Puterea pierduta mecanic in lagar. In ipoteza acceptata mai, conform careia lagarul pompei se considera lagar de rostogolire, plecand de la (4.44) si (4.45), puterea pierduta in lagar,

$$P_{pl} = \mu \cdot F \cdot \frac{dm}{2} \cdot \omega \quad ,$$

de unde :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{pl}) = p_{plr} = \mu \cdot F \cdot \frac{dm}{2} \cdot \text{reo} \\ \text{Im}(P_{pl}) = p_{pli} = \mu \cdot F \cdot \frac{dm}{2} \cdot \text{imo} \end{cases} \quad (4.115)$$

Puterea pierduta mecanic in etansarea arborelui. In ipoteza enuntata anterior, conform etansarea pe arbore este de tip presetupa, puterera pierduta prin frecare fiind $P_{pet} = C_{pl} \cdot \omega$, unde coeficientul C_{pl} este functie de geometria presetupei, conform relatiei (4.47), se obtine, dupa dezvoltari :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{pet}) = p_{petr} = C_{pl} \cdot \text{reo} \\ \text{Im}(P_{pet}) = p_{peti} = C_{pl} \cdot \text{imo} \end{cases} \quad (4.116)$$

Pierderile de disc. Asa cum s-a vazut mai sus, puterea pierduta prin frecarea exteriorului discurilor in miscare cu fluidul inconjurator este proportionala cu cubul vitezei unghiulare : $P_{pd} = C_{pd} \cdot \omega^3$, in care C_{pd} depinde de tipul discului, respectiv de pozitia lui fata de axa pompei.

Componentele acestui tip de putere vor fi :

- pentru discuri verticale fata de axa :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{pdv}) = p_{pdvr} = C_{pdv} \cdot (\text{reo}^3 - 3 \cdot \text{reo} \cdot \text{imo}^2) \\ \text{Im}(P_{pdv}) = p_{pdvi} = C_{pdv} \cdot (3 \cdot \text{reo}^2 \cdot \text{imo} - \text{imo}^3) \end{cases} \quad (4.117)$$

- pentru disc orizontal (paralel cu axa) :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{pdo}) = p_{pdor} = C_{pdo} \cdot (\text{reo}^3 - 3 \cdot \text{reo} \cdot \text{imo}^2) \\ \text{Im}(P_{pdo}) = p_{pdoi} = C_{pdo} \cdot (3 \cdot \text{reo}^2 \cdot \text{imo} - \text{imo}^3) \end{cases} \quad (4.118)$$

Cu acestea, puterea pierduta mecanic va fi data, prin componentele sale, de :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{pm}) = p_{pmr} = p_{plr} + p_{petr} + p_{pdvr} + p_{pdor} \\ \text{Im}(P_{pm}) = p_{pmi} = p_{pli} + p_{peti} + p_{pdvi} + p_{pdoi} \end{cases} \quad (4.119)$$

4.2.7. Puterea absorbita. Randamentul total

Prin definitie, puterea hidraulica este [60]:

$$P' = P_h = \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q_t = \rho \cdot g \cdot (h_{tr} + i \cdot h_{ti})$$

cu :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_h) = p_{hr} = \rho \cdot g \cdot (h_{tr} \cdot \text{reqt} - h_{ti} \cdot \text{imqt}) \\ \text{Im}(P_h) = p_{hi} = \rho \cdot g \cdot (h_{tr} \cdot \text{imqt} + h_{ti} \cdot \text{reqt}) \end{cases} \quad (4.120)$$

Pe de alta parte, puterea utila va fi data de [60] :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot (\text{req} + i \cdot \text{imq}) \cdot (h_r + i \cdot h_i) \quad ,$$

de unde, dupa efectuarea operatiilor :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_u) = p_{ur} = \rho \cdot g \cdot (h_r \cdot \text{req} - h_i \cdot \text{imq}) \\ \text{Im}(P_u) = p_{ui} = \rho \cdot g \cdot (h_r \cdot \text{imq} - h_i \cdot \text{req}) \end{cases} \quad (4.121)$$

Puterea absorbita de pompa va fi : $P_{abs} = P_h + P_{pm}$, respectiv :

$$\begin{cases} \text{Re}(P_{abs}) = p_{absr} = p_{hr} + p_{pmr} \\ \text{Im}(P_{abs}) = p_{absi} = p_{hi} + p_{pmi} \end{cases} \quad (4.122)$$

acum, randamentul total al pompei va fi dat de :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{(p_{ur} + i \cdot p_{ui}) \cdot (p_{absr} - i \cdot p_{absi})}{p_{absr}^2 + p_{absi}^2} \quad ,$$

respectiv :

$$\begin{cases} \text{Re}(\eta) = \text{randr} = \frac{p_{ur} \cdot p_{absr} + p_{ui} \cdot p_{absi}}{p_{absr}^2 + p_{absi}^2} \\ \text{Im}(\eta) = \text{randi} = \frac{p_{ui} \cdot p_{absr} - p_{ur} \cdot p_{absi}}{p_{absr}^2 + p_{absi}^2} \end{cases} \quad (4.123)$$

4.2.8. Curba caracteristica tolerata de cavitate

Reluand relatia (4.67), sub forma :

$$\Delta h_i = C1 \cdot (Q + Q_p)^2 + C2 \cdot (Q + Q_p) \cdot \omega + C3 \cdot \omega^2 + C4 \cdot Q^2 + C5 \quad ,$$

se obtine, dupa inlocuirile corespunzatoare, conform (4.81), (4.82) si (4.98) :

$$\begin{aligned} \Delta h_i = & C1 \cdot ((req + i \cdot imq) + (reqp + i \cdot imqp))^2 + \\ & + C2 \cdot ((req + i \cdot imq) + (reqp + i \cdot imqp)) \cdot (reo + i \cdot imo) + \quad , \\ & + C3 \cdot (reo + i \cdot imo)^2 + C4 \cdot (req + i \cdot imq)^2 + C5 \end{aligned}$$

iar dupa efectuarea calculelor :

$$\left\{ \begin{aligned} \text{Re}(\Delta h_i) = \text{delhir} = & C1 \cdot ((req + reqp)^2 - (imq + imqp)^2) + \\ & + C2 \cdot ((req + reqp) \cdot reo - (imq + imqp) \cdot imo) + \\ & + C4(req^2 - imq^2) + C5 \\ \text{Im}(\Delta h_i) = \text{delhii} = & 2 \cdot C1 \cdot (req \cdot imqp + imq \cdot reqp) + \\ & + C2 \cdot ((imq + imqp) \cdot reo) + (req + reqp) \cdot imp) + \\ & + 2 \cdot C3 \cdot reo \cdot imo + 2 \cdot C4 \cdot req \cdot imq \end{aligned} \right. \quad (4.124)$$

Avand, apoi, gradul de tolerare, dat de (4.68), curba caracteristica tolerata de cavitate va fi :

$$\Delta h_{it} = t \cdot \Delta h_i = \left(0,2 + 0,8 \cdot \left(\frac{Q/Q_0}{1,5} \right)^a \right) \cdot \Delta h_i$$

respectiv, folosind (4.82) :

- pentru cazul **a = 1** :

$$\left\{ \begin{aligned} \text{Re}(\Delta h_{it1}) = \text{delhit1r} = & \text{delhir} \cdot \left(0,2 + \frac{0,8}{1,5 \cdot \overline{Q}} \cdot req \right) - \text{delhii} \cdot \frac{0,8}{1,5 \cdot \overline{Q}} \cdot imq \\ \text{Im}(\Delta h_{it1}) = \text{delhit1i} = & \text{delhir} \cdot \frac{0,8}{1,5 \cdot \overline{Q}} \cdot imq + \text{delhii} \cdot \left(0,2 + \frac{0,8}{1,5 \cdot \overline{Q}} \cdot req \right) \end{aligned} \right. \quad (4.125)$$

- pentru cazul **a = 2** :

⋮

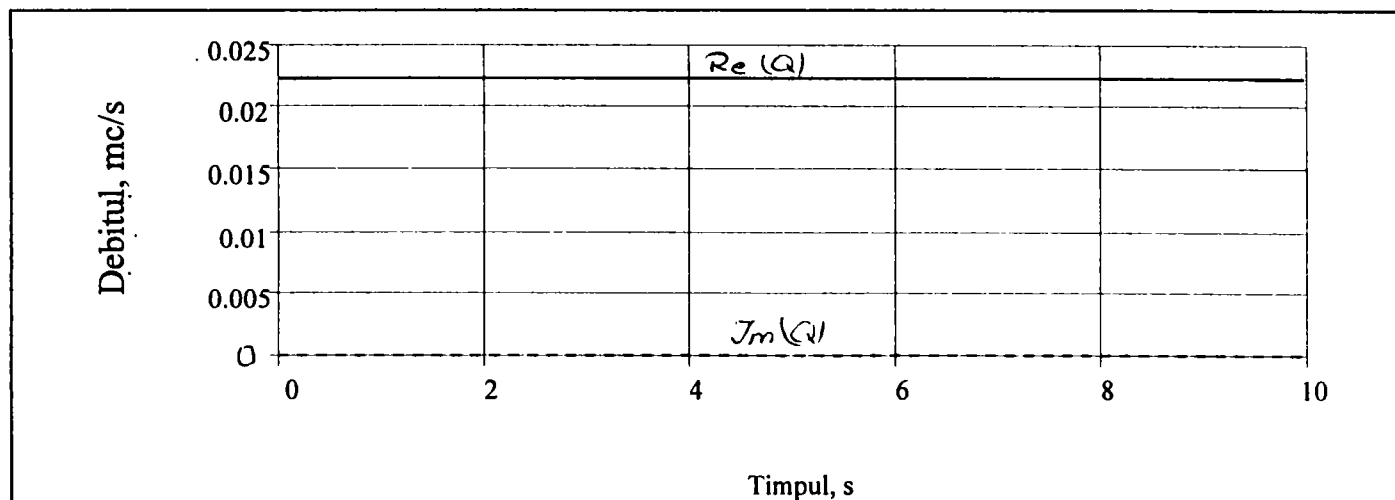


Fig. 4.29.a. Variatia debitului

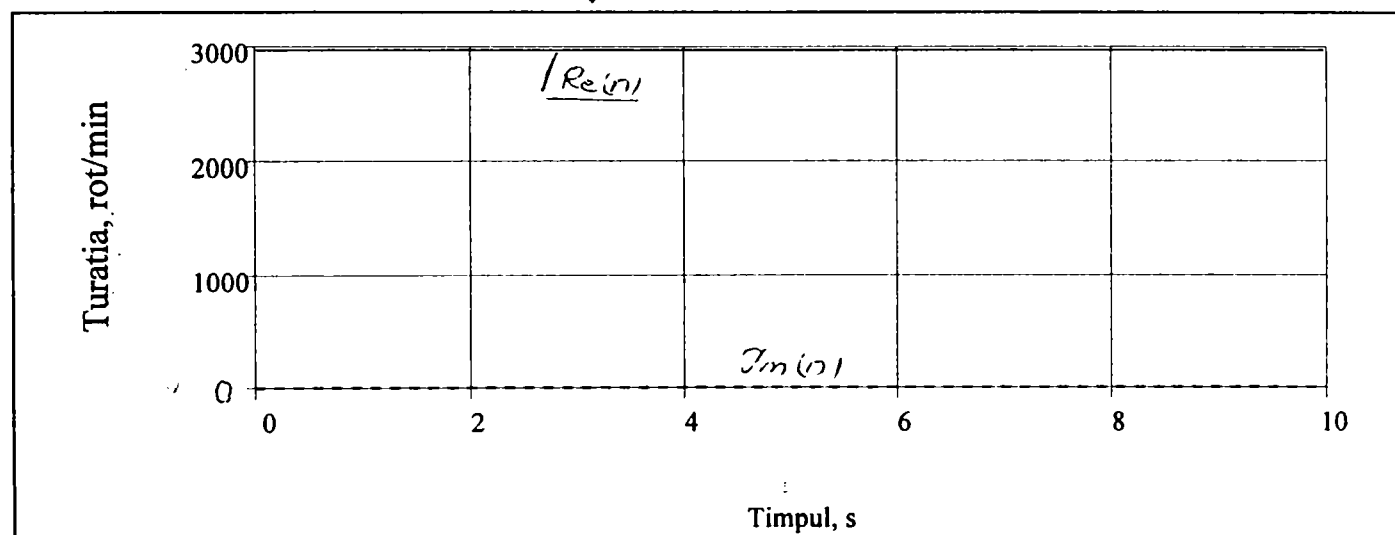


Fig. 4.29.b. Variatia turatiei

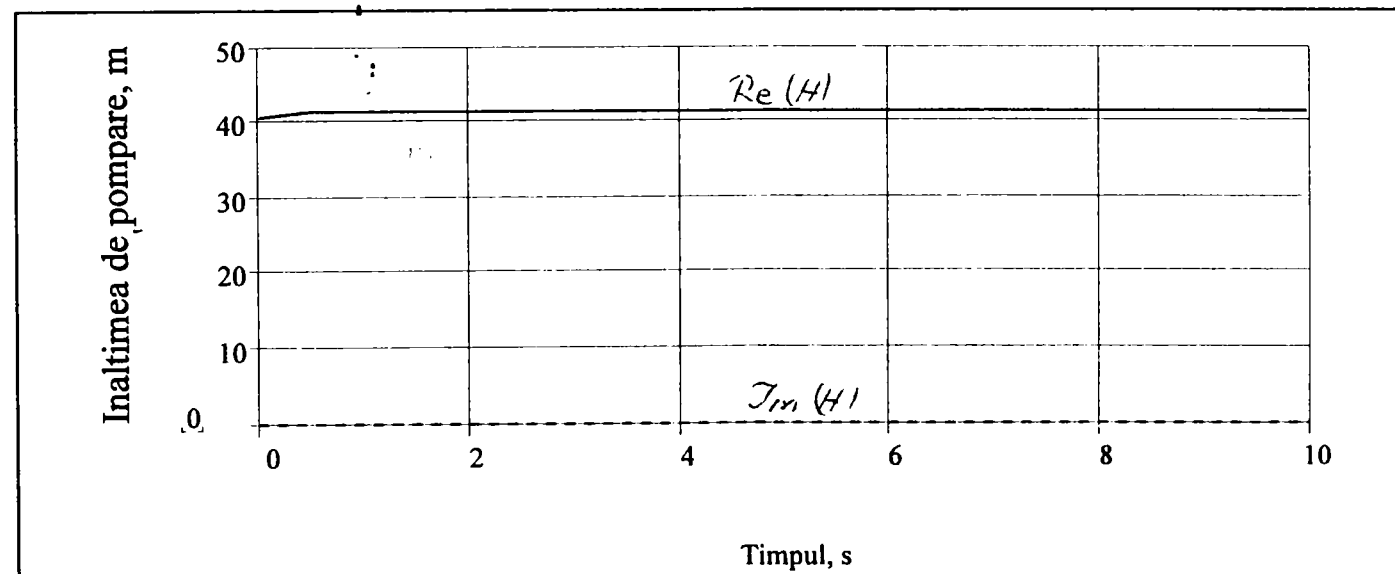


Fig. 4.29.c. Variatia inaltimii de pompare

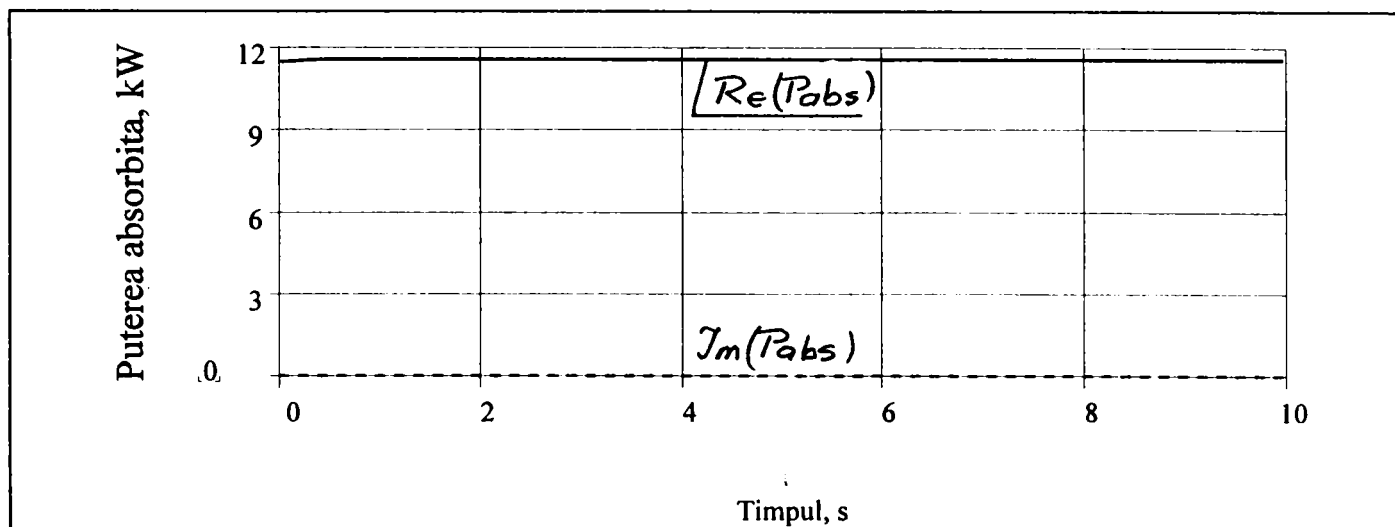


Fig. 4.29.d. Variatia puterii absorbite

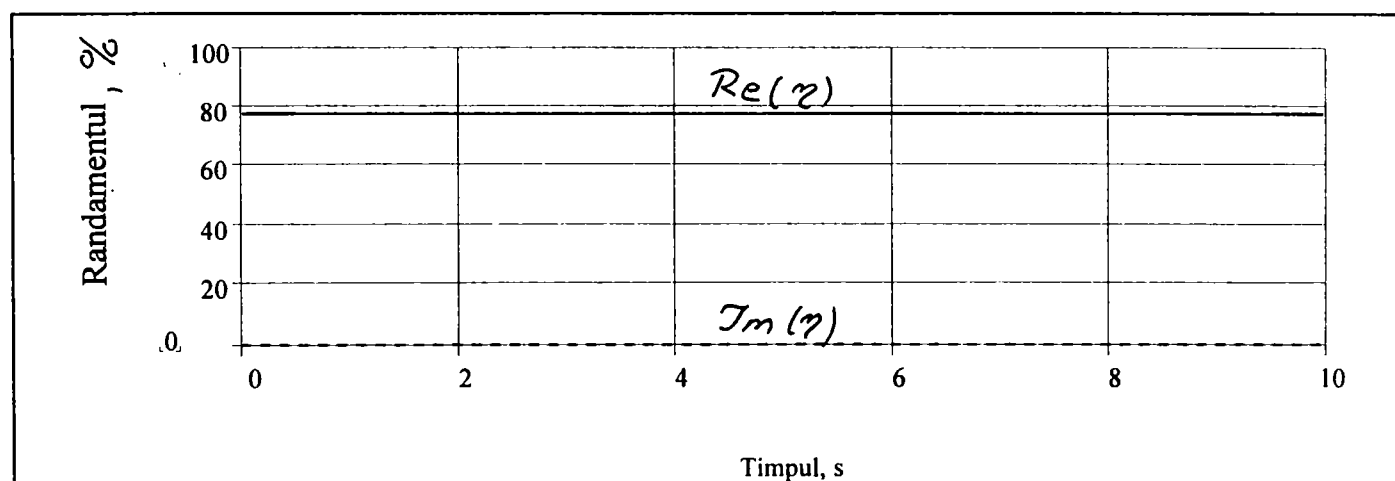


Fig. 4.29.e. Variatia randamentului

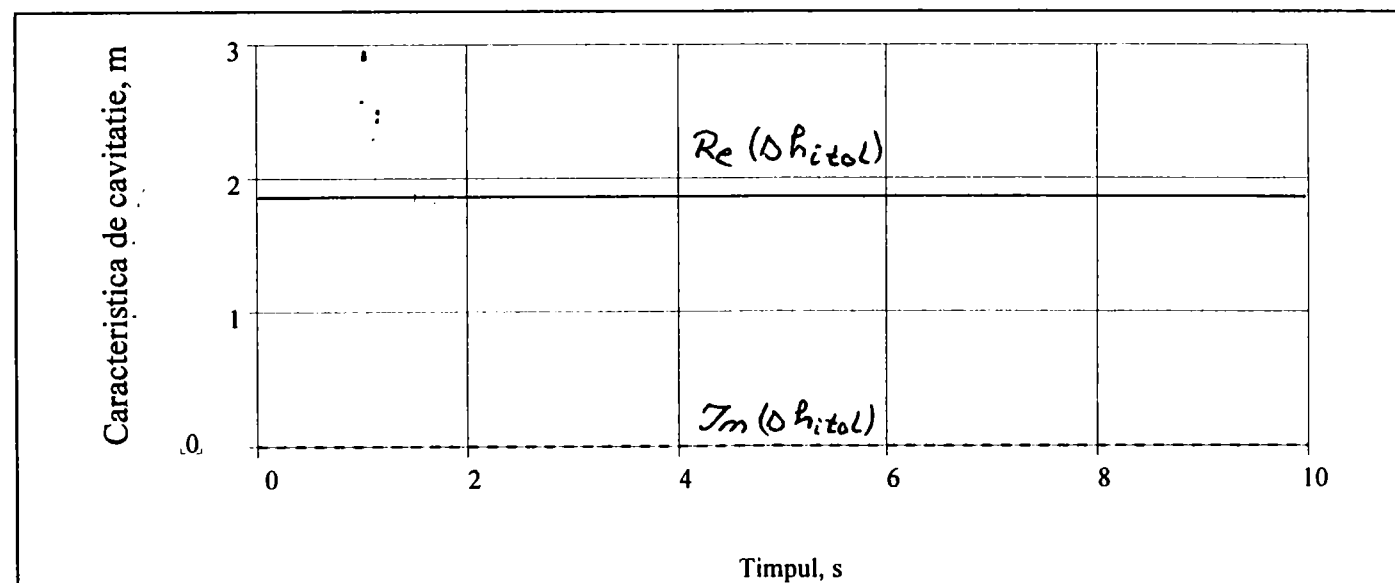


Fig. 4.29.f. Variatia caracteristicii de cavitate

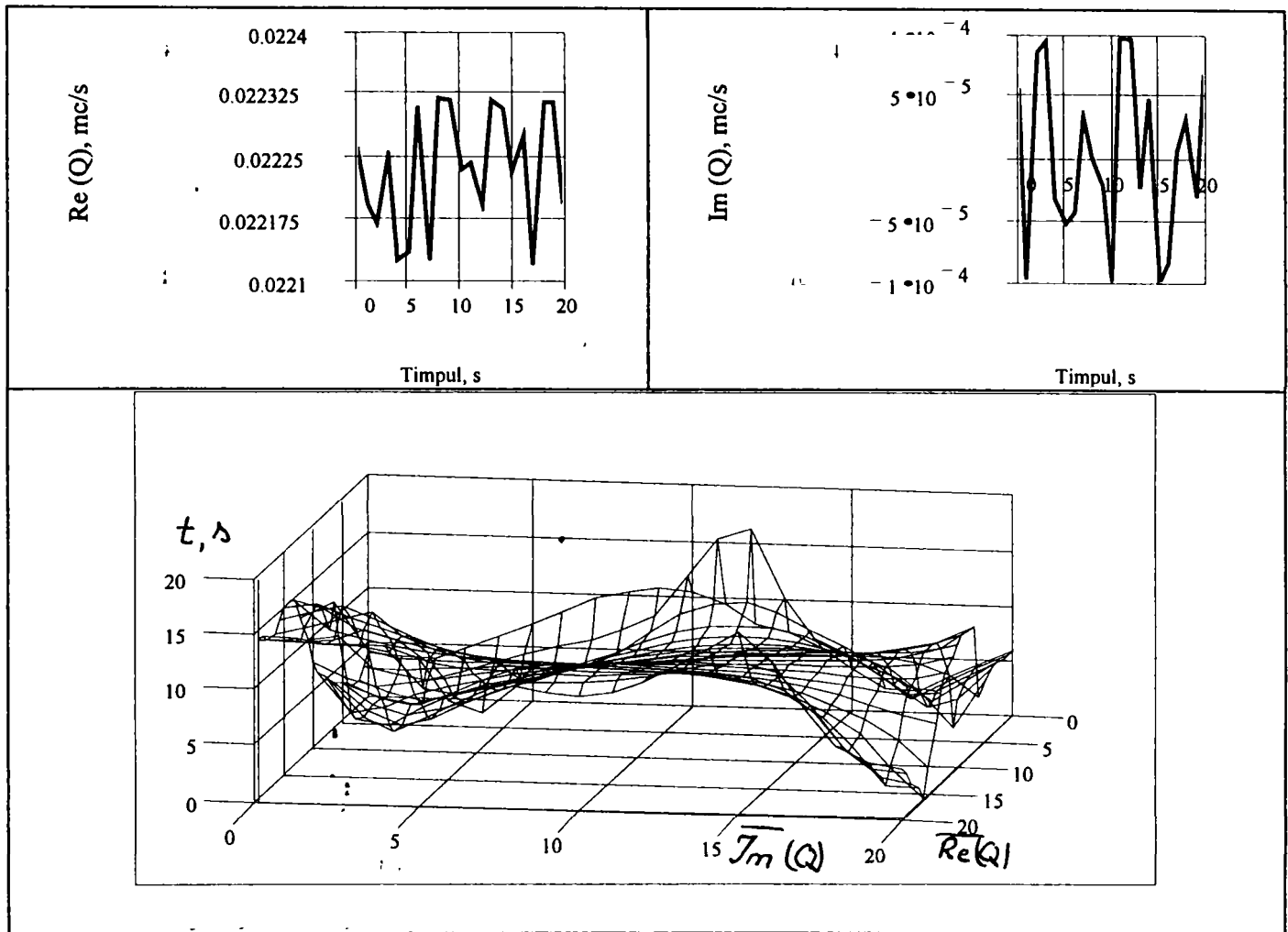


Fig. 4.30.a. Variatia debitului

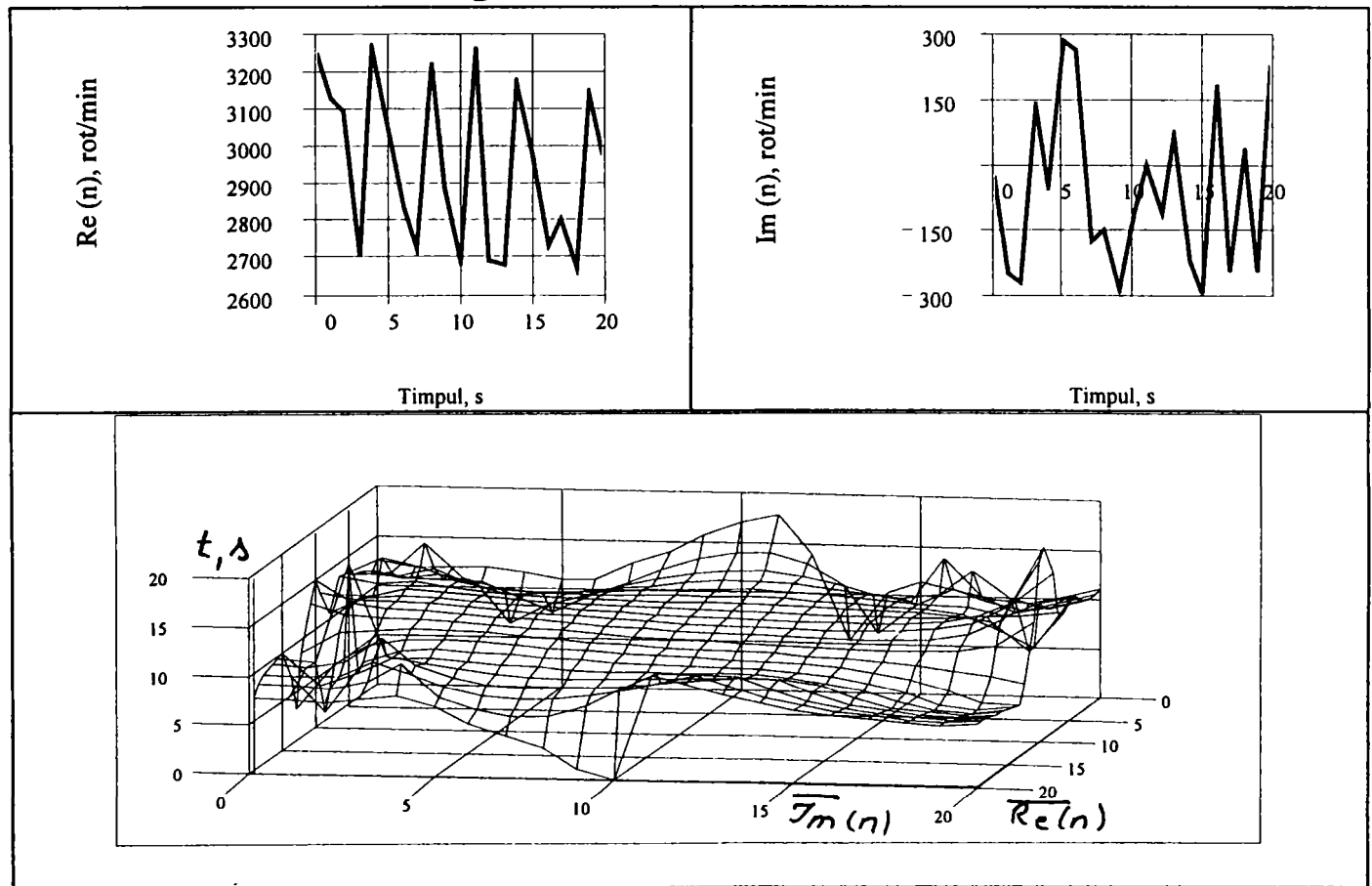


Fig. 4.30.b. Variatia turatiei

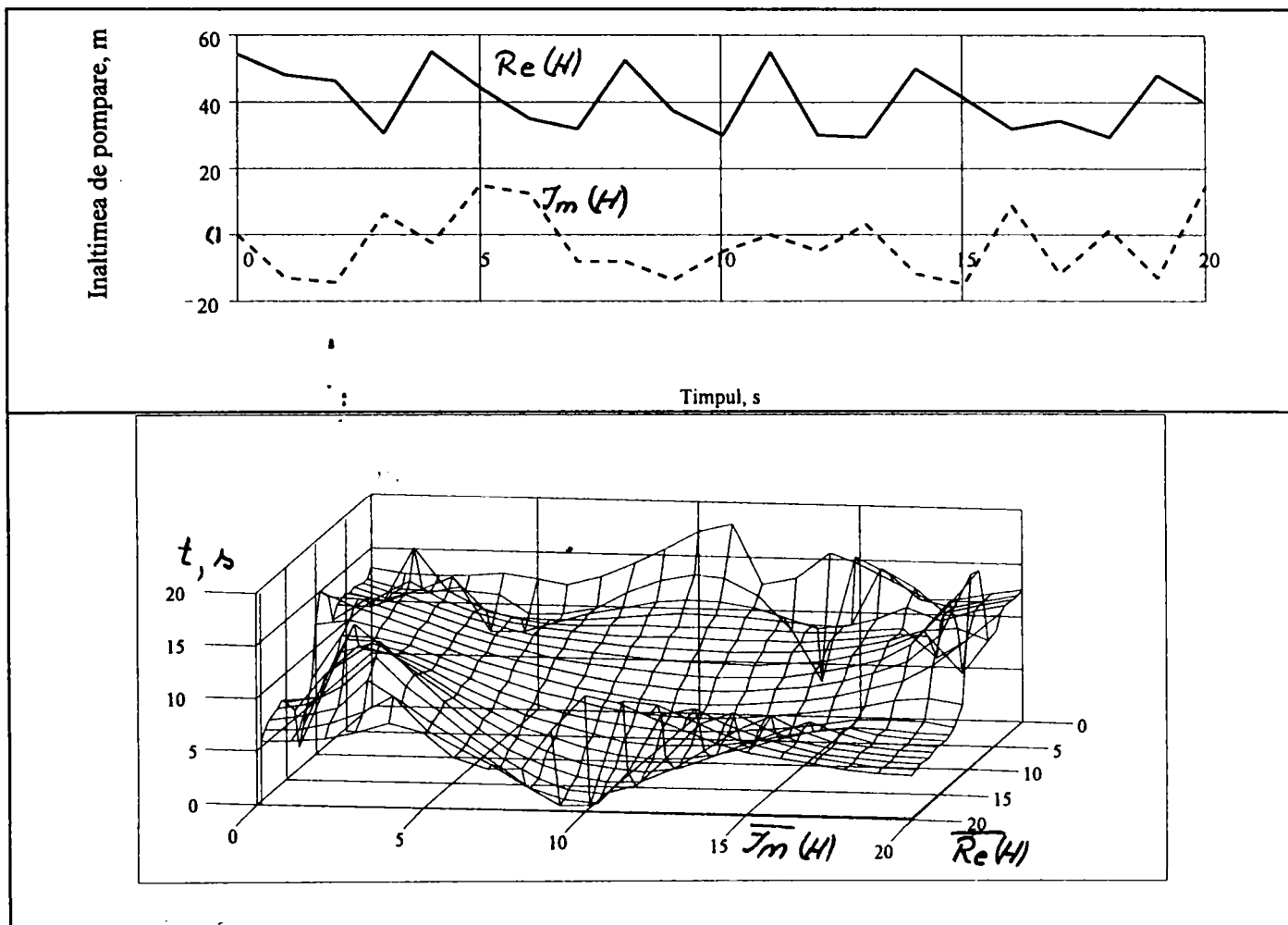


Fig. 4.30.c. Variatia inaltimii de pompare

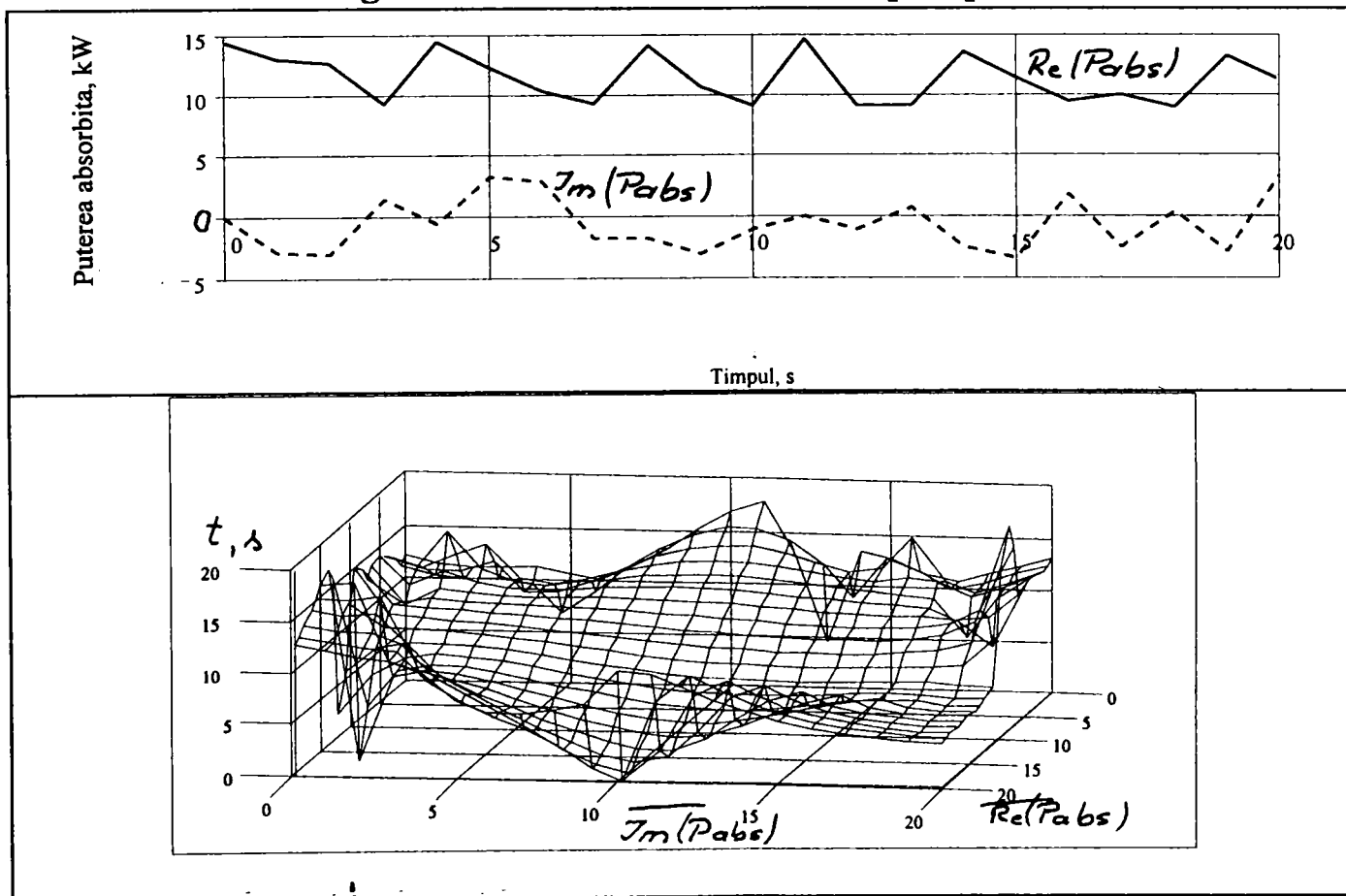


Fig. 4.30.d. Variatia puter absorb te

Studiul functionarii pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii

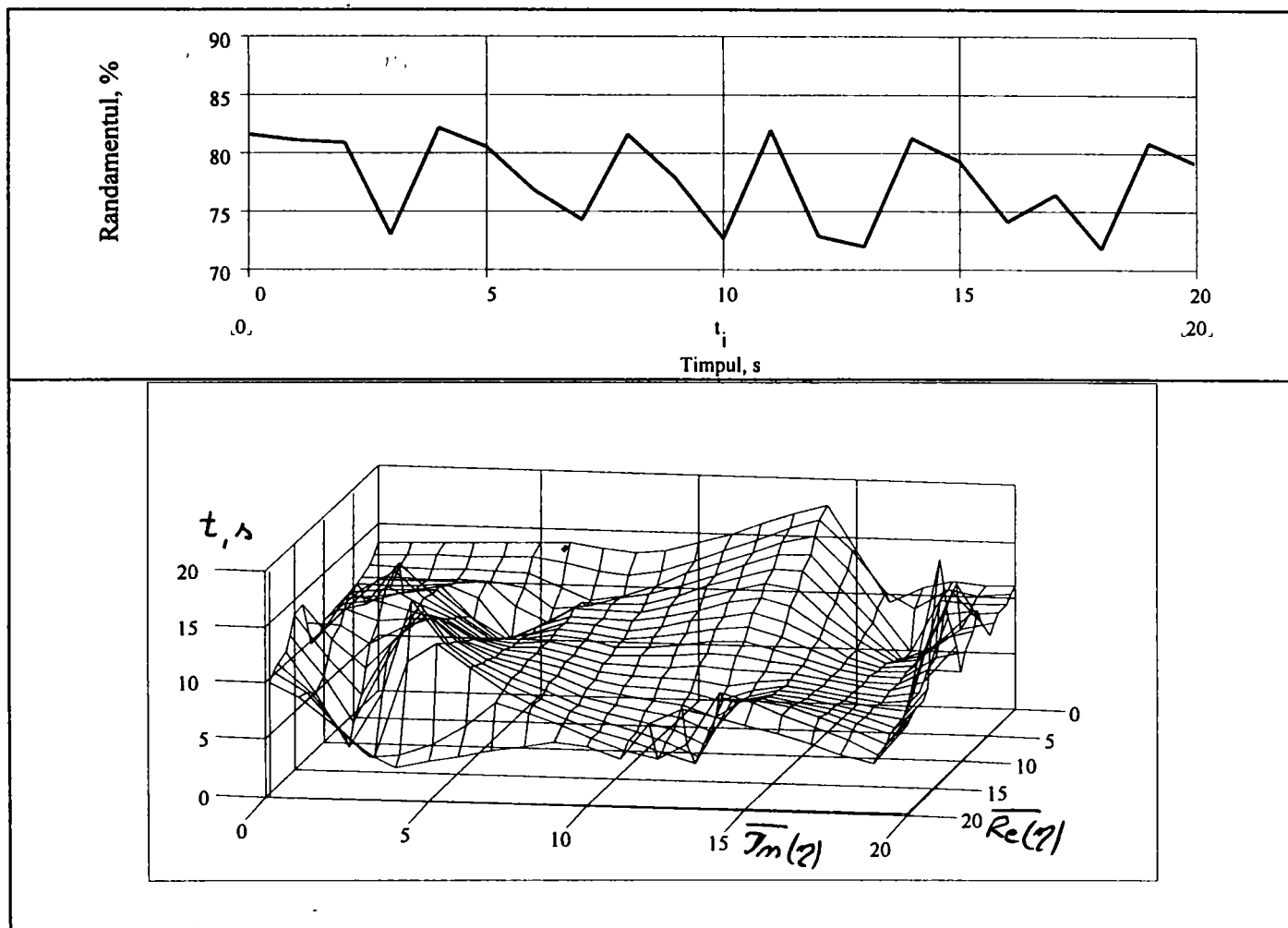


Fig. 4.30.e. Variatia randamentului

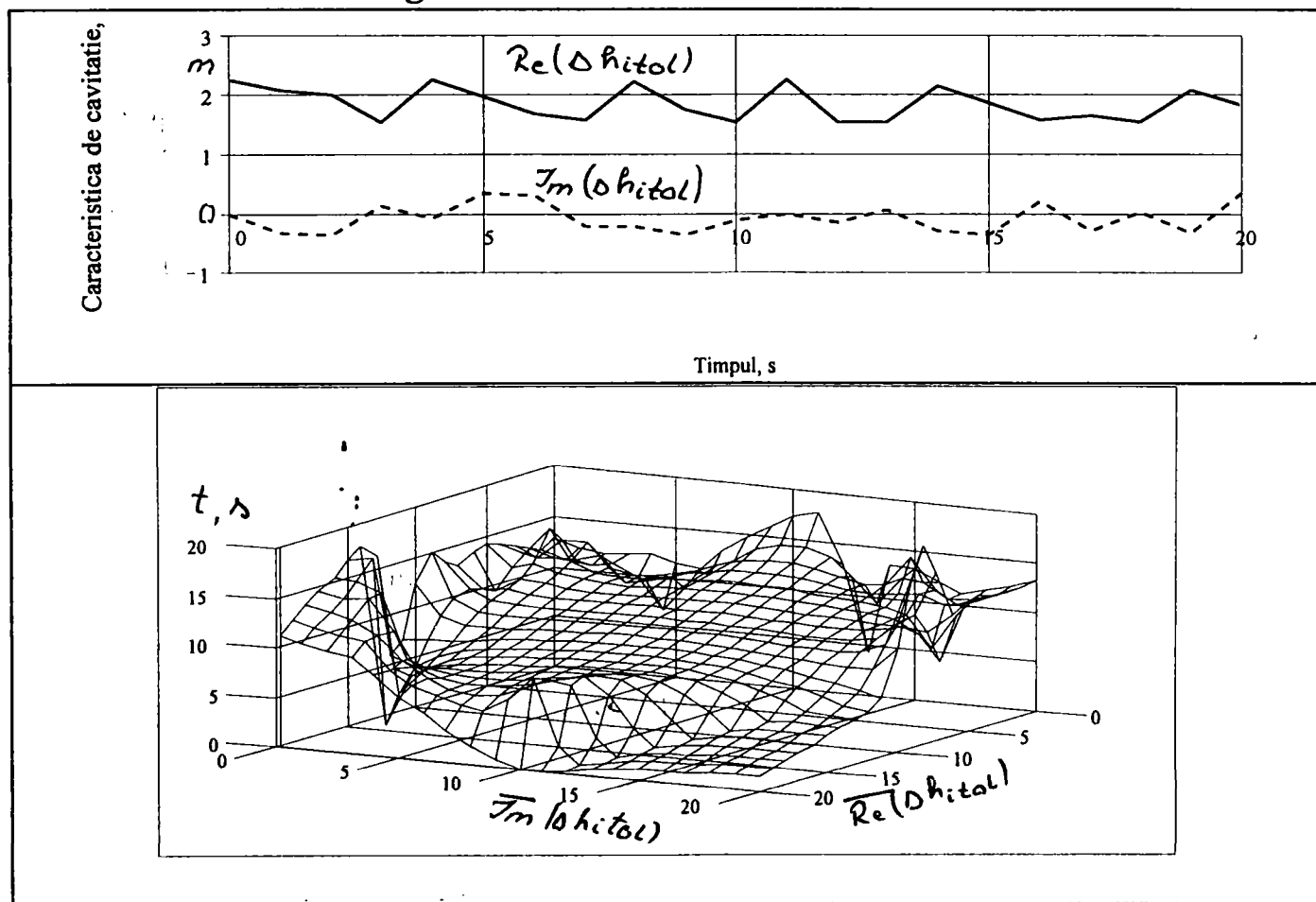
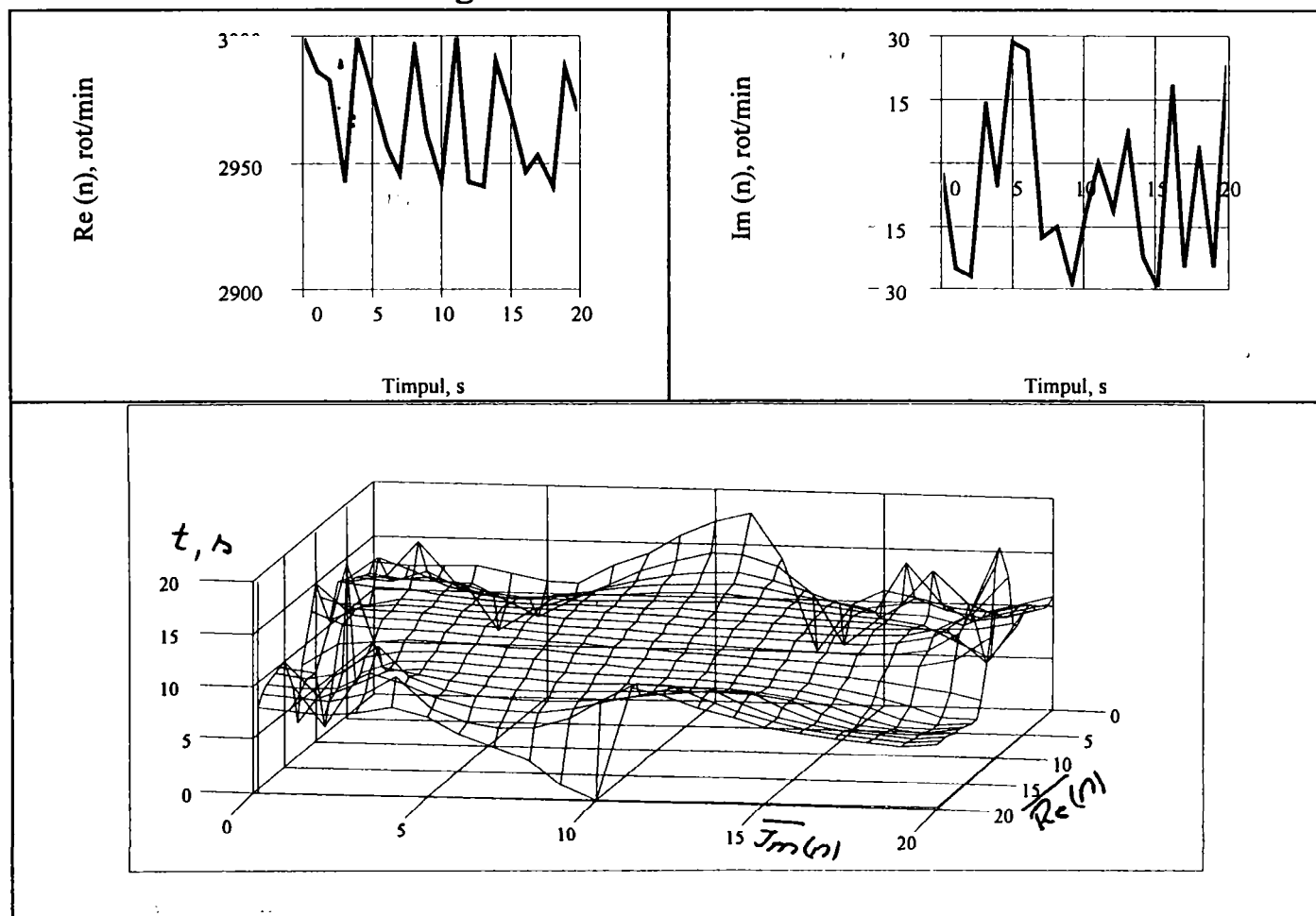
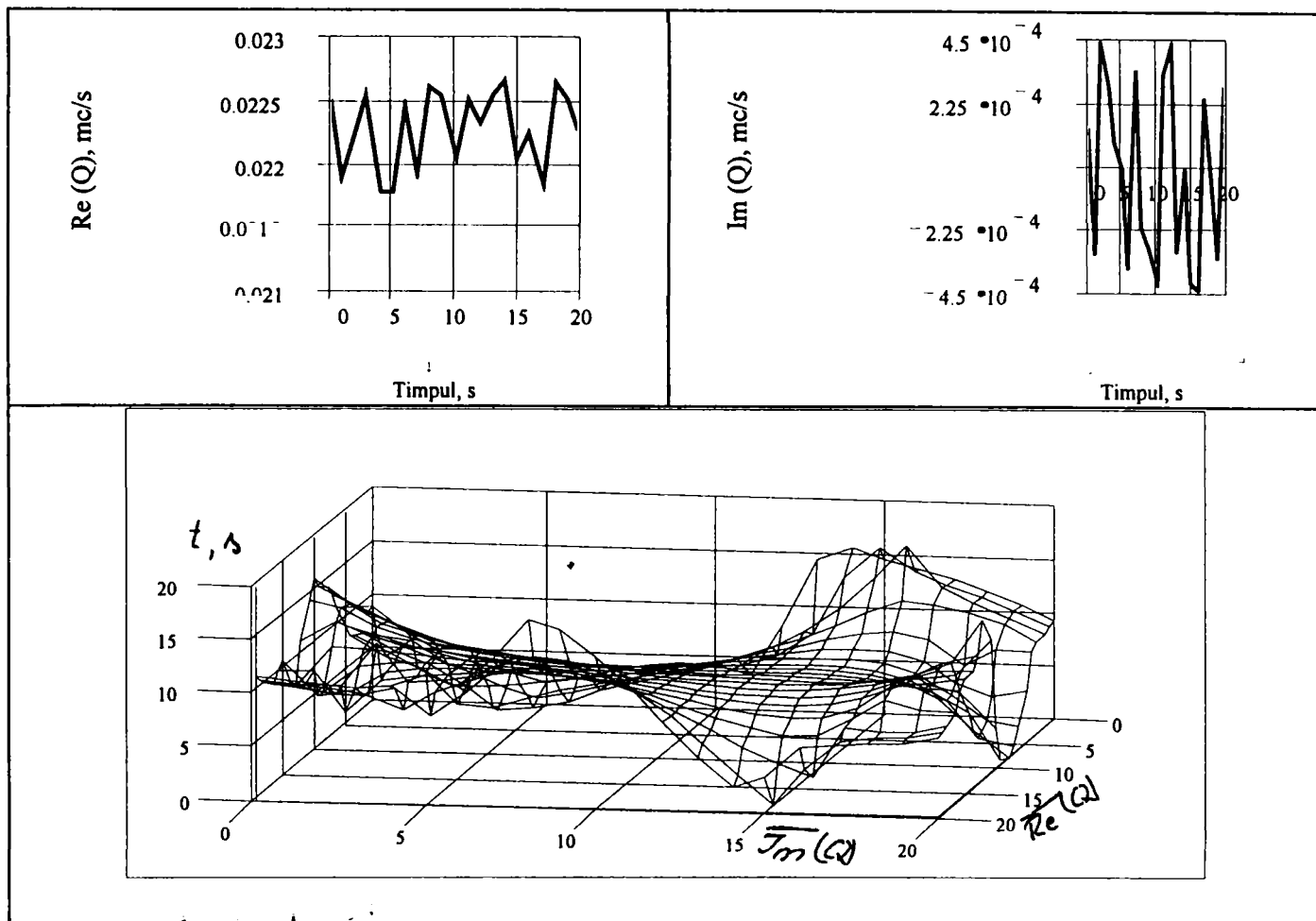


Fig. 4.30.f. Variatia caracteristicii de cavitate



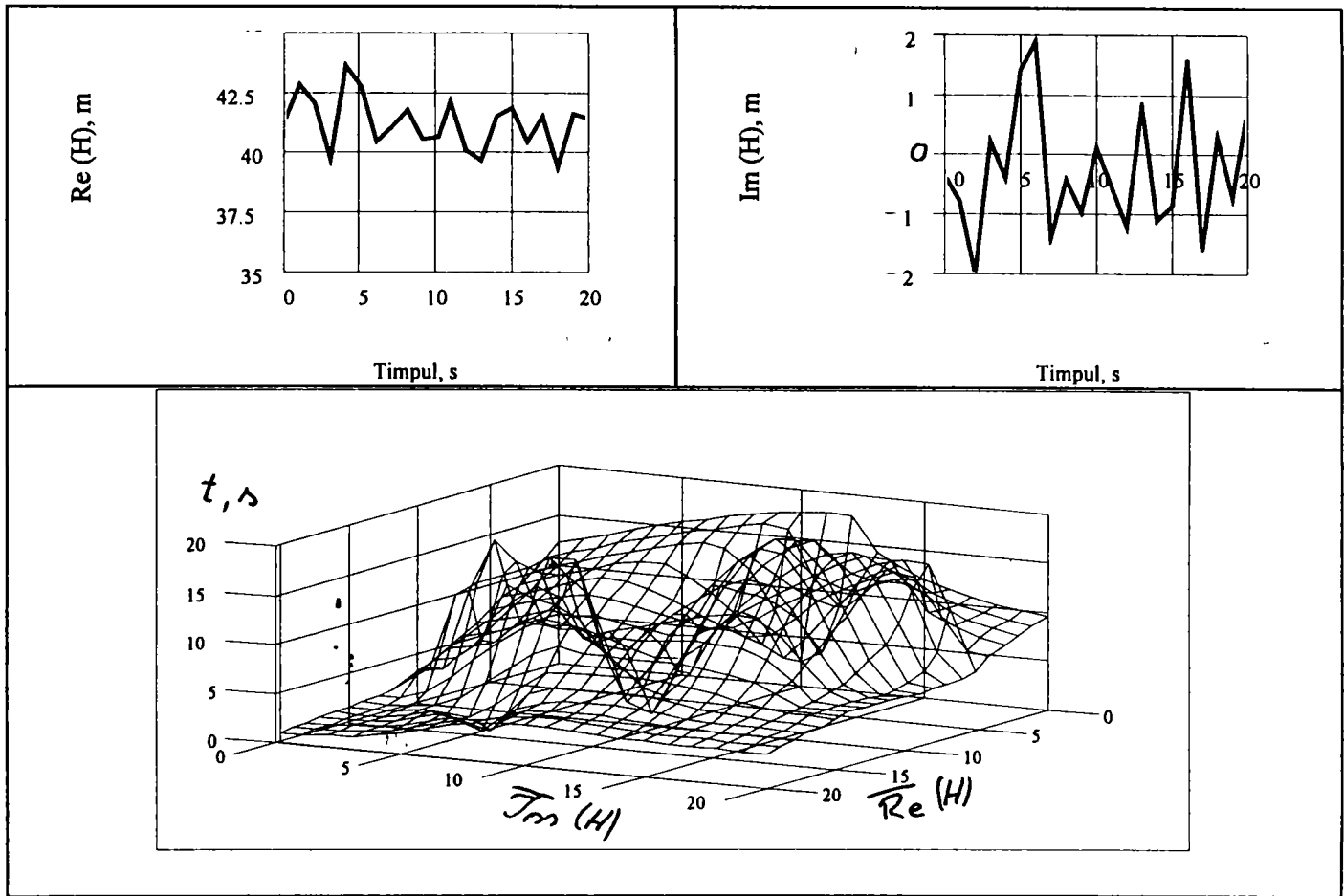


Fig. 4.31.c. Variatia inaltimii de pompare

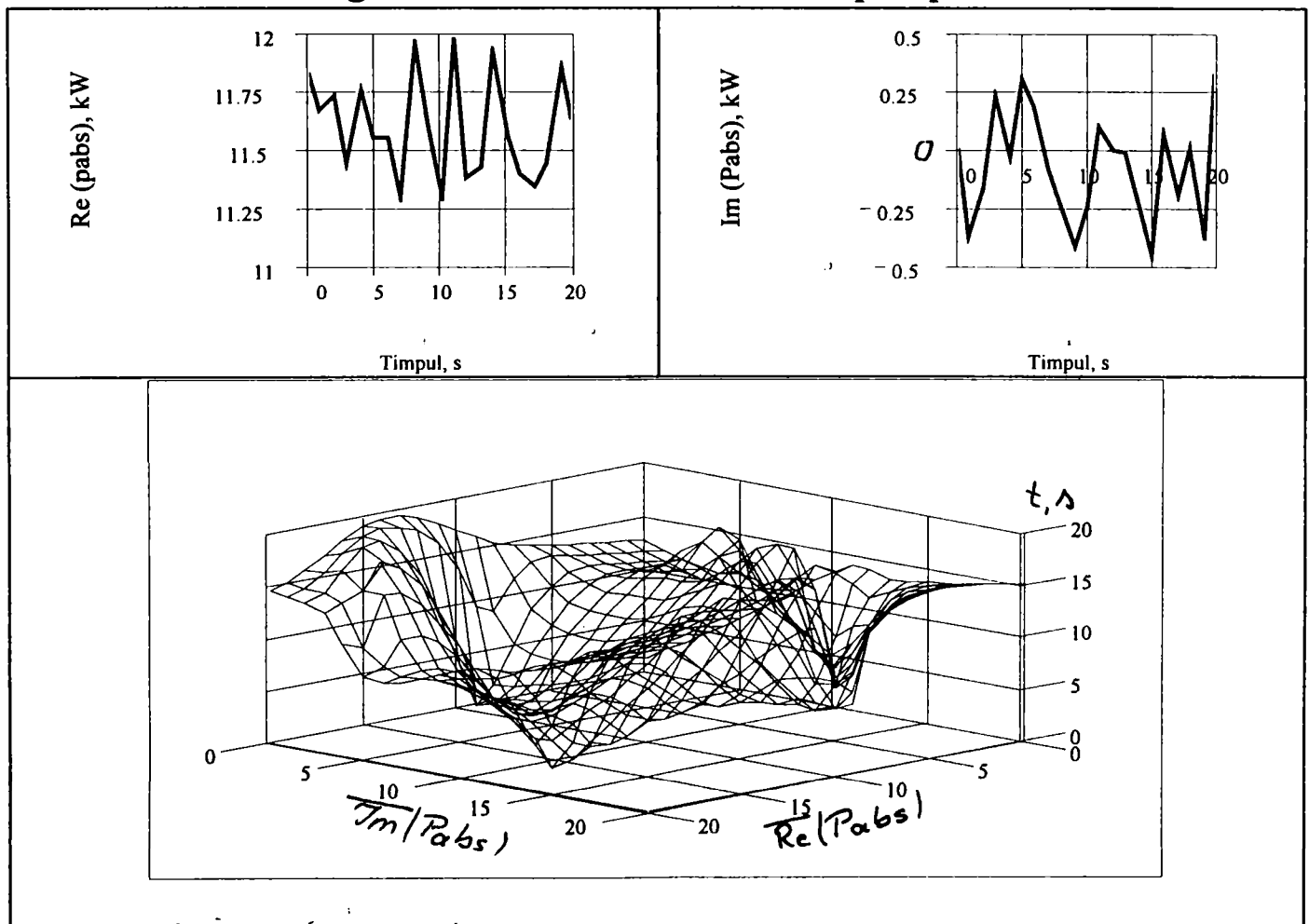


Fig. 4.31.d. Variatia puterii absorbite

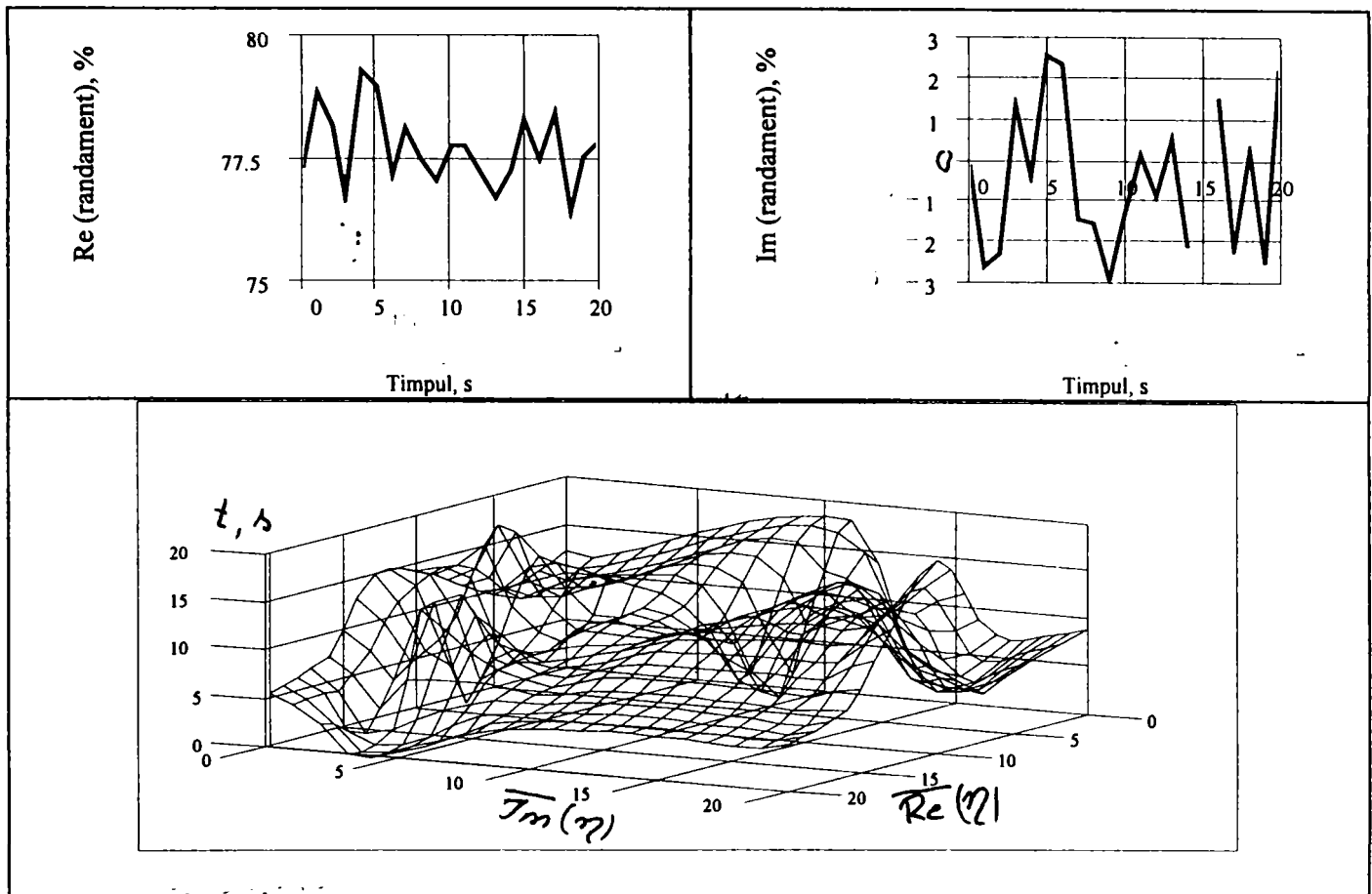


Fig. 4.31.e. Variatia randamentului

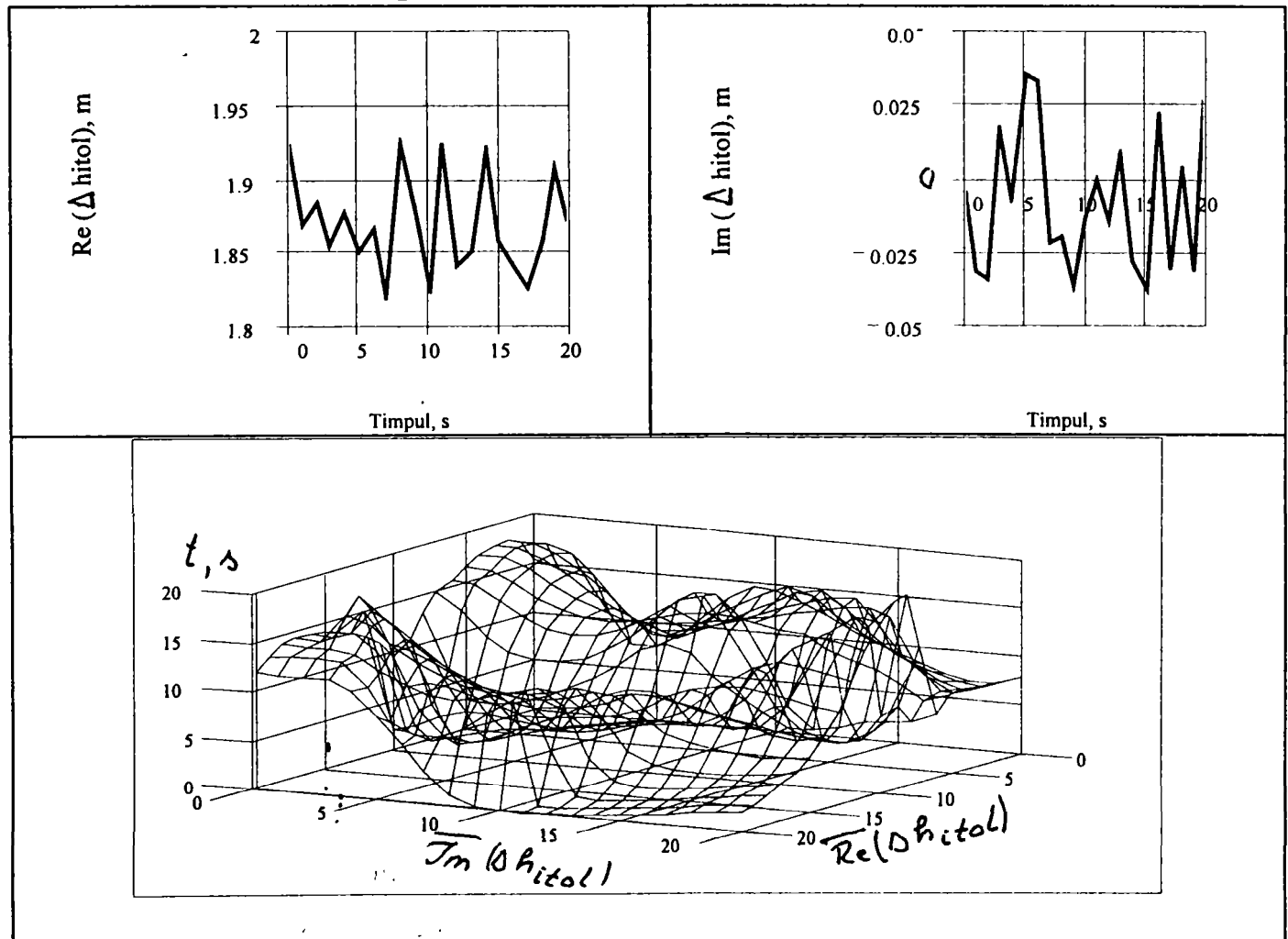


Fig. 4.31.f. Variatia caracteristicii de cavitate

4.3. Modelarea miscarii potentiale nestationare in prezenta unei retele de palete apartinand unei pompe centrifuge

4.3.1. Consideratii generale

In cadrul acestui paragraf voi analiza miscarea potentiala in prezenta unei retele de palete apartinand unei pompe centrifuge, evidentinand comportarea acesteia in regim de oprire.

Aceasta retea este, prin definitie, o retea circulara de palete, conform figurii 4.33. Profilul generic al retelei este definit ca un profil subtire, avand o distributie constanta a grosimii, cu bordul de atac rotunjit — dupa un arc de cerc sau un arc de elipsa — si bordul de fuga tesit.

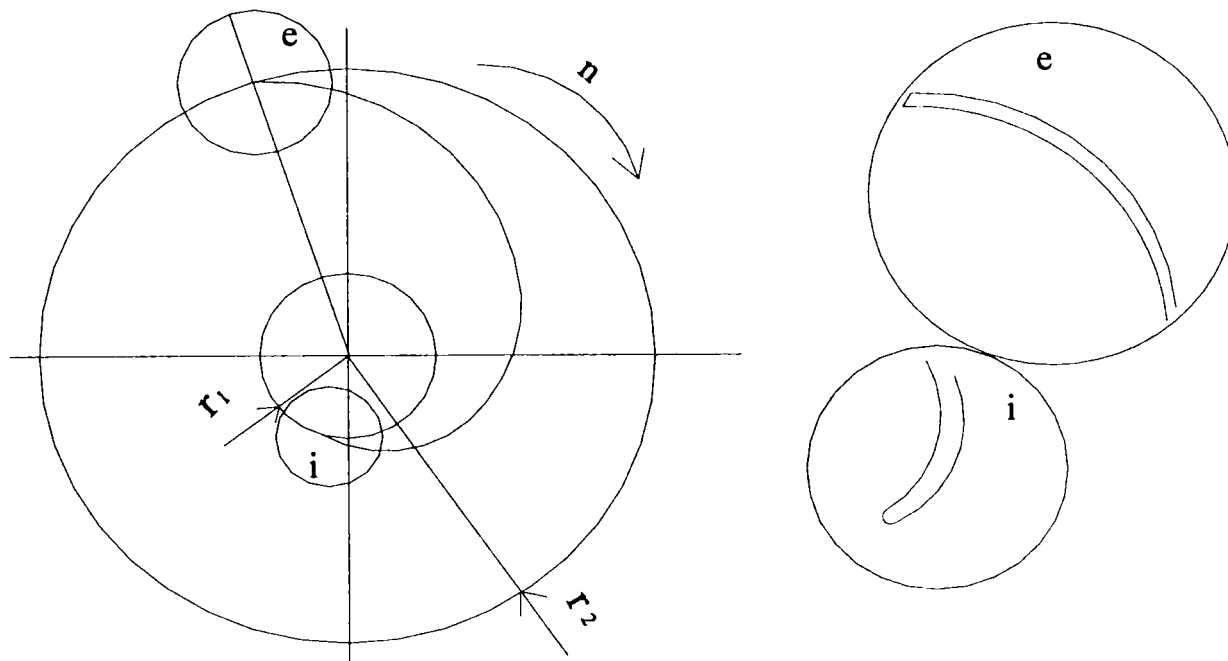


Fig. 4.33. Profilul generic al retelei circulare

4.3.2. Liniarizarea si incarcarea retelei

In acceptiunea consacrata [67], [98], voi presupune ca in conditii de functionare nepermanente, curba caracteristica a unei pompe centrifuge urmareste curba caracteristica determinata in regim permanent de functionare; voi presupune, de asemenea, ca:

- fluidul vehiculat de pompa este incompresibil si omogen,
- pompa functioneaza in regimuri indepartate de cavitate,
- curgerea prin rotor este axial - simetrica,
- intrarea in rotor este fara circulatie.

Elementele geometrice ale retelei sunt prezentate in figura 4.34.

Curgerea fluidului prin rotor se presupune a fi generata de o sursa de debit unitar $q(\tau)$, precum si de un tren de vartejuri legate situate pe profilul generic, avand intensitatea $\gamma(x,\tau)$, care genereaza circulatia pe profil, de un tren de

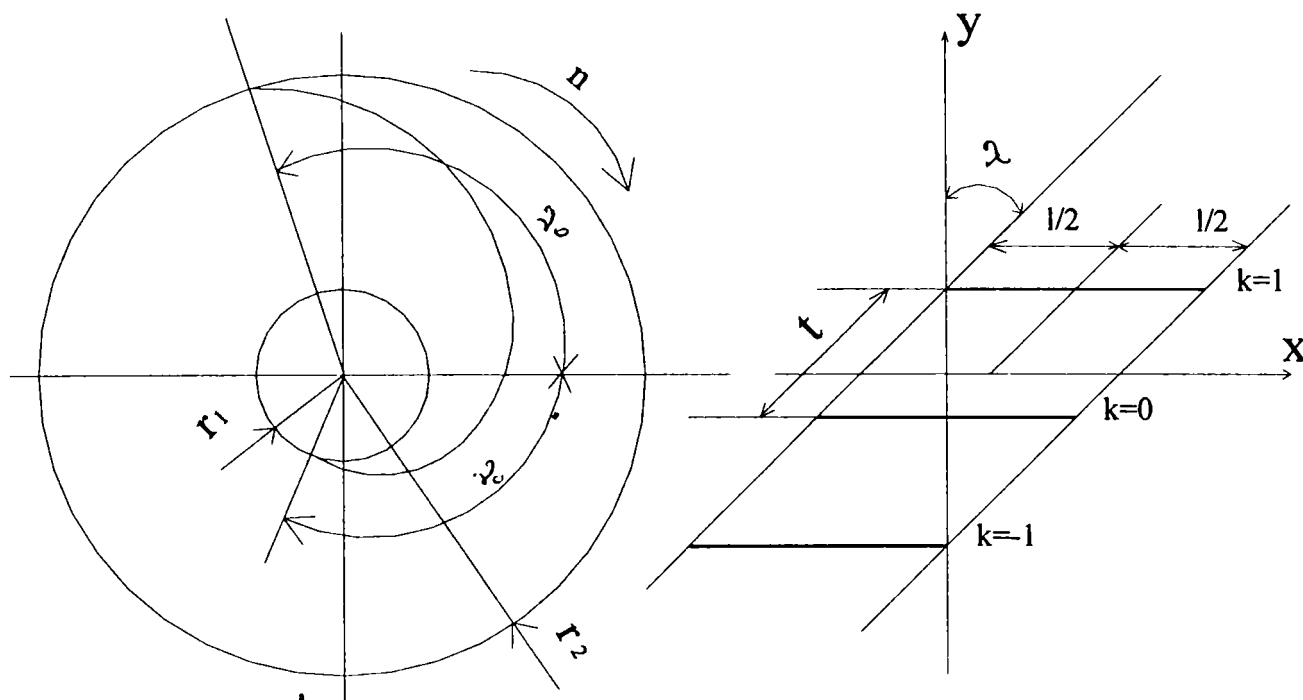


Fig. 4.34. Elementele geometrice ale rețelei

vartejuri libere de intensitate $\varepsilon(x,\tau)$ ($x < 1$) — situate la momentul temporal τ pe profil — si un tren de vartejuri libere de intensitate $\varepsilon(x,\tau)$, ($x > 1$), situate la momentul temporal τ in dera profilului, conform figurii 4.35.:

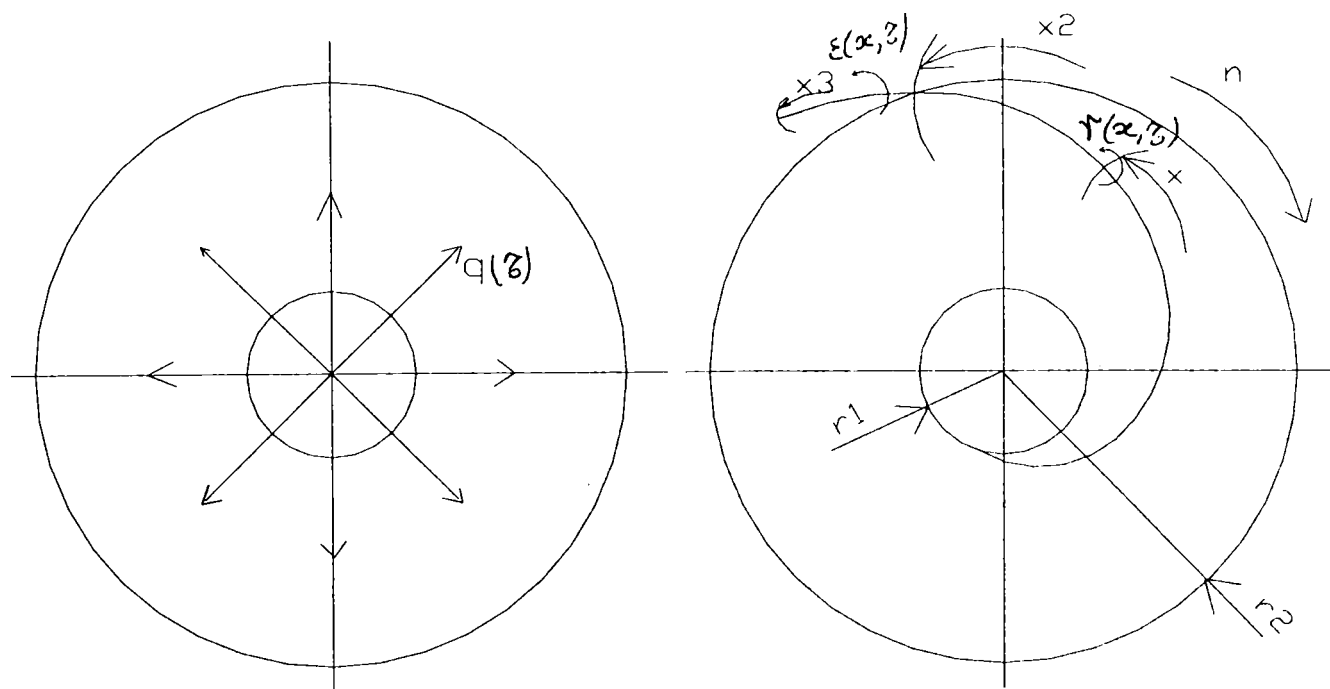


Fig. 4.35. Incarcarea paletii

In conformitate cu metoda Weinig [112], apeland si functia de transformare Sorensen, retea circulara se transforma intr-o retea liniara, coordonatele profilului curent k fiind date de:

$$\begin{cases} x = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\sin \beta \cdot \ln \frac{r}{\sqrt{r_1 \cdot r_2}} + \cos \beta \cdot (\nu + 2 \cdot k \cdot \pi) \right) \\ y = \frac{z \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left(-\cos \beta \cdot \ln \frac{r}{\sqrt{r_1 \cdot r_2}} + \sin \beta \cdot (\nu + 2 \cdot k \cdot \pi) \right) \end{cases}, \quad (4.127)$$

desimea retelei fiind data de:

$$\frac{1}{t} = \frac{z}{\pi} \cdot \left(0,5 \cdot \sin \beta \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + 0,5 \cdot \nu_0 \cdot \cos \beta \right), \quad (4.128)$$

in care

$$\beta = \arctg \left(\frac{1}{\nu_0} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \right), \quad (4.129)$$

z = numarul de palete si $t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$ = pasul retelei.

Vartejurile libere ε sunt definite prin teorema de conservare Helmholtz [93), {122]:

$$\varepsilon(x, \tau) = -\frac{1}{U} \cdot \frac{\partial \gamma(x, \tau)}{\partial \tau} \quad (4.130)$$

(in care $U \approx w_\infty$ = viteza de transport al vartejurilor libere) si se extind pana la raza:

$$r_3 = \sqrt{r_2^2 + \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^\tau q(\tau) \cdot d\tau} \quad (4.131)$$

Avand, coordonatele scheletului profilului, date de $x(\tau)$ si $y(\tau)$, coeficientii seriei Fourier cu care se poate descrie scheletul, vor fi dati de:

$$\begin{cases} A_0(\tau) = 2 \cdot \left(\operatorname{tg} \beta_{\infty}(\tau) - \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} \frac{\pi d y_f(\tau)}{d x} \cdot d \theta \right) \\ A_n(\tau) = \frac{4}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} \frac{\pi d y_f(\tau)}{d x} \cdot \cos(n \cdot \theta) \cdot d \theta \end{cases}, \quad (4.132)$$

iar circulațiile locale vor fi date de:

$$\gamma(x, \tau) = w_{\infty x}(\tau) \cdot \left(A_0(\tau) \cdot \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2} + \sum_{k=1}^n (A_n(\tau) \cdot \sin(k \cdot \theta)) \right) \quad (4.133)$$

Iar circulația pe profilul k va fi:

$$\Gamma(\tau) = \int_{x_1}^{x_2} \gamma(x, \tau) \cdot d x \quad (4.134)$$

4.3.3. Determinarea legii de variație a turatiei în timp

Turatia instantanee, ca funcție de timp și de punctul nominal de funcționare — considerat ca punct de funcționare în regim permanent — și notat cu indici “zero”, este data de

$$n(\tau) = 1 + \frac{n_0}{n_0 + \left(-\frac{900 \cdot g \cdot \rho}{\pi^2 \cdot J} \cdot \frac{Q_0 \cdot H_0}{n_0^3 \cdot \eta_0} \right) \cdot \tau} = 1 + \frac{n_0}{n_0 + K_0 \cdot \tau} \quad (4.135)$$

în care momentul de inerție al ansamblului rotitor a fost determinat pe cale experimentală ([39], [42]) $J = 0,8758129 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, în conformitate cu metodologia prezentată în paragraful 7.5. Din rezultatul obținut prin (4.135); rezulta imediat variația în timp a vitezei unghiulare, $\omega(\tau)$.

4.3.4. Determinarea variației înălțimii de pompare în timp

În conformitate cu observațiile din [60], [91], [113], înălțimea teoretică de pompare se considera că se poate descompune într-o componentă dinamică și o componentă statică:

$$H_t = H_{td} + H_{tst} \quad (4.136)$$

in care inaltimea teoretica statica de pompare este data de:

$$H_{tst}(\tau) = \frac{z}{2 \cdot \pi \cdot g} \cdot \left(v_0 \cdot \frac{d\Gamma(\tau)}{d\tau} - \frac{d}{d\tau} \int_{x_1}^{x_2} \gamma(x, \tau) \cdot v(x) \cdot dx \right) + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left(\left(\frac{q(\tau)}{2 \cdot \pi \cdot r_2} \right)^2 - \left(\frac{q(\tau)}{2 \cdot \pi \cdot r_1} \right)^2 - z \cdot \omega(\tau) \cdot \frac{d\Gamma(\tau)}{\pi} - \left(\frac{z}{2 \cdot \pi \cdot r_2} \cdot \Gamma(\tau) \right)^2 \right) \quad (4.137)$$

iar inaltimea teoretica dinamica de pompare este data de:

$$H_{td}(\tau) = \frac{1}{g} \cdot \left(\left(\frac{q(\tau)}{2 \cdot \pi \cdot r_2} \right)^2 - \left(\frac{q(\tau)}{2 \cdot \pi \cdot r_1} \right)^2 + \left(\frac{z \cdot \Gamma(\tau)}{2 \cdot \pi \cdot r_2} \right)^2 \right) \quad (4.138)$$

4.3.5. Determinarea variatiei debitului in timp

Variatia debitului ca functie de timp se obtine din rezolvarea ecuatiei:

$$\rho \cdot \frac{l_e}{S_0} \cdot \frac{dQ(\tau)}{d\tau} + \rho \cdot \frac{\zeta}{2} \cdot \left(\frac{Q(\tau)}{S_0} \right)^2 = p_t(\tau) = \rho \cdot g \cdot H_t(\tau) \quad (4.139)$$

in care: $Q(\tau) = q(\tau) \cdot b_2$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} = \text{aria nominala a sectiunii de intrare}$$

$$l_e = \int_0^L \frac{S_0}{S(x)} \cdot dx = \text{lungimea echivalenta a traseului interpaletar}$$

$$\zeta = \frac{\psi_0}{\varphi_0} = \text{coeficientul de pierderi, determinat din conditiile initiale:}$$

$$\psi_0 = \frac{H_{t0}}{\frac{u_2^2}{2 \cdot g}} \quad \text{si} \quad \varphi_0 = \frac{Q_0}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot u_2} \quad .$$

4.3.6. Modelare numerica

In urma calculelor efectuate, din (4.128) am obtinut $l/t = 2,7572809$, iar semiextinderea polara a paletii este, conform (4.129), $v_0 = 78,452377^\circ$.

Urmand, in continuare, metodologia expusa mai sus, am obtinut curbele prezentate in figura 4.36, astfel:

- curba "a" reprezinta curba caracteristica $H_t(Q_t)$, obtinuta cu ajutorul modelului (cvasi)static, dezvoltat in paragraful 4.1,
- curba "b" reprezinta curba caracteristica $H(Q)$, obtinuta cu ajutorul modelului (cvasi)static, dezvoltat in paragraful 4.1,
- curba "c" reprezinta variatia inaltimii teoretice de pompare in functie de debit pe perioada unui regim nepermanent generat de oprirea pompei, curba obtinuta utilizand modelul descris mai sus.

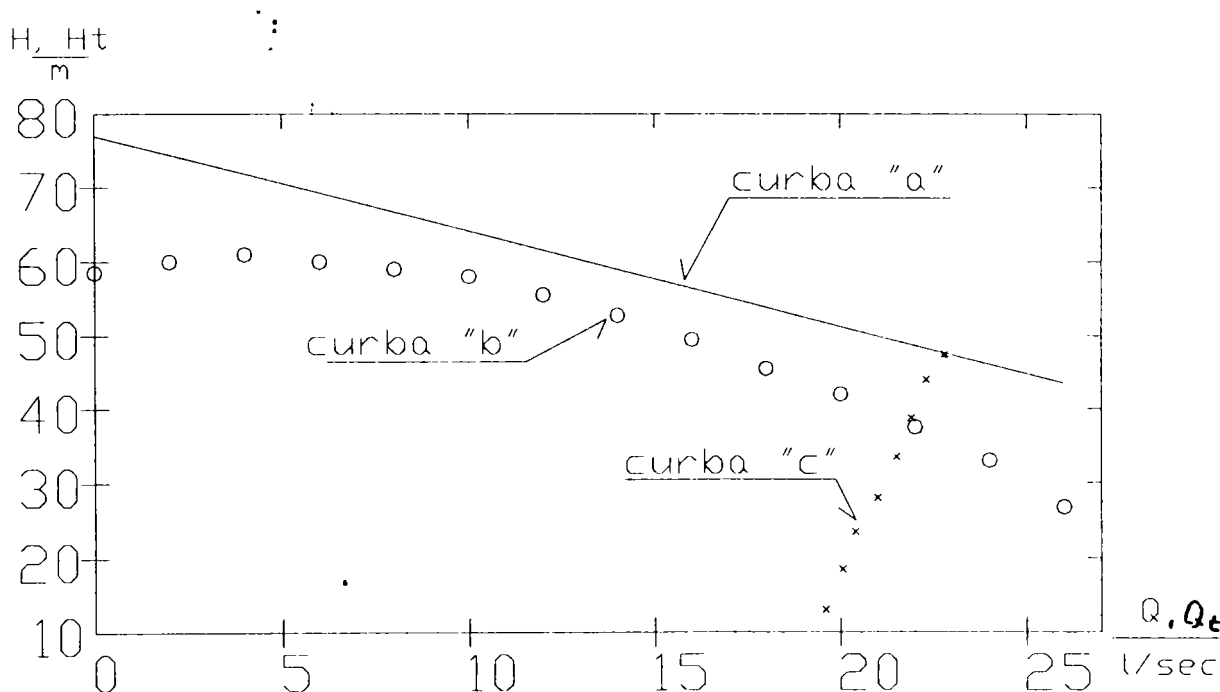


Fig. 4.36. Variatia inaltimii de pompare cu debitul, la oprirea pompei

4.4. Concluzii

In cadrul acestui capitol m-am concentrat asupra realizarii unor modele matematice cu ajutorul carora sa pot descrie comportarea pompei in diferite regimuri de functionare — urmarind, astfel sa creez o pompa virtuala.

Astfel:

- modelul prezentat in cadrul paragrafului 4.1. permite determinarea curbelor caracteristice ale pompei, in regimuri permanente de functionare, in-

cluzand si posibilitatea analizei modificarii performantelor energo - cavitation-ale ale pompei ca urmare a modificarii unor parametri geometrici;

- modelul prezentat in cadrul paragrafului 4.2. permite determinarea curbelor caracteristice ale pompei in conditiile in care unii parametri sunt functie de timp, mai exact sunt afectati de o anumita perturbatie avand o frecventa determinata, f ;

- modelul prezentat in paragraful 4.3. permite determinarea variatiei in- altimii teoretice de pompare in timp, respectiv cu debitul, impunand o anumita variatiei a circulatiei in jurul profilelor care definesc reseaua de palete.

Fiecare din aceste modele este insotit de experimente numerice, dove- dind, astfel, valabilitatea acestora.,

CAPITOLUL 5

**STUDIUL FUNCTIONARII POMPELOR CENTRIFUGE
IN REGIMURI TRANZITORII
CU AJUTORUL MATRICILOR DE TRANSFER**

**5.1. Matrici de transfer
utilizate in studiul functionarii pompelor in regimuri tranzitorii**

In regimuri de functionare in care cavitatea nu apare, sau apare eventual in mod accidental, o pompa centrifuga poate fi considerata drept un cvadripol informational [13], caracterizat prin marimile prezentate in figura 5.1. :

- viteza unghiulara, ω ,
- momentul (cuplul) la arborele pompei, M ,
- debitul volumic, Q ,
- inaltimea de pompare, H .

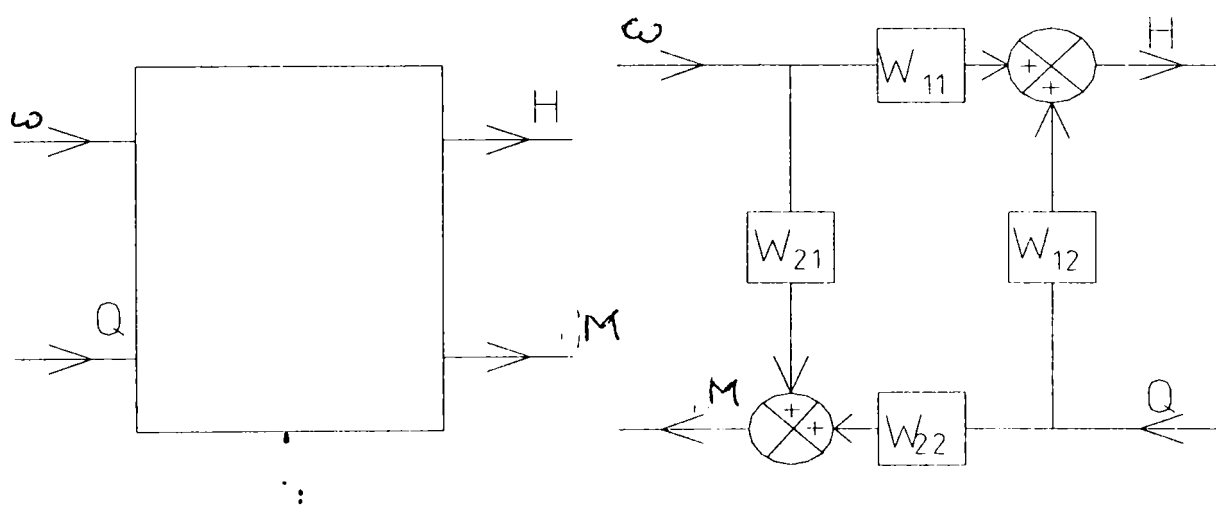


Fig. 5.1. Scheme de aproximare a pompei cu un cvadripol informational

Corespondentul matematic al acestui model se constituie printr-o relatie matriciala de forma:

$$\begin{bmatrix} H \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega \\ Q \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

unde matricea $\begin{bmatrix} W_{ij} \end{bmatrix}$, ($i, j = 1,2$) reprezinta **matricea functiilor de transfer**, elementele ei exprimand modul de traducere a informatiilor in pompa in ceea ce priveste amplificarea si intarzierea semnalului.

Interpretarea elementelor matricii de transfer va fi data de:

- W_{11} = panta curbei $H(\omega)$, la debit constant,
- W_{12} = panta curbei $H(Q)$, la viteza unghiulara (turatie) constanta,
- W_{21} = panta curbei $M(\omega)$, la inaltime de pompare constanta,
- W_{22} = panta curbei $M(Q)$, la viteza unghiulara (turatie) constanta.

Fata de acest model general, se pot, de asemenea construi si alte variante de matrici de transfer.

Utilizand coeficienti adimensionali, relatia (5.1) poate fi scrisa sub forma data de ([20]):

$$\begin{bmatrix} \psi_r - \psi_a \\ \bar{m}_r - \bar{m}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W1_{11} & W1_{12} \\ W1_{21} & W1_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_a \\ \bar{m}_a \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

unde cu indicii "a" respectiv "r" s-au notat intrarea si respectiv iesirea din pompa, iar elementele matricii de transfer au semnificatia:

- $W1_{11}$ = panta curbei $(\psi_r - \psi_a) = f(\psi_a)$, la viteza unghiulara (turatie) constanta,
- $W1_{12}$ = panta curbei $(\psi_r - \psi_a) = f(\bar{m}_a)$, respectiv panta curbei $H(Q)$,
- $W1_{21}$ = panta curbei $(\bar{m}_r - \bar{m}_a) = f(\psi_a)$, la valori constante ale debitului masic adimensional la aspiratie, \bar{m}_a ,
- $W1_{22}$ = panta curbei $(\bar{m}_r - \bar{m}_a) = f(\bar{m}_a)$, la valori constante ale presiunii adimensionale la aspiratie, ψ_a .

Marimile adimensionale sunt date de:

$$\begin{cases} \bar{m}_{r,a} = \frac{\dot{m}_{r,a}}{\rho \cdot S_2 \cdot u_2} \\ \psi_{r,a} = \frac{2 \cdot p_{r,a}}{u_2 \cdot \rho} \end{cases} \quad (5.3)$$

In ambele cazuri discutate anterior trebuie remarcat faptul ca daca pompa functioneaza in regimuri indepartate de regimul de functionare in cavitate, respectiv daca se pot neglija compresibilitatea lichidului vehiculat si compleanta structurala, atunci : $W_{21} = 0$ si $W_{22} = 0$, respectiv $W_{12} = 0$ si $W_{11} = 0$

In cazul in care se doreste analizarea simultana si a influentei turatiei, respectiv a fluctuatiilor turatiei, relatia de tipul (5.1) se scrie sub forma :

$$\begin{bmatrix} \psi_r - \psi_a \\ \dot{m}_r - \dot{m}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{211} & W_{212} & W_{213} \\ W_{221} & W_{222} & W_{223} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_a \\ \dot{m}_a \\ \bar{\omega} \end{bmatrix} , \quad (5.4)$$

in care $\bar{\omega} = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}$ reprezinta fluctuatia vitezei unghiulare, raportata la valoarea medie a acesteia in punctul nominal, presupus stationar.

Componentele matricii de transfer $[W_{2ij}]$, (i, j = 1, 2) se obtin asemanator metodologiei descrise mai sus.

Celelalte doua componente ale matricii de transfer din (5.4) vor fi date de : W_{213} = reprezinta panta curbei $(\psi_r - \psi_a) = f(\omega)$, la valori constante ale ψ_a si \dot{m}_a ,

W_{223} = reprezinta panta curbei $(\dot{m}_r - \dot{m}_a) = f(\omega)$, la valori constante ale ψ_a si \dot{m}_a .

Pentru cazul in care se admite o anumita cantitate de aer dizolvat in lichidul vehiculat, sau functionarea pompei in regimuri cavitationale, se poate scrie o relatie de tipul :

$$\begin{bmatrix} \psi_r - \psi_a \\ \dot{m}_r - \dot{m}_a \\ \mu_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{311} & W_{312} & W_{313} \\ W_{321} & W_{322} & W_{323} \\ W_{331} & W_{332} & W_{333} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi_a \\ \dot{m}_a \\ \bar{\omega} \end{bmatrix} , \quad (5.5)$$

in care

$$\mu_r = \frac{\Delta M_r}{M_{r0}} \quad (5.6)$$

Semnificatia elementelor matricii de transfer $[W_{3_{ij}}]$, ($i, j = 1, 2$) este :

- $W_{3_{11}}$ = **amplificarea de presiune**, respectiv raportul fluctuatiilor cresterii totale de presiune prin pompa, fata de presiunea de la aspiratie (de la intrarea in pompa). Partea reala a acestei componente, $Re(W_{3_{11}})$, **reprezinta coeficientul de amplificare dinamica de presiune** a pompei; pentru cazul vitezei unghiulare constante, acest coeficient are semnificatia fizica a pantei curbei $H(p_a)$, determina la turatie constanta. Partea imaginara, $Im(W_{3_{11}})$ reprezinta **intarzierea** in transmiterea **informatiei referitoare la presiune** prin pompa

- $W_{3_{12}}$ = **impedanta inductiva a pompei**, luata cu semn schimbat, respectiv raportul dintre fluctuatiile cresterii de presiune prin pompa si debitul masic de la aspiratie (de la intrarea in pompa). Partea reala, $Re(W_{3_{12}})$, reprezinta **rezistenta adimensionala** a pompei, luata cu semn schimbat ;in valori absolute/dimensionale, rezistenta pompei este data de:

$$R = -\frac{\Delta(p_r - p_a)}{\dot{m}_a} = -\frac{\rho \cdot g \cdot H}{(\rho \cdot Q)_a} \quad ; \quad (5.7)$$

pentru frecvente scazute ale perturbatiei, rezistenta R are interpretarea fizica de panta a curbei cresterii de presiune in functie de debitul masic de la aspiratie (intrarea pompei), respectiv tangenta la curba $H(Q)$ determinata la turatie constanta; se obtine, din (5.7):

$$Re(W_{3_{12}}) = -\frac{2 \cdot R \cdot S_a}{u_2} \quad ; \quad (5.8)$$

componenta imaginara, $Im(W_{3_{12}})$ defineste inertanta adimensionala, fiind un factor inertial ;

- $W_{3_{13}}$ reprezinta un termen care **coreleaza fluctuatiile diferentei de presiune realizate de pompa cu fluctuatiile vitezei unghiulare / a turatiei**. Partea reala, $Re(W_{3_{13}})$ se obtine ca tangenta curbei $H(\omega)$, determinata in conditiile unor frecvente scazute ale perturbatiilor. Componenta imaginara, $Im(W_{3_{13}})$ reprezinta intarzierea pompei ;

- W_{21}^3 = reprezinta un termen care se obtine din raportul dintre diferenta fluctuatiilor debitelor masice de la refulare (iesirea din pompa) si aspiratie (intrarea in pompa) si fluctuatia presiunii de la aspiratie. Partea sa reala, $Re(W_{21}^3)$ reprezinta **compactitatea pompei**, care se considera egala cu zero in cazul regimurilor energetice sau in cazul unor perturbatii mici, iar partea imaginara, $Im(W_{21}^3)$ reprezinta **compleanta propriu-zisa** ;

- W_{22}^3 = reprezinta un termen care defineste amplificarea debitului masic realizata de pompa. Componentele sale reala si imaginara au sens fizic doar :

- la functionarea in regimuri de cavitate
- la functionarea cu medi de lucru bifazice
- la aparitia unor pulsatii cu frecvente ridicate a marimilor care le

definesc;

- W_{23}^3 = reprezinta un termen definit de raportul dintre fluctuatiile debitului masic de la refulare si aspiratie si fluctuatia turatiei/vitezei unghiulare .Reprezinta **amplificarea, respectiv intarzierea fluctuatiilor debitelor masice si ale turatiei** :

- W_{3k}^3 ($k = \overline{1,3}$) = reprezinta termeni care ofera informatii asupra **amplificarii, respectiv intarzierii unghiulare** a marimilor energetice de la aspiratie (presiune; debit masic) si a turatiei in raport cu momentul 'cuplul) de torsiune absorbit/solicitat de pompa.

In cazul in care compresibilitatea lichidului vehiculat este mica, iar rigiditatea pompei este [foarte] mare, la functionarea in regimuri energetice, termenii $W_{11}^3 = 0$, $W_{21}^3 = 0$ si $W_{22}^3 = 0$. La functionarea in regim stationar, sau in cazul unor frecvente scazute de fluctuatie a parametrilor, componentele imaginare ale matricii de transfer $[W_{ij}^3]$ sunt nule.

In cele de mai sus, am considerat ca marimile caracteristice sunt functii de timp ([13], [52], [53]), variabile in jurul valorii medii corespunzatoare punctului nominal corespunzator functionarii unui regim permanent/stationar. Asemnator celor prezentate in paragraful 4.2., voi considera :

- debitul volumic vehiculat de pompa va fi :

$$Q = Q_0 + q \cdot \exp\left(2 \cdot \pi \cdot f_Q \cdot t \cdot i\right) \quad ; \quad (5.9)$$

- viteza unghiulara va fi :

$$\omega = \omega_0 + \Omega \cdot \exp\left(2 \cdot \pi \cdot f_\omega \cdot t \cdot i\right) \quad ; \quad (5.10)$$

- presiunea va fi :

$$p_{a/r} = p_{0 a/r} + p_{e a/r} \cdot \exp\left(2 \cdot \pi \cdot f_{p a/r} \cdot t \cdot i\right) \quad , \quad (5.11)$$

in care p_e este , amplitudinea pulsatiilor de presiune in jurul valorii corespunzatoare regimului permanent p_0 , iar indicii "a" sau "r" se refera la presiunea de la aspiratie sau de la refulare;

- momentul va fi dat de :

$$M = M_0 + \mu \cdot \exp\left(2 \cdot \pi \cdot f_M \cdot t \cdot i\right) \quad . \quad (5.12)$$

In figurile 5.2...5.5. sunt prezentate, conform masuratorilor efectuate in [13] si [17], semnificatia fizica a marimilor Ω , p_0 si μ .

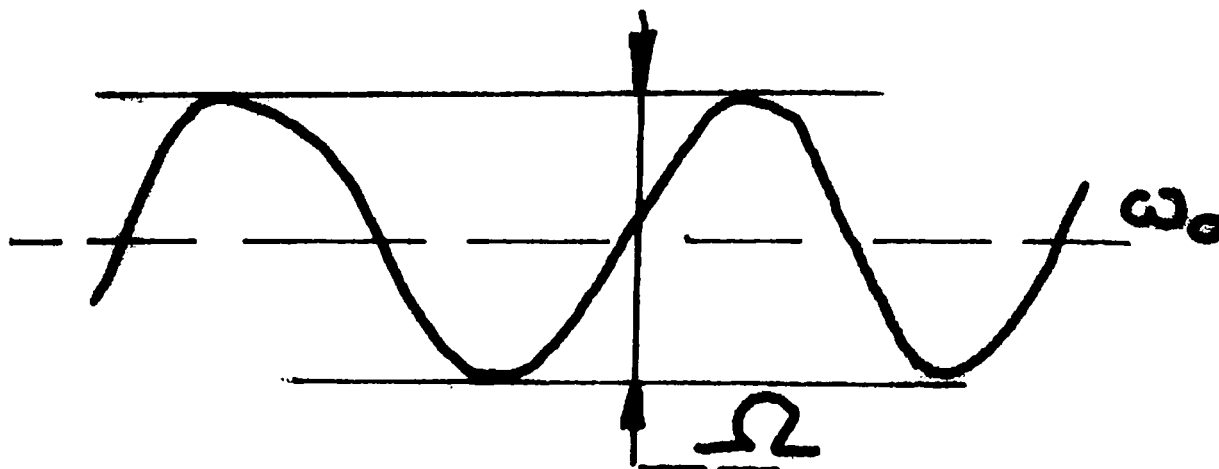


Fig. 5.2. Pulsatia vitezei unghiulare, conform [13]

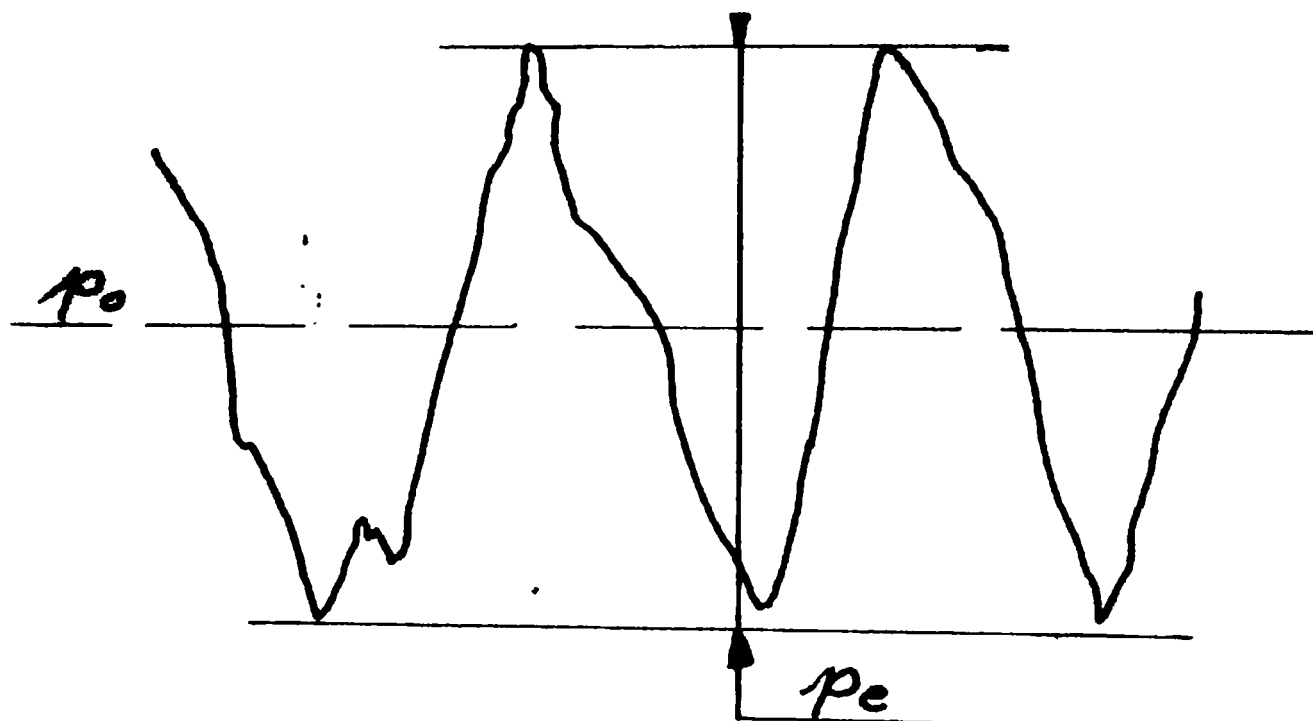


Fig. 5.3. Pulsatia presiunii de la refulare, conform [13]

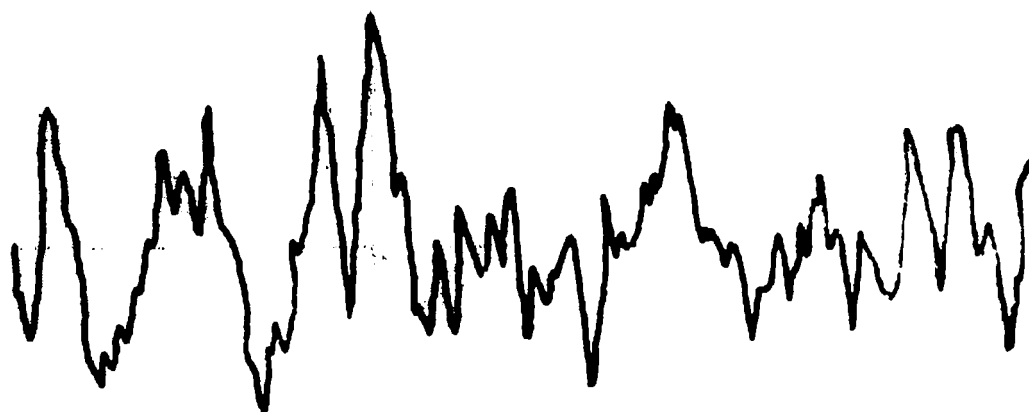


Fig. 5.4. Pulsatia presiunii de la aspiratie, conform, [17]

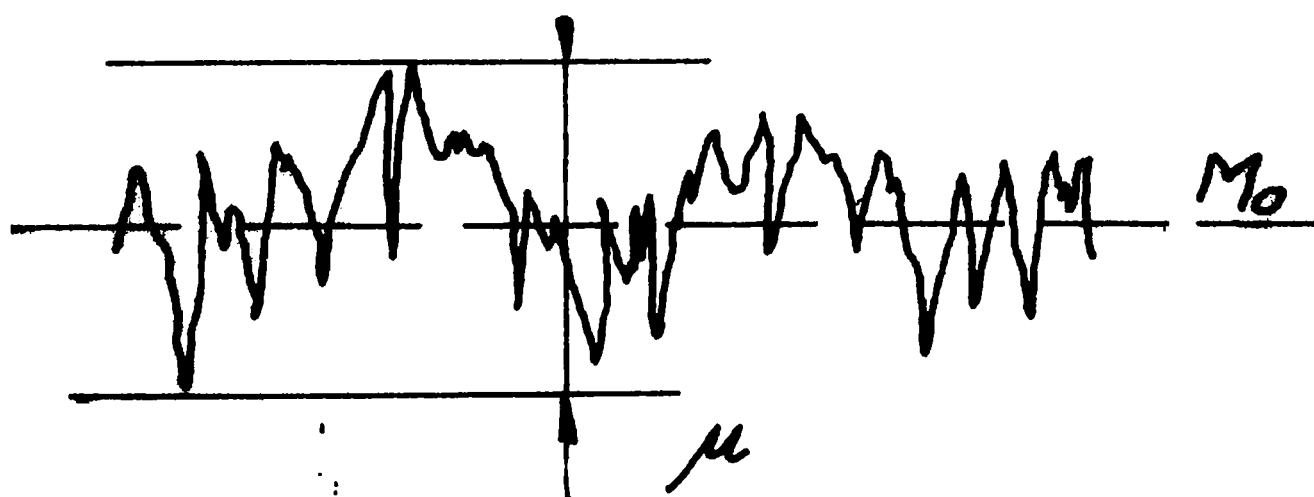


Fig. 5.5. Pulsatia momentului la arborele pompei, conform [13]

5.2. Model analitic pentru matricea de transfer a unei pompe centrifuge

5.2.1. Prelungirea modelului matricii de transfer "clasice"

Utilizand modelul teoretic prezentat in paragraful 4.1. si definitia matricii de transfer a unei pompe centrifuge, asa cum a fost prezentata in paragraful 5.1., ([12], [20], [53], [75], [104]) **definesc** relatia matriciala:

$$\begin{bmatrix} H \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega \\ Q \end{bmatrix} , \quad (5.13)$$

in care :

$$\begin{cases} W_{11} = \frac{H}{\omega} ; & W_{12} = \frac{H}{Q} \\ W_{21} = \frac{M}{\omega} ; & W_{22} = \frac{M}{Q} \end{cases} . \quad (5.14)$$

Utilizand, asa cum am precizat, rezultatele obtinute in paragraful 4.1. si 4.2 folosind dezvoltarile prezentate in (5.9) ... (5.12), am presupus variatii de tipul :

- pentru viteza unghiulara am admis o relatie de tipul (4.77) :

$$\omega = \omega_0 + \Omega \cdot \exp (2 \cdot \omega \cdot f_{\omega} \cdot t \cdot i) , \quad (5.15)$$

- pentru debit o relatie de tipul (4.78) :

$$Q = Q_0 + q \cdot \exp ((2 \cdot \omega \cdot f_Q \cdot t + \delta_Q) \cdot i) , \quad (5.16)$$

- pentru moment :

$$M = M_0 + \mu \cdot \exp ((2 \cdot \omega \cdot f_M \cdot t + \delta_M) \cdot i) . \quad (5.17)$$

Relatiile (5.15) ... (5.17) se dezvolta, folosind notatiile:

$$\begin{cases} \varphi_{\omega} = 2 \cdot \pi \cdot t \cdot f_{\omega} \\ \varphi_Q = 2 \cdot \pi \cdot f_Q \cdot t + \delta_Q \\ \varphi_M = 2 \cdot \pi \cdot f_M \cdot t + \delta_M \end{cases} \quad (5.18)$$

si relatia Euler :

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(\omega) = \operatorname{reo} = \omega_0 + \Omega \cdot \cos \varphi_{\omega} \\ \operatorname{Im}(\omega) = \operatorname{imo} = \Omega \cdot \sin \varphi_{\omega} \end{cases}, \quad (5.19)$$

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(Q) = \operatorname{req} = Q_0 + q \cdot \cos \varphi_q \\ \operatorname{Im}(Q) = \operatorname{imq} = q \cdot \sin \varphi_q \end{cases}, \quad (5.20)$$

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(M) = \operatorname{rem} = M_0 + \mu \cdot \cos \varphi_M \\ \operatorname{Im}(M) = \operatorname{imm} = \mu \cdot \sin \varphi_M \end{cases}; \quad (5.21)$$

din motive de comoditate, nu voi folosi pentru moment dezvoltarile din relatia (5.21), ci relatia de definitie a momentului, in functie de putere si viteza unghiulara $M = \frac{P_{abs}}{\omega}$, respectiv dezvoltarile :

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(M) = \frac{p_{abs} r \cdot \operatorname{reo} + p_{abs} i \cdot \operatorname{imo}}{\operatorname{reo}^2 + \operatorname{imo}^2} \\ \operatorname{Im}(M) = \frac{p_{abs} i \cdot \operatorname{reo} + p_{abs} r \cdot \operatorname{imo}}{\operatorname{reo}^2 + \operatorname{imo}^2} \end{cases}, \quad (5.22)$$

in care s-au folosit notatiile din paragraful 4.2.

Cu acestea, si utilizand rezultatele si notatiile din paragraful 4.2., functiile de transfer definite in (5.14) devin :

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(W_{11}) = \frac{h_r \cdot \operatorname{reo} + h_i \cdot \operatorname{imo}}{\operatorname{reo}^2 + \operatorname{imo}^2} \\ \operatorname{Im}(W_{11}) = \frac{h_i \cdot \operatorname{reo} - h_r \cdot \operatorname{imo}}{\operatorname{reo}^2 + \operatorname{imo}^2} \end{cases}, \quad (5.23)$$

$$\begin{cases} \text{Re (W12)} = \frac{hr \cdot \text{req} + hi \cdot \text{imq}}{\text{req}^2 + \text{imq}^2} \\ \text{Im (W12)} = \frac{hi \cdot \text{req} - hr \cdot \text{imq}}{\text{req}^2 + \text{imq}^2} \end{cases}, \quad (5.24)$$

$$\begin{cases} \text{Re (W21)} = \frac{\text{pabs r} \cdot (\text{reo}^2 - \text{imo}^2) + 2 \cdot \text{pabs i} \cdot \text{reo} \cdot \text{imo}}{(\text{reo}^2 - \text{imo}^2)^2 + 4 \cdot \text{reo}^2 \cdot \text{imo}^2} \\ \text{Im (W21)} = \frac{\text{pabs i} \cdot (\text{reo}^2 - \text{imo}^2) - 2 \cdot \text{pabs r} \cdot \text{reo} \cdot \text{imo}}{(\text{reo}^2 - \text{imo}^2)^2 + 4 \cdot \text{reo}^2 \cdot \text{imo}^2} \end{cases}, \quad (5.25)$$

$$\begin{cases} \text{Re (W22)} = \frac{\text{pabs r} \cdot (\text{reo} \cdot \text{req} - \text{imo} \cdot \text{imq}) + \text{pabs i} \cdot (\text{reo} \cdot \text{imq} + \text{req} \cdot \text{imo})}{(\text{reo} \cdot \text{req} - \text{imo} \cdot \text{imq})^2 + (\text{reo} \cdot \text{imq} + \text{req} \cdot \text{imo})^2} \\ \text{Im (W22)} = \frac{\text{pabs i} \cdot (\text{reo} \cdot \text{req} - \text{imo} \cdot \text{imq}) - \text{pabs r} \cdot (\text{reo} \cdot \text{imq} + \text{req} \cdot \text{imo})}{(\text{reo} \cdot \text{req} - \text{imo} \cdot \text{imq})^2 + (\text{reo} \cdot \text{imq} + \text{req} \cdot \text{imo})^2} \end{cases}. \quad (5.26)$$

5.2.2. Propunere pentru un nou mod de scriere a matricii de transfer

a.) Lunad in considerare modul de transmitere a energiei de la motorul electric de antrenare la pompa si de la pompa la lichidul de lucru, presupunand ca si in cazurile precedente ca pompa nu functioneaza in regimuri de cavitate sau cu lichid de lucru multifazic, propun urmatoarea relatie matriciala :

$$\begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F11 & F12 \\ F21 & F22 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega \\ M \end{bmatrix}, \quad (5.27)$$

in care functiile F_{ij} ($i,j= 1,2$) sunt date de :

$$\begin{cases} F11 = \frac{H}{\omega}; & F12 = \frac{H}{M} \\ F21 = \frac{Q}{\omega}; & F22 = \frac{Q}{M} \end{cases}. \quad (5.28)$$

Dezvoltand aceste expresii, ca si in cazurile precedente, se obtin :

- pentru prima functie de transfer se constata ca :

·
·
·

$$F_{11} = W_{11} \quad (5.29)$$

cu toate consecintele ce decurg de aici ;

- din

$$F_{12} = \frac{H}{M} = H \cdot \frac{\omega}{P_{abs}} = \frac{(h_r + i \cdot h_i) \cdot (r_{eo} + i \cdot i_{mo})}{p_{abs} r + i \cdot p_{abs} i}$$

se obtin :

$$\begin{cases} \text{Re}(F_{12}) = \frac{p_{abs} r \cdot (h_r \cdot r_{eo} - h_i \cdot i_{mo}) + p_{abs} i \cdot (h_r \cdot i_{mo} + h_i \cdot r_{eo})}{p_{abs} r^2 + p_{abs} i^2} \\ \text{Im}(F_{12}) = \frac{p_{abs} r \cdot (h_r \cdot i_{mo} - h_i \cdot r_{eo}) + p_{abs} i \cdot (h_r \cdot r_{eo} + h_i \cdot i_{mo})}{p_{abs} r^2 + p_{abs} i^2} \end{cases} \quad (5.30)$$

- din

$$F_{21} = \frac{Q}{\omega} = \frac{r_{eq} + i \cdot i_{mo}}{r_{eo} + i \cdot i_{mo}}$$

se obtin :

$$\begin{cases} \text{Re}(F_{21}) = \frac{r_{eq} \cdot r_{eo} + i_{mq} \cdot i_{mo}}{r_{eo}^2 + i_{mo}^2} \\ \text{Im}(F_{21}) = \frac{i_{mq} \cdot r_{eo} - r_{eq} \cdot i_{mo}}{r_{eo}^2 + i_{mo}^2} \end{cases} ; \quad (5.31)$$

- din

$$F_{22} = \frac{Q}{M} = Q \cdot \frac{\omega}{P_{abs}} = \frac{(r_{eq} + i \cdot i_{mo})(r_{eo} + i \cdot i_{mo})}{p_{abs} r + i \cdot p_{abs} i}$$

se obtin :

$$\begin{cases} \text{Re}(F_{22}) = \frac{p_{abs} r \cdot (r_{eq} \cdot r_{eo} - i_{mq} \cdot i_{mo}) + p_{abs} i \cdot (r_{eq} \cdot i_{mo} + i_{mq} \cdot r_{eo})}{p_{abs} r^2 + p_{abs} i^2} \\ \text{Im}(F_{22}) = \frac{p_{abs} r \cdot (r_{eq} \cdot i_{mo} + i_{mq} \cdot r_{eo}) - p_{abs} i \cdot (r_{eq} \cdot r_{eo} - i_{mq} \cdot i_{mo})}{p_{abs} r^2 + p_{abs} i^2} \end{cases} \quad (5.32)$$

b.) In cazul in care pompa functioneaza in regimuri apropiate de cavitate si trebuie sa se tina cont in analiza functionarii ei de acest fenomen, **propun** utilizarea urmatoarei relatii matriciale:

$$\begin{bmatrix} H \\ Q \\ \Delta h_{it} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \\ G_{31} & G_{32} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega \\ M \end{bmatrix} , \quad (5.33)$$

in care functiile G_{ij} , ($i, j = \overline{1,3}$) sunt date de:

$$\begin{cases} G_{11} = \frac{H}{\omega} ; & G_{12} = \frac{H}{M} \\ G_{21} = \frac{Q}{\omega} ; & G_{22} = \frac{Q}{M} \\ G_{31} = \frac{\Delta h_{it}}{\omega} ; & G_{32} = \frac{\Delta h_{it}}{M} \end{cases} . \quad (5.34)$$

Se remarca faptul ca:

$$G_{ij} = F_{ij}, \quad (i, j = \overline{1,2}) ,$$

si, apeland relatiile definite in paragraful 4.2 pentru caracteristica de cavitate tolerata — fara a preciza, in cele ce urmeaza valoarea exponentului "a" — se obtine :

$$G_{31} = \frac{\text{delhtir} + i \cdot \text{delhtii}}{\text{reo} + i \cdot \text{imo}}$$

respectiv :

$$\begin{cases} \text{Re} (G_{31}) = \frac{\text{delhtir} \cdot \text{reo} + \text{delhtii} \cdot \text{imo}}{\text{reo}^2 + \text{imo}^2} \\ \text{Im} (G_{31}) = \frac{\text{delhtii} \cdot \text{reo} - \text{delhtir} \cdot \text{imo}}{\text{reo}^2 + \text{imo}^2} \end{cases} , \quad (5.35)$$

respectiv :

$$G_{32} = \frac{(\text{delhtir} + i \cdot \text{delhtii}) \cdot (\text{reo} + i \cdot \text{imo})}{\text{pabsr} + i \cdot \text{pabsi}}$$

cu :

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(G_{32}) = \frac{p_{absr} \cdot (\operatorname{delhtir} \cdot \operatorname{reo} - \operatorname{dehtii} \cdot \operatorname{imo}) + p_{absi} \cdot (\operatorname{delhtir} \cdot \operatorname{imo} + \operatorname{delhtii} \cdot \operatorname{reo})}{p_{absr}^2 + p_{absi}^2} \\ \operatorname{Im}(G_{32}) = \frac{p_{absr} \cdot (\operatorname{delhtir} \cdot \operatorname{imo} + \operatorname{dehtii} \cdot \operatorname{reo}) - p_{absi} \cdot (\operatorname{delhtir} \cdot \operatorname{reo} - \operatorname{delhtii} \cdot \operatorname{imo})}{p_{absr}^2 + p_{absi}^2} \end{cases} \quad (5.36)$$

5.2.3. Analiza in domeniul frecventelor a functionarii pompelor centrifuge

In cazul in care se urmareste analiza comportarii pompei in domeniul frecventelor [9], [21], [44], [51], atunci, pe baza relatiilor (5.23) ... (5.26) se construiesc caracteristicile **modul-frecventa** si **faza-frecventa** :

$$\begin{cases} A(W_{11}) = \sqrt{\operatorname{Re}^2(W_{11}) + \operatorname{Im}^2(W_{11})} & (a) \\ L = 20 \cdot \lg(A(W_{11})) & (b) \\ \varphi(W_{11}) = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im}(W_{11})}{\operatorname{Re}(W_{11})} & (c) \end{cases} \quad (5.37)$$

In sistemul de ecuatii (5.37), relatiile de tipul (a) si (c) definesc **caracteristica faza-frecventa** — respectiv **locul frecventelor** —, iar relatiile de tipul (b) si (c), **caracteristicile frecventa**, respectiv **caracteristica atenuare-frecventa** si **faza-frecventa**.

5.3. Modelari numerice

In figura 5.6. este prezentat un exemplu de reprezentare a locului frecventelor; pentru functia de transfer presiune de refulare — debit, iar in figura 5.7. a locului frecventelor; pentru functia de transfer presiune de refulare — turatie, obtinute din prelucrarea datelor experimentale obtinute in cadrul tezei si prezentate in capitolul 8.

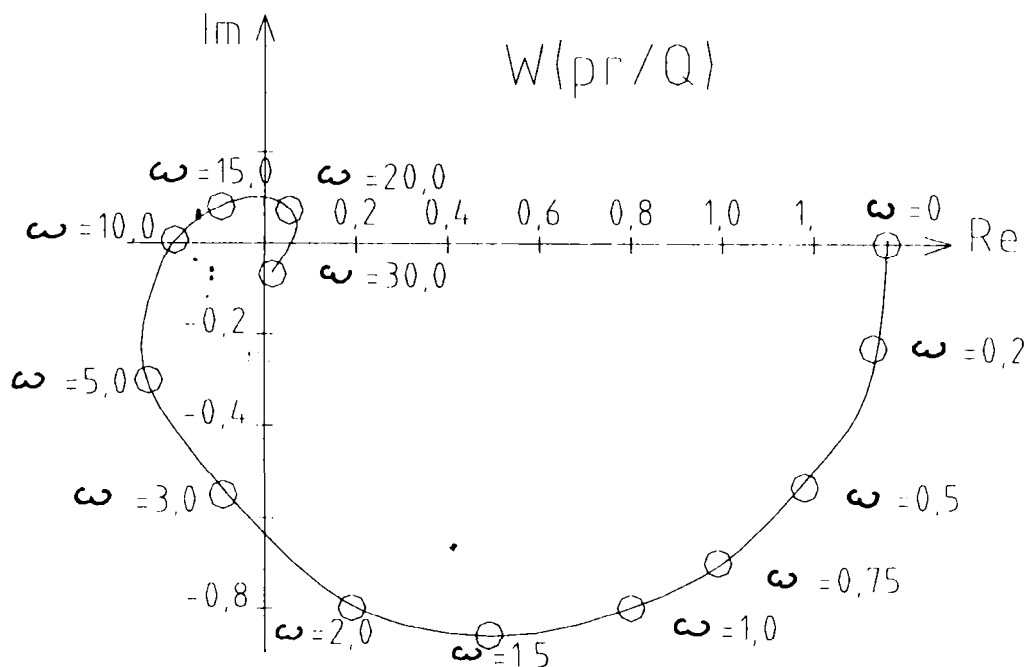


Fig. 5.6. Locul frecventelor pentru functia de transfer presiune de refulare — debit

Preluand in reprezentare tridimensionala caracteristicile de frecventa corespunatoare matricilor de transfer, definite prin relatiile (5.28) si (5.34), pentru parametrii sintetizati in tabelul 5.1., am obtinut figurile 5.7. ... 5.9.

TABELUL 5.1.

Figura	Ω [rad/sec]	f_n [Hz]	q [l/s]	f_q [Hz]	δ_q [rad]	t_{max} [s]
5.7	0	0	0	0	0	10
5.8	$\omega_0/100$	0,1	$Q_0*0,05$	0,1	$\pi/3$	20
5.9	$\omega_0/100$	0,25	$Q_0/50$	0,25	$\pi/6$	20

OBSERVATIE :Figura 5.7. nu mai apare in prezentul text, deoarece reprezentarile $Im(F12) - Re(F12)$, $Im(F21) - Re(F21)$, $Im(F22) - Re(F22)$ si $Im(G31) - Re(G31)$, se suprapun peste origine, iar reprezentarile $Im(F11) - Re(F11)$ si $Im(G32) - Re(G32)$ se suprapun peste axa absciselor.

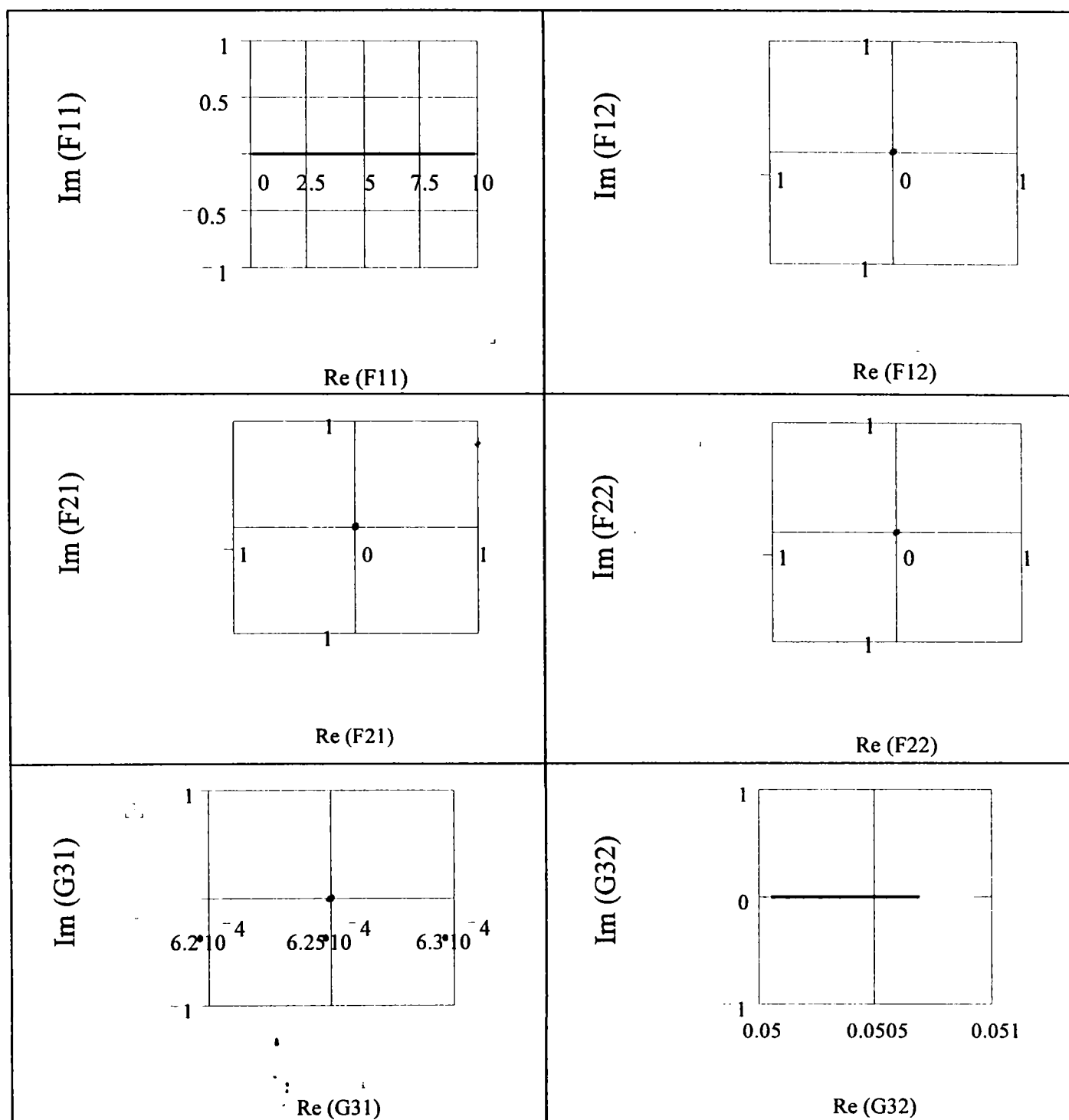


Fig. 5.7, Functiile de transfer $F_{i,j}$ ($i,j=1,2$) si $G_{3,j}$

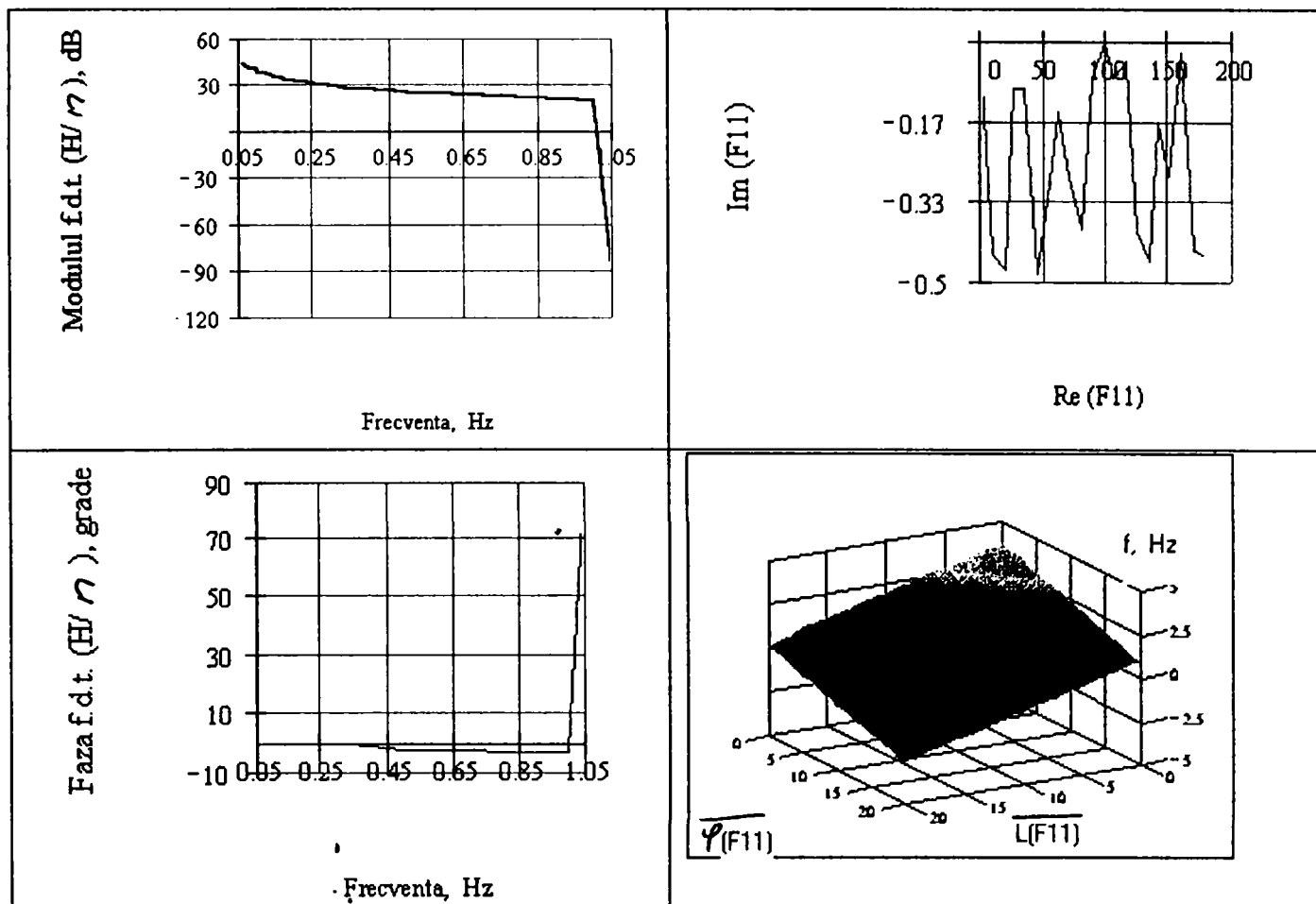


Fig. 5.8.a. Functia de transfer F11

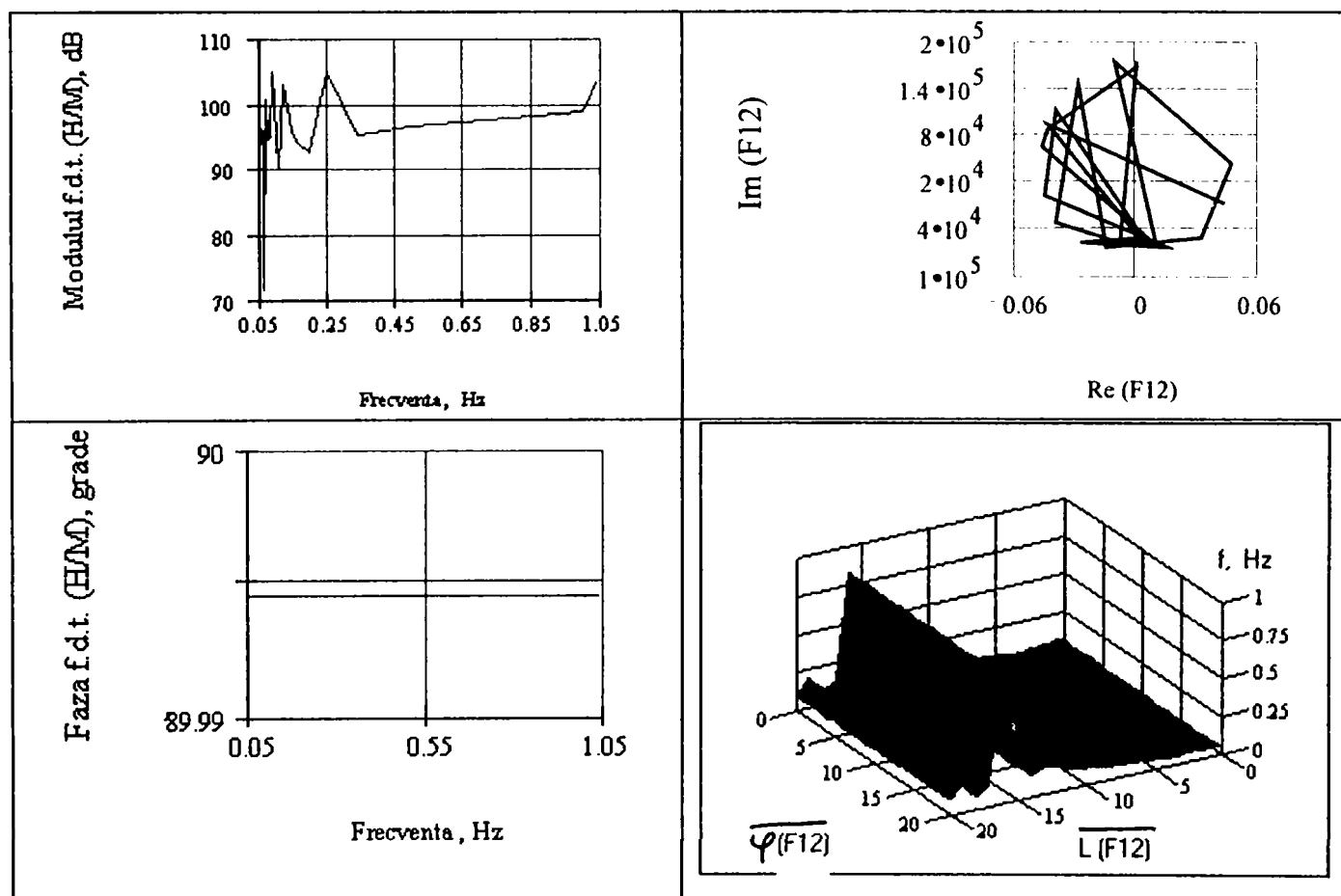


Fig. 5.8.b. Functia de transfer F12

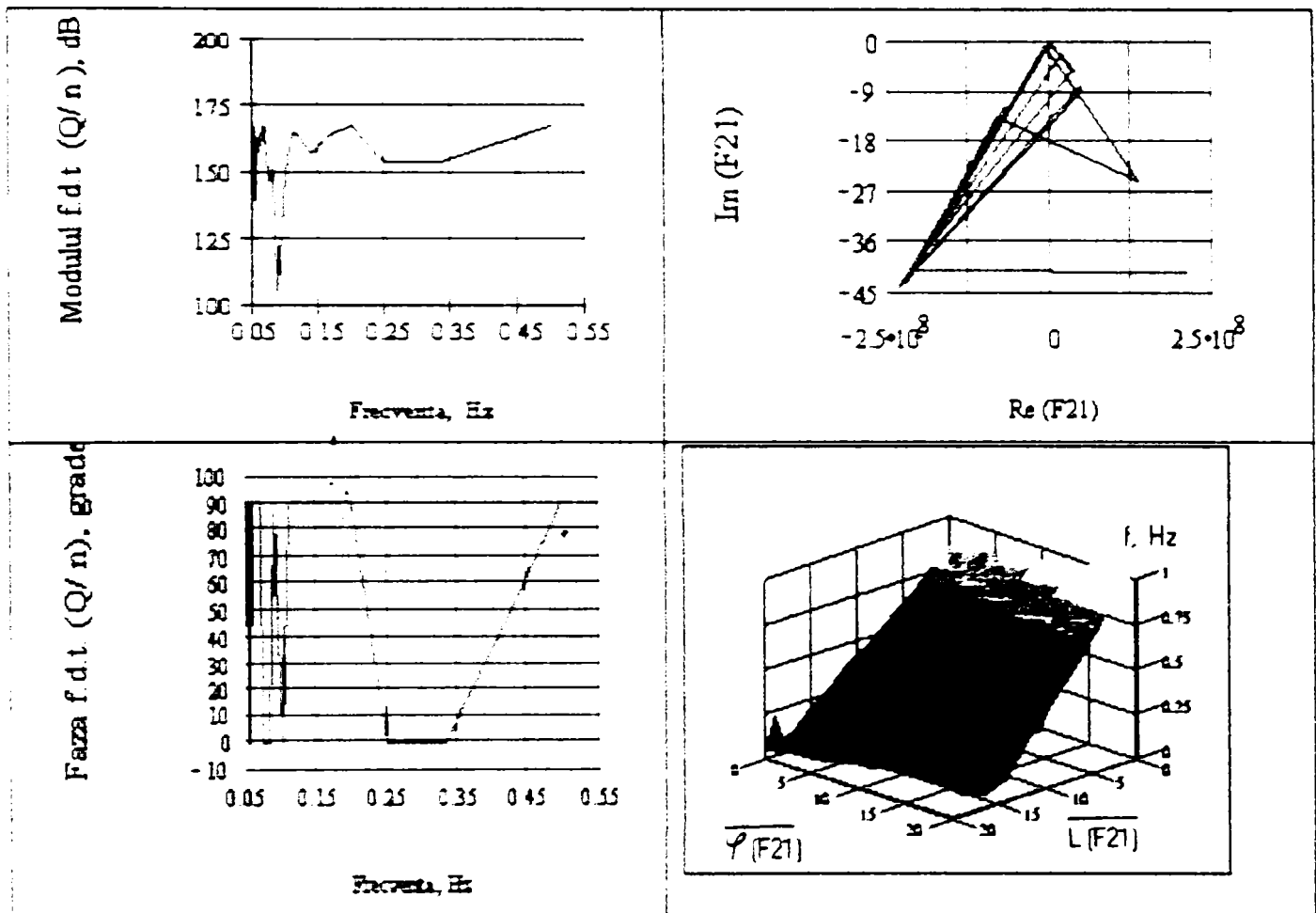


Fig. 5.8.c. Functia de transfer F21

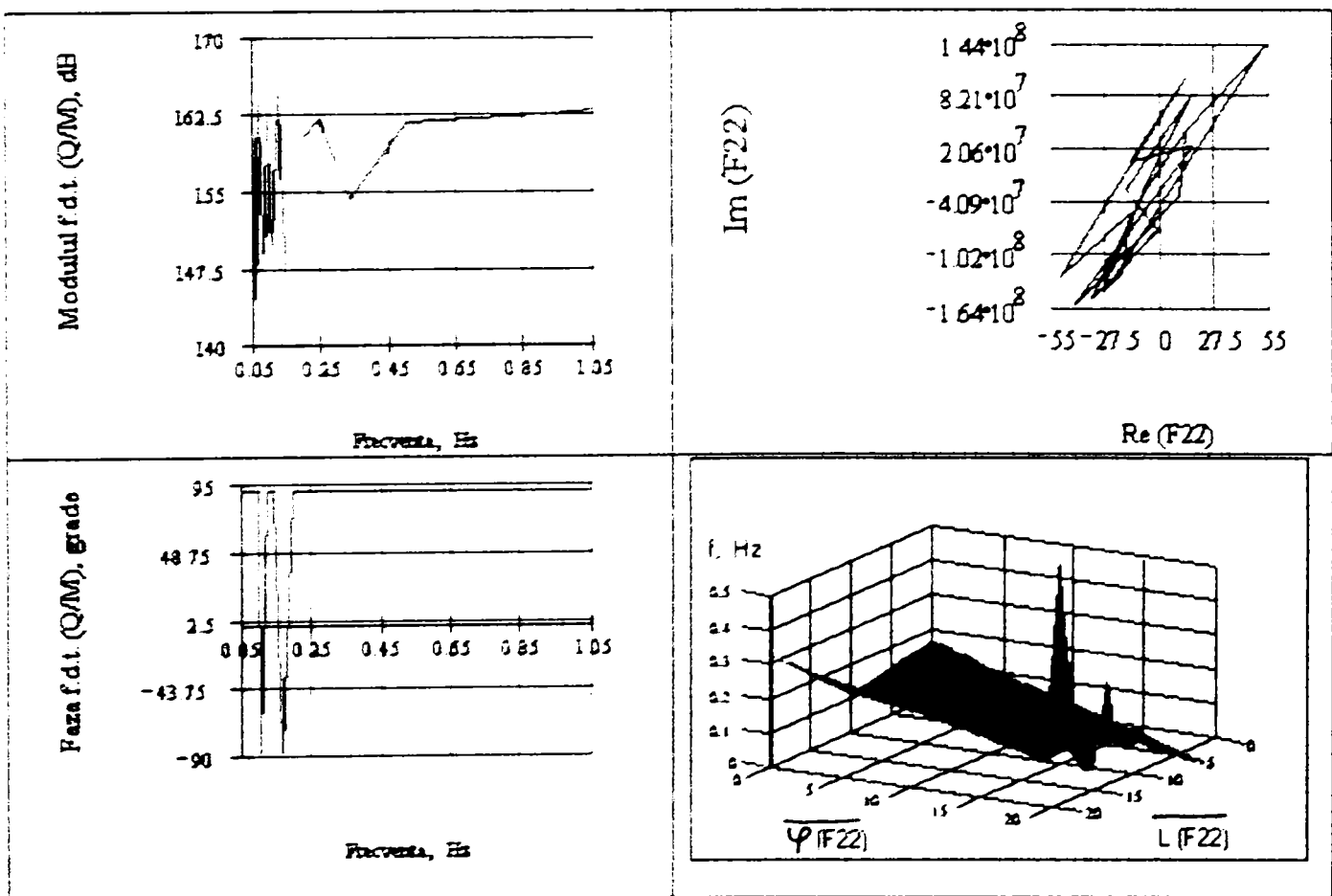


Fig. 5.8.d. Functia de transfer F22

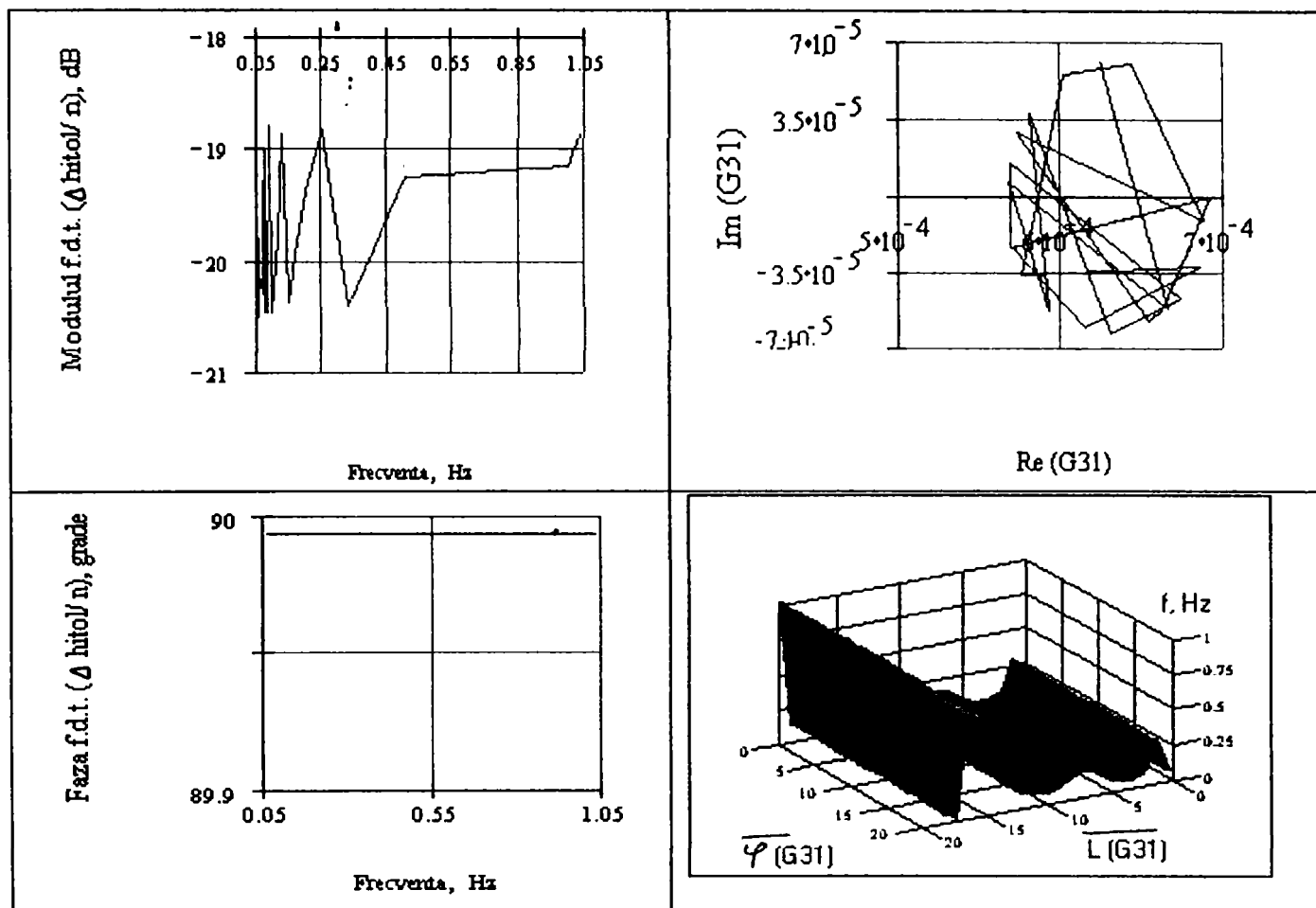


Fig. 5.8.e. Functia de transfer G_{31}

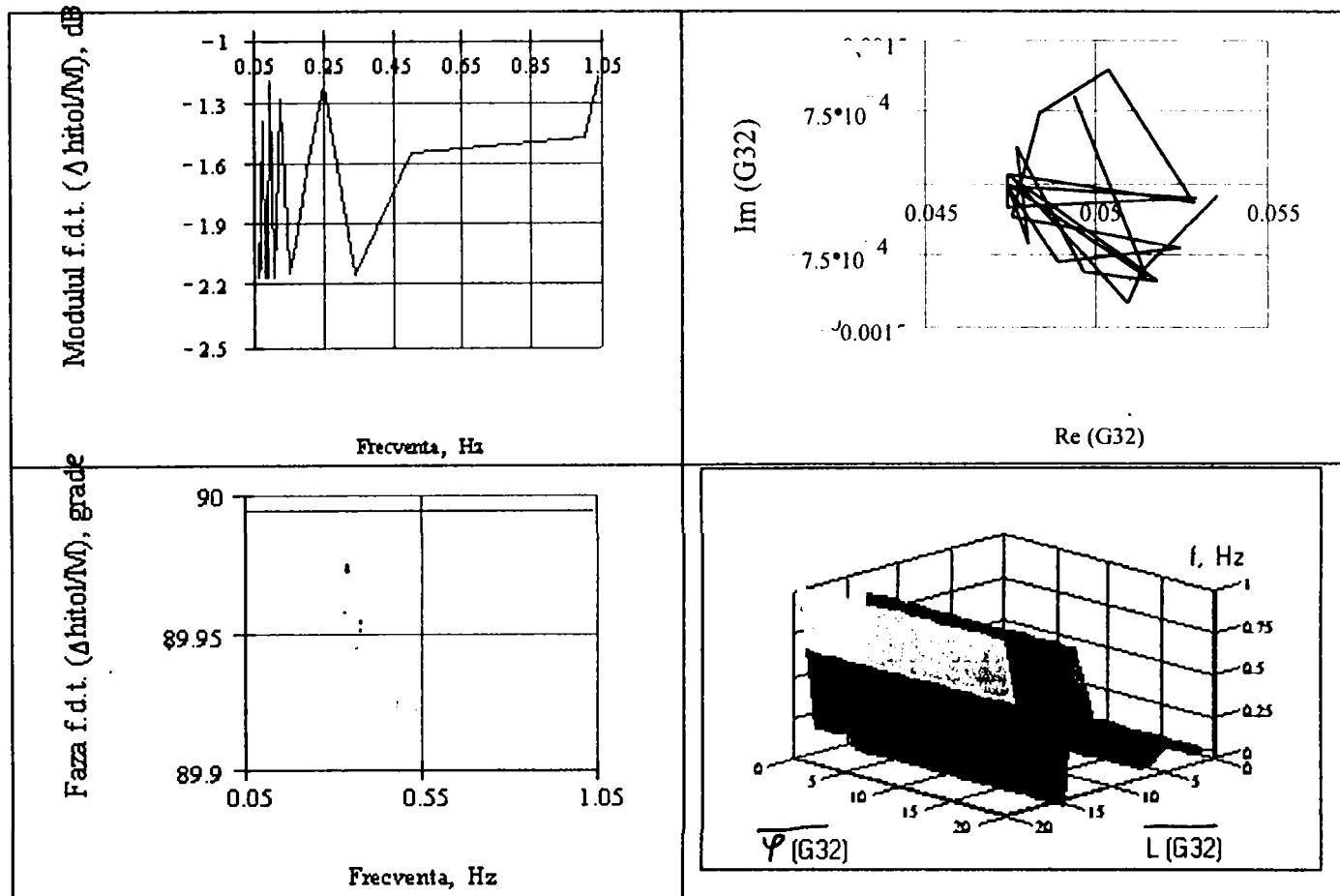


Fig. 5.8.f. Functia de transfer G_{32}

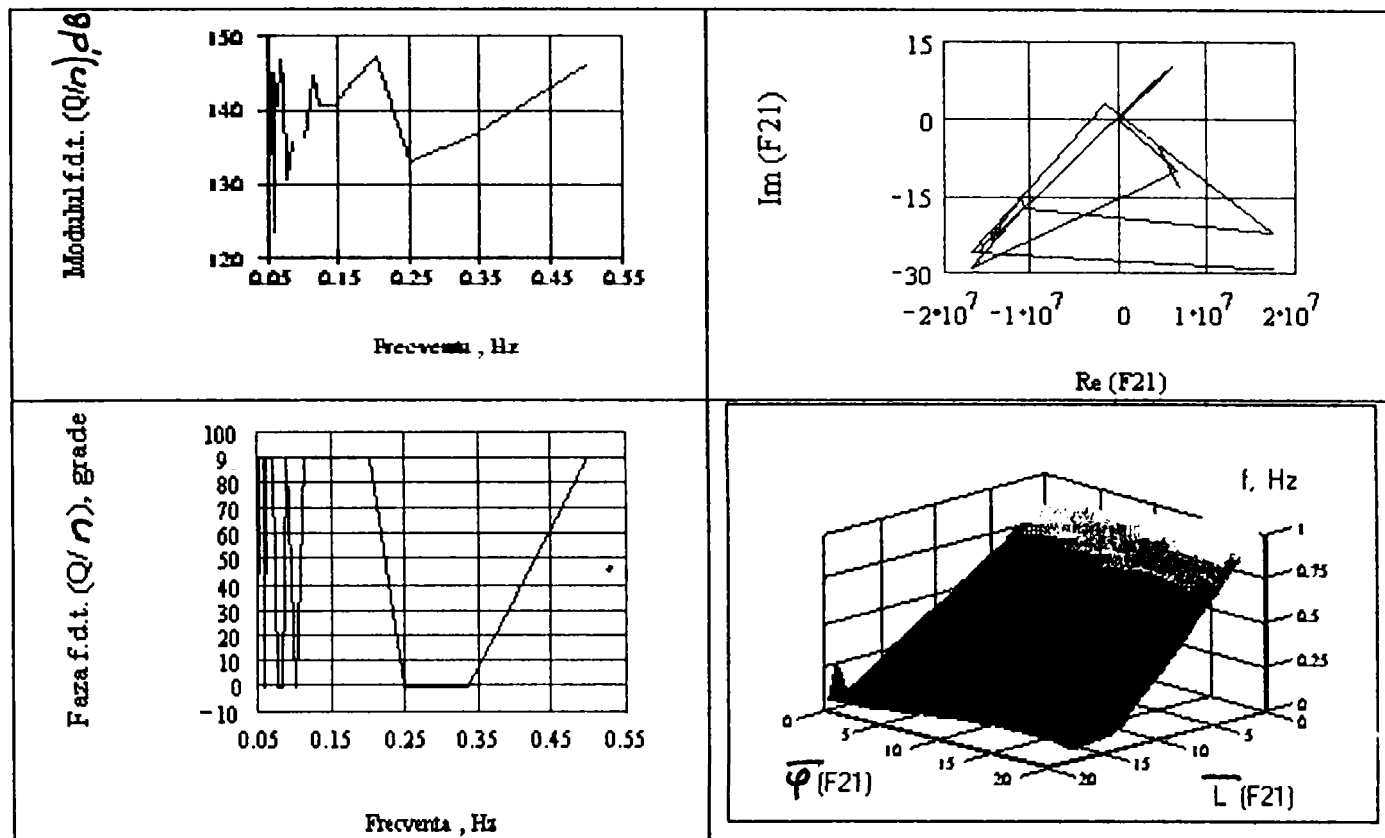


Fig. 5.9.c. Functia de transfer F21

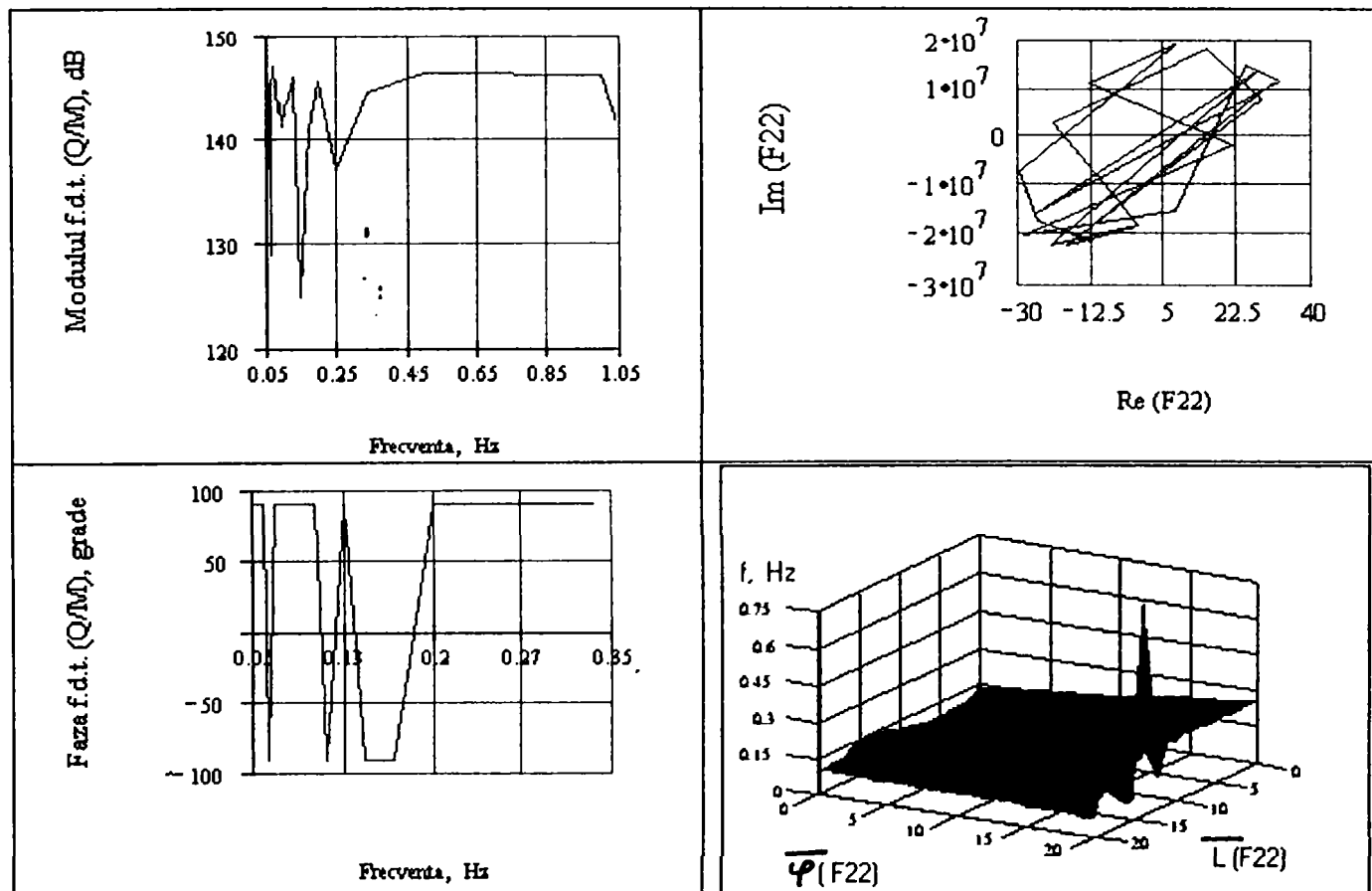


Fig. 5.9.d. Functia de transfer F22

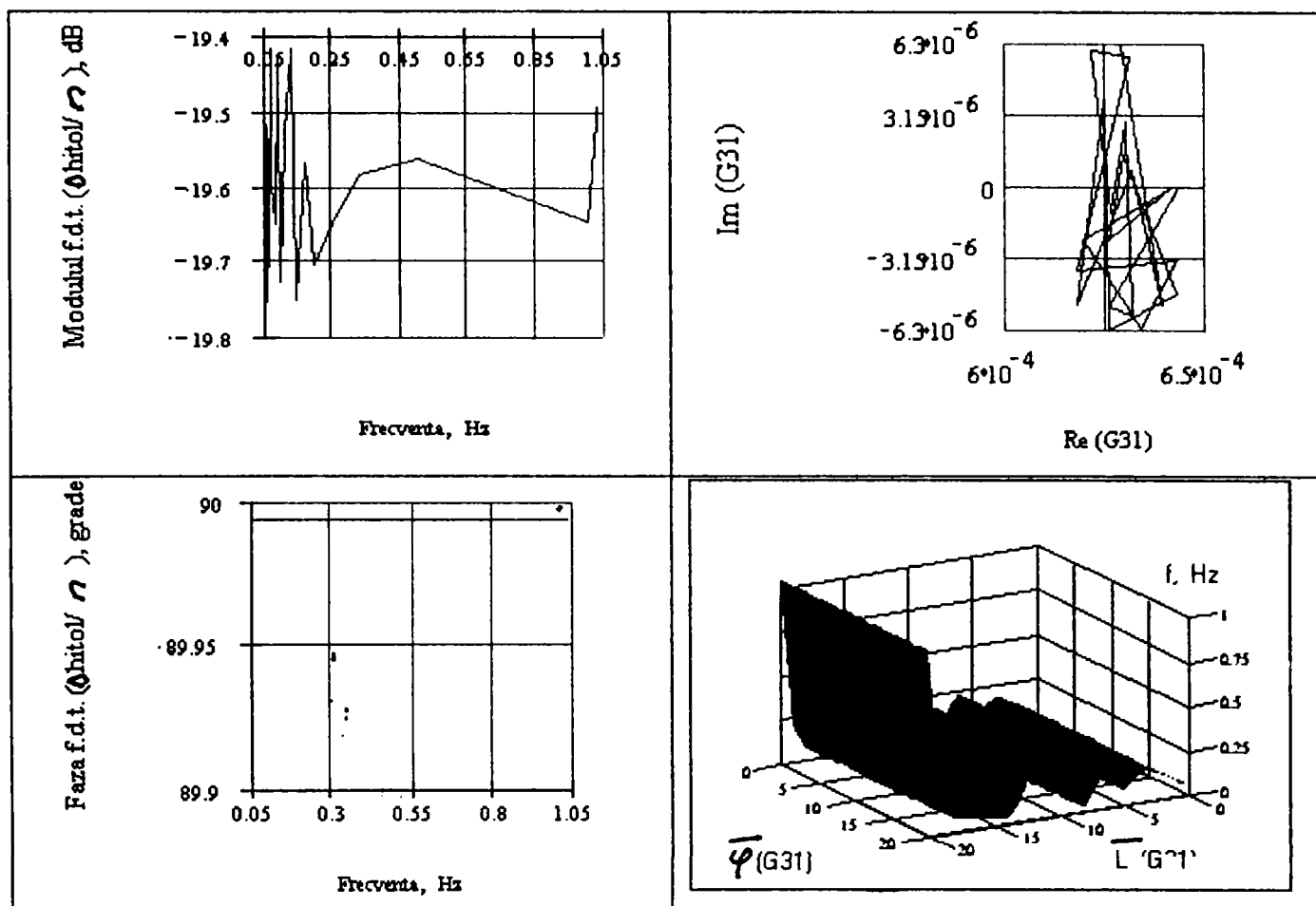


Fig. 5.9.e. Functia de transfer G_{31}

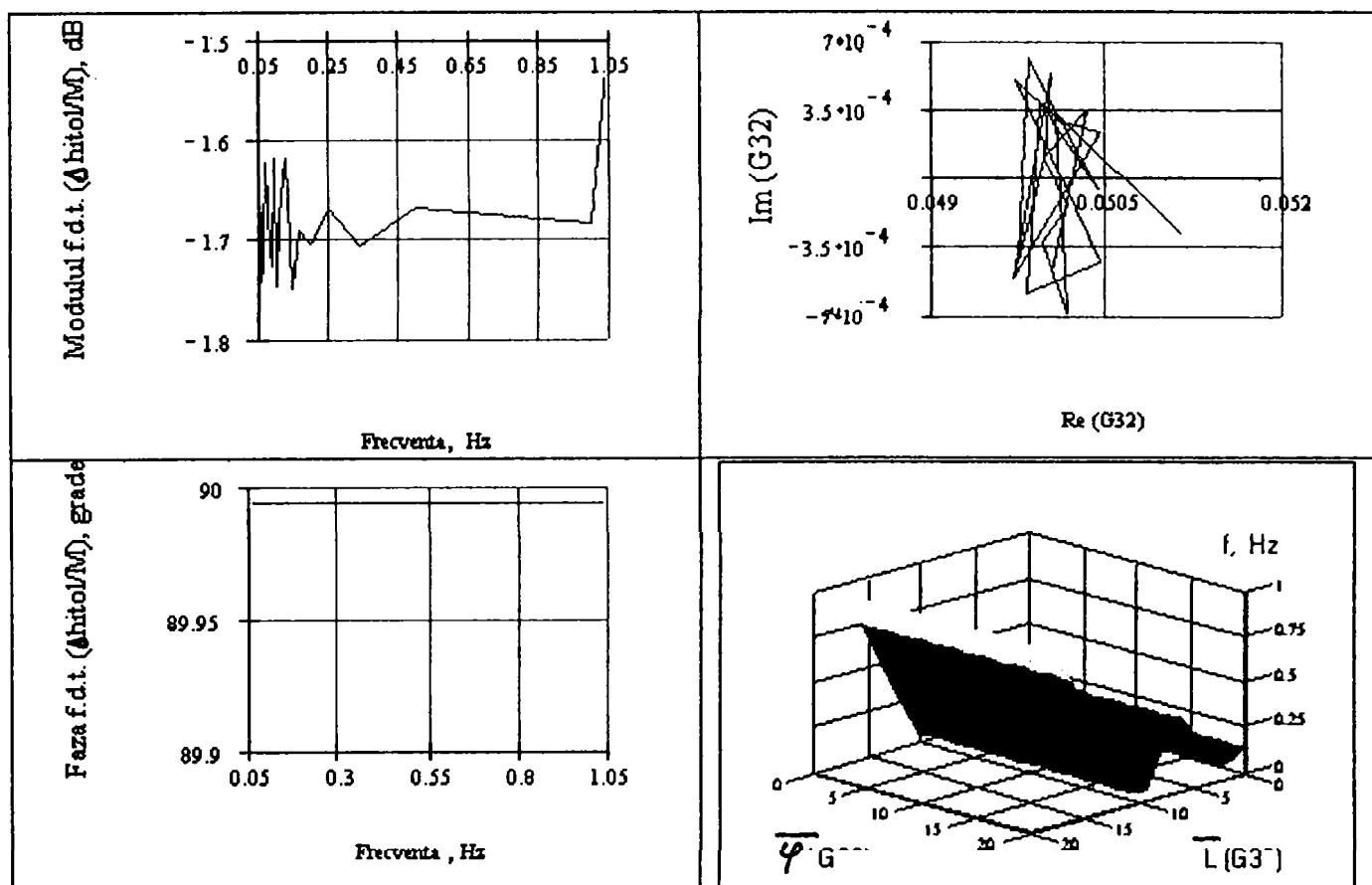


Fig. 5.9.f. Functia de transfer G_{32}

5.4. Concluzii

In cadrul acestui capitol, am prezentata o sinteza a modalitatilor de exprimare a calitatilor dinamice ale pompelor prin intermediul matricii de transfer. Matricile de transfer prezentate includ si cazurile in care pompa vehiculeaza lichide neomogene sau functioneaza in regimuri cavitationale.

In particular, sunt reliefate modalitatile de introducere a unor functii de transfer care includ impedanta inductiva, compactitatea si compleanta pompei.

Ca si **contributii personale**, sunt prezentate doua modalitati de exprimare a matricii de transfer bazate pe model matematic dinamic, fundamentat in paragraful 4.2. Prin relatiile (5.27) si (5.33), am propus doua modalitati de exprimare a matricii de transfer mai apropiate de fenomenul REAL de transfer al energiei de la motorul electric la pompa si de la pompa la lichidul vehiculat, rezultatele modelarii numerice fiind prezentate in figurile 5.7. ... 5.9.

CAPITOLUL 6

MODELAREA COMPORTARII UNEI POMPE CENTRIFUGE IN REGIMURI TRANZITORII CU AJUTORUL ECUATIEI DINAMICE

6.1. Consideratii generale

Ecuatia dinamica de miscare a ansamblului motor electric de antrenare — pompa ([11], [43], [45], [60]) ofera legea de variatie in timp a turatiei pompei in functie de legea de variatie in timp a momentului/cuplului activ dat de motorul electric de antrenare si a momentului/cuplului rezistent cerut de pompa.

In general, analiza comportarii in regimuri tranzitorii cu ajutorul ecuatiei dinamice se refera la determinarea stabilitatii punctului de functionare — in cazul unor perturbatii mici in jurul acestuia — sau pentru analiza functionarii pompei in caz de avarie (energetice, ca urmare a intreruperii alimentarii cu energie electrica, sau avarierii mecanice a motorului, a cuplajului), in cazul modificarii voluntare a turatiei — a reglarii acesteia, sau in cazul opririi pompei.

In cadrul acestui capitol voi analiza comportarea in regim dinamic a unei pompe centrifuge cu ajutorul ecuatiei dinamice. **Spre deosebire de alte analize de acelasi fel, prezentate in [9], [10], [11], [12], [60], voi lua in considerare si variatia in timp a momentului activ ca functie de incarcarea motorului electric ; incarcarea motorului electric o voi considera ca fiind definita de punctul de functionare momentan al pompei.** Astfel, fata de situatiile "clasice" studiate in referintele bibliografice citate, voi cauta definirea unei posibilitati de analiza a comportarii pompei si in cazul unor modificari a punctului de functionare ca urmare a reglarii turatiei.

6.2. Ipoteze de lucru

Ecuatia dinamica de miscare a ansamblului rotitor este data de :

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_r \quad . \quad (6.1)$$

Voi introduce urmatoarele ipoteze :

a.) curbele caracteristice ale pompei, luate in considerare vor fi curba caracteristica a inaltimii de pompare :

$$H = H(Q, \omega, G_p, \underline{v}, \rho) \quad (6.2)$$

si curba caracteristica de randament :

$$\eta = \eta(Q, \omega, G_p, \underline{v}, \rho) \quad ; \quad (6.3)$$

b.) pentru motorul electric de antrenare al pompei, presupus trifazat, asincron, cu rotorul in scurtcircuit, curba caracteristica va fi ([54], [96]) :

$$M_a = M_a(U, I, \omega, G_M) \quad , \quad (6.4)$$

intensitatea curentului electric la bornele motorului fiind presupusa ca functie de incarcarea motorului, respectiv :

$$I = I(H, \omega, G_M) \quad ; \quad (6.5)$$

c.) intre doua momente de timp succesive, marimile considerate prezinta o variatie liniara;

d.) pentru momente temporale anterioare aparitiei perturbatiei, moment care defineste originea timpului, cele doua cupluri sunt constante, definite de valorile corespunzatoare punctului de lucru corespunzator regimului stationar de functionare :

$$t \leq 0, \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{r0} = \frac{g \cdot \rho_0 \cdot Q_0 \cdot H_0}{\eta_0 \cdot \omega_0} \\ M_{a0} = 3 \cdot p \cdot \frac{U_0 \cdot I_0}{\omega_0} \\ M_{r0} = M_{a0} \end{array} \right. \quad (6.6)$$

(cu p = numarul perechilor de poli) ;

e.) dupa aparitia perturbatiei, cele doua cupluri sunt date de valorile instantanee corespunzatoare :

$$t > 0, \begin{cases} M_r = \frac{g \cdot r \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega} \\ M_a = 3 \cdot p \cdot \frac{U \cdot I}{\omega} \end{cases} ; \quad (6.7)$$

f.) elementele geometrice ale pompei si ale motorului electric raman nemodificate in intreaga perioada de timp analizata.

6.3. Dezvoltarea ecuatiei dinamice

Presupunand un interval de timp

$$\Delta t = t_1 - t_0 = t_{i+1} - t_i ,$$

variatiia variabilei temporale in acest interval fiind presupusa liniara, conform ipotezei c.).

Avand momentul rezistent definit de :

$$M_r = M_r(Q, H, \omega, \eta, \rho, G_p) , \quad (6.8)$$

se pot dezvolta relatiile (6.4) si (6.8) in serie Taylor in jurul punctului nominal/stationar, notat cu indice inferior "0", dezvoltare din care se retin doar termenii de ordinul intai :

$$\begin{cases} \Delta M_r \approx M_r - M_{r0} = \left(\frac{\partial M_r}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial M_r}{\partial H} \right)_0 \cdot \Delta H + \left(\frac{\partial M_r}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \\ \quad + \left(\frac{\partial M_r}{\partial \eta} \right)_0 \cdot \Delta \eta + \left(\frac{\partial M_r}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \\ \Delta M_a \approx M_a - M_{a0} = \left(\frac{\partial M_a}{\partial U} \right)_0 \cdot \Delta U + \left(\frac{\partial M_a}{\partial I} \right)_0 \cdot \Delta I + \left(\frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega \end{cases} . \quad (6.9)$$

Inlocuind, acum (6.9) in (6.1), se obtine :

$$\begin{aligned} J \cdot \frac{d \omega}{d t} &= (\Delta M_a + M_{a0}) - (\Delta M_r + M_{r0}) = \\ &= \Delta M_a - M_{a0} + \Delta M_r - M_{r0} = \\ &= \Delta M_a - \Delta M_r \end{aligned} , \quad (6.10)$$

in care s-a folosit relatia (6.6).

În (6.9), marimile ΔI , ΔH și $\Delta \eta$ rezulta din dezvoltarea în serie Taylor a relațiilor (6.2), (6.3) și (6.5) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta I = \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \Delta H + \left(\frac{\partial I}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega \\ \Delta H = \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 \cdot \Delta v + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \\ \Delta \eta = \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \left(\frac{\partial \eta}{\partial v} \right)_0 \cdot \Delta v + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \end{array} \right. \quad (6.11)$$

Derivatele care intervin în relațiile (6.9) și (6.11) se calculează direct din (6.7), obținându-se :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\partial M_r}{\partial Q} \right)_0 = \left(\frac{g \cdot \rho \cdot H}{\eta \cdot \omega} \right)_0 = \frac{M_{r0}}{Q_0} \\ \left(\frac{\partial M_r}{\partial H} \right)_0 = \left(\frac{g \cdot \rho \cdot Q}{\eta \cdot \omega} \right)_0 = \frac{M_{r0}}{H_0} \\ \left(\frac{\partial M_r}{\partial \omega} \right)_0 = \left(-\frac{g \cdot \rho \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega^2} \right)_0 = -\frac{M_{r0}}{\omega_0} \\ \left(\frac{\partial M_r}{\partial \eta} \right)_0 = \left(-\frac{g \cdot \rho \cdot Q \cdot H}{\eta^2 \cdot \omega} \right)_0 = -\frac{M_{r0}}{\eta_0} \\ \left(\frac{\partial M_r}{\partial \rho} \right)_0 = \left(\frac{g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega} \right)_0 = \frac{M_{r0}}{\rho_0} \\ \left(\frac{\partial M_a}{\partial U} \right)_0 = \left(3 \cdot p \cdot \frac{I}{\omega} \right)_0 = \frac{M_{a0}}{U_0} \\ \left(\frac{\partial M_a}{\partial I} \right)_0 = \left(3 \cdot p \cdot \frac{U}{\omega} \right)_0 = \frac{M_{a0}}{I_0} \\ \left(\frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right)_0 = \left(-3 \cdot p \cdot \frac{I \cdot U}{\omega^2} \right)_0 = -\frac{M_{a0}}{\omega_0^2} \end{array} \right. \quad (6.12)$$

Înlocuind, în continuare, (6.12) în (6.11), în (6.9) și apoi în (6.10), se obține, succesiv :

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = \left[\begin{array}{l} M_{a0} \cdot \frac{\Delta U}{U_0} + \frac{M_{a0}}{I_0} \cdot \left(\left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 \cdot \Delta v + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial I}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega \right] - \\ - \frac{M_{a0}}{\omega_0} \cdot \Delta \omega \\ - \left[\begin{array}{l} \frac{M_{r0}}{Q_0} \cdot \Delta Q + \frac{M_{r0}}{H_0} \cdot \left(\left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 \cdot \Delta \omega + \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 \cdot \Delta v + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \right) - \\ - \frac{M_{r0}}{\omega_0} \cdot \Delta \omega - \frac{M_{r0}}{\eta_0} \cdot \left(\left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)_0 \cdot \Delta Q + \left(\frac{\partial \eta}{\partial v} \right)_0 \cdot \Delta v + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho} \right)_0 \cdot \Delta \rho \right) + \frac{M_{r0}}{\rho_0} \cdot \Delta \rho \end{array} \right]$$

$$\begin{aligned} \frac{J}{M_{r0}} \cdot \frac{d\omega}{dt} &= \frac{\Delta U}{U_0} + \frac{\Delta Q}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 + \frac{\Delta \omega}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 + \\ &+ \frac{\Delta v}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 + \frac{\Delta \rho}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 + \frac{\Delta \omega}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial \omega} \right)_0 - \frac{\Delta \omega}{\omega_0} - \\ &- \frac{\Delta Q}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 - \frac{\Delta \omega}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 - \frac{\Delta v}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 - \frac{\Delta \rho}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 + \frac{\Delta \omega}{\omega_0} + \\ &+ \frac{\Delta Q}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)_0 + \frac{\Delta \omega}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \omega} \right)_0 + \frac{\Delta v}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial v} \right)_0 + \frac{\Delta \rho}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho} \right)_0 - \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{J}{M_{r0}} \cdot \frac{d\omega}{dt} &= \left(\frac{Q_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 - 1 - \frac{Q_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \right)_0 + \frac{Q_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)_0 \right) \cdot \frac{\Delta Q}{Q_0} + \\ &+ \left(\frac{\omega_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 + \frac{\omega_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial \omega} \right)_0 - \frac{\omega_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega} \right)_0 + \frac{\omega_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \omega} \right)_0 \right) \cdot \frac{\Delta \omega}{\omega_0} + \\ &+ \left(\frac{v_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 - \frac{v_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v} \right)_0 + \frac{v_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial v} \right)_0 \right) \cdot \frac{\Delta v}{v_0} + \\ &+ \left(\frac{\rho_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H} \right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 - 1 - \frac{\rho_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \right)_0 + \frac{\rho_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho} \right)_0 \right) \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho_0} + \end{aligned}$$

(6.13)

Relatia (6.13), obtinuta mai sus, reprezinta ecuatia dinamica a unei pompe centrifuge, **luandu-se in considerare si variatia in timp a momentului activ ca functie de incarcarea motorului electric.** Aceasta ecuatie se poate rescrie sub o forma "simplificata", introducandu-se :

- marimile adimensionale :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Omega = \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \\ \Omega' = \frac{\partial \omega}{\partial t} \cdot \frac{1}{\omega_0} = \frac{\partial \Omega}{\partial t} \\ q = \frac{\Delta Q}{Q_0} \\ v = \frac{\Delta v}{v_0} \\ r = \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \\ u = \frac{\Delta U}{U} \end{array} \right. \quad (6.14)$$

- timpii caracteristici :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_Q = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{r0}} \cdot \frac{1}{\frac{Q_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H}\right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q}\right)_0 - \frac{Q_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial Q}\right)_0 + \frac{Q_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q}\right)_0 - 1} \\ T_\omega = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{r0}} \cdot \frac{1}{\frac{\omega_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H}\right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega}\right)_0 + \frac{\omega_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial \omega}\right)_0 - \frac{\omega_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \omega}\right)_0 + \frac{\omega_0}{h_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \omega}\right)_0} \\ T_v = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{r0}} \cdot \frac{1}{\frac{v_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H}\right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v}\right)_0 - \frac{v_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial v}\right)_0 + \frac{v_0}{h_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial v}\right)_0} \\ T_\rho = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{r0}} \cdot \frac{1}{\frac{\rho_0}{I_0} \cdot \left(\frac{\partial I}{\partial H}\right)_0 \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho}\right)_0 - \frac{\rho_0}{H_0} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial \rho}\right)_0 + \frac{\rho_0}{\eta_0} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho}\right)_0 - 1} \\ T_U = \frac{J \cdot \omega_0}{M_{r0}} \end{array} \right. \quad (6.15)$$

Cu acestea, ecuatia dinamica a pompei devine :

$$\Omega' = \frac{q}{T_Q} + \frac{\Omega}{T_\omega} + \frac{v}{T_v} + \frac{r}{T_\rho} + \frac{u}{T_U} \quad (6.16)$$

6.4. Interpretarea fizica a marimilor ce intervin in ecuatia dinamica (6.16)

In cele de mai sus, marimile notate cu indice inferior "0" corespund, asa cum am precizat, punctului de functionare corespunzator regimului de lucru stationar, punct in care, conform ipotezelor enuntate, apare perturbatia.

Marimile $\left(\frac{\partial \dots}{\partial \dots}\right)_0$ se obtin din curbele respective ale pompei, determinate

in regim stationar de functionare ; aceste marimi au semnificatia fizica de tangenta la curba respectiva in punctul "0". Astfel :

- curbele $H(Q)$ (figura 6.1) si $\eta(Q)$ (figura 6.2) se obtin in urma prelucrarii rezultatelor obtinute in urma incercarii energetice a pompei, conform celor precizate in capitolul 7 ;

- curbele $H(\omega)$ (figura 6.3) si $\eta(\omega)$ (figura 6.4) se obtin indirect din masuratori, prin asocierea fiecarei valori ale vitezei unghiulare a unei valori a inaltimii de pompare, respectiv a randamentului ;

- curbele $H(v)$ (figura 6.5) si $\eta(v)$ (figura 6.6) se obtin din curbele $H(Q)$ si $\eta(Q)$, printr-o transformare de ordonata, cunoscand legea de variatie $f(Q,v) = 0$ a deschiderii vanei de reglare a debitului, montata pe conducta de refulare;

- curba $I(H)$ (figura 6.7) se obtine in urma masuratorilor, trebuind sa fie citita, in plus fata de masuratorile "clasice" ([35], [60]) ;

- curbele $H(\rho)$ si $\eta(\rho)$ reflecta influenta starii fizice a lichidului vehiculat;

iar marimile $\left(\frac{\partial H}{\partial \rho}\right)_0$ si $\left(\frac{\partial \eta}{\partial \rho}\right)_0$ prezinta importanta la functionarea pompei :

- in regimuri cu cavitate

- cu medii de lucru multifazice.

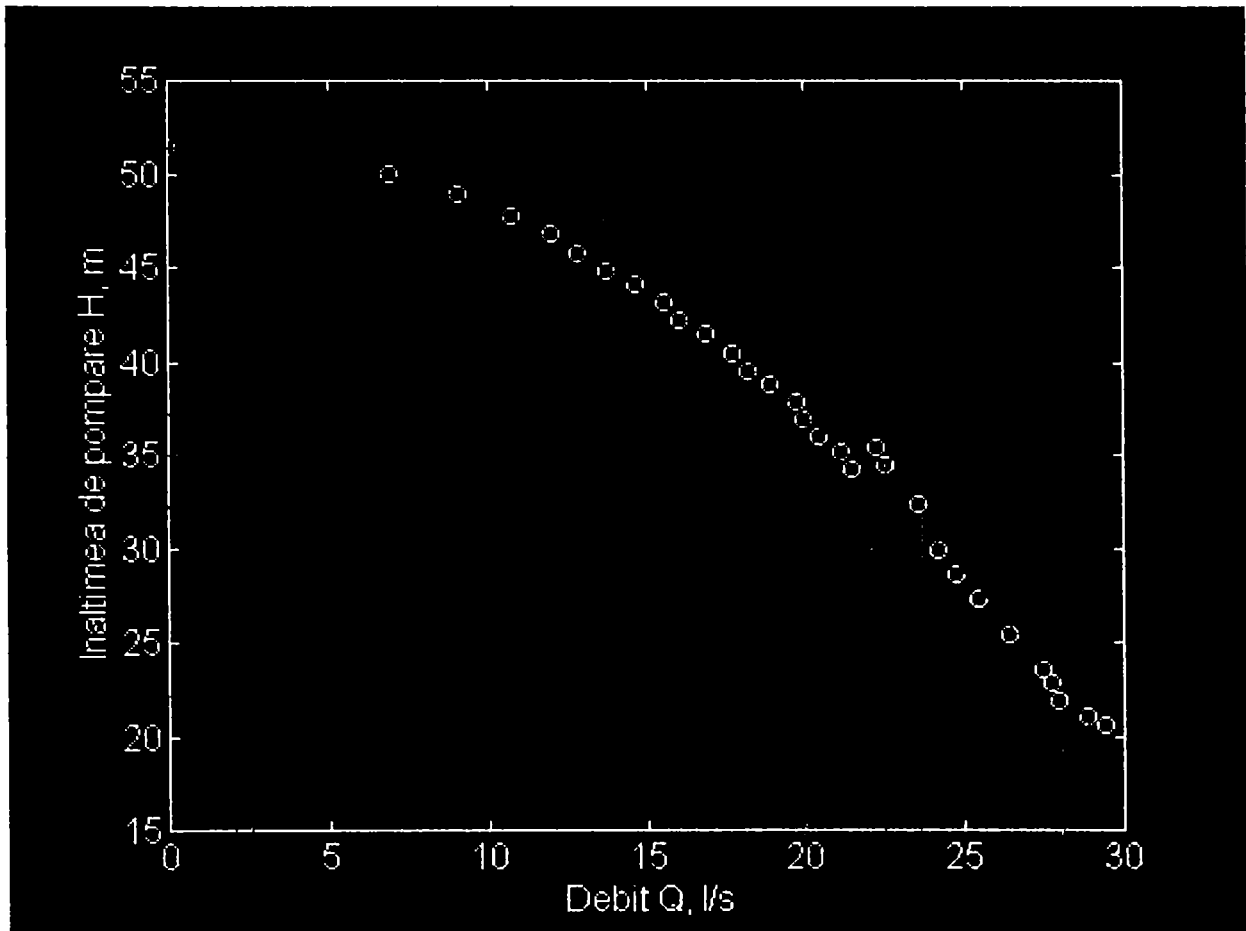


Fig. 6.1. Curba caracteristică $H(Q)$

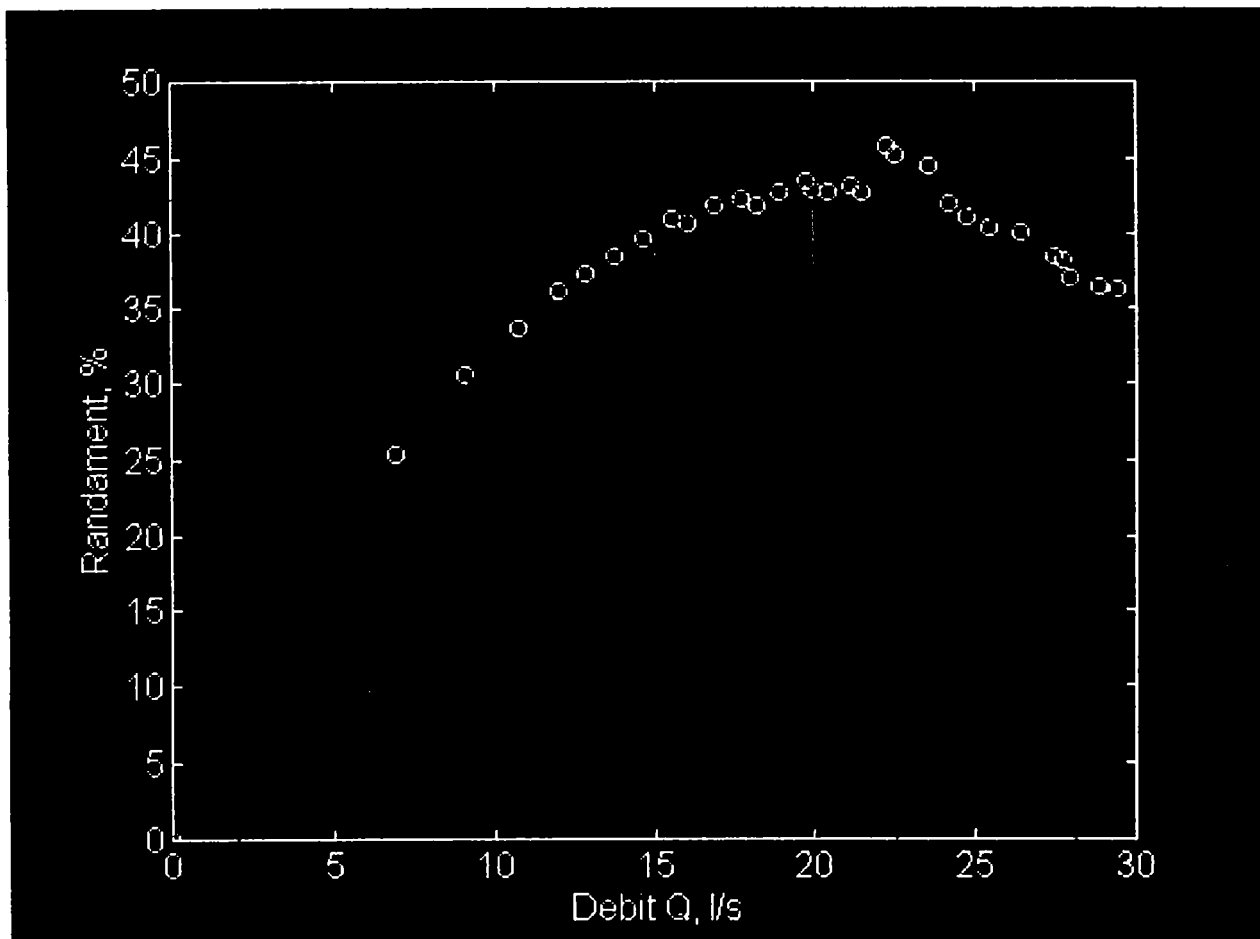


Fig. 6.2. Curba caracteristică $\eta(Q)$

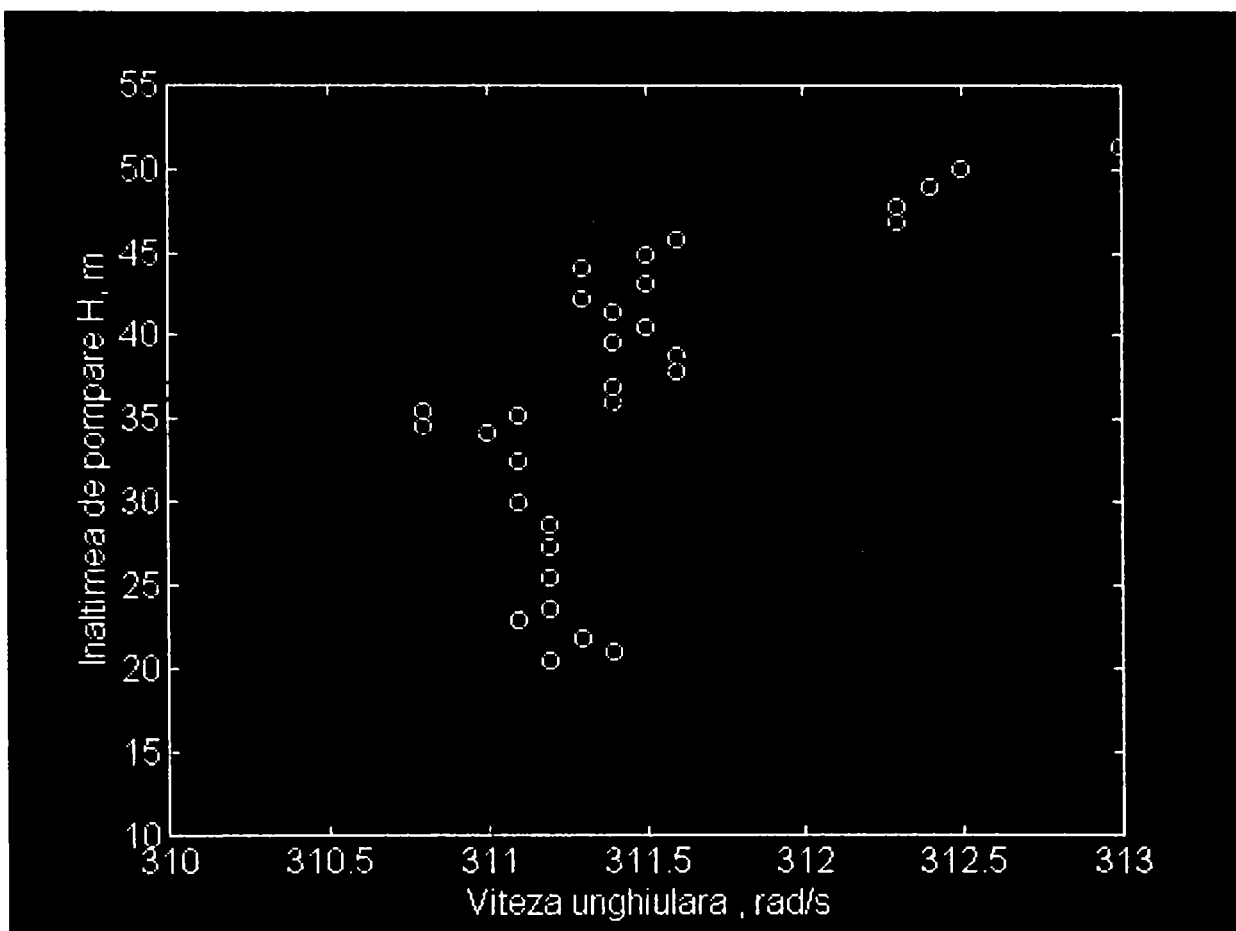


Fig. 6.3. Curba $H(\omega)$

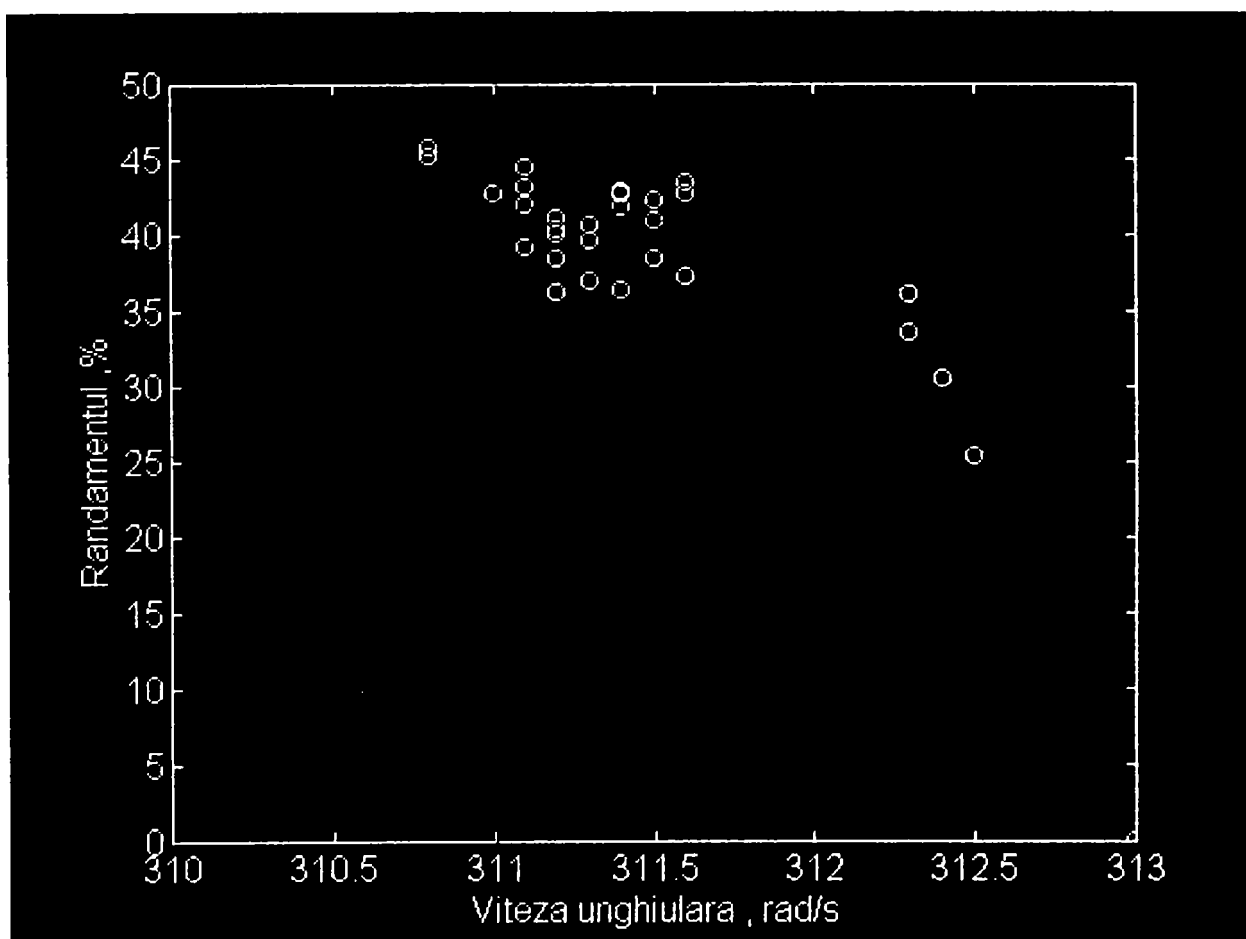


Fig. 6.4. Curba $\eta(\omega)$

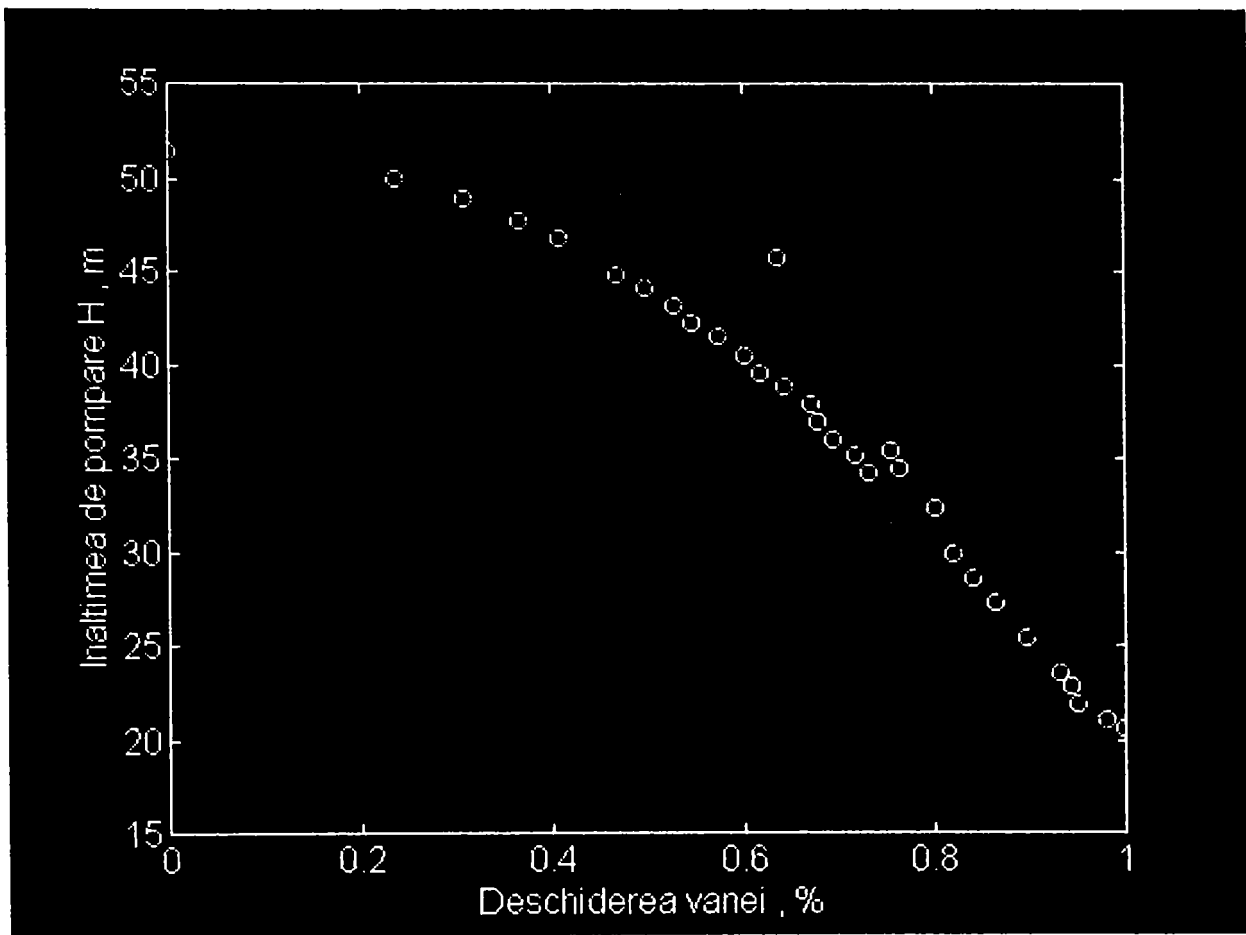


Fig. 6.5. Curba $H(v)$

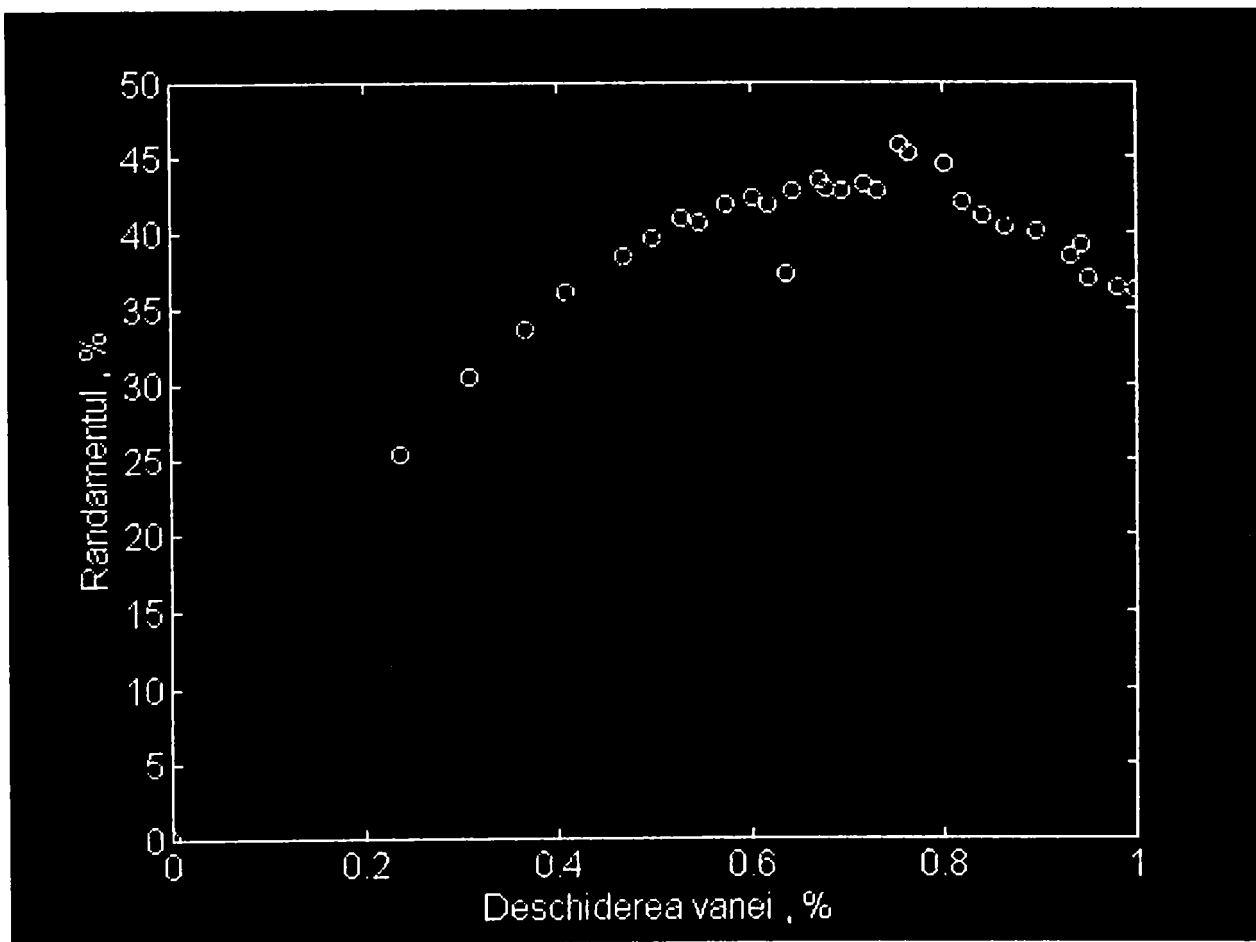


Fig. 6.6. Curba $\eta(v)$

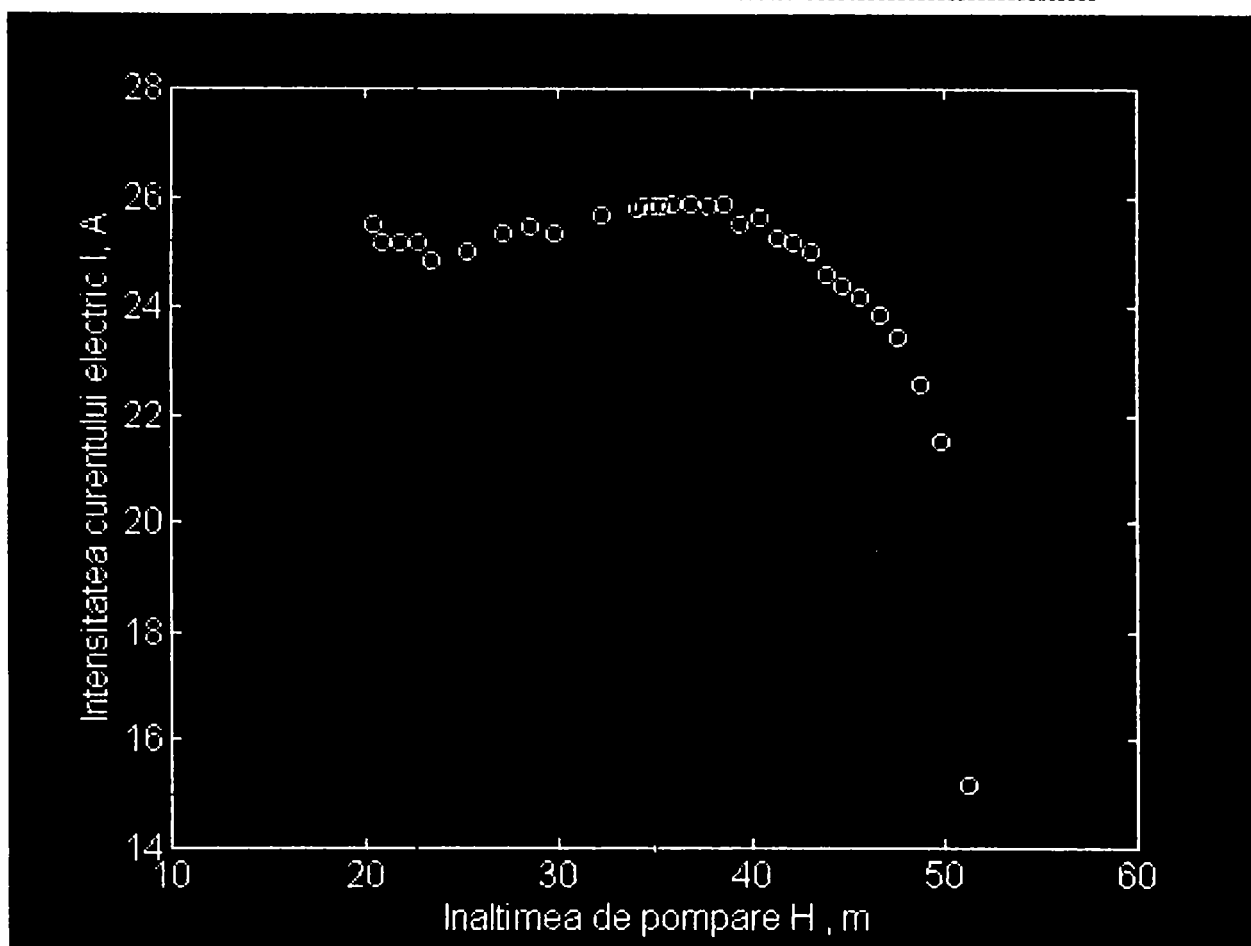


Fig. 6.7. Curba I(H)

6.5. Modelare numerica

In preambulul utilizarii efective a ecuatiei dinamice (5.16), in conformitate cu cele precizate in paragraful precedent, trebuie determinate curbele caracteristice ale pompe si momentul de inertie al ansamblului rotitor.

a.) Curbele caracteristice au fost obtinute in conformitate cu metodologia prezentata in capitolul 7.4.1. Alurile acestor curbe sunt prezentate in figurile 6.1. ... 6.7.

b.) Momentul de inertie al ansamblului rotitor a fost determinat in conformitate cu metodologia prezentata in capitolul 7.5., obtinandu-se valoarea: $J = 0,8758129 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

c.) Pe baza curbelor date, am calculat timpii caracteristici definiti in (6.15) si prezentati in tabelul 6.1. si apoi am efectuat integrarea ecuatiei (6.16) in urmatoarele ipoteze:

* c.a.) motorul electric este cuplat cu pompa si se produce o avarie energetica, sau o intrerupere a alimentarii cu energie electrica, avand loc o

variatie a turatiei intre valoarea nominala si zero. Legea de variatie a turatei este prezentata in figura 6.8:

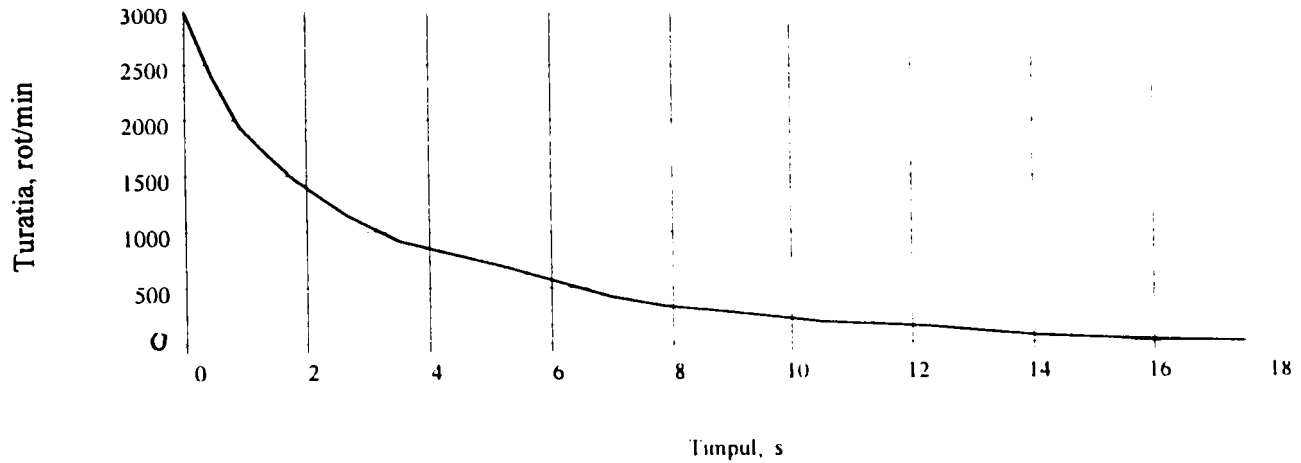


Fig. 6.8. Variatia turatiei in cazul unei avarii energetice sau al oprirea pompei

*c.b) motorul electric este cuplat cu pompa si se produce pornirea pompei, avand loc o variatie a turatiei intre zero si valoarea nominala. Legea de variatie a turatei este prezentata in figura 6.9:

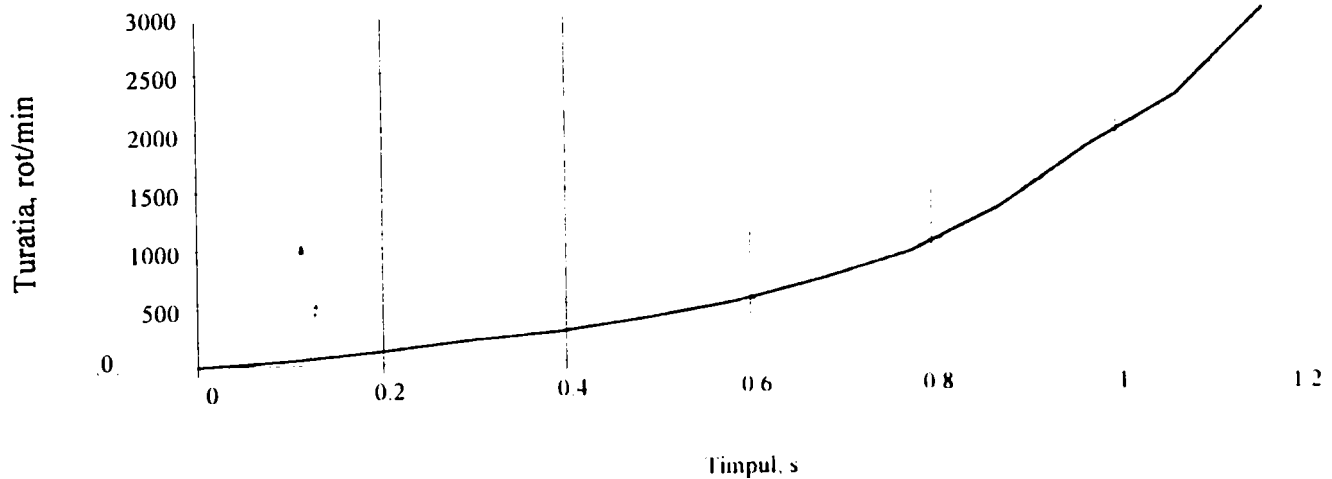


Fig. 6.9. Variatia turatiei la pornirea pompei

* c.c) motorul electric este cuplat cu pompa si se produce o variatie a turatiei in urma reglarii acesteia, intre valoarea nominala si valoare de 2000 rot/min; variatia turatiei in timp este prezentata in figura 6.10:

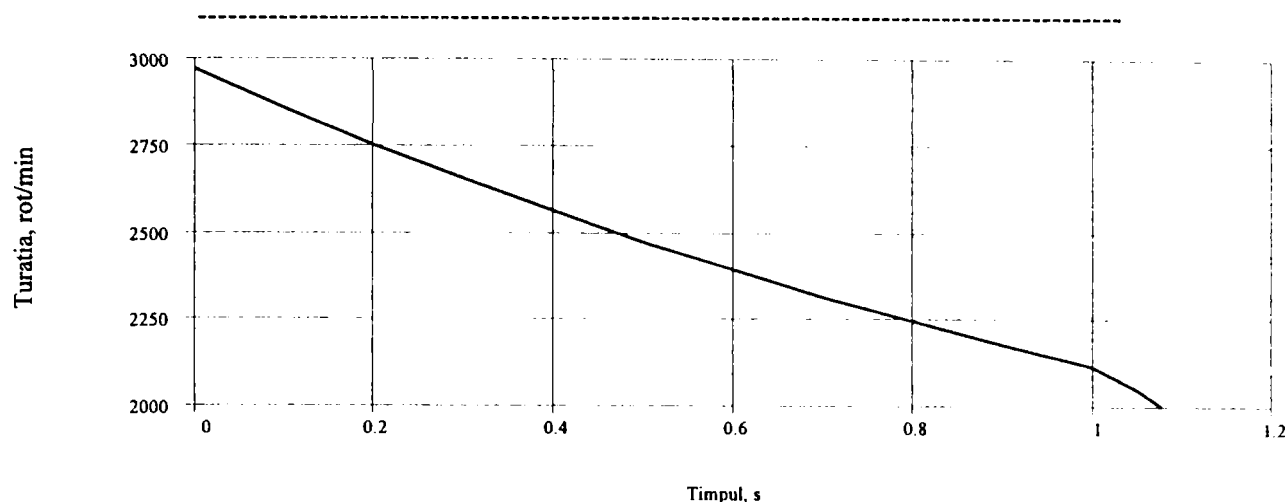


Fig. 6.10. Variatia turatiei la reglare, "in jos"

* c.d) motorul electric este cuplat cu pompa si se produce o variatie a turatiei in urma reglarii acesfeia, intre valoare de 2000 rot/min si valoarea nominala; variatia turatiei in timp este prezentata in figura 6.11:

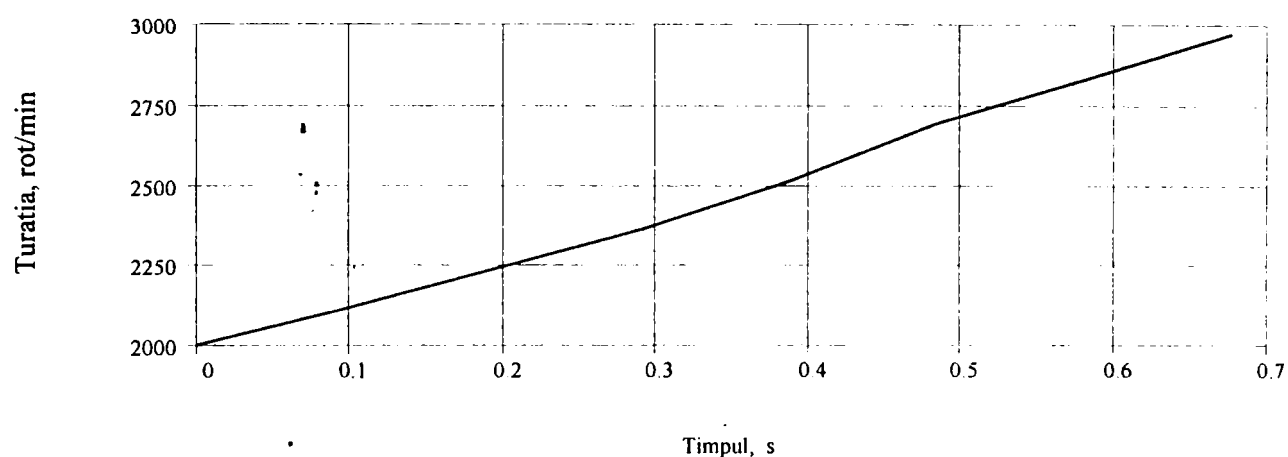


Fig. 6.11. Variatia turatiei la reglare, "in sus"

TABELUL 6.1

Q [l/s]	T_Q [s]	$10^5 \cdot T_\omega$ [s]	T_v [s]	T_u [s]
2	-216,003	6,266169	366,213	16,44971
4	-146,2563	7,96745	138,6359	11,18874
6	-135,871	8,767207	59,55717	8,70637
8	-196,1383	9,222711	30,83041	7,287236
10	-4135,739	9,507468	18,51188	6,391107
12	162,9552	9,691887	12,41073	5,794709
14	80,27343	9,809262	9,036523	5,390009
16	58,85356	9,876874	7,006592	5,119511
18	55,10159	9,904044	5,701658	4,95116
20	68,03951	9,895499	4,814311	4,867401
22	167,7041	9,852745	4,814311	4,860169
24	-126,574	9,774457	3,687158	4,928836
26	-39,47688	9,656134	3,273536	5,080061
28	-23,88253	9,489009	2,873724	5,329477

6.6. Concluzii

In cadrul acestui capitol, am analizat modul in care se poate studia comportarea ansamblului rotitor al unei pompe centrifuge cu ajutorul ecuatiei dinamice.

In dezvoltarea termenilor care intervin in ecuatie dinamica am detaliat modul in care interactioneaza parametrii energetici care guverneaza comportarea sistemului de pompare, respectiv a schimbului energetic. Prin introducerea, in expresiile timpilor caracteristici, a dependentei parametrilor energetici ai motorului electric de parametrii energetici ai pompei, ceea ce **reprezinta o noutate in domeniu**, am apropiat modelul matematic al sistemului de pompare de fenomenele reale de transfer energetic.

Prin experimentele numerice efectuate, am aratat, tot **ca o prioritate in domeniu**, modul in care ecuatie dinamica a ansamblului rotitor se poate utiliza in analiza si predictia comportarii sistemului, respectiv in automatizarea sistemelor de pompare.

CAPITOLUL 7

STUDIUL EXPERIMENTAL AL POMPELOR CENTRIFUGE IN REGIMURI TRANZITORII

7.1. Obiectivele cercetarii experimentale al pompelor centrifuge functionand in regimuri tranzitorii

Asa cum am vazut in capitolele precedente, functionarea unei pompe in regimuri tranzitorii presupune functionarea acesteia in timpul trecerii de la un regim de functionare permanent in alt regim de functionare permanent. Astfel de situatii apar :

- la pornirea pompei,
- la modificarea punctului de functionare,
- la oprirea pompei.

In cadrul studiului experimental al functionarii pompelor in regimuri tranzitorii se urmareste, in general :

- a.) variatia parametrilor energetici caracteristici la pornire,
- b.) variatia parametrilor energetici caracteristici la oprire,
- c.) variatia parametrilor energetici caracteristici la o modificare [controlata in timp] a anumitor parametri,
- d.) variatia parametrilor energetici caracteristici in timpul trecerii de la un punct de functionare stabil la alt punct de functionare stabil.

In sensul cerut de a.), b.) si d.), prin "parametri energetici caracteristici" se intelege :

- debitul,
- turatia,
- inaltimea de pompare,
- puterea absorbita,
- randamentul,

cu urmatoarele observatii:

* in functie de scopurile urmarite de cercetarea experimentală, in loc de inaltimea de pompare, ca "parametru energetic caracteristic" se poate considera:

- presiunea de la refulare,
- diferenta dintre presiunea de refulare si presiunea de aspiratie,

* in functie de scopurile urmarite de cercetarea experimentală, trebuie precizata marimea energetica masurata in conexiunea pompa-motor electric de antrenare:

- puterea absorbita de grupul motor-pompa de la retea,
- momentul/cuplul motor la arborele pompei.

7.2. Statiunea experimentală utilizată

Statiunea experimentală pe care am utilizat-o este o stațiune multifuncțională [35], [60]; particularitatea acestei stațiuni constă în faptul că, printr-o simplă manevră de vană, poate fi transformată din stațiune în circuit închis în stațiune în circuit deschis și reciproc.

Ca lichid de lucru se folosește apa din rețeaua Timisorei, considerată convențional curată.

Statiunea este schitată în figura 7.1 și se compune din următoarele elemente:

- recipient de alimentare R_a , cu suprafața liberă și împărțit în două compartimente; în acest mod, apa refulată de pompa în recipient este supusă unui proces de liniștire și dezaerare naturală înainte de a fi reintrodusă în circuit;

- conductă de aspirație Ca_1 , pe care este montată vană de aspirație V_{ra} , cu rolul de a separa stațiunea de recipientul de alimentare în cazul în care se fac diferite operații mecanice la stațiune (schimbarea pompei, schimbarea unor conducte, montarea de aparate de măsură), sau de modificare a presiunii la aspirația pompei, în cazul încercării la cavitație a pompei;

- recipient tampon de aspirație R_{ta} , cu rolul de a colecta și evacua aerul antrenat de pompa din recipientul de alimentare și de a uniformiza curentul de apă pe traseul de aspirație; evacuarea aerului colectat se face prin robinetul R ;

- conductă de aspirație propriu-zisă;

- pompa care urmează a fi încercată, P ;

- conductă de refulare Cr ;

- recipient tampon R_t , cu rolul de a uniformiza curentul în amonte de coloana debitmetrică Cd ; asigurarea umplerii acestui recipient și evacuarea eventualului aer acumulat, se face prin intermediul robinetului R_r ;

- canalul colector Cc , care are rolul de a readuce apa refulată de pompa în recipientul de alimentare;

- asigurarea umplerii stațiunii cu apă se face cu ajutorul unei pompe auxiliare Pa , dintr-un bazin îngropat, alimentat de la rețeaua de apă a Timisorei.

Universalitatea stațiunii este asigurată astfel: a.) dacă vană de la aspirație V_{ra} este deschisă, robinetul R_{r1} este închis și robinetul R_{r2} este deschis, atunci stațiunea este "în circuit deschis"; b.) dacă vană de la aspirație V_{ra} este închisă, robinetul R_{r1} este închis și robinetul R_{r2} este închis, atunci stațiunea este "în circuit închis"; c.) dacă vană de la aspirație V_{ra} și robinetul R_{r1} sunt

deschise si robinetul $Rr2$ este inchis, atunci statiunea ofera avantajele statiunii in circuit inchis, materializate prin extinderea posibilitatilor de operare prin restrangerea zonei de umbra a statiunii [60], cat si controlul presiunii initiale in statiune, respectiv stabilitatea curbei caracteristice a statiunii.

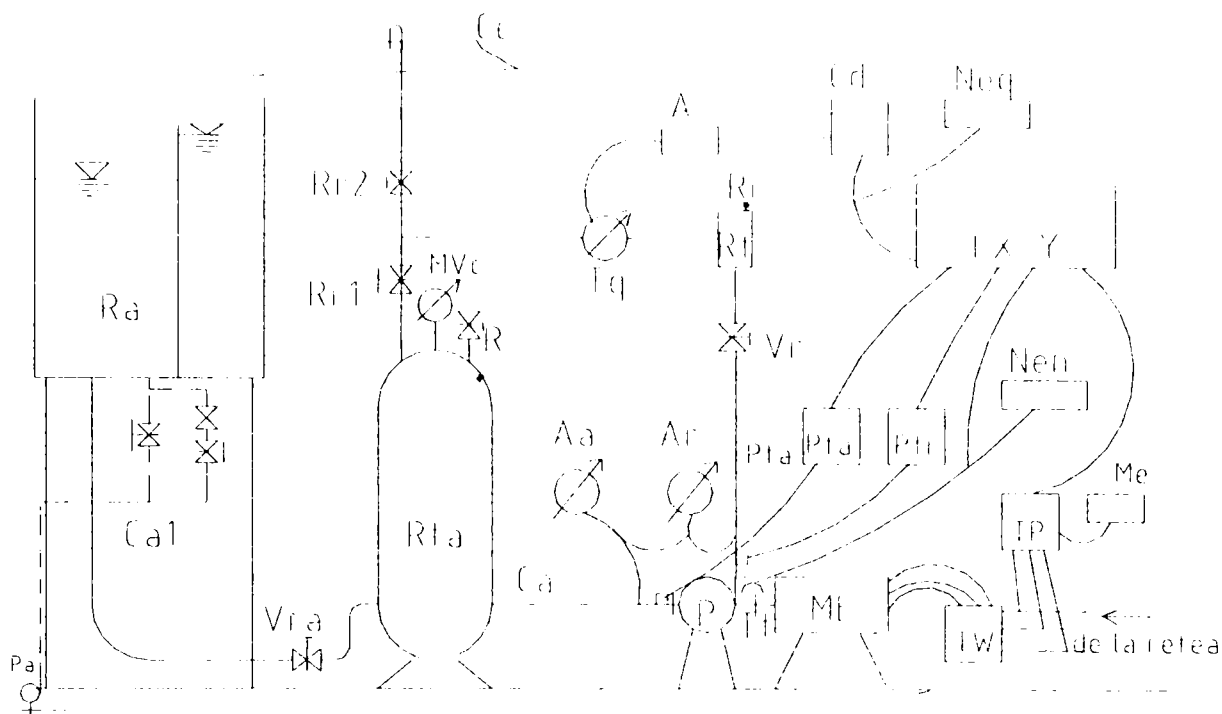


Fig. 7.1. Schema statiunii experimentale

In oricare din cele trei situatii, reglarea punctului de functionare se face prin manevrarea corespunzatoare a vanei de la refulare Vr .

Pompa este antrenata de un motor electric ME trifazat, cu rotorul in scurtcircuit, tip ASI 200 S/2, cu puterea nominala de 30 kW si turatia nominala de 2940 rot/min.

In figura 7.2. este prezentata o vedere generala a statiunii experimentale, in cadrul Laboratorului de pompe, iar in figura 7.3. este prezentata o vedere detaliata.

Pompa utilizata pentru masuratori este o pompa din tiposeria PCN (pompa centrifuga normala), tipodimensiunea PCN 65-200 diversificata, cu diametrul nominal al rotorului $D2 = 200$ mm, aflata in productia curenta a Uzinei de Prototipuri si Piese de Schimb (UPRUC) din Fagaras.

In cadrul masurarilor efectuate am urmarit urmatoarele marimi: presiunea la aspiratia pompei, presiunea la refularea pompei, diferenta de presiune dintre refulare si aspiratie, debitul volumic vehiculat de pompa, turatia arborelui pompei, puterea absorbita de grupul pompa-motor de la retea electrica.

Aparatele de masura utilizate pentru masuratori au fost: a.) pentru masurarea presiunii la aspiratia pompei, s-au folosit un manometru diferential

cu piston tip ASTRO (notat Aa in figura 7.1), cu intervalul de masura -10 ...10 metri coloana apa (masoara diferenta de presiune intre presiunea atmosferica si presiunea de la aspiratie) si, in paralel, un traductor de presiune relativa tip HMB, cu presiunea maxima de 5 metri coloana apa; b.) pentru masurarea presiunii la refularea pompei, s-au folosit: un traductor de presiune relativa tip HMB, cu presiunea maxima de 200 metri coloana apa; c.) pentru masurarea diferentei de presiune dintre refulare si aspiratie s-a folosit un manometru diferential cu piston tip ASTRO (notat Ar in figura 7.1), cu intervalul de masura 0 ...100 metri coloana apa; in figura 7.4. este prezentat modul de amplasare a traductoarelor de presiune in statiune, iar in figura 7.5. o vedere generela a manometrelor diferentiale ASTRO; d.) pentru masurarea debitului s-a folosit un debitmetru cu turbina, Tq, tip HF 75/63-135 4/A001, cu debitul maxim de $135 \frac{m^3}{h}$ si diametrul nominal de 75 mm; o vedere a traductorului de debit este prezentata in figura 7.6.; e.) pentru masurarea turatiei s-a folosit un traductor de turatie, Tt, format dintr-un disc cu (60 de) fante, montat pe cuplajul dintre motor si pompa si o celula fotoelectrica cu fototranzistor, alimentata la tensiunea de 12 V; in figura 7.7. este prezentat modul de amplasare a traductorului de turatie in statiune; e f.) pentru masurarea puterii absorbite s-a folosit un traductor trifazat de putere activa , TP, tip 2-TPT-79, prezentat in figura 7.8.

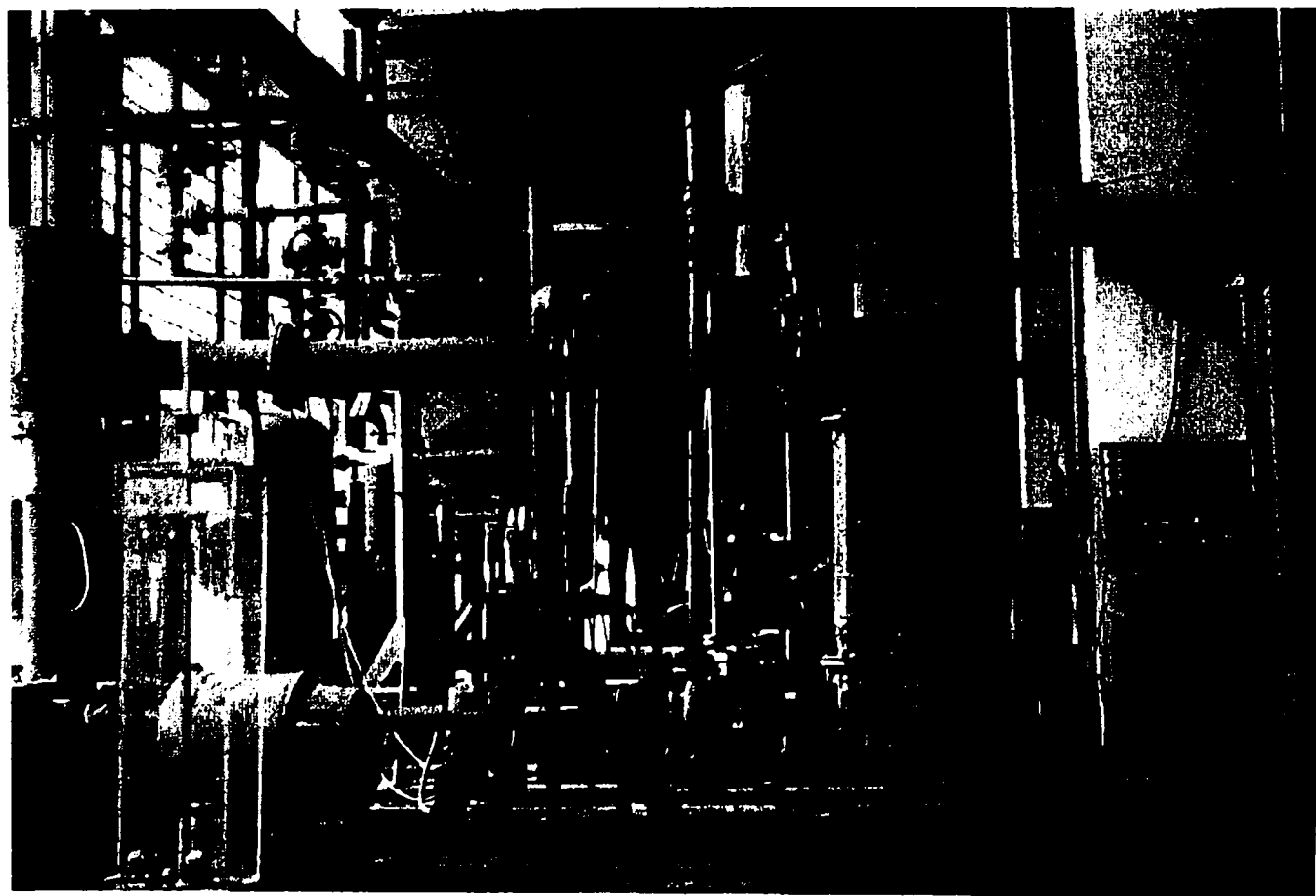


Fig. 7.2. Vedere generala a statiunii

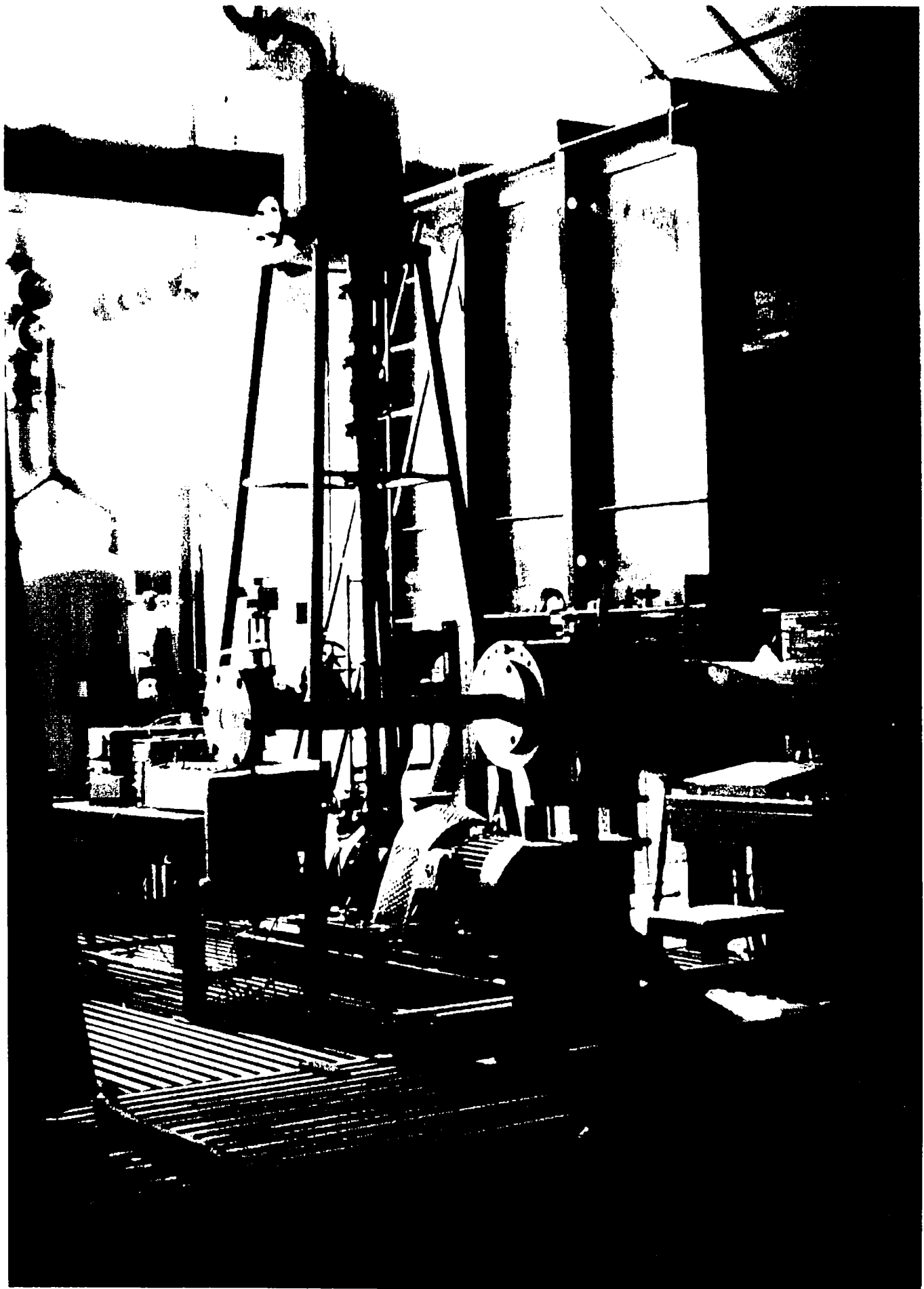


Fig. 7.3. Vedere generala (din spate) a statiunii experimentale

7.3. Aparate de masura si control utilizate

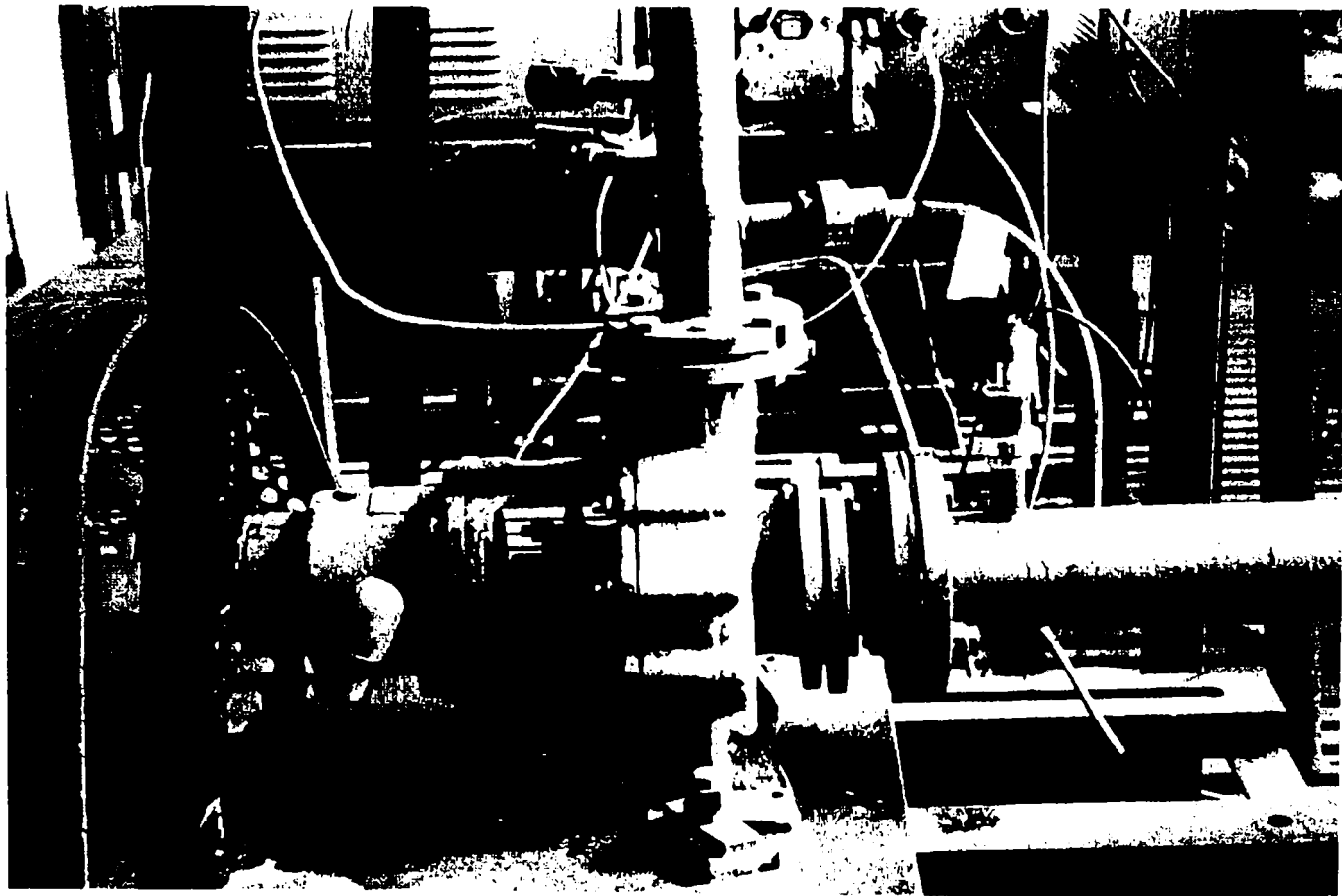


Fig. 7.4. Modul de montare a traductoarelor de presiune

Am mai folosit: o punte tensiometrica, Pta, tip KWS/11-50-HBM pentru amplificarea si transformarea semnalului emis de traductorul de presiune de la aspiratie; o punte tensiometrica, Ptr, tip N 2301 pentru pentru amplificarea si transformarea semnalului emis de traductorul de presiune de la refulare; un amplificator de semnal, A, tip MERLAB, pentru debitmetru cu turbina, un contor , Cd, pentru debitmetru, destinat convertirii semnalului in frecventa emis de traductorul inductiv al debitmetrului in semnal in tensiune; pentru filtrarea si transformarea semnalului emis de traductorul de turatie, schema sa electronica a fost modificata, in comparatie cu traductoarele de turatie de acest tip folosite in mod curent in cadrul Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice din Timisoara (LCMHT), introducand o punte suplimentara pentru transformarea semnalului infrecventa in semnal in tensiune; doua numaratoare electronice, care ofera semnale digitale de control, astfel: numaratorul Neq, care permite citirea frecventei de rotatie a turbinei debitmetrului si numaratorul Nen, care permite citirea frecventei de rotatie a arborelui pompei; prin constructia sa, traductorul de turatie ofera la numarator DIRECT valoarea turatiei, in rotatii pe minut; traductorul de putere TP primeste semnalul de o trusa wattmetrica, TW, care are rolul de a asigura conditiile de semnal necesare traductorului de putere; in paralel cu traductorul de putere este montat, pentru control, un multimetru electronic, Me; pentru inregistrarea semnalelor analoge, s-a folosit un inregis-

trator X-Y, I X-Y; in figura 7.9. este prezentata o vedere a punctilor tensiometrice si a inregistratorului, montate in statiune.

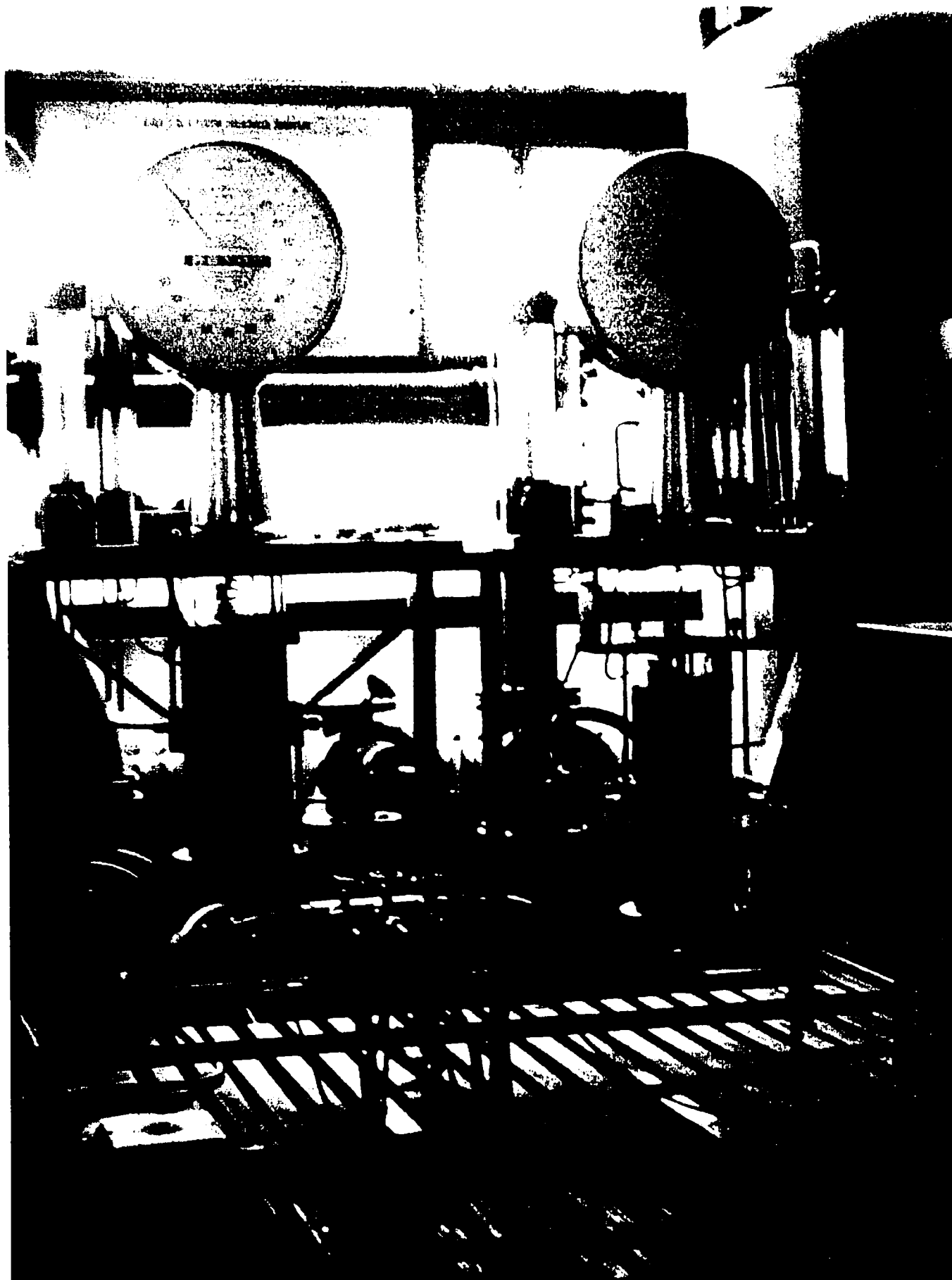


Fig. 7.5. Manometrele diferentiale ASTRO

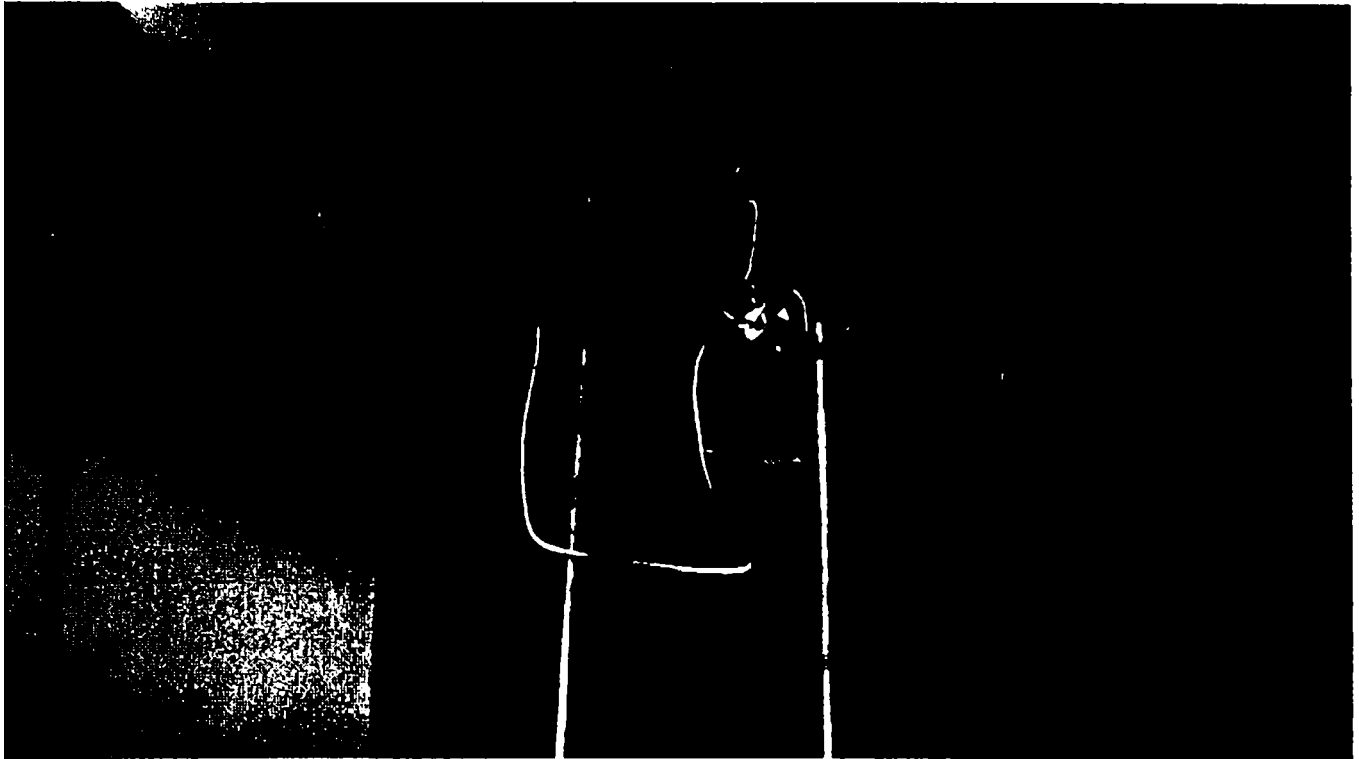


Fig. 7.6. Traductorul de debit, montat in statiune

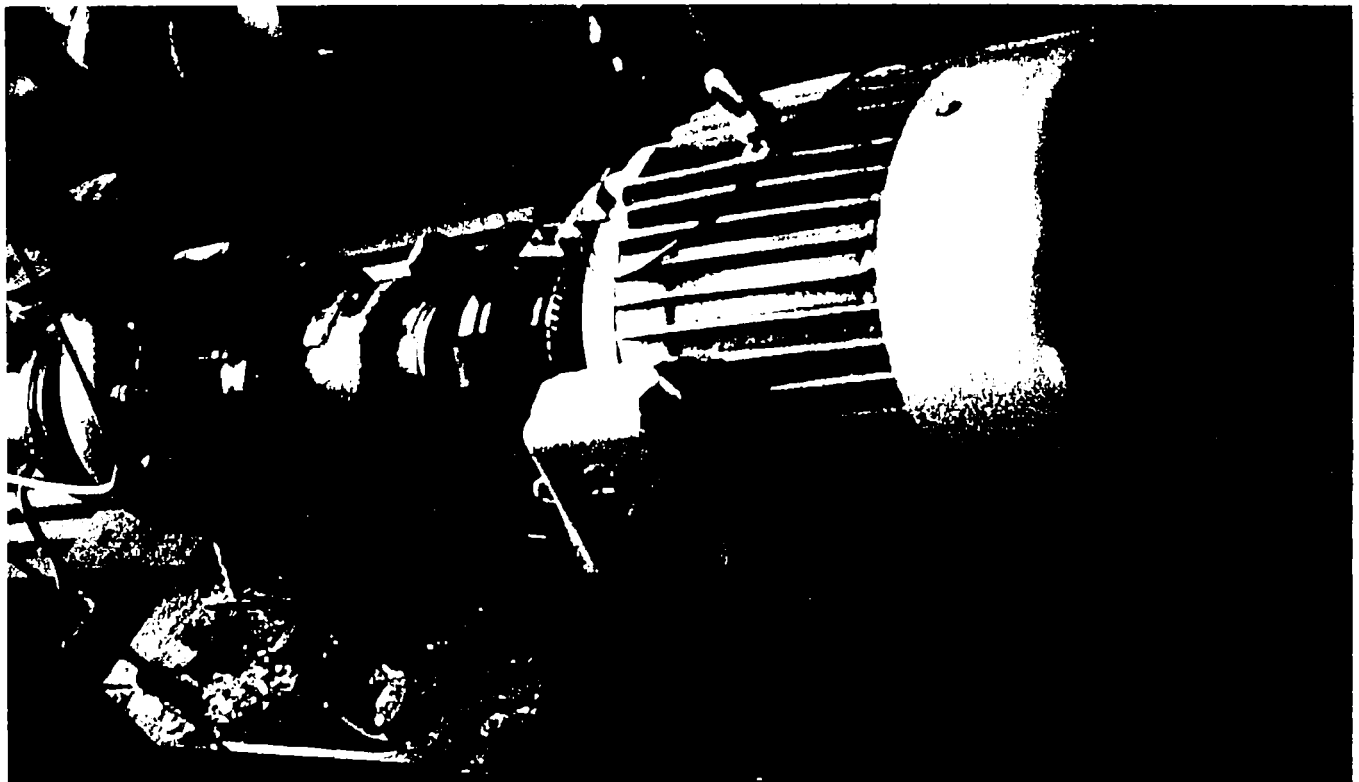


Fig. 7.7. Traductorul de deturatie, montat in statiune

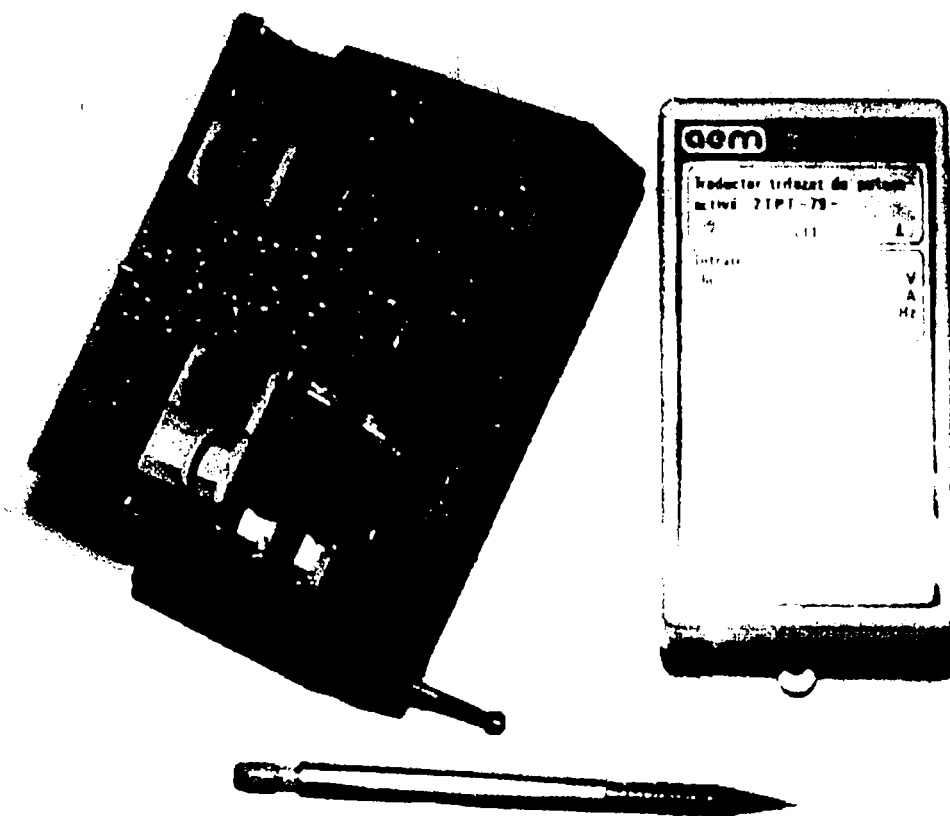


Fig. 7.8. Traductorul de putere

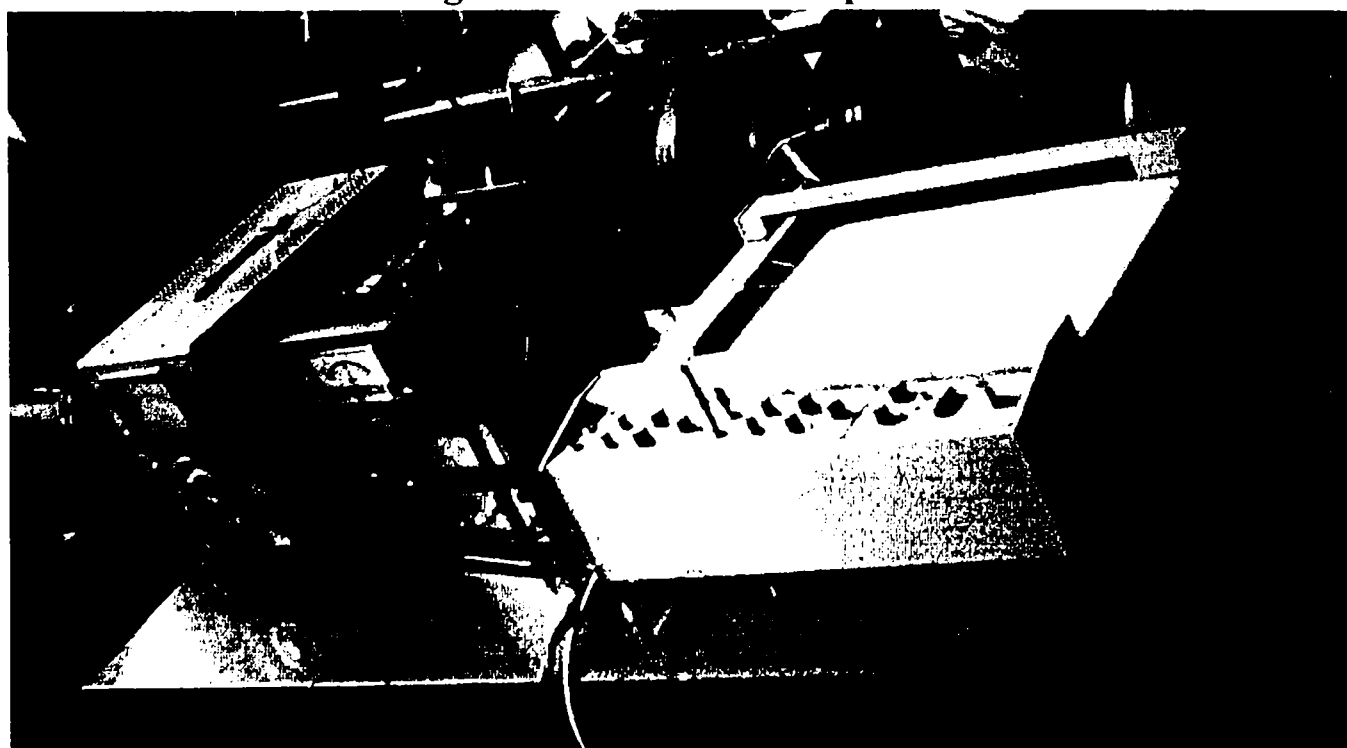


Fig. 7.9. Puntile tensometrice si inregistratorul

In figura 7.10. este prezentata o vedere a pupitrului de comanda, cu numaratoarele si traductorul de putere montate.

7.4. Metodologia efectuării măsurătorilor

Măsurătorile au fost efectuate în două etape ([35], [60], [127], [128]):

- a.) măsurători în regim (cvasi)permanent, pentru determinarea curbelor caracteristice energetice ale pompei,
- b.) măsurători în regimuri tranzitorii.

7.4.1. Metodologia determinării experimentale a curbelor caracteristice energetice ale pompei

În urma acestei categorii de încercări, se obțin curbele:

- înălțimea de pompare în funcție de debit,
- puterea absorbită de pompa de la motor în funcție de debit,
- randamentul pompei în funcție de debit,

precum și următoarele dependente:

- debitul pompei, înălțimea de pompare, puterea absorbită și randamentul în funcție de turația arborelui pompei,
- momentul la arborele pompei în funcție de debit,
- intensitatea curentului absorbit de la rețeaua electrică în funcție de înălțimea de pompare (în funcție de încărcarea motorului),
- curba caracteristică a vanei de la refulare, V_r , reprezentată prin dependența înălțimii de pompare de deschiderea ventilului vanei,
- curba caracteristică a stațiunii experimentale.

Pregătirea stațiunii pentru încercări presupune următoarele operații : verificarea montării corecte a pompei și motorului electric în stațiune; verificarea legării corecte a motorului electric la rețeaua electrică a laboratorului; umplerea recipientului de alimentare R_a cu apă, cu ajutorul pompei auxiliare P_a ; verificarea poziției ventilului vanei de aspirație V_{ra} în poziția "complet deschis"; eliminarea aerului din recipientul tampon de aspirație R_{ta} , prin manevrarea corespunzătoare a ventilului robinetului R ; verificarea montării și strângerii corecte a etansării arborelui pompei (etansarea arborelui pompei fiind de tip presetupa, prezoanele de strângere trebuie astfel strânse încât să se asigure o picurare controlată — în vederea asigurării ungerii și răcirii garniturii presetupeii — cu un debit de 3 ... 5 picături pe minut); deschiderea completă a vanei de reglare a debitului de pe refulare, V_r și evacuarea aerului din recipientul tampon R_t ; închiderea completă a ventilului vanei de refulare V_r ; închiderea completă a ventilului vanei R_{r2} ; deschiderea completă a ventilului vanei R_{r1} .

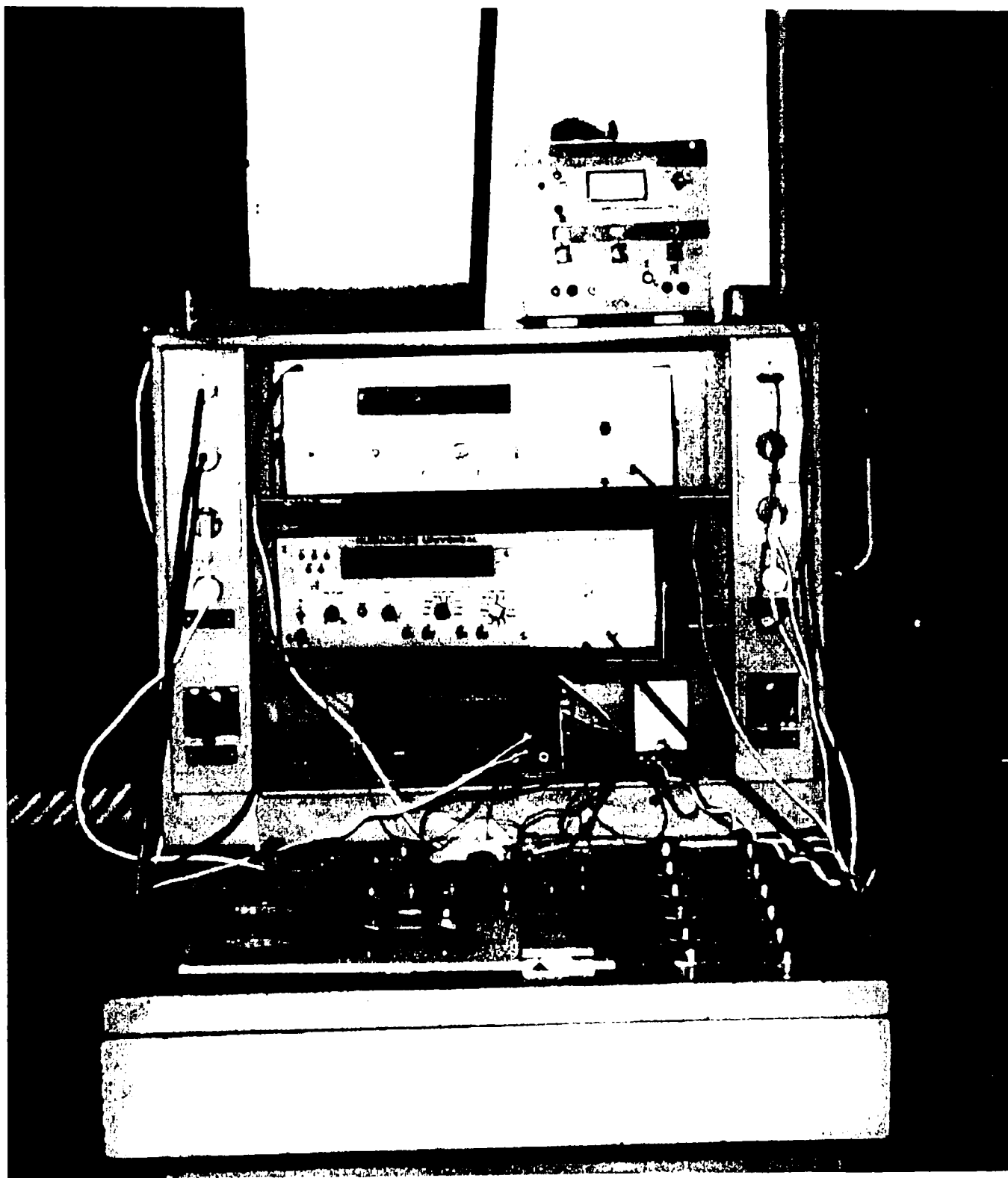


Fig. 7.10. Pupitrul de comanda

Se verifica montarea corecta a aparatelor de masura. Astfel: se realizeaza aerisirea celor doua manometre diferentiale tip ASTRO si aerisirea traductoarelor de presiune; se verifica conectarea corecta a traductoarelor de presiune la punctele tensometrice respective si realizarea conectarii corecte a acestora, la randul lor, cu inregistratorul X-Y; alimentarea si functionarea in bune conditii a traductorului de turatie si conectarea lui corecta atat la numaratorul

electronic Nen cat si la inregistrator; montarea corecta, conform schemei sale, a traductorului de putere activa la trusa wattmetrica si la inregistrator; verificarea montarii corecte a lantului de aparate care leaga debitmetrul cu turbina de numarator electronic Neq si inregistrator.

Inainte de inceperea propriu-zisa a masuratorilor, am verificat pozitionarea corecta a comutatoarelor trusei wattmetrica — conform regimului estimat de lucru si a variatiei corespunzatoare a parametrilor curentului electric — pozitia complet deschisa a ventilului vanei de la aspiratie V_r si pozitia complet deschisa sau inchisa a ventilurilor celorlalte vane din circuit.

Am pozitionat comutatorul de joasa tensiune a pupitrului de comanda si intrerupatoarele aparatelor electrice pe pozitia "deschis". Am pozitionat comutatorul de inalta tensiune a pupitrului de comanda pe pozitia "deschis". Am conectat motorul electric la retea, prin apasarea butonului de "start". Am reglat domeniul de masura a trusei wattmetrica prin pozitionarea corespunzatoare a comutatoarelor de pe trusa..

Am deschis treptat vana de la refulare V_r , la fiecare pozitie parametrica a ventilului vanei inregistrandu-se indicatiile aparatelor de masura.

Dupa terminarea masuratorilor, am deconectat statiunea de la retea electrica se face in ordine inversa fata de ordinea precizata mai sus.

7.4.2. Metodologia incercarii pompei in regimuri tranzitorii

Tinand cont de alcatuirea statiunii si a dotarii ei cu aparate de masura si control, am facut urmatoarele tipuri de masuratori in regimuri tranzitorii:

- masurarea variatiei parametrilor energetici ai pompei la pornire,
- masurarea variatiei parametrilor energetici ai pompei la oprire.

Am procedat astfel: am pregatit statiunea pentru masuratori, in conformitate cu metodologia descrisa mai sus; se pregateste, de asemenea, inregistratorul, verificand corecta montarea corecta a penitei si corecta montare din punct de vedere a polarizarii a conectarii traductoarelor. Am ales punctul de functionare in care se doreste efectuarea masuratorilor, prin pozitionarea corespunzatoare a ventilului vanei de la refulare. Am ales scarile de inregistrare, in functie de valoarea curentului electric la iesirea din traductoare si a vitezei de variatie a scarii timpului la inregistrator.

In cadrul inregistrarii regimului tranzitoriu de pornire, am conectat motorul pompei la retea electrica. In cadrul inregistrarii regimului tranzitoriu

de oprire, am conectat motorul pompei la rețeaua electrică, am ales punctul de funcționare, am pornit înregistratorul, după verificările de rigoare, apoi am deconectat motorul de la rețea, efectuându-se înregistrările.

7.5. Determinarea experimentală a momentului de inerție a ansamblului rotitor

În analiza comportării unei pompe în regimuri dinamice de funcționare, așa cum s-a văzut în capitolele precedente, intervine momentul de inerție al ansamblului rotitor, J . Prin ansamblu rotitor voi înțelege rotorul pompei, arborele pompei, lichidul din rotorul pompei, etansarea de pe arborele pompei, cuplajul, arborele motorului electric, rotorul motorului electric.

Pentru motorul electric, momentul de inerție se poate extrage din cataloage de specialitate [96]. Pentru pompa, momentul de inerție se poate calcula pe baza dimensiunilor pompei, sau se poate estima pe cale statistică [10], [60]. Momentul de inerție al întregului ansamblu rotitor rezulta prin însumarea momentelor de inerție al componentelor. Această metodă poate duce, însă, la erori destul de mari și incontrollabile. Ca urmare, momentul de inerție al ansamblului rotitor, în cazul analizei funcționării unei pompe centrifuge în regimuri tranzitorii trebuie determinat pentru fiecare caz în parte.

Pentru determinarea pe cale experimentală a momentului de inerție al ansamblului rotitor, am folosit stațiunea experimentală descrisă în paragraful 7.2. și prezentată în figura 7.1.

Pregătirea stațiunii pentru încercare am făcut-o în conformitate cu metodologia descrisă în paragraful 7.4.1.

după conectarea motorului electric la rețea, comportarea ansamblului motor de antrenare — pompa este guvernata de ecuația dinamică:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_r = \frac{1}{\omega} \cdot (P_a - P_r) = \frac{1}{\omega} \cdot (P_M - P_{abs}) \quad (7.1)$$

La oprirea pompei, respectiv la deconectarea motorului electric de la rețea, momentul activ se anulează, practic, instantaneu, în orice caz într-un timp mult mai scurt decât al evoluțiilor celorlalte fenomene (vezi capitolul 8) — vezi figura 7.11.

Puterea absorbită [de pompa] este dată de: $P_{abs} = (\rho \cdot g \cdot Q \cdot H) / \eta$. Ca urmare,

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = - \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega}$$

$$J \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right) = - \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \eta}$$

$$J \cdot \frac{dn}{dt} \cdot \frac{\pi}{30} = - \frac{30 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\pi \cdot n \cdot \eta}$$

$$J \cdot \frac{dn}{dt} = - \frac{900 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\pi^2 \cdot \eta} \cdot \frac{1}{n}$$

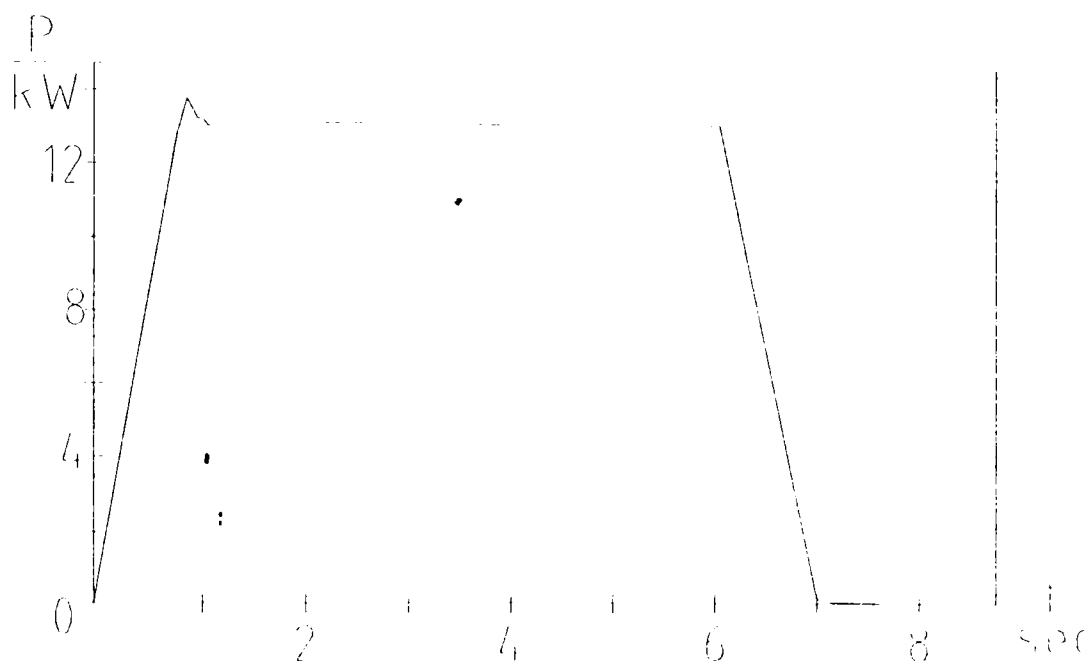


Fig. 7.11. Variatia puterii la bornele motorului electric in timp

$$J = - \frac{900 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\pi^2 \cdot h} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{dt}{dn} \quad (7.2)$$

De aici, momentul de inertie al ansamblului rotitor, J , l-am determinat in conditiile in care se cunoaste starea lichidului antrenat (materializata prin valoarea masei sale specifice), punctul nominal de functionare al pompei in regim permanent — in momentul intreruperii alimentarii cu energie electrica (respectiv debitul volumic, turatia pompei, inaltimea de pompare, randamentul pompei) si alura curbei de variatie a turatiei in timp la oprire — figura 7.12.

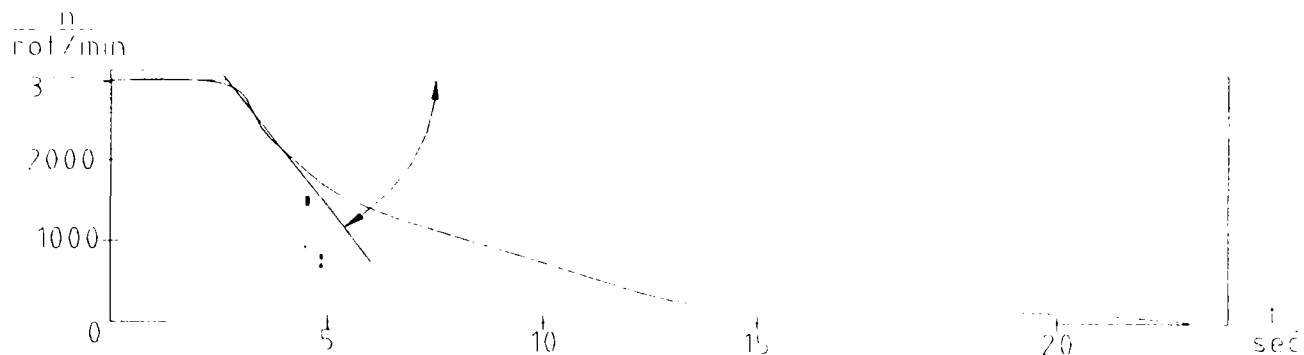


Fig. 7.12. Determinarea momentului de inertie a ansamblului rotitor
7.6. Rezultate obtinute in urma masuratorilor

In urma efectuării măsurătorilor, în conformitate cu metodologia prezentată anterior, am obținut curbele prezentate sintetic în tabelul 7.1.

TABELUL 7.1.

Tipuri de incercari	Curbe obtinute	Observatii
Incerari in regimuri permanente	Curbele caracteristice prezentate in capitolul 6	Figurile 6.1. 6.7.
	Curba presiune de refulare in functie de debit	Figura 7.13
	Curba putere absorbita (de grupul motor - pompa) in functie de debit	Figura 7.14
Incerari in regimuri dinamice	Variatia presiunii de la refulare in timp	Figura 7.15.
	Variatia debitului in timp	Figura 7.16.
	Curbele presiune de aspiratie presiune de refulare, putere absorbita, debit, turatie in functie de timp, pentru $Q = 0,48 \cdot Q_0$	Figura 7.17.
	Curbele presiune de aspiratie presiune de refulare, putere absorbita, debit, turatie in functie de timp, pentru $Q = 0,709 \cdot Q_0$	Figura 7.18.
	Curbele presiune de aspiratie presiune de refulare, putere absorbita, debit, turatie in	Figura 7.19.

functie de timp, pentru $Q = 0,7551 \cdot Q_0$	
Curbele presiune de aspiratie presiune de refulare, putere absorbita, debit, turatie in functie de timp, pentru $Q = 0,8559 \cdot Q_0$	Figura 7.20.
Curbele presiune de aspiratie presiune de refulare, putere absorbita, debit, turatie in functie de timp, pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$	Figura 7.21.

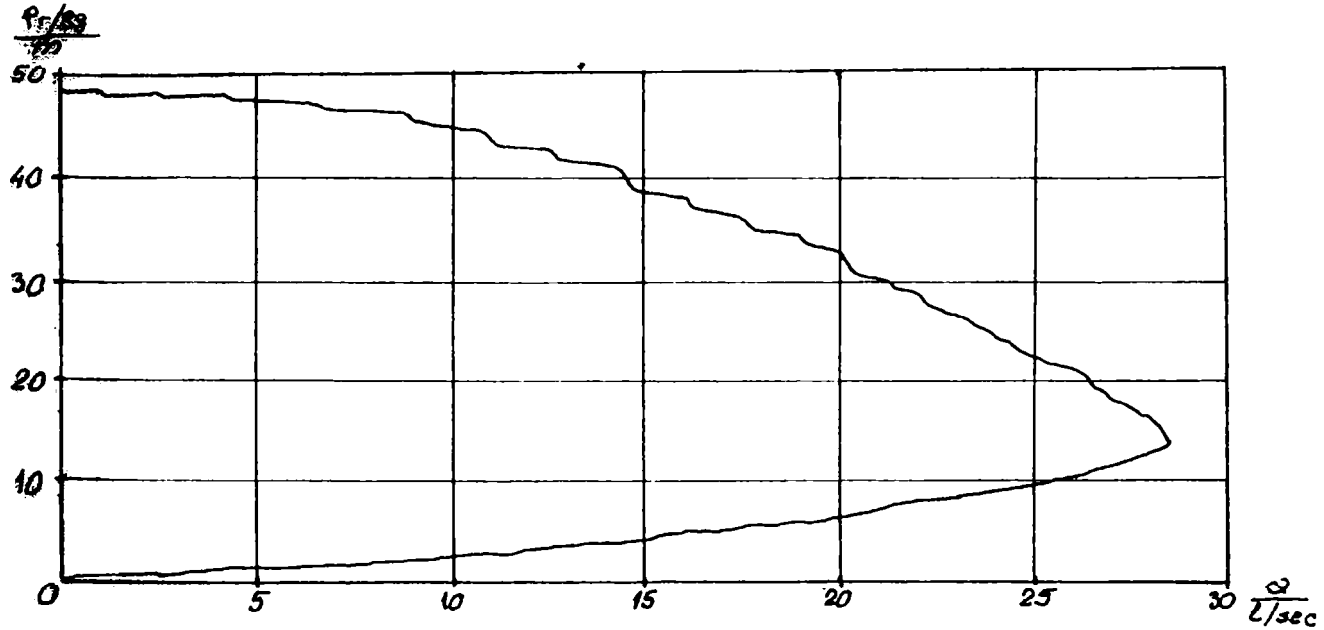


Fig. 7.13. Variatia presiunii de la refulare cu debitul

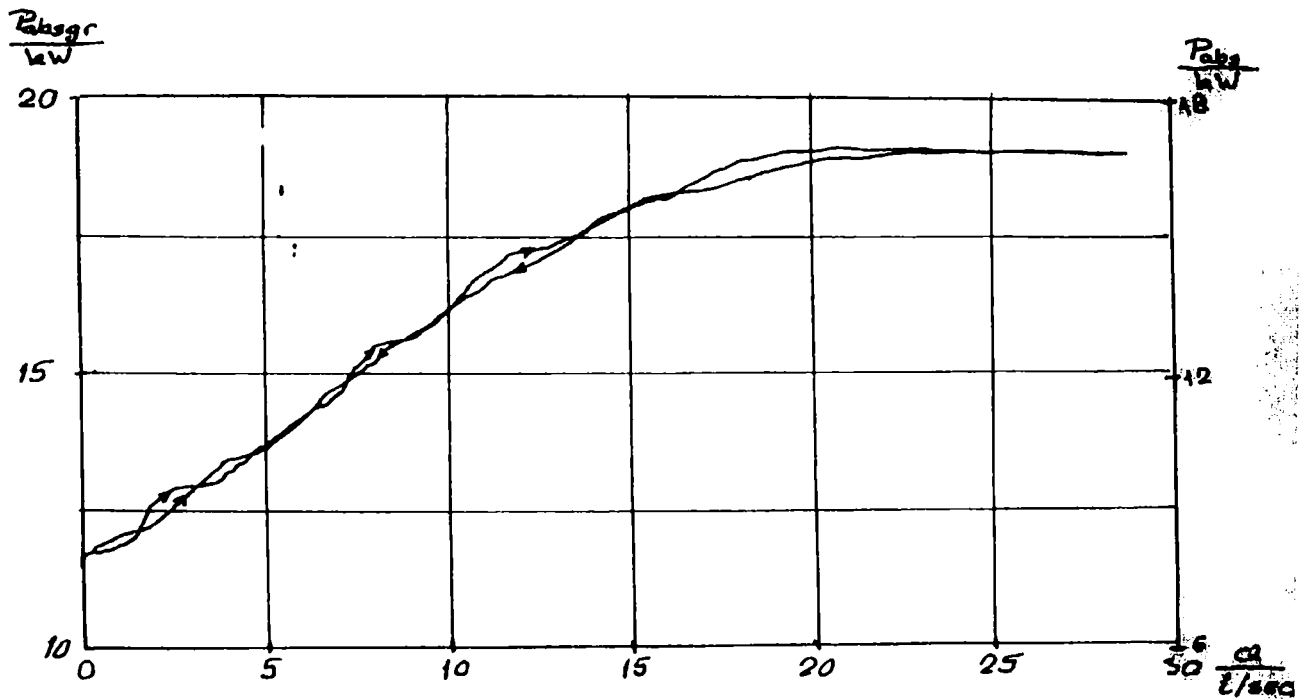


Fig. 7.14. Variatia puterii absorbite cu debitul

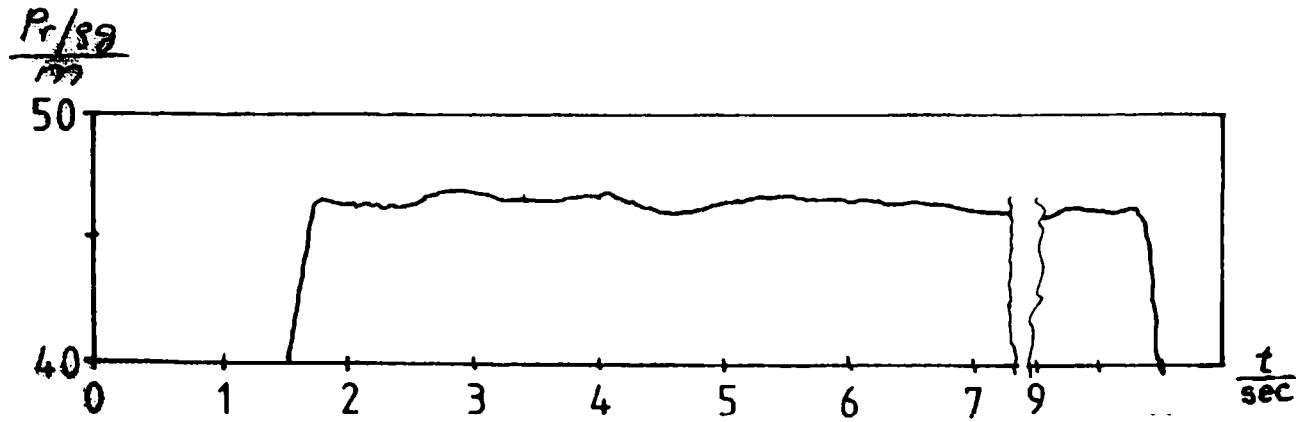


Fig. 7.15. Variatia presiunii de refulare in timp

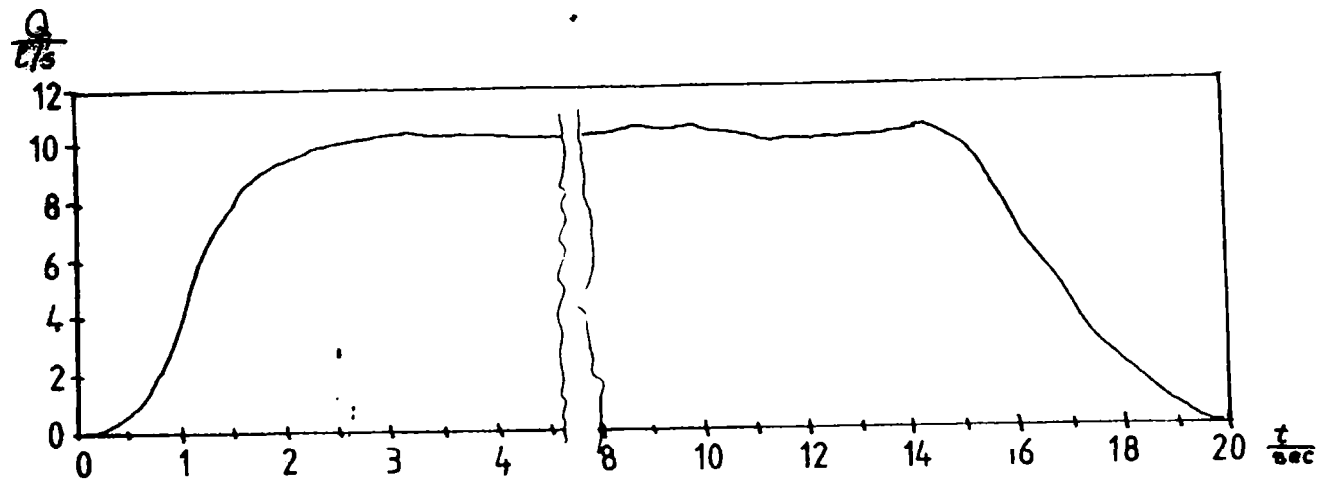


Fig. 7.16. Variatia debitului in timp

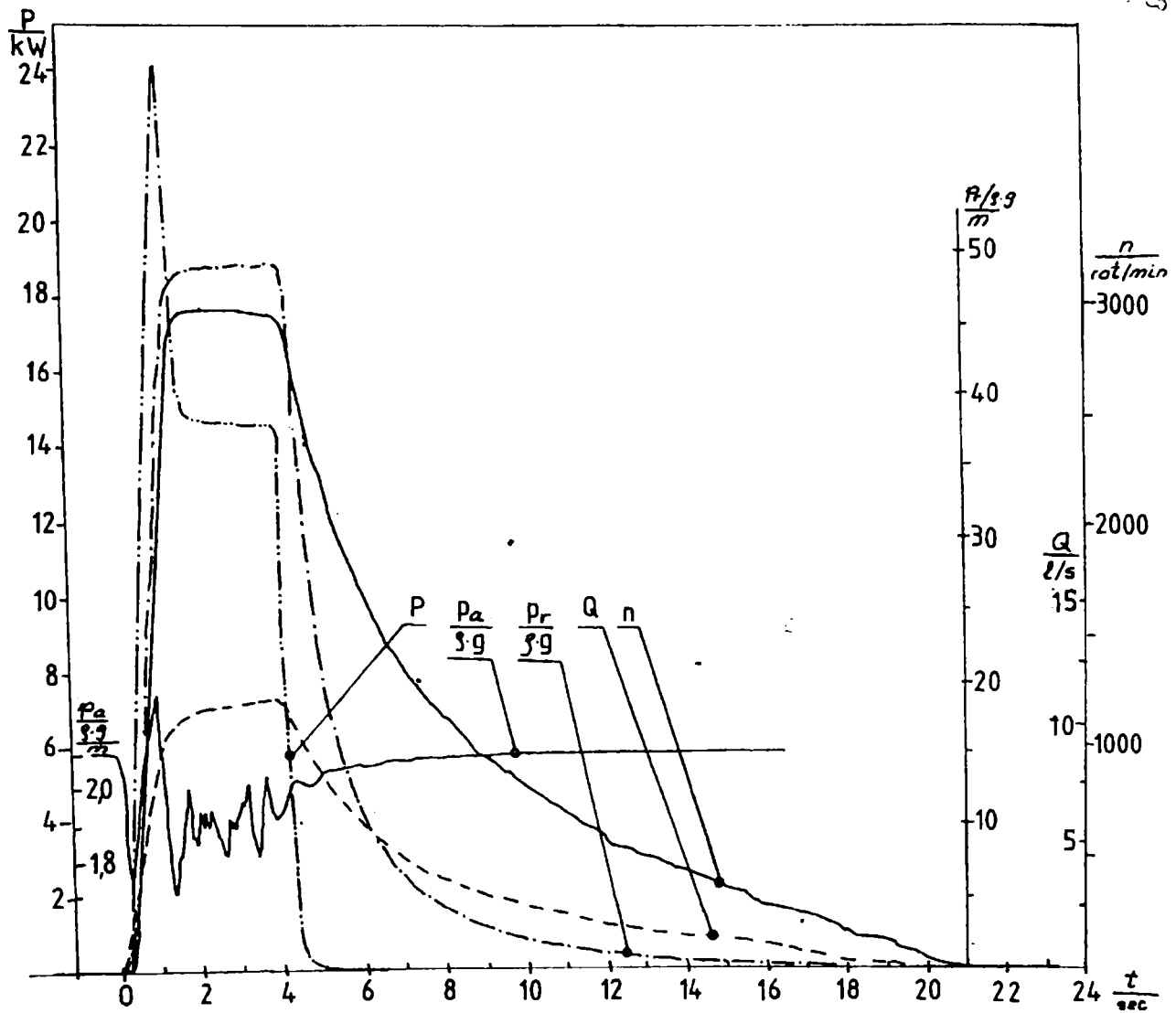


Fig. 7.17. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 0,48 \cdot Q_0$

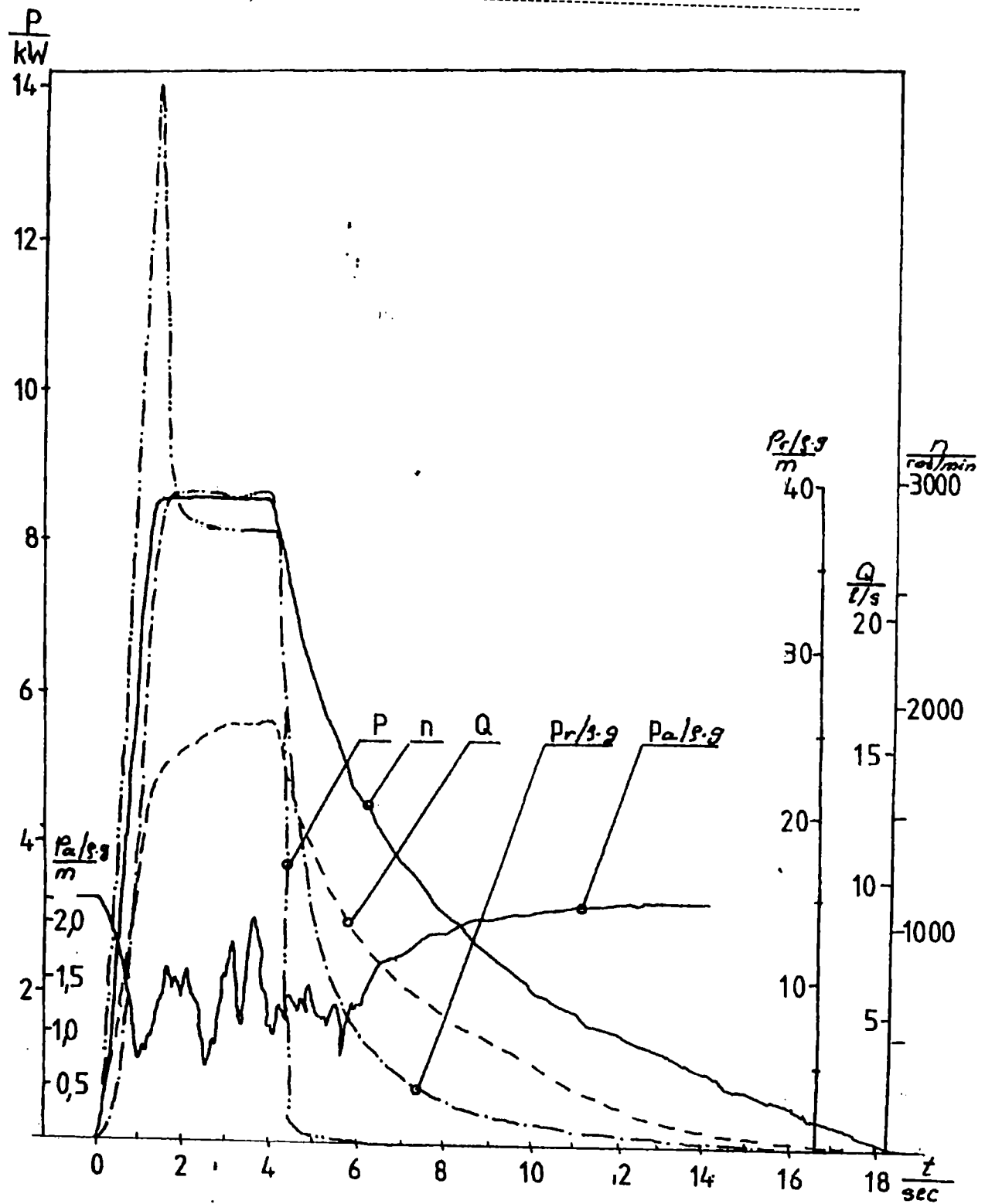


Fig. 7.18. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 0,709 \cdot Q_0$

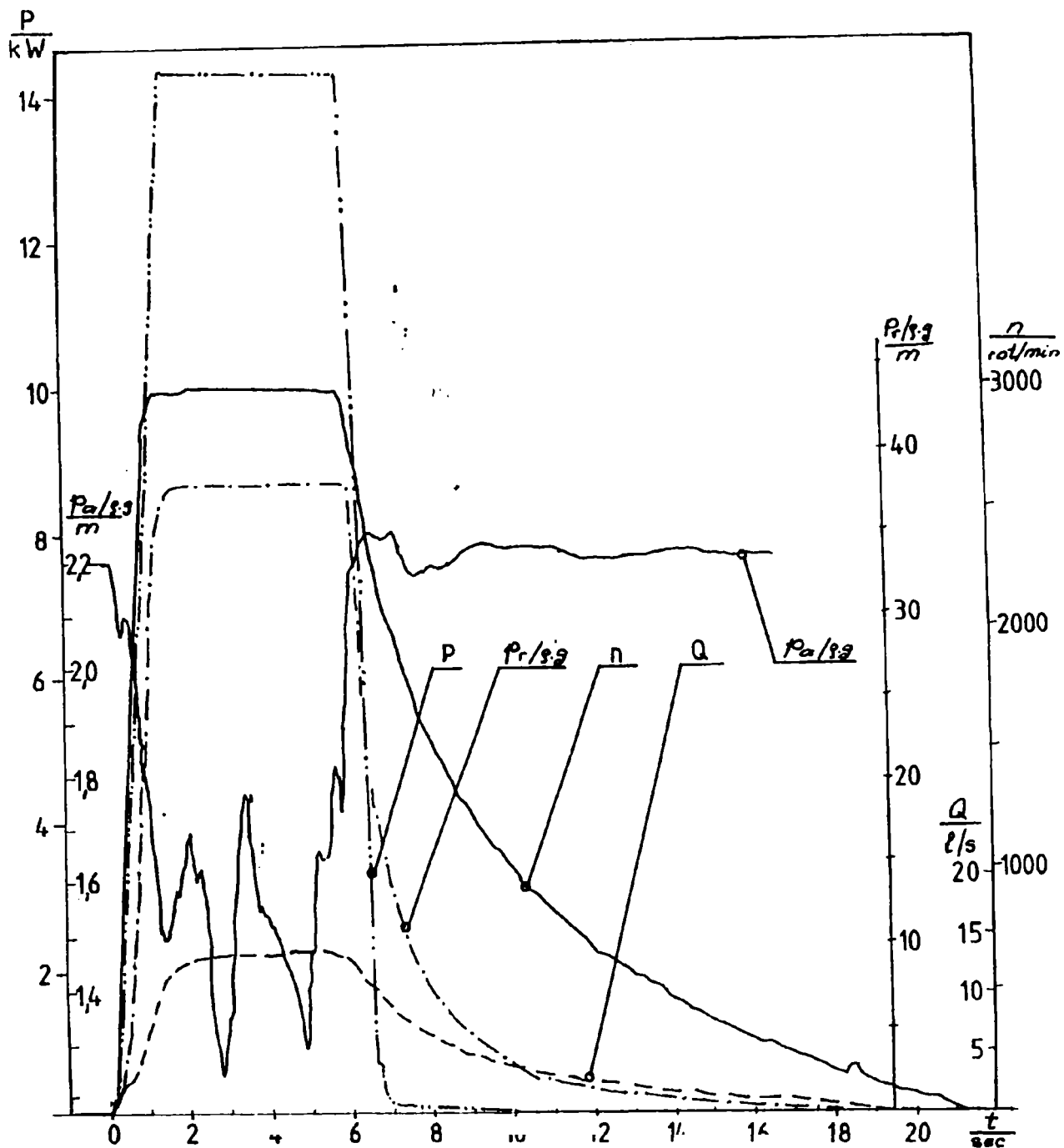


Fig. 7.19. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 0,7551 \cdot Q_0$

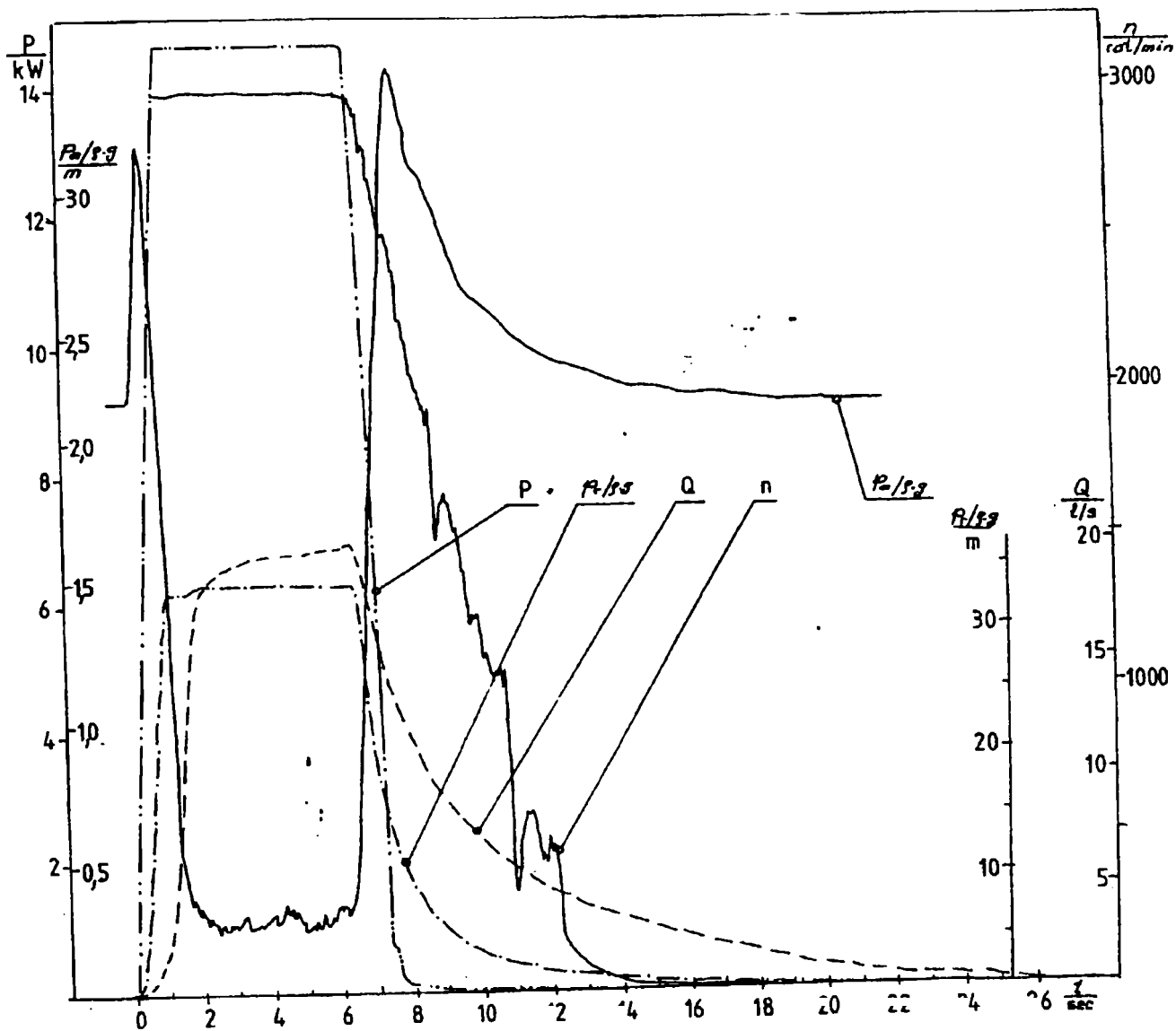


Fig. 7.20. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 0,8559 \cdot Q_0$

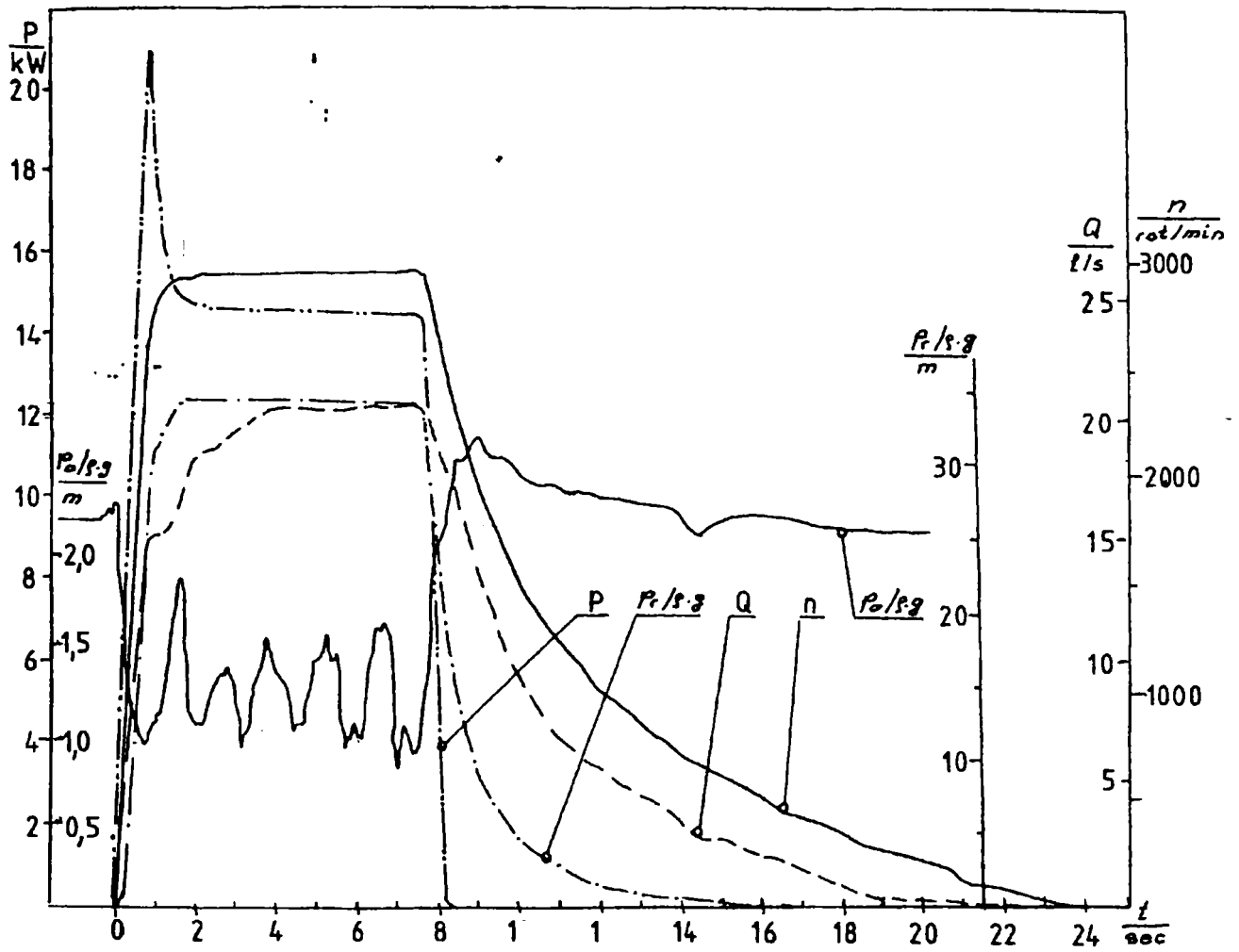


Fig. 7.21. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

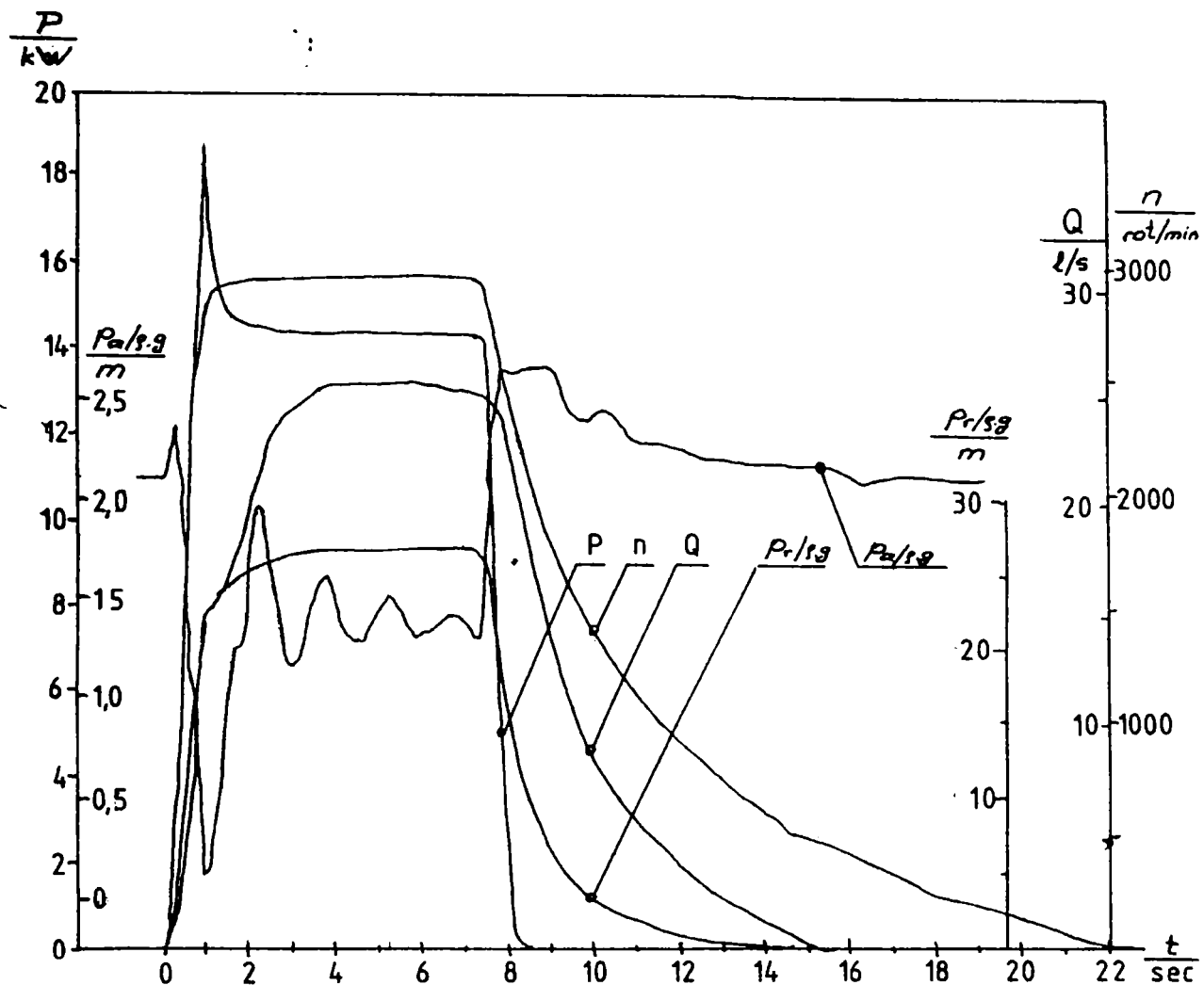


Fig. 7.22. Variatia parametrilor energetici in regim tranzitoriu, la $Q = 1,153 \cdot Q_0$

7.7. Concluzii

Capitolul de fata a avut ca scop prezentarea statiunii de laborator, a metodologiei efectuării masuratorilor si prezentarea rezultatelor obtinute.

Statiunea folosita a fost o statiune din cadrul Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice, adaptata si completata cu aparatura de masura adecvate pentru masuratori în regimuri dinamice.

Metodologia utilizata a fost in conformitate cu normele si standardele in vigoare si cu experienta acumulata in cadrul Catedrei de Masini Hidraulice.

Metodologia si rezultatele masuratorilor in regimuri tranzitorii generate de pornirea si oprirea pompei sunt, aici, prezentate pentru prima data in Romania.

De asemenea, pentru necesitatile modelarilor numerice efectuate, am avut nevoie de determinarea momentului de inertie a ansamblului rotitor, prezentand in cadrul acestui capitol o metodologie de determinare a acestuia.

CAPITOLUL 8

UTILIZAREA POMPEI CENTRIFUGE CA ELEMENT AL SISTEMELOR AUTOMATE

In cadrul acestui capitol voi analiza modul in care se comporta o pompa centrifuga in cadrul unui sistem automat. De asemenea, plecand de la masuratorile efectuate, voi stabili performantele dinamice ale pompei, considerand-o **ca** un element al sistemelor automate de pompare, numita pe scurt **element**.

8.1. Determinarea functiilor de transfer ale unei pompe centrifuge

Disponand de variatia parametrilor energetici ai pompei, se pot determina functiile de transfer pentru pompa. Acesta se poate face pe doua cai: prin metode grafo - analitice, sau apeland analiza corelationala.

In cele ce urmeaza, voi prezenta cele doua posibilitati de obtinere a functiilor de transfer, apoi voi prezenta rezultatele obtinute din aplicarea acestor metode atat asupra rezultatelor obtinute din incercari, cat si asupra rezultatelor obtinute in urma simularii matematice a functionarii pompei.

8.1.1. Determinarea functiilor de transfer prin metoda grafo - analitica

Metoda grafo - analitica de determinare a functiilor de transfer pe care o voi utiliza in continuare este descrisa pe larg in [68]. Astfel, prin aceasta metoda, plecand de la inregistrarile semnalului de la intrare x_i si a semnalului de la iesire x_e in functie de timp, se determina anumiti parametri caracteristici ai locului de transfer corespunzator functiei de transfer

$$H_{x_e x_i} = \frac{x_e}{x_i} \quad (8.1)$$

Cu acestea, se poate, apoi, aproxima elementul caracterizat de marimile x_i si x_e cu unul din elementele tipizate (P, I, D, PD, PID), [129], determinand coeficientii ecuatiei diferentiale corespunzatoare, **identificand** astfel **elementul** respectiv.

Avand modelul matematic al elementului, prin ecuatie sa diferentiale, i se poate aplica acesteia transformata Laplace, determinand apoi locul de transfer si diagramele modul- frecventa si faza - frecventa corespunzatoare.

Avand ecuatia diferentiala a elementului echivalent, i se poate aplica acesteia transformata Laplace, determinandu-se apoi locul frecventelor si caractreisticile modul - frecventa si faza - frecventa corespunzatoare.

Fie, astfel, un element caruia i se aplica la intrare un semnal treapta $x_i(t)$, reprezentat in figura 8.1.a, semnal caruia ii corespunde un semnal de iesire $x_e(t)$, reprezentat in figura 8.1.b.

Semnalul de intrare se caracterizeaza prin valoarea sa corespunzatoare regimului permanent, Δx_i . Semnalul de iesire se caracterizeaza prin valoarea sa initiala corespunzatoare unui regim permanent, $x_e(0)$ si valoarea finala corespunzatoare unui regim permanent $x_e(\infty)$; diferenta dintre aceste doua valori extreme este notata cu Δx_e . Segmentul OB reprezinta **intarzierea totala**, τ ; valoarea intarzierii totale se compune, in fapt, din insumarea intarzierii pure - de transport si a intarzierii capacitive - tranzitorii. Segmentul BD reprezinta **constanta de timp**, T .

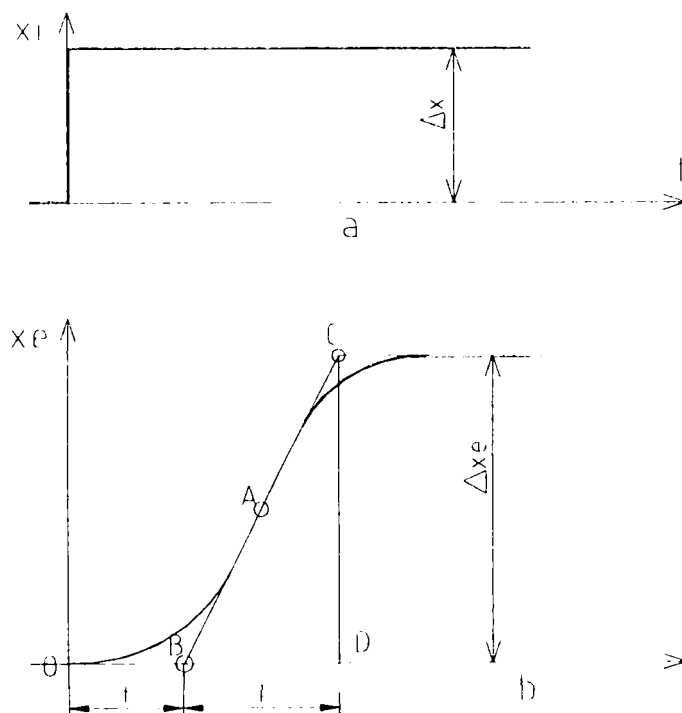


Fig. 8.1. Semnalul treapta de intrare si semnalul iesire corespunzator

Coeficientul (factorul) de amplificare, k_{ob} , reprezinta variatia marimii de la iesire, la trecerea din starea permanenta initiala la starea permanenta finala, raportata la semnalul unitate de la intrare:

$$k_{ob} = \frac{x_e(\infty) - x_e(0)}{\Delta x_i} \quad (8.2)$$

Daca intarzierea semnalului de iesire este comparabila cu timpul de crestere a semnalului de intrare, t_e , pentru determinarea valorii lui τ trebuie sa se inlocuiasca semnalul real cu un semnal de tip rampa, conform schitei din figura 8.2.

Pentru cazul cel mai frecvent, de crestere uniforma a semnalului, intarzierea va fi, in acest caz:

$$\tau = \tau' - \frac{t_e}{2} \quad (8.3)$$

Construirea **locului de transfer** se poate face, acum, avand aproximati grafic parametrii functiei indiciale. Daca un element al unui sistem automat este aproximat printr-un element simplu cu intarziere pura si printr-un element static de ordinul intai, atunci locul frecventelor rezulta imediat, cunoscand valorile timpilor caracteristici τ , T si a coeficientului de amplificarea k_{ob} , determinati mai sus.

Funcția de transfer a elementului acceptat ca aproximare reprezinta produsul functiilor de transfer a celor doua elemente simple:

$$W_{ob}(i \cdot \omega) = W_1(i \cdot \omega) \cdot W_t(i \cdot \omega) \quad (8.4)$$

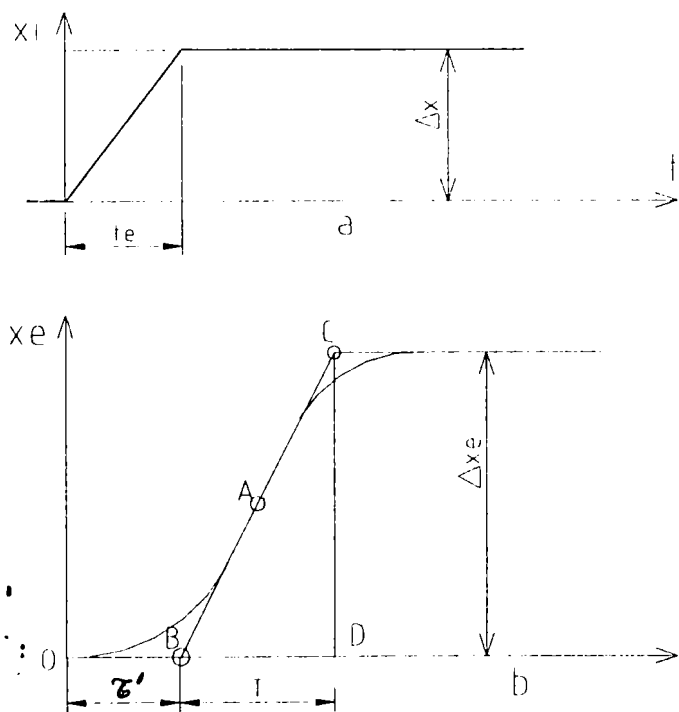


Fig. 8.2. Semnalul rampa de intrare si semnalul iesire cu intarziere

Coeficientul de amplificarea al elementului de gradul intai este egal cu coeficientul de amplificarea k_{ob} ; locul de transfer al acestui element este un **semicerc** in planul complex, conform figurii 8.3, cu diametrul $M(0) = k_{ob}$.

Aceasta observatie este suficienta pentru a putea construi locul frecventelor pentru $W_1(i.\omega)$. Cunoscand constanta de timp a elementului aproximat, T , si, prin urmare, a elementului de gradul intai, se determina punctelor locului de transfer:

$$\omega_i = \frac{\text{tg } \varphi_i}{T} \quad , \quad (8.5)$$

unde φ_i este decalajul de faza a punctului considerat, luat conform figurii 8.3.

Elementul de intarziere pura, avand amplitudinea oscilatiilor constanta, introduce un decalaj de faza intre oscilatii definit de:

$$W_\tau(i.\omega) = \exp(-i \cdot \omega \cdot \tau) \quad , \quad (8.6)$$

locul de transfer corespunzator fiind un arc de cerc are centrul in originea axelor de coordonate complexe.

Ca urmare, punctul curent al locului de transfer corespunzator functiei de transfer $W_{ob}(i.\omega)$ se obtine prin deplasarea punctului curent, corespunzator punsatiei ω_i (aparinand locului $W_1(i.\omega)$) pe un arc de cerc ce trece prin aceste puncte, avand centrul in originea axelor complexe; unghiul de decalaj, in grade, este dat de:

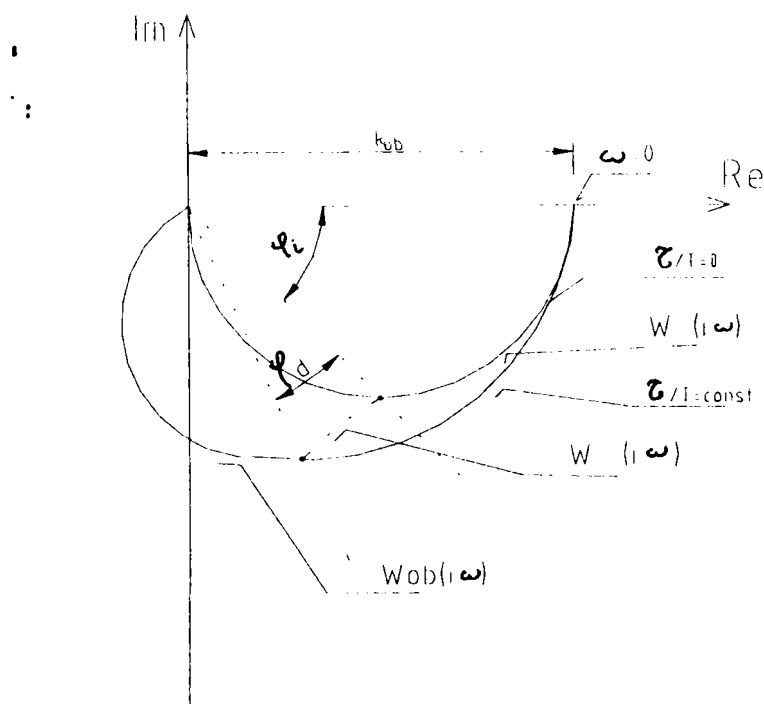


Fig. 8.3. Determinarea locului de transfer

$$\varphi_d = 57 \cdot \omega_i \cdot t = 57 \cdot \frac{\tau}{T} \cdot \text{tg } \varphi_i \quad . \quad (8.7)$$

Ordinul ecuatiei diferentiale care va reprezenta **modelul matematic** al elementului, se determina prin numarul cadranelor din planul complex, parcurse de locul de transfer.

Astfel:

a.) locul de transfer din figura 8.4., corespunde unui element proportional cu intarziere ordinul intai, de **ecuatie diferentiale**:

$$T \cdot x_e'(t) + x_e(t) = k_{ob} \cdot x_i(t) \quad , \quad (8.8)$$

cu **coeficientul de amplificare**:

$$k_{ob} = M(0) \quad , \quad (8.9)$$

egal chiar cu raza vectorie a locului frecventelor la valoarea punsatiei $\omega = 0$, considerat in sens pozitiv al axei reale (in sens negativ trigonometric), iar **constanta de timp**:

$$T = \frac{\text{tg } \varphi_i}{\omega_i} \quad < \text{secunde} > \quad ; \quad (8.10)$$

b.) in figura 8.5 este prezentat locul de transfer corespunzator elementelor mai complexe, de grad superior sau cu intarziere pura. Aceste elemente se pot aproxima cu elemente de ordinul intai cu intarziere, conform metodologiei prezentate mai sus, sau cu elemente de ordinul doi.

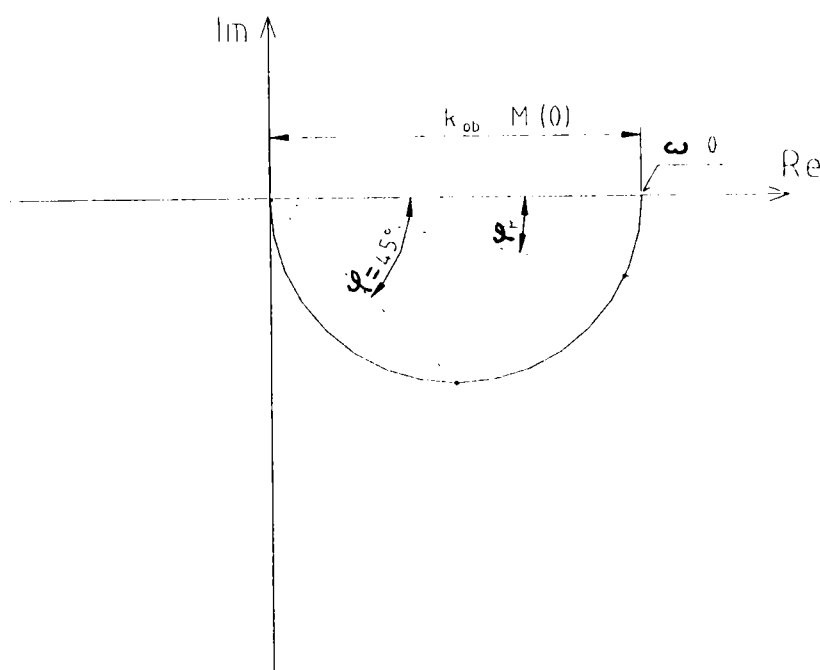


Fig. 8.4. Locul de transfer corespunzator elementului de ordinul intai

Pentru un element de ordinul al doilea, ecuatia diferentiaza este:

$$T_2^2 \cdot x\ddot{e}(t) + T_1 \cdot x\dot{e}(t) + xe(t) = k_{ob} \cdot xi(t) \quad (8.11)$$

In acest caz, coeficientul de amplificarea este dat de:

$$k_{ob} = M(0) \quad (8.12)$$

constanta de timp T_2 este data de:

$$T_2 = \frac{1}{\omega_{90}} \quad (8.13)$$

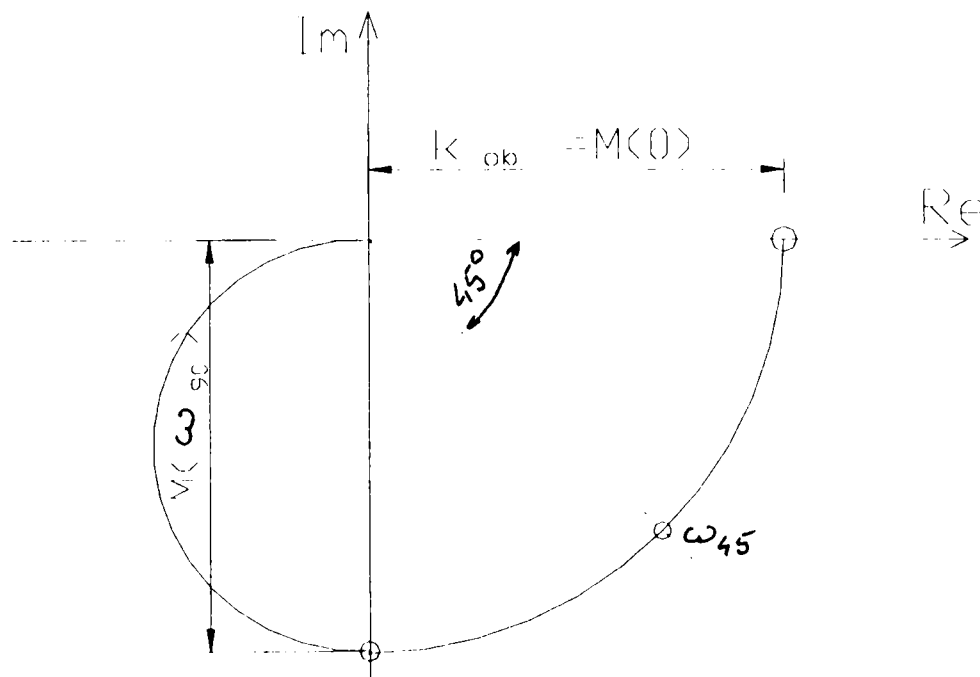


Fig. 8.5. Locul de transfer corespunzator elementului de ordinul doi

cealalta constanta de timp va fi data de:

$$T_1 = T_2 \cdot \frac{M(0)}{M(\omega_{90})} \quad (8.14)$$

iar factorul de amortizare ζ va fi definit de:

$$\zeta = \frac{1}{2} \cdot \frac{M(0)}{M(\omega_{90})} \quad (8.15)$$

Coeficientii ecuatiei diferentiale rezulta imediat:

a.) pentru elementul de **ordinul intai**:

$$a_1 \cdot xe'(t) + a_0 \cdot xe(t) = xi(t) \quad , \quad (8.16)$$

cu coeficientii dati de:

$$\begin{cases} a_0 = \frac{1}{k_{ob}} \\ a_1 = \frac{T}{k_{ob}} \end{cases} ; \quad (8.17)$$

b.) pentru elementul de **ordinul al doilea**:

$$a_2 \cdot xe''(t) + a_1 \cdot xe'(t) + a_0 \cdot xe(t) = xi(t) \quad , \quad (8.18)$$

cu coeficientii dati de:

$$\begin{cases} a_0 = \frac{1}{M(0)} = \frac{1}{k_{ob}} \\ a_1 = \frac{1}{\omega_{90}} \cdot \frac{1}{M(\omega_{90})} \\ a_2 = \left(\frac{1}{\omega_{90}} \right)^2 \cdot \frac{1}{M(0)} \end{cases} . \quad (8.19)$$

8.1.2. Determinarea functiilor de transfer prin metoda analizei corelazionale

Fie un element al unui sistem automat, caruia i se aplica la intrare un semnal $xi(t)$, obtinandu-se la iesire semnalul $xe(t)$, semnale reprezentate in figura 8.6.

Pentru fiecare din cele doua semnale, **momentul centrat de ordinul intai** (media aritmetica) [14] se calculeaza cu:

$$\begin{cases} \overline{x_i}(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{i_i}(t) \\ \overline{x_e}(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{e_i}(t) \end{cases}, \quad (8.20)$$

in cazul unui proces stationar (pentru N discrete valori ale semnalelor) si

$$\begin{cases} \overline{x_i}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) \cdot dt \\ \overline{x_e}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_e(t) \cdot dt \end{cases}, \quad (8.21)$$

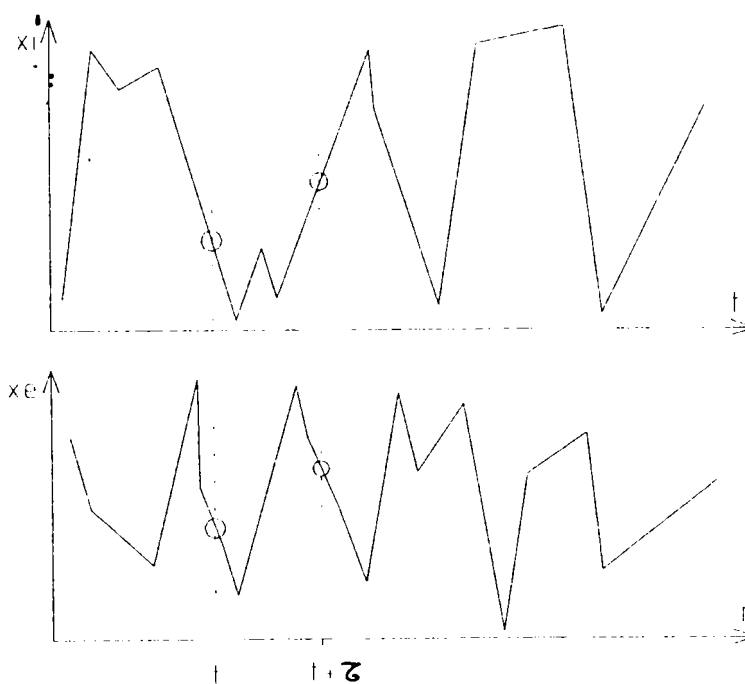


Fig. 8.6. Semnalul de intrare si semnalul iesire corespunzator

in cazul unui proces ergodic.

Funcțiile de covariatie vor fi:

$$\begin{cases} R_{x_i x_i}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) \cdot x_i(t + \tau) \cdot dt \right) \approx \overline{x_i(t) \cdot x_i(t + \tau)} \\ R_{x_e x_e}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_e(t) \cdot x_e(t + \tau) \cdot dt \right) \approx \overline{x_e(t) \cdot x_e(t + \tau)} \end{cases}, \quad (8.22)$$

iar **funcția de intercorelatie** a celor doua semnale va fi:

$$C_{xixe}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (x_i(t) - \bar{x}_i(t)) \cdot (x_e(t + \tau) - \bar{x}_e(t)) \cdot dt \right) = R_{xixe}(\tau) - \bar{x}_i(t) \cdot \bar{x}_e(t) \quad , \quad (8.23)$$

cu

$$R_{xixe}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) \cdot x_e(t + \tau) \cdot dt \right) \approx \overline{x_i(t) \cdot x_e(t + \tau)} \quad , \quad (8.24)$$

iar funcțiile de autocorelație vor fi:

$$\begin{cases} C_{xixi}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (x_i(t) - \bar{x}_i(t)) \cdot (x_i(t + \tau) - \bar{x}_i(t)) \cdot dt \right) = R_{xixi}(\tau) - \bar{x}_i^2(t) \\ C_{xexe}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (x_e(t) - \bar{x}_e(t)) \cdot (x_e(t + \tau) - \bar{x}_e(t)) \cdot dt \right) = R_{xexe}(\tau) - \bar{x}_e^2(t) \end{cases} \quad (8.25)$$

Având definite aceste funcții, în continuare, **funcțiile de densitate autospectrală** vor fi:

$$\begin{cases} S_{xixi}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xixi}(\tau) \cdot \exp(-2 \cdot \pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) \cdot d\tau \\ S_{xexe}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xexe}(\tau) \cdot \exp(-2 \cdot \pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) \cdot d\tau \end{cases} \quad , \quad (8.26)$$

(cu f = frecvența perturbației), **funcția de densitate interspectrală** se introduce prin:

$$S_{xixe}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xixe}(\tau) \cdot \exp(-2 \cdot \pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) \cdot d\tau \quad , \quad (8.27)$$

funcția de densitate cospectrală va fi dată de:

$$C_{xixe}^0(f) = 2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} R_{xixe}(\tau) \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot \tau) \cdot d\tau \quad , \quad (8.28)$$

iar **funcția de densitate cuadspectrală** va fi:

$$Q_{xixe}(f) = 2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} R_{xixe}(\tau) \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot \tau) \cdot d\tau \quad , \quad (8.29)$$

legatura dintre functia de densitate cospectrala si functia de densitate cuadspectrala definind **functia de densitate spectrala unilaterala**:

$$G_{xixe}(f) = 2 \cdot S_{xixe}(f) = C_{xixe}^0(f) - i \cdot Q_{xixe}(f) \quad . \quad (8.30)$$

Aceasta functie de densitate spectrala unilaterala permite, acum determinarea locului frecventelor — figura 8.7.a., respectiv caracteristicile modul — frecventa si faza — frecventa (diagrama Bode), conform figurii 8.7.b., in care:

$$\begin{cases} |G_{xixe}(f)| = \sqrt{(C_{xixe}^0(f))^2 + (Q_{xixe}(f))^2} \\ \varphi_{xixe}(f) = \text{arctg} \frac{Q_{xixe}(f)}{C_{xixe}^0(f)} \end{cases} \quad . \quad (8.31)$$

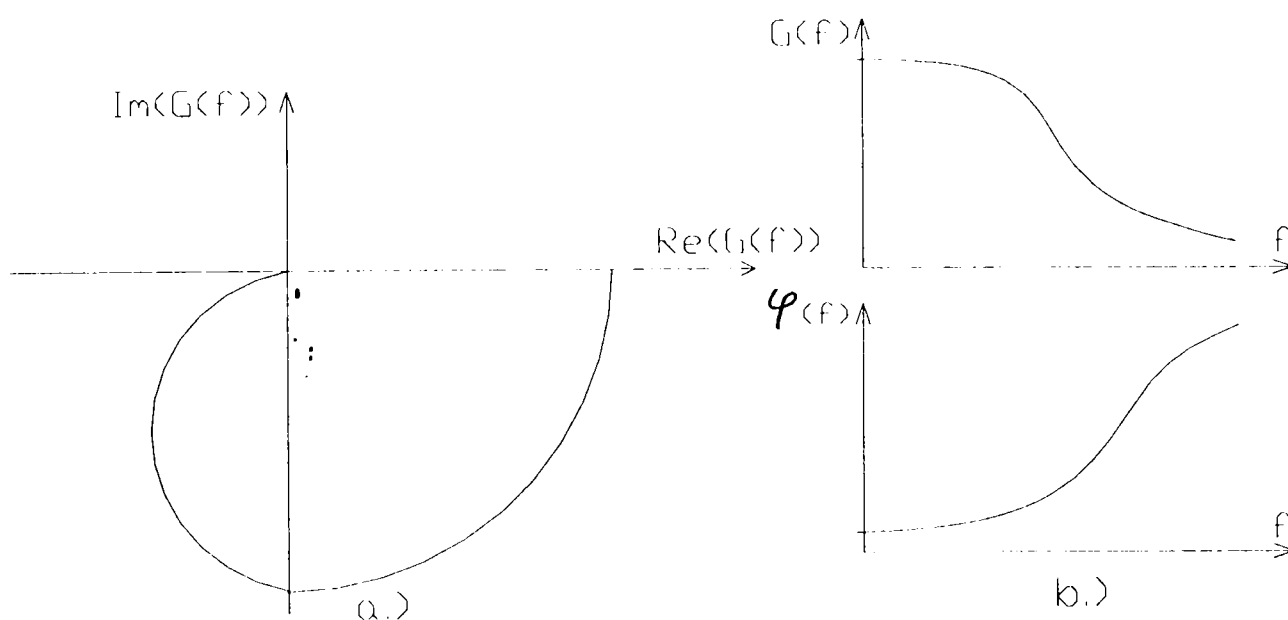


Fig. 8.7. Locul de transfer (a) si caracteristicile modul — frecventa si faza — frecventa (b)

8.2. Comportarea in domeniul timpului a pompei centrifuge modelate matematic, conform paragrafului 4.1.

Pentru pompa aleasa pentru experimentele numerice si de laborator efectuate in prezenta teza de doctorat, am aplicat modelul matematic prezentat in cadrul paragrafului 4.1. Spre deosebire de experimentele numerice prezentate in paragraful 4.1., voi modela functionarea pompei avand ca parametru timpul.

a.) Am presupus turatia ca marime de intrare, impunandu - i o **variatie tip rampa** conform figurii 8.8.a. Utilizand, apoi, metodologia prezentata in paragraful 4.1.a, am obtinut variatia celorlalte marimi. Cu aceste date, am reconstituit, utilizand analiza corelationala, functiile de transfer F_{ij} ($i,j = 1,2$) si $G_{3,i}$, prezentate in capitolul 5. Functiile de transfer, astfel obtinute, sunt prezentate in figurile 8.8. b. ... 8.8.g.

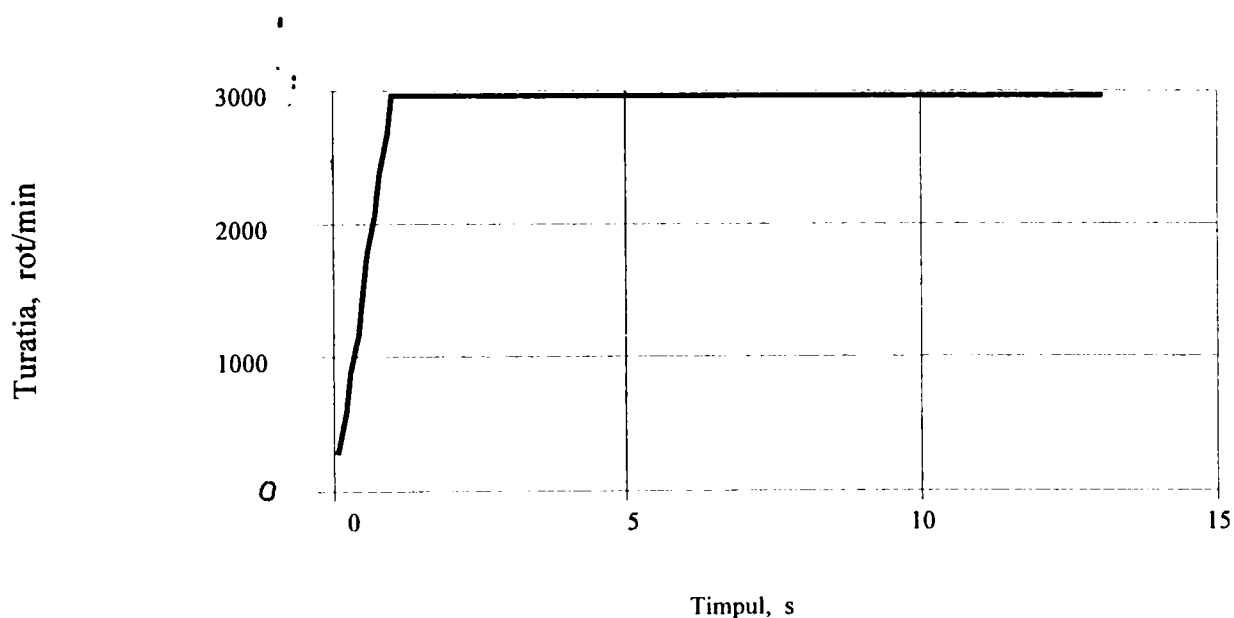
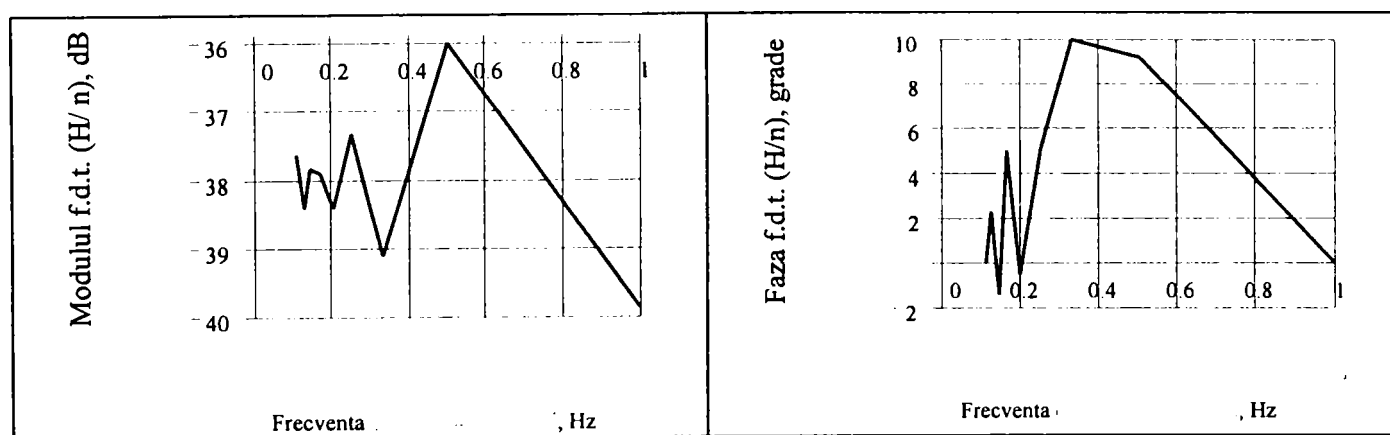


Fig. 8.8.1. Variatia turatiei — rampa



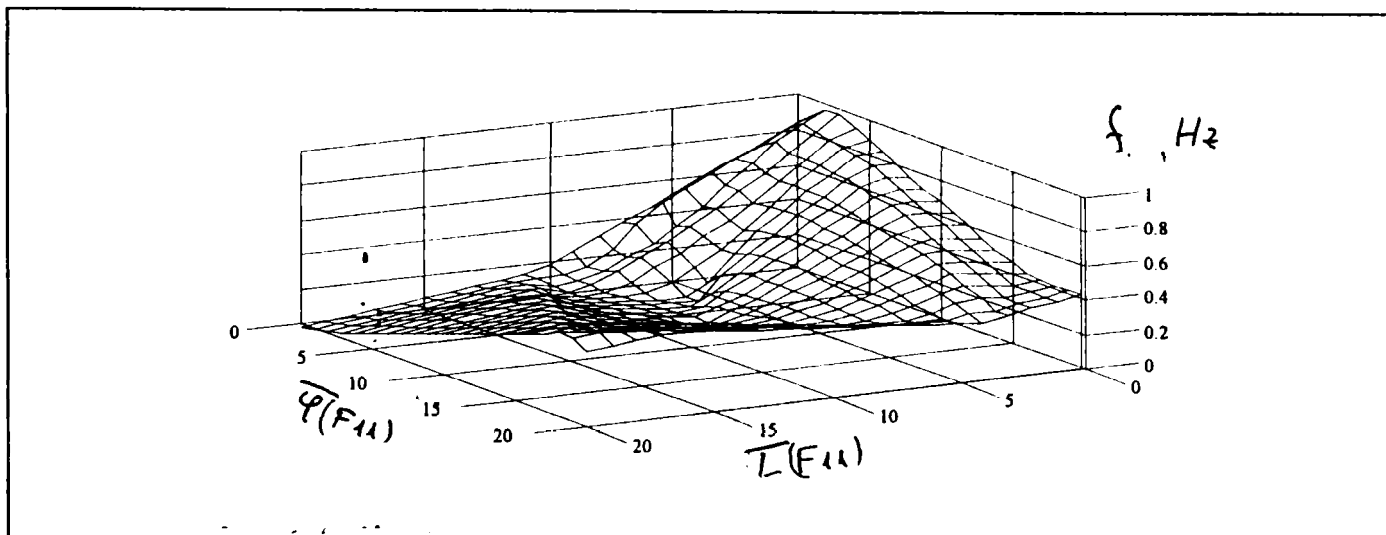


Fig. 8.8.b. Functia de transfer H/n

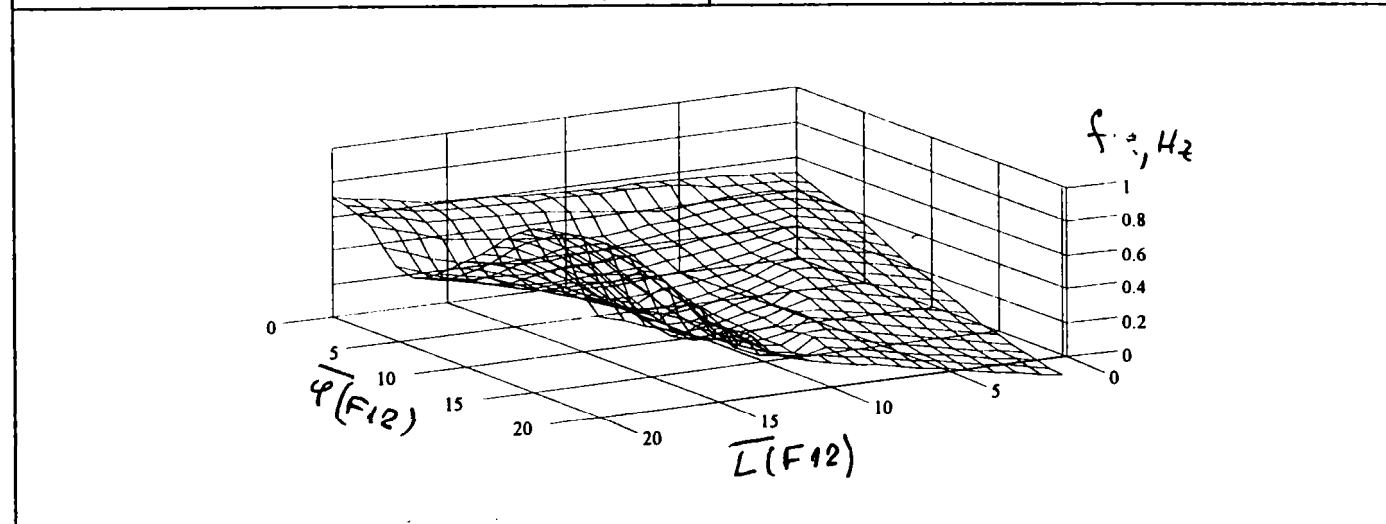
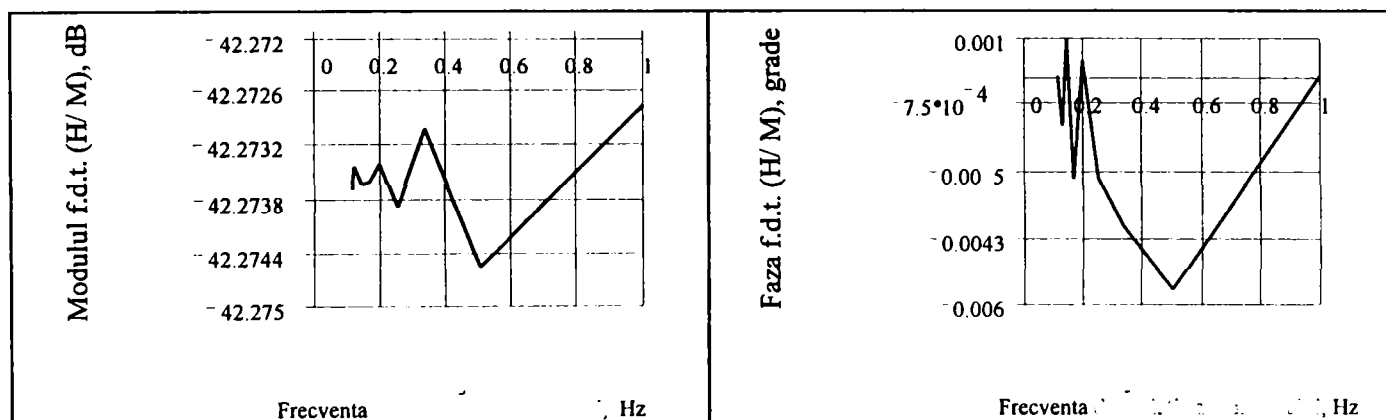


Fig. 8.8.c. Functia de transfer H/M

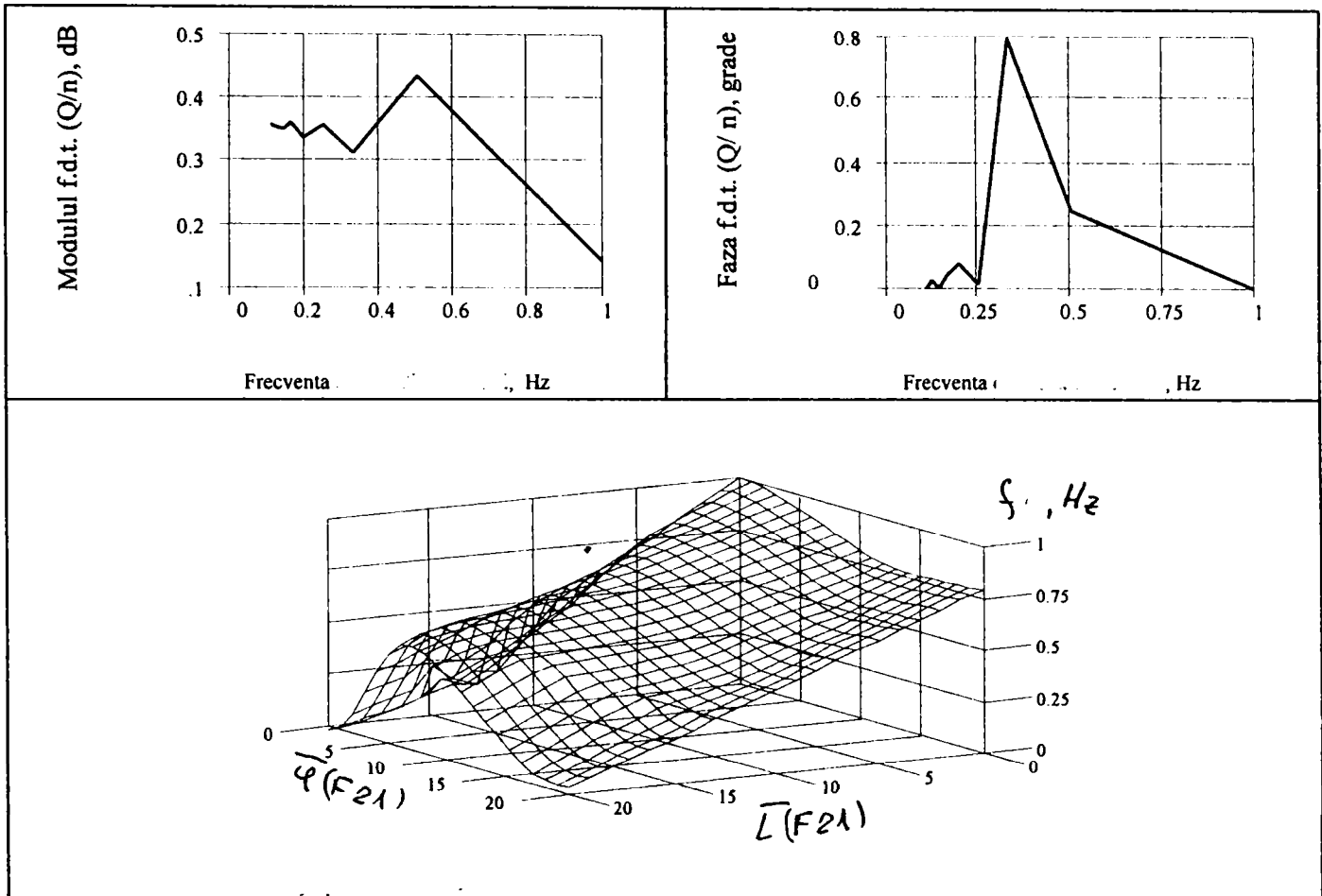


Fig. 8.1.d. Functia de transfer Q/n

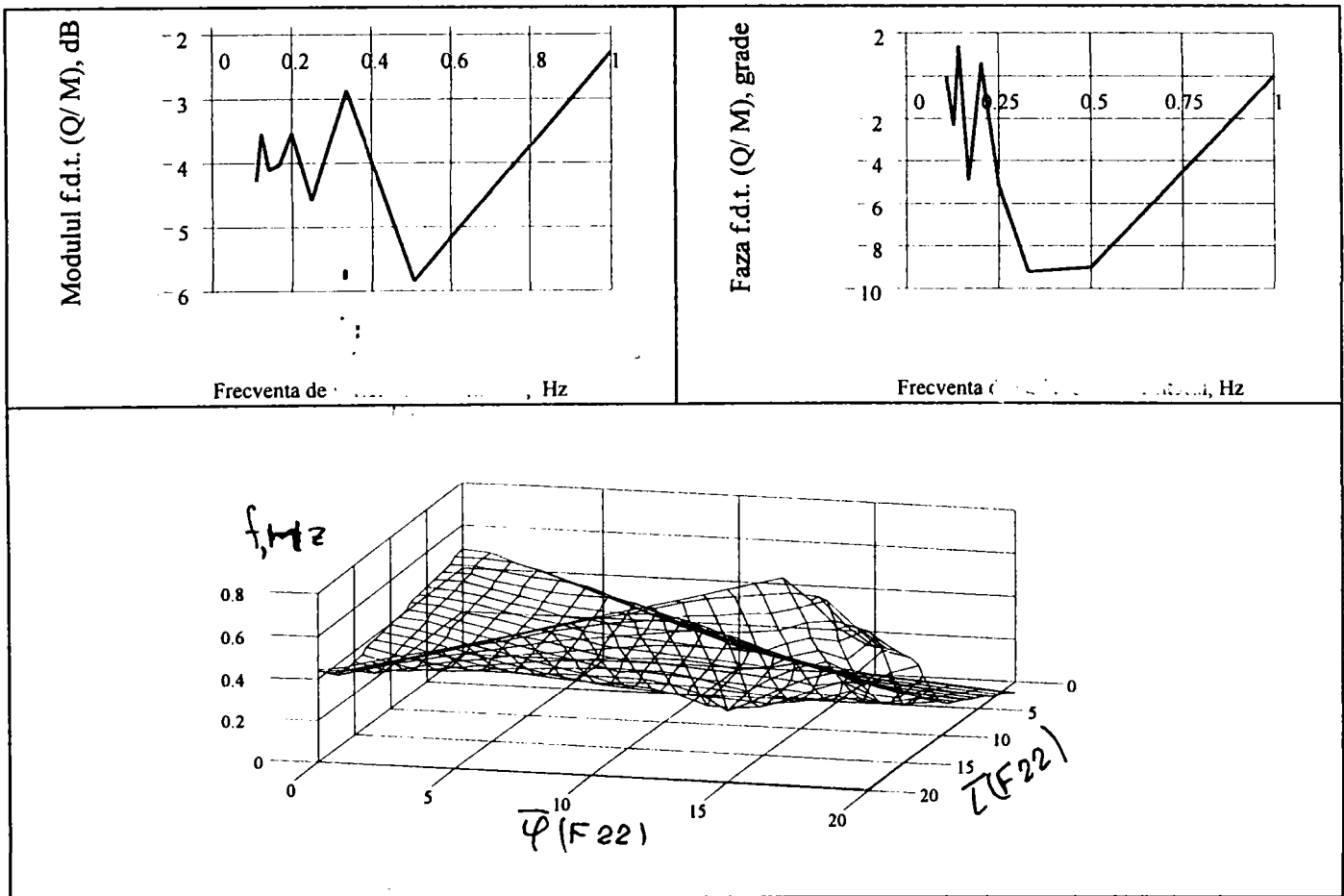


Fig. 8.8.e. Functia de transfer Q/M

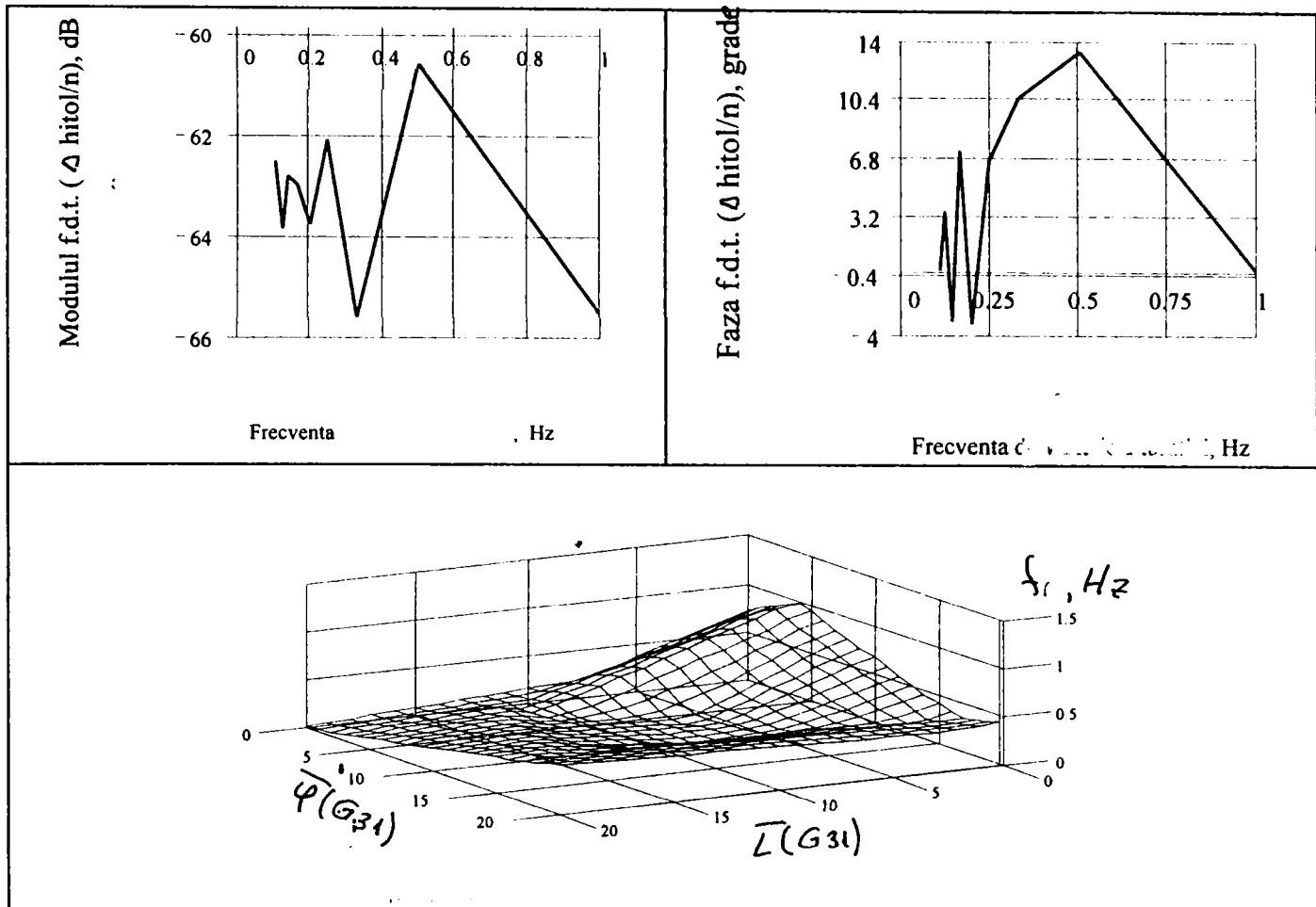


Fig. 8.8.f. Functia de transfer $\Delta h_{i\text{ tot}}/n$

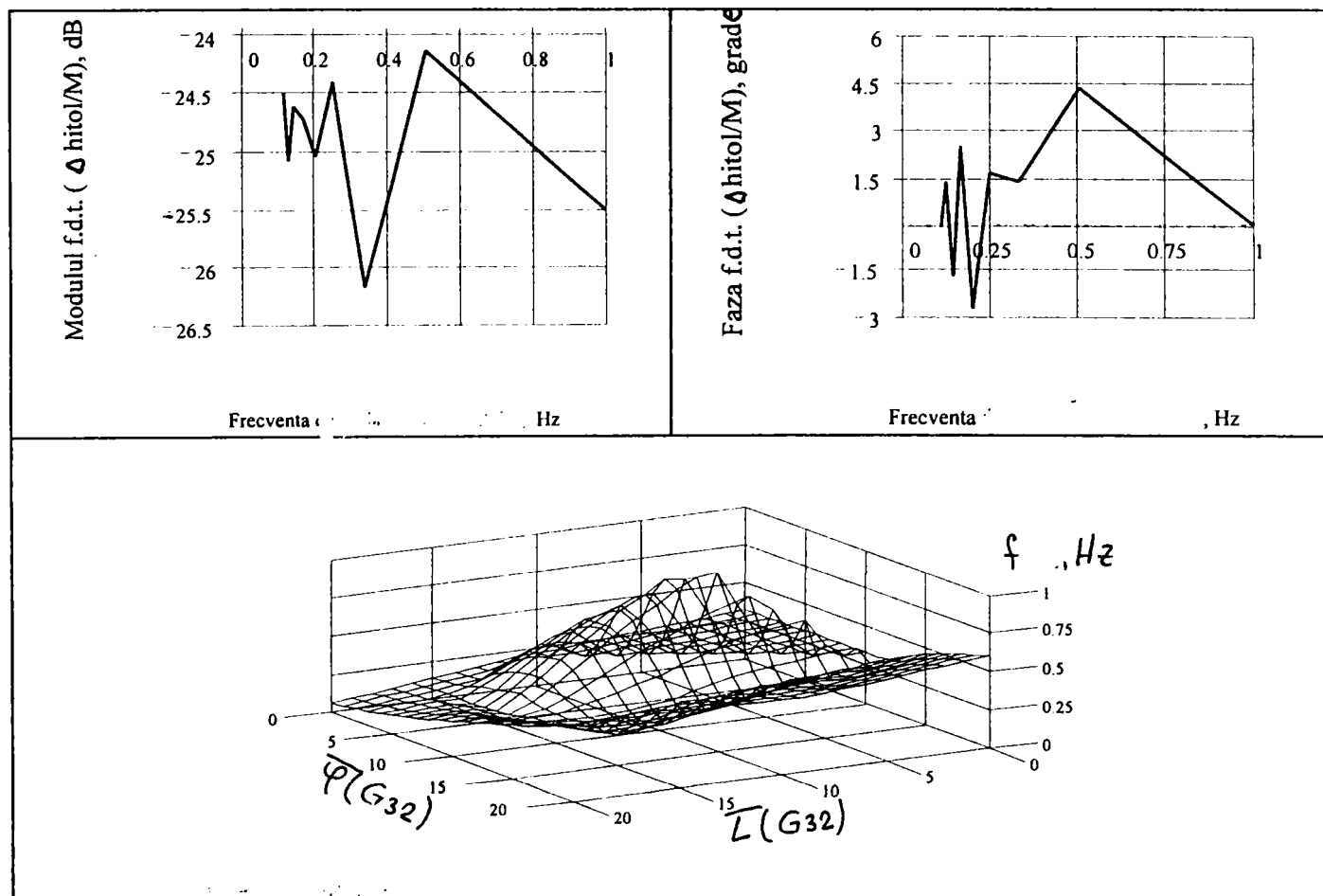


Fig. 8.8.g. Functia de transfer $\Delta h_{i\text{ tot}}/M$

b.) Am presupus turatia ca marime de intrare, impunandu - i o **variatie tip treapta** conform figurii 8.9.a. Utilizand, apoi, metodologia prezentata in paragraful 4.1., am obtinut variatia celorlalte marimi. Cu aceste date, am reconstituit, utilizand analiza corelationala, functiile de transfer F_{ij} ($i,j = 1,2$) si $G_{3,i}$, prezentate in capitolul 5. Functiile de transfer, astfel obtinute, sunt prezentate in figurile 8.9. b. ... 8.9.g.

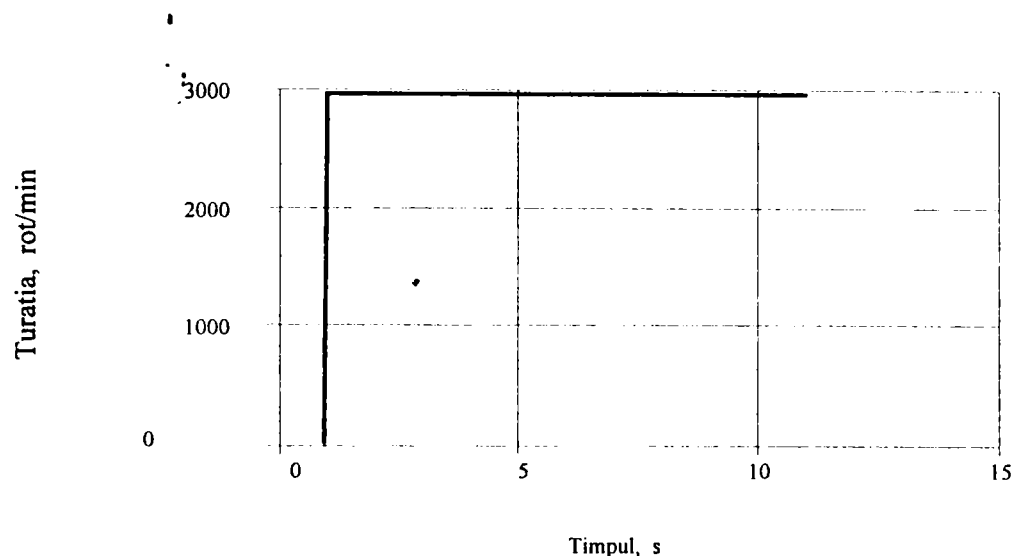


Fig. 8.9.a. Variatia turatiei — treapta

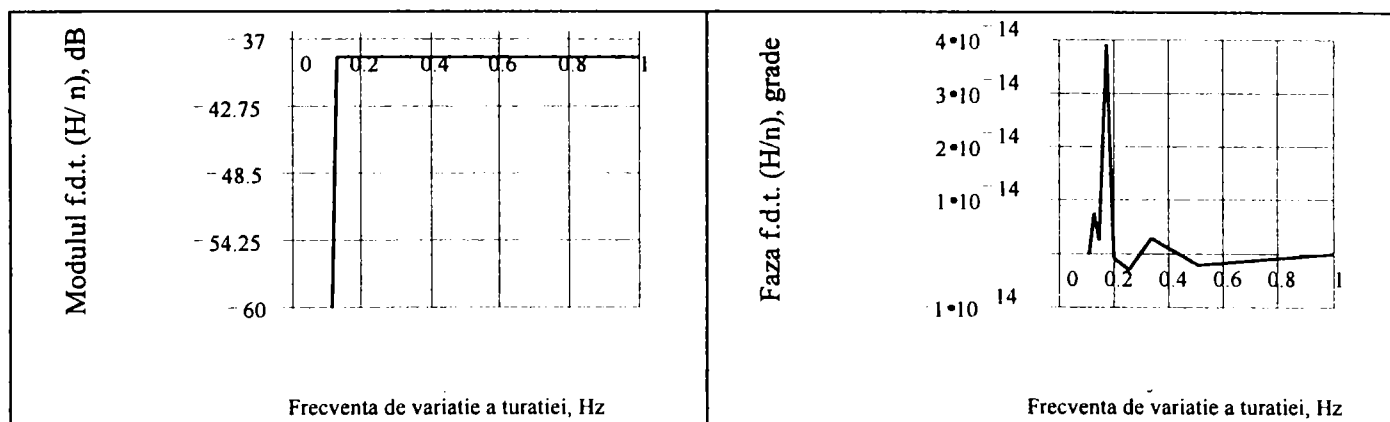


Fig. 8.9.b. Functia de transfer H/n

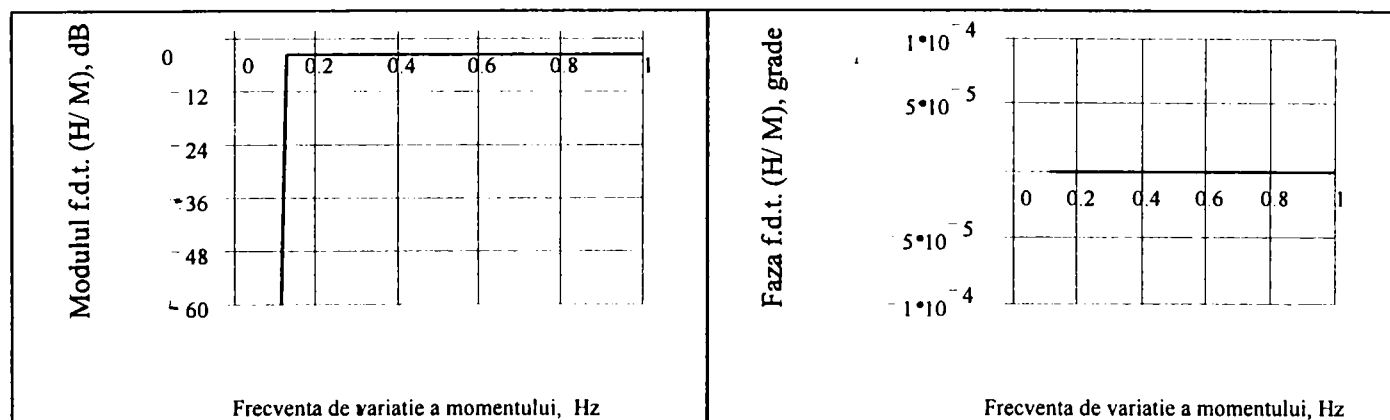


Fig. 8.9.c. Functia de transfer H/M

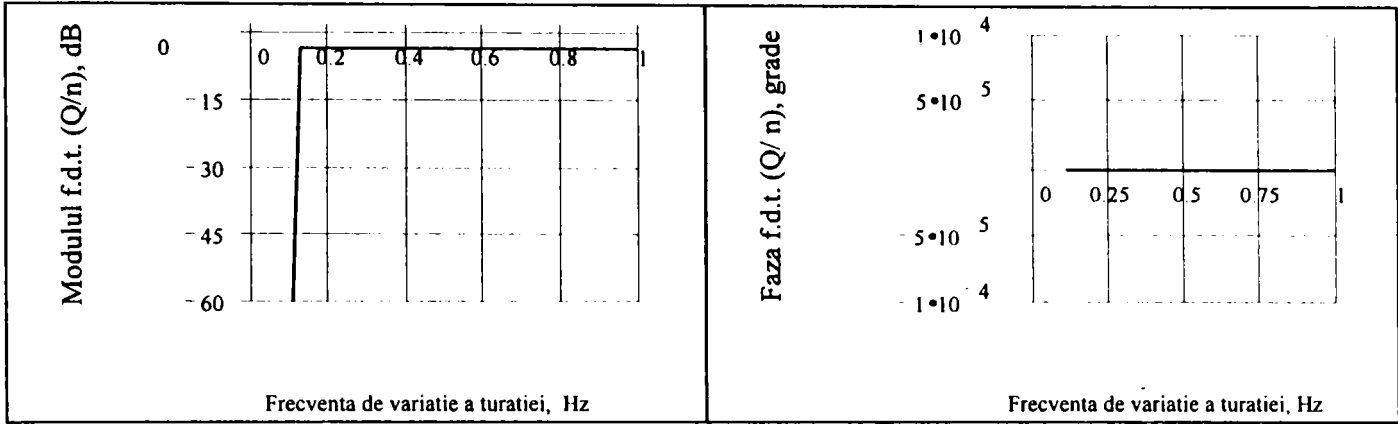


Fig. 8.9.d. Funcția de transfer Q/n

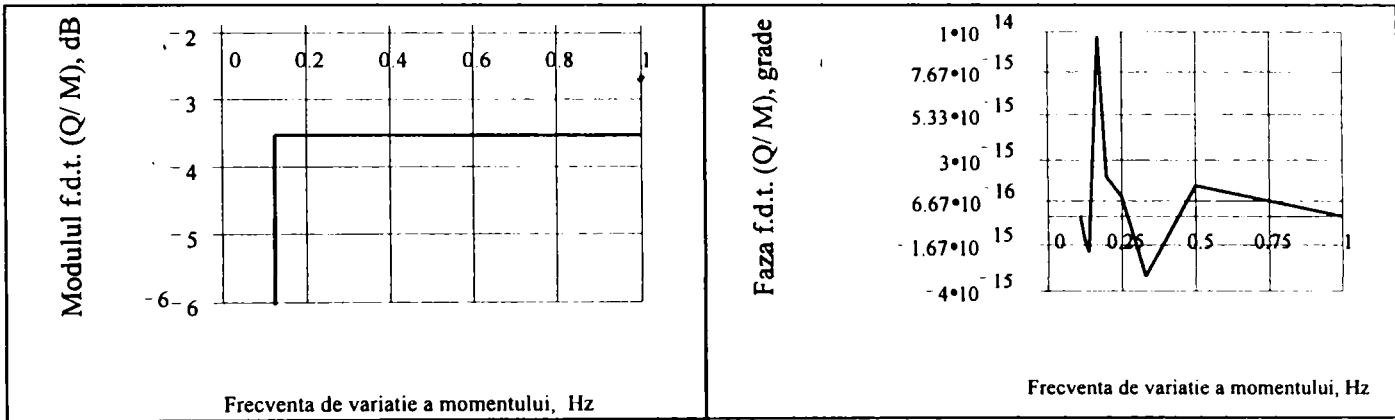


Fig. 8.9.e. Funcția de transfer Q/M

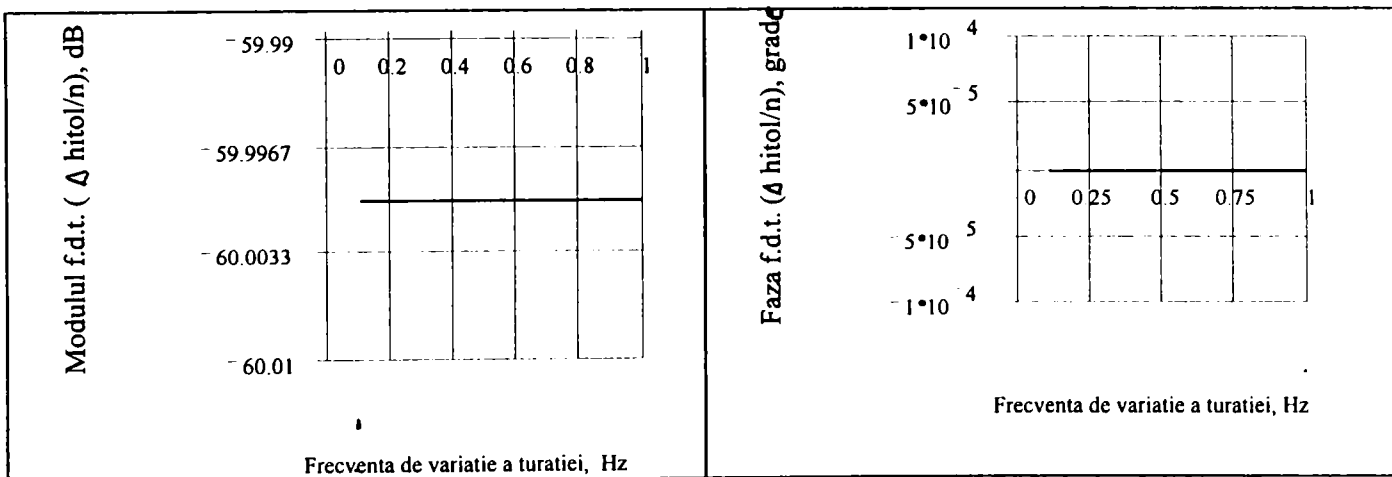


Fig. 8.9.f. Funcția de transfer $\Delta h_{i \text{ tol}} / n$

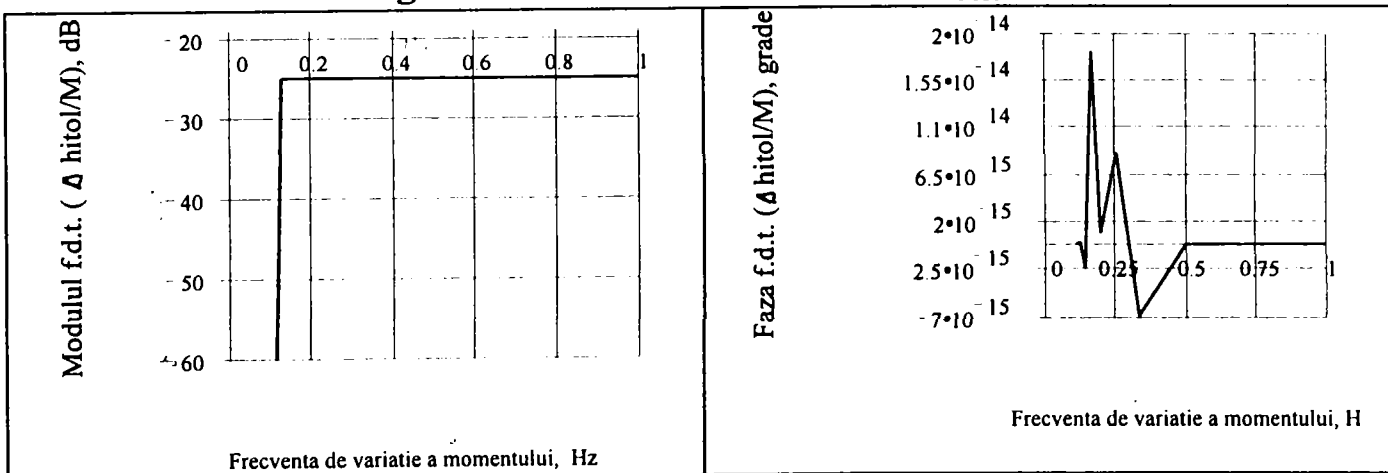


Fig. 8.9.g. Funcția de transfer $\Delta h_{i \text{ tol}} / M$

c.) Am presupus turatia ca marime de intrare, impunandu - i o **variatie tip sinusoidal** conform figurii 8.10.a. Utilizand, apoi, metodologia prezentata in paragraful 4.1., am obtinut variatia celorlalte marimi. Cu aceste date, am reconstituit, utilizand analiza corelationala, functiile de transfer $F_{i,j}$ ($i,j = 1,2$) si $G_{3,i}$, prezentate in capitolul 5. Functiile de transfer, astfel obtinute, sunt prezentate in figurile 8.10.b. ... 8.10.g.

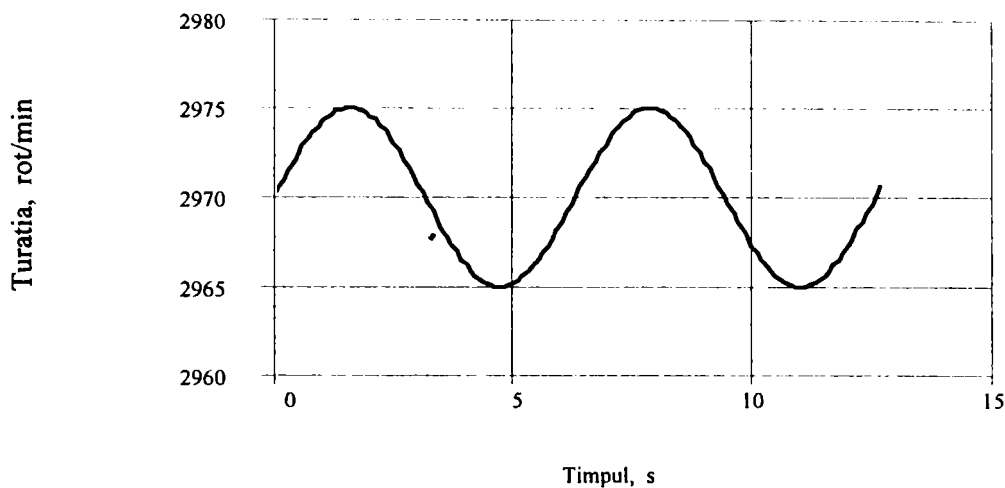


Fig. 8.10.a. Variatia sinusoidală a turatiei

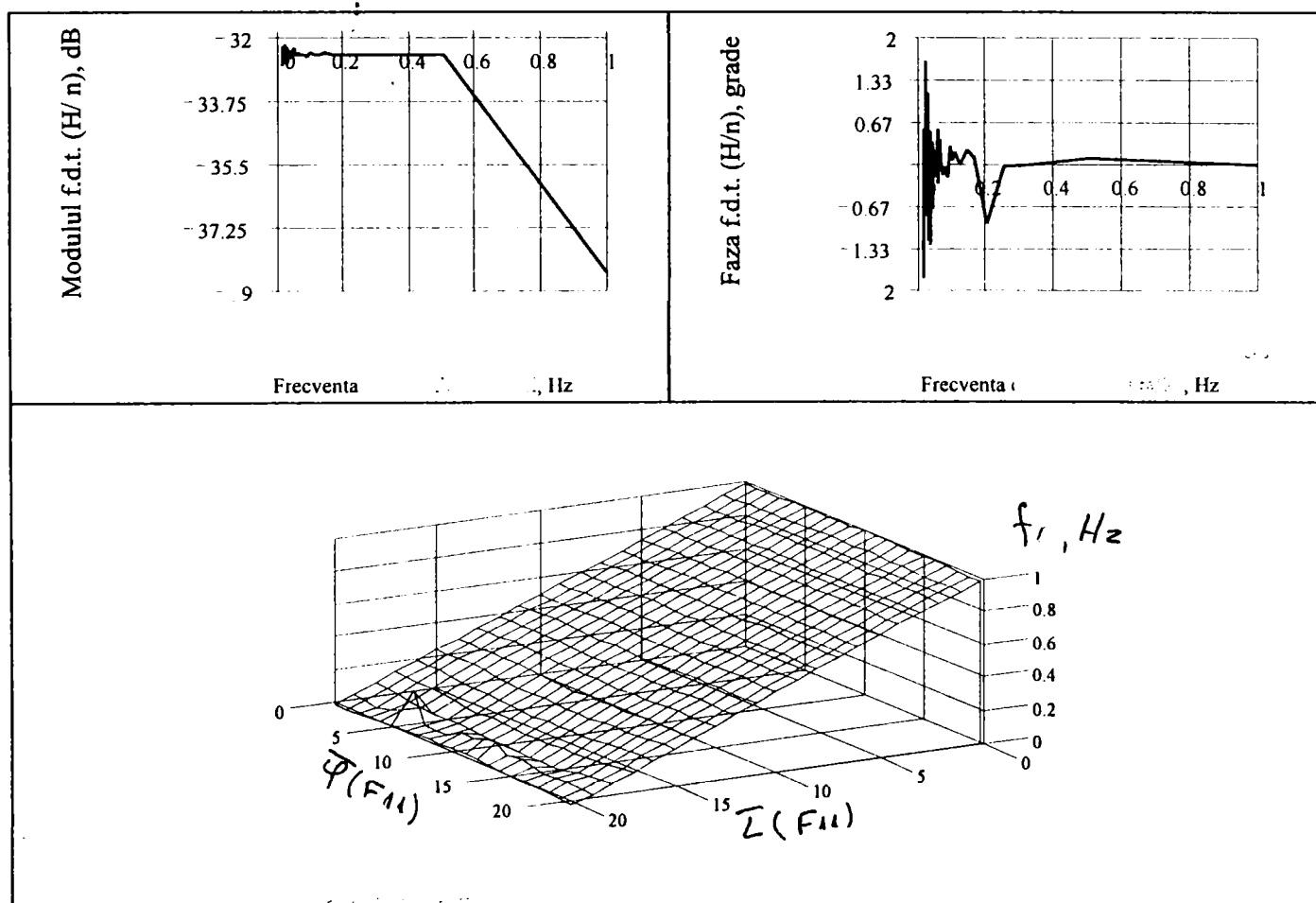


Fig. 8.10.b. Functia de transfer H/n

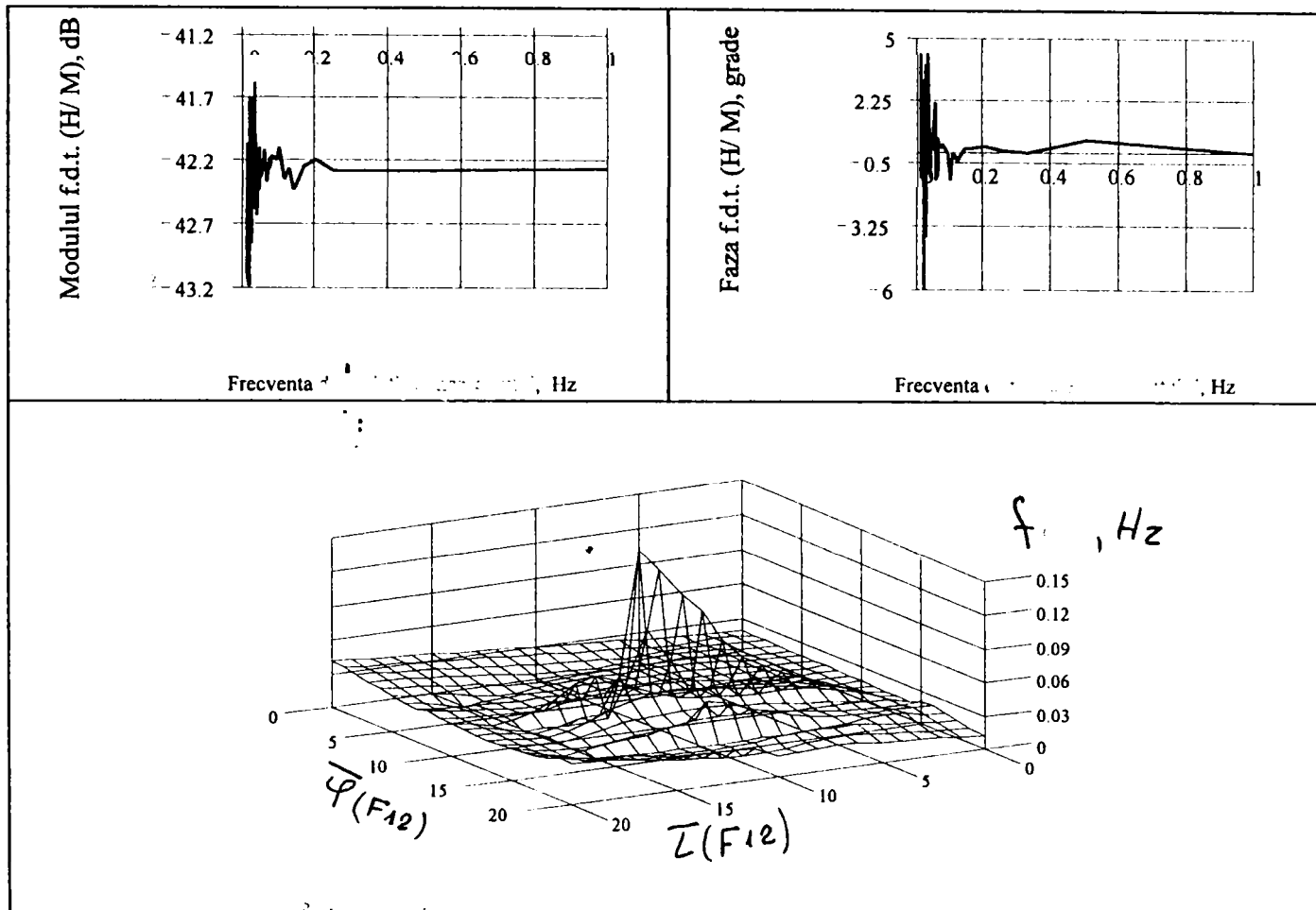


Fig. 8.10.c. Functia de transfer H/M

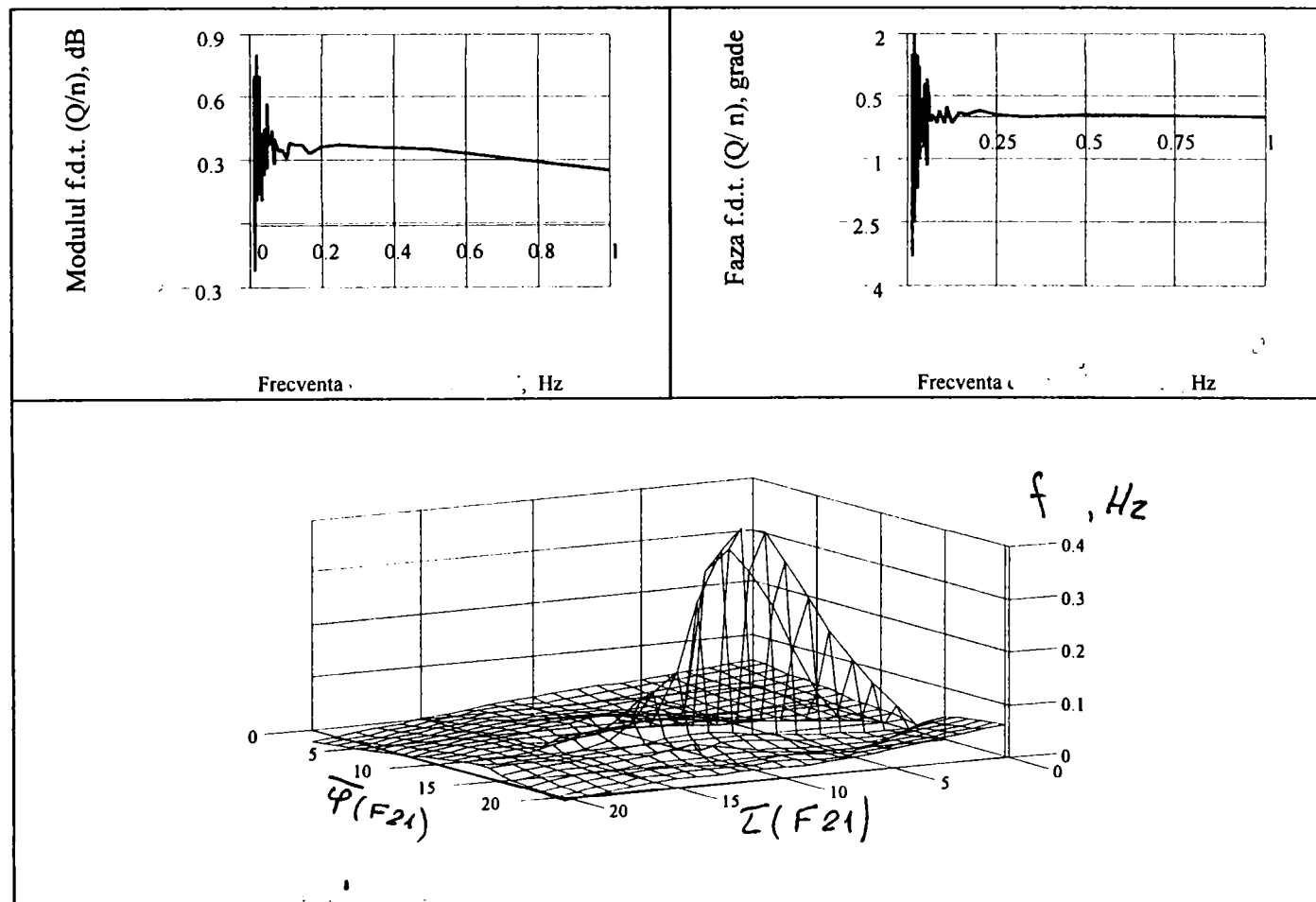


Fig. 8.10.d. Functia de transfer Q/n

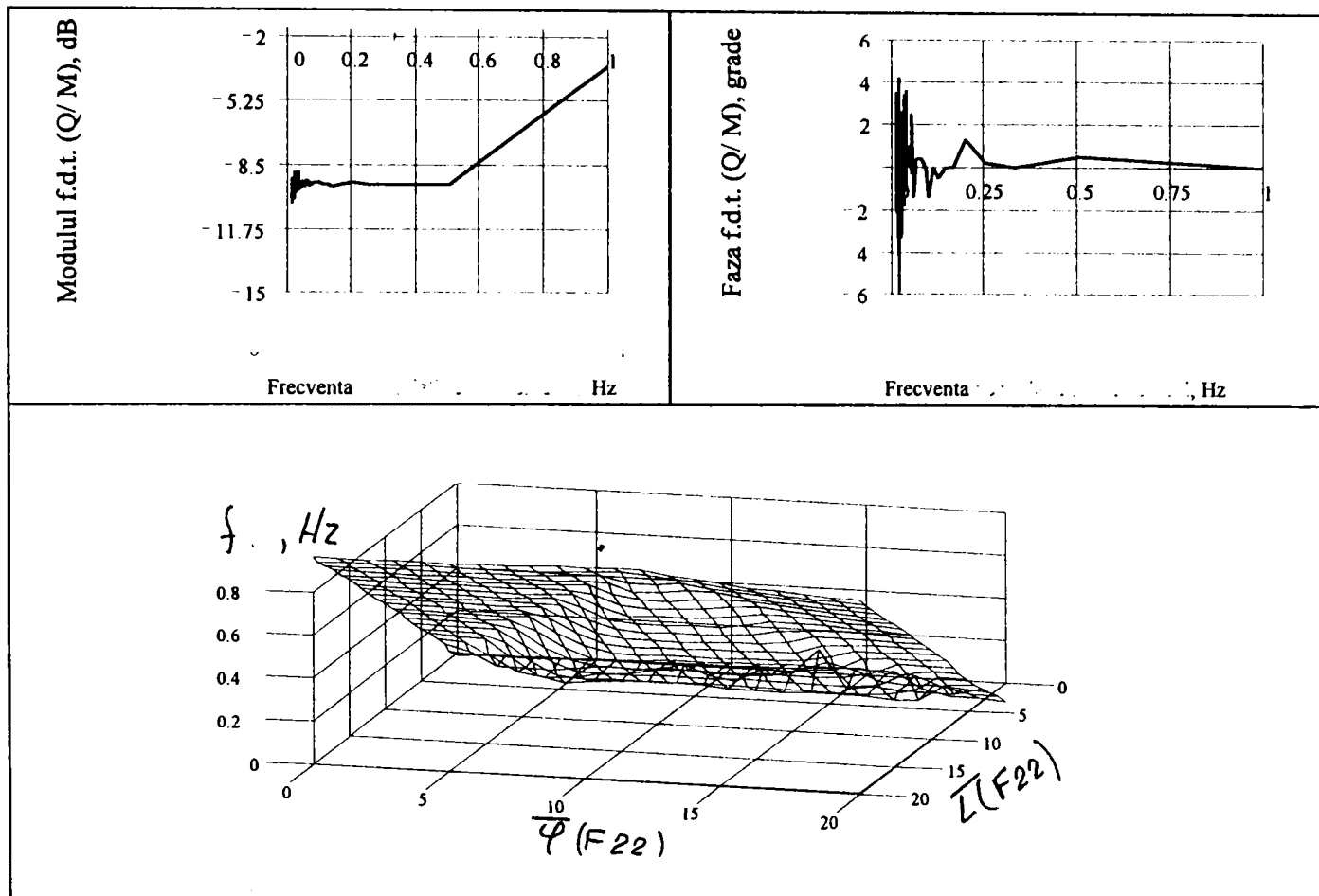


Fig. 8.10.e. Functia de transfer Q/M

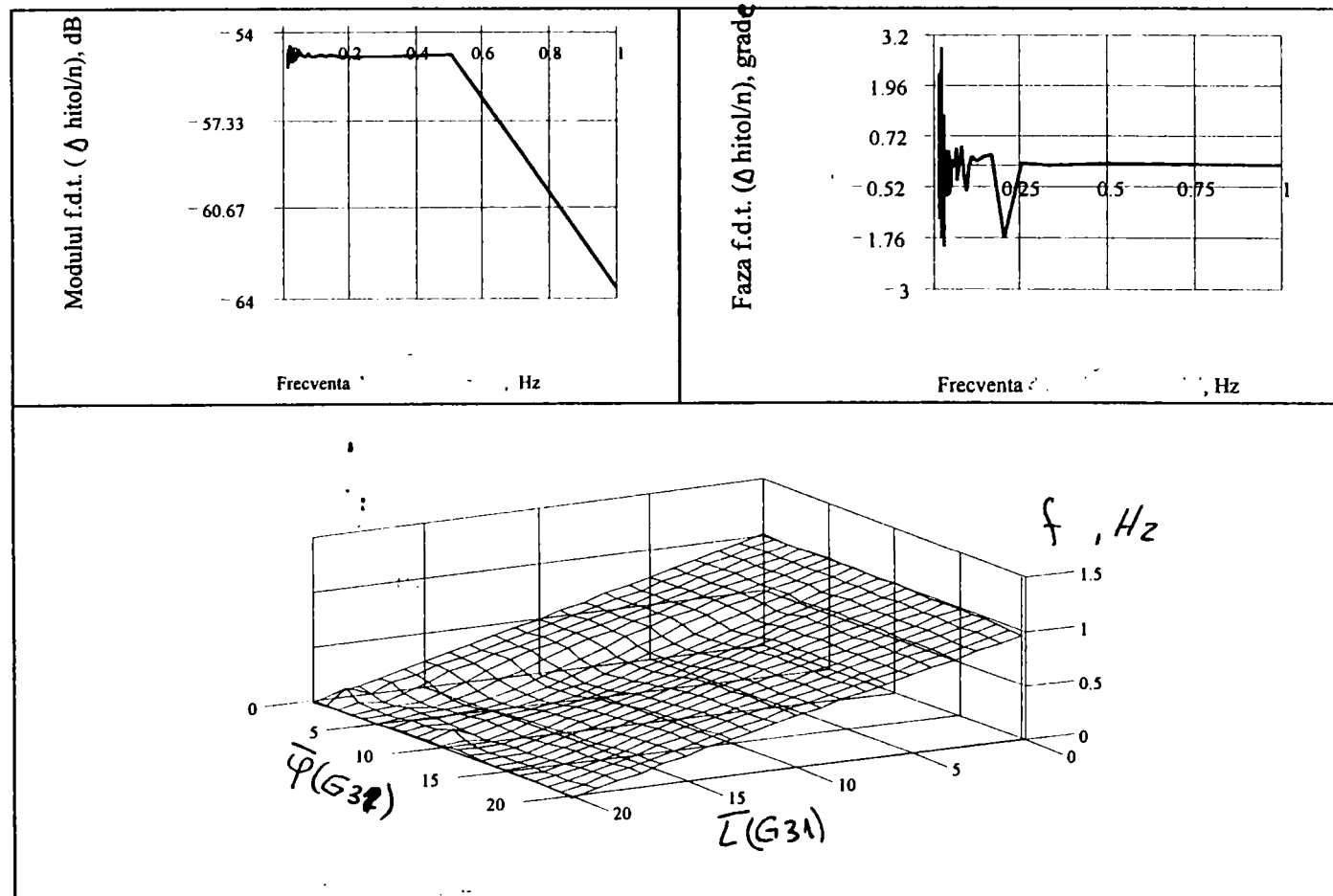


Fig. 8.10.f. Functia de transfer $\Delta h_{i\text{tol}}/n$

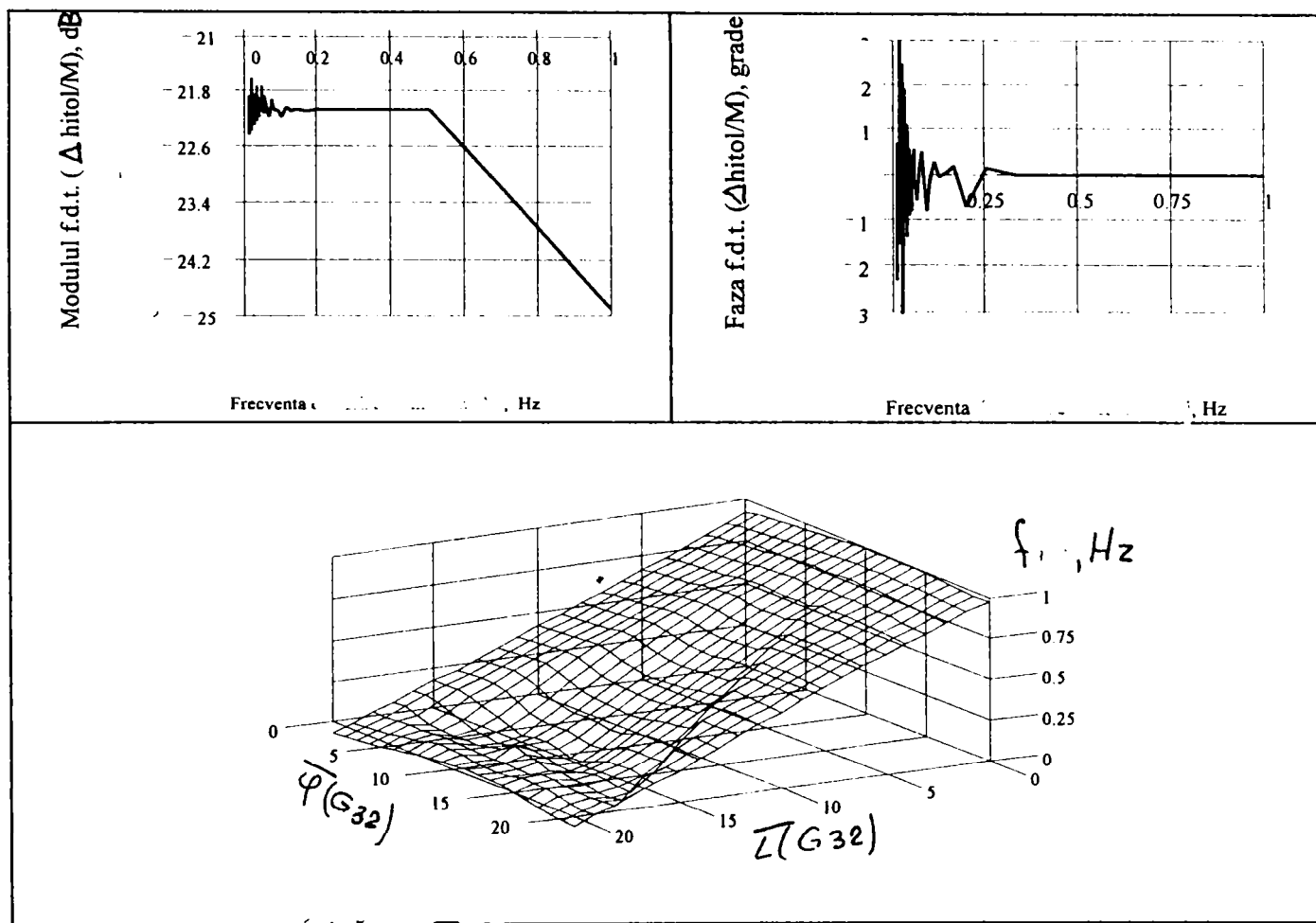


Fig. 8.10.g. Functia de transfer $\Delta h_{i\text{tol}}/M$

-d.) Am impus o variatie de tip sinusoidal pentru debit - figura 8.11.a, presupunand, in acelasi timp, ca turatia ramane nemodificata, la valoarea nominala. Avand variatia debitului si turatiei, am obtinut, apoi, variatia in timp a inaltimii de pompare, a puterii absorbite de pompa, a randamentului pompei, a energiei specifice nete cerute de pompa la aspiratie si a momentului la arborele pompei.

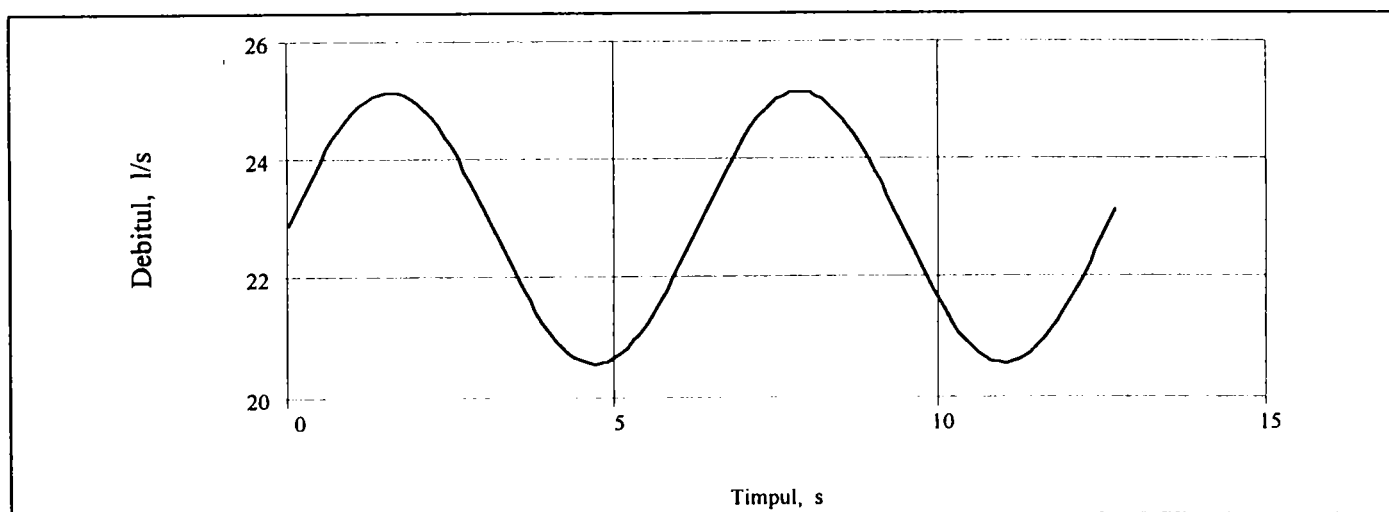


Fig. 8.11a. Variatia debitului in timp

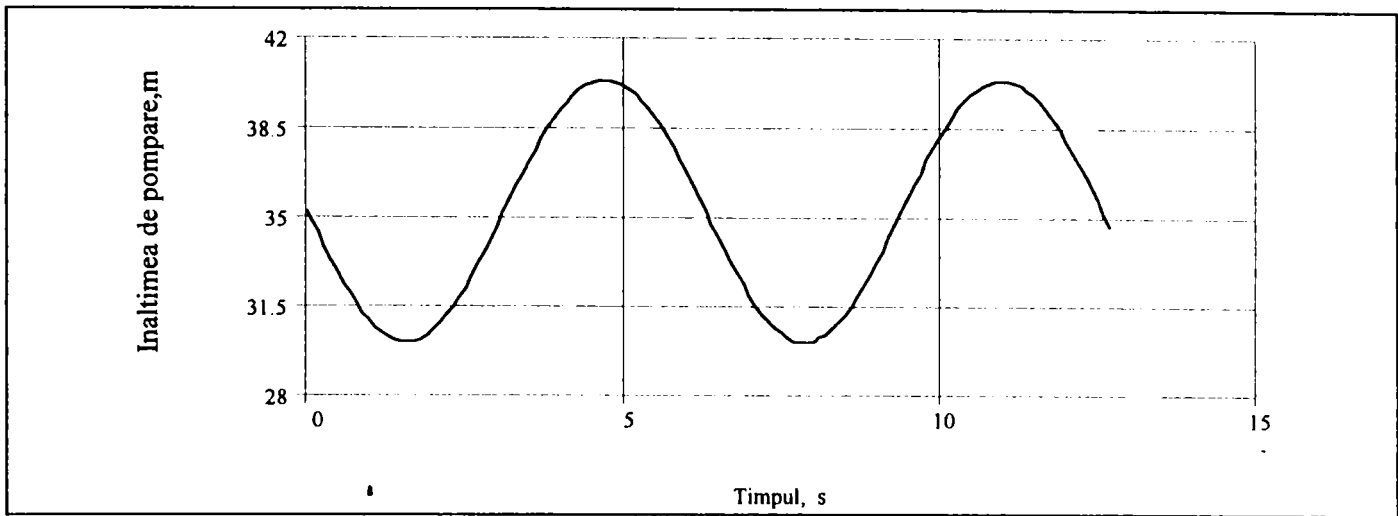


Fig. 8.11.b. Variatia inaltimii de pompare in timp

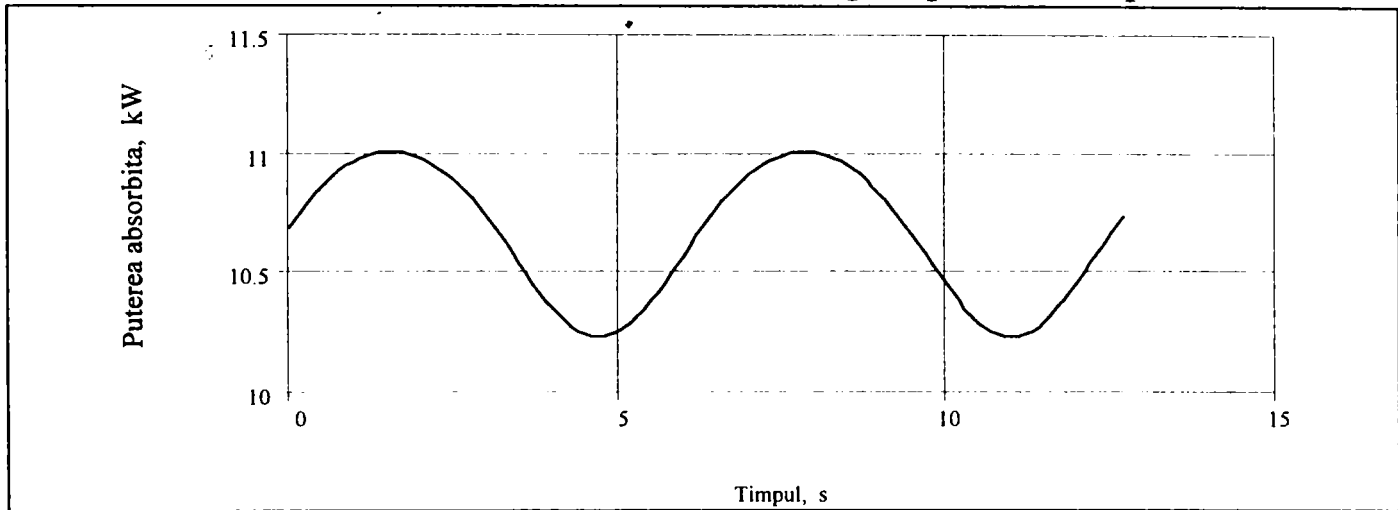


Fig. 8.11.c. Variatia puterii absorbite in timp

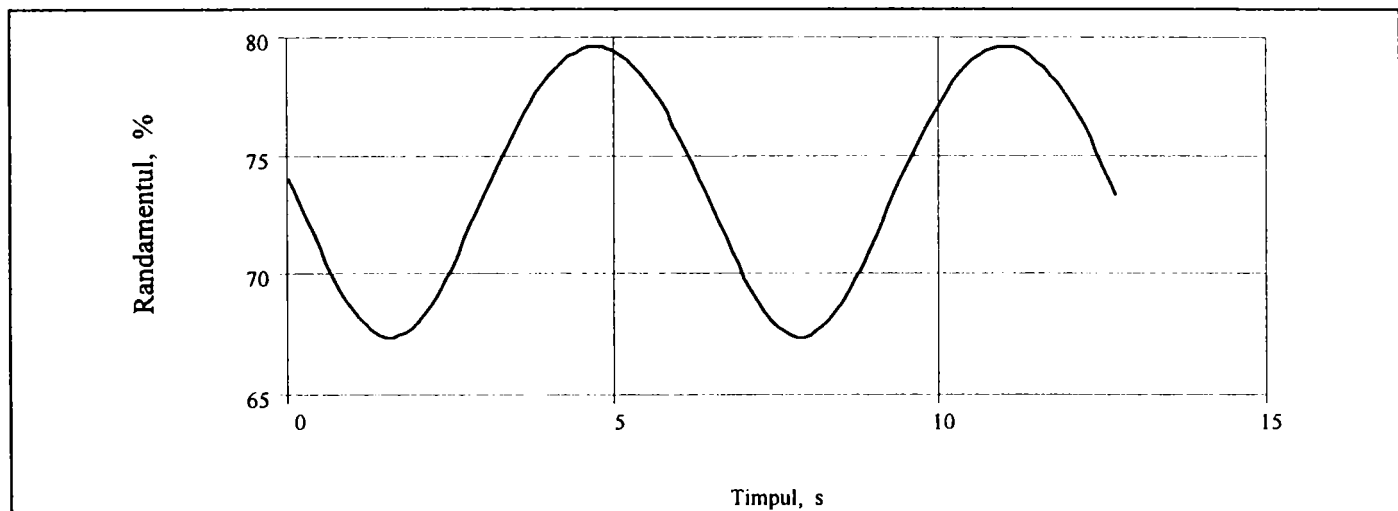


Fig. 8.11.d. Variatia randamentului in timp

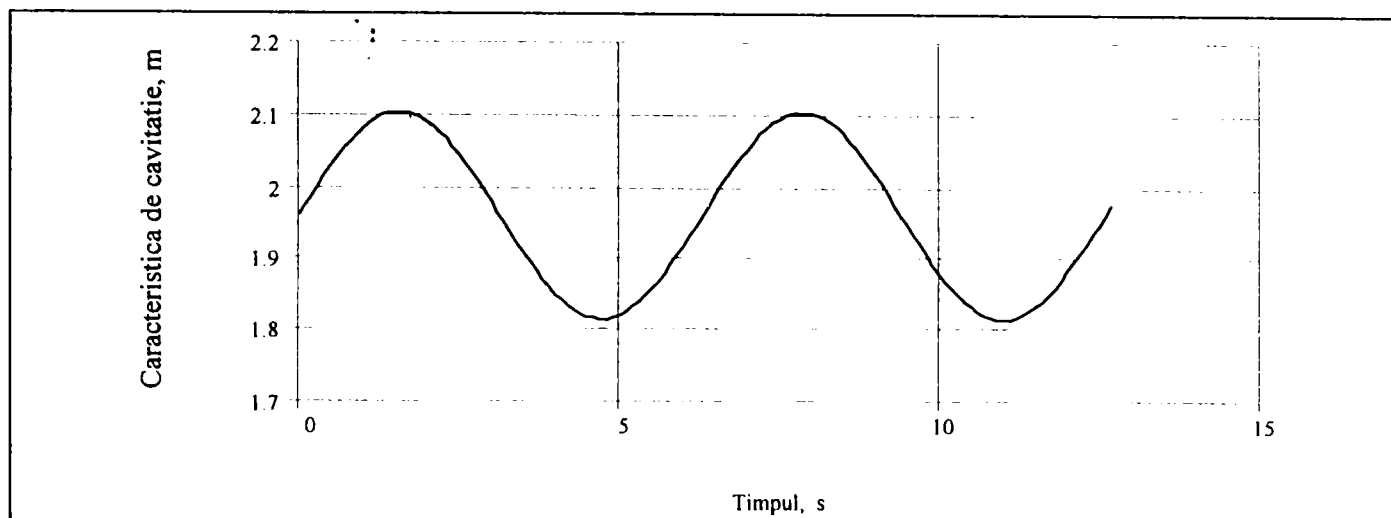


Fig. 8.11.e. Variatia marimii $\Delta h_{i\text{ tot}}$ in timp

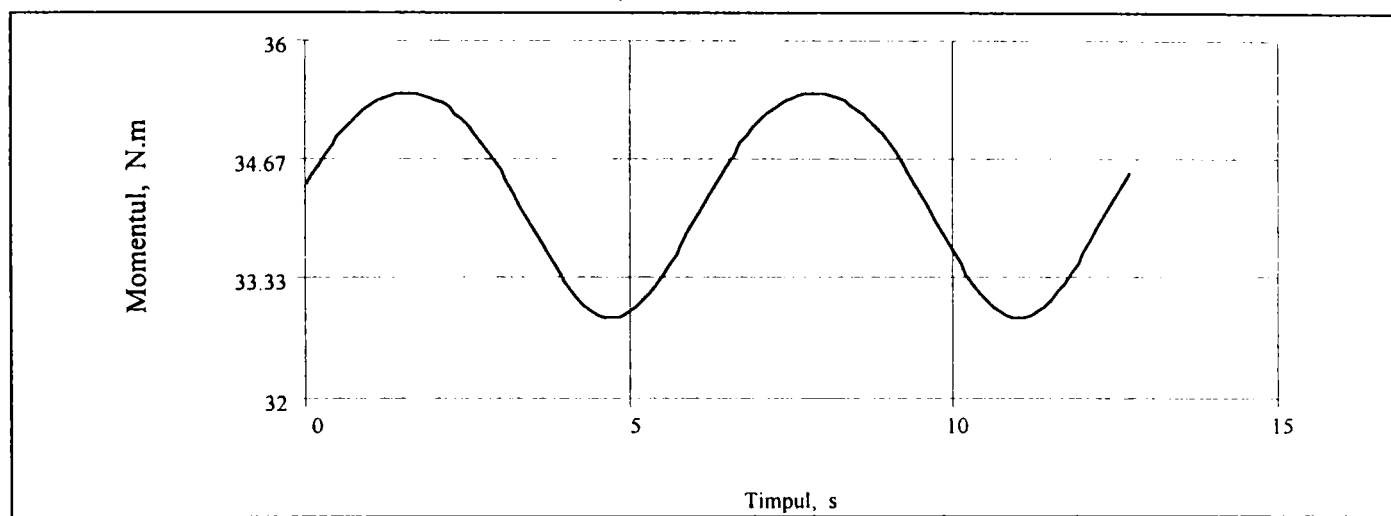


Fig. 8.11.f. Variatia momentului in timp

Din analiza comparativa a rezultatelor prezentate in figurile 8.8. ... 8.11., obtinute in urma calculelor efectuate pe baza modelului teoretic pentru pompa, prezentat in paragraful 4.1., se pot trage urmatoarele concluzii:

- daca turatia este parametru de intrare, toate celelalte marimi energetice ale pompei sunt in faza cu turatia (figurile 8.8. ... 8.10.),
- daca debitul este parametru de intrare (figura 8.11.), atunci inaltimea de pompare si randamentul sunt defazate fata de debit, iar puterea absorbita, $\Delta h_{i\text{ tot}}$ si momentul sunt in faza cu debitul.

8.3. Comportarea in domeniului timpului si determinarea functiilor de transfer a pompei, pe baza masuratorilor efectuate

In cadrul experimentelor de laborator prezentate in capitolul 7, am determinat variatia in timp a urmatoarelor parametri:

- presiunea la aspiratia pompei, p_a ,
- presiunea la refularea pompei, p_r ,

- debitul vehiculat de pompa, Q ,
- turatia [arborelui] pompei, n ,
- puterea absorbita de pompa, P_{abs} .

Am urmarit variatia acestor parametri la pornirea si oprirea pompei, pentru mai multe valori ale punctului nominal de lucru, respectiv pentru mai multe pozitii parametrice ale pozitiei ventilului vanei de la refulare. Rezultatele acestor incercari sunt prezentate in figurile 7.17. ... 7.22.

Pe baza acestor masuratori, voi determina functiile de transfer.

In prelucrarea primara a rezultatelor masuratorilor, prezentate in figurile 7.17. ... 7.22, locurile de transfer ([129]) au fost determinate in toate cazurile pana la valoarea pulsatiei de 30 rad/sec. Conform considerentelor teoretice precizate mai sus, am determinat, apoi, coeficientii ecuatiilor diferentiale corespunzatoare, obtinand aproximarea pompei **element de ordinul intai**, de ecuatie (8.8), respectiv **cu un element de ordinul al doilea** caracterizat de ecuatie (8.11).

De asemenea, am luat in considerare functiile de transfer corespunzatoare functiilor de transfer F_{ij} ($i,j=1,2$) si G_{ij} , ($i,j=1,2$), prezentate in paragraful 5.2., respectiv: $F(p_r/n)$, $F(p_r/P)$, $F(Q/n)$ si $F(Q/P)$.

In figurile 8.12. ... 8.15. sunt prezentate variatiile timpilor caracteristici T , T_1 si T_2 , definiti mai sus si a coeficientului de amplificare k_{ob} , definit de asemenea anterior, in functie de debit.

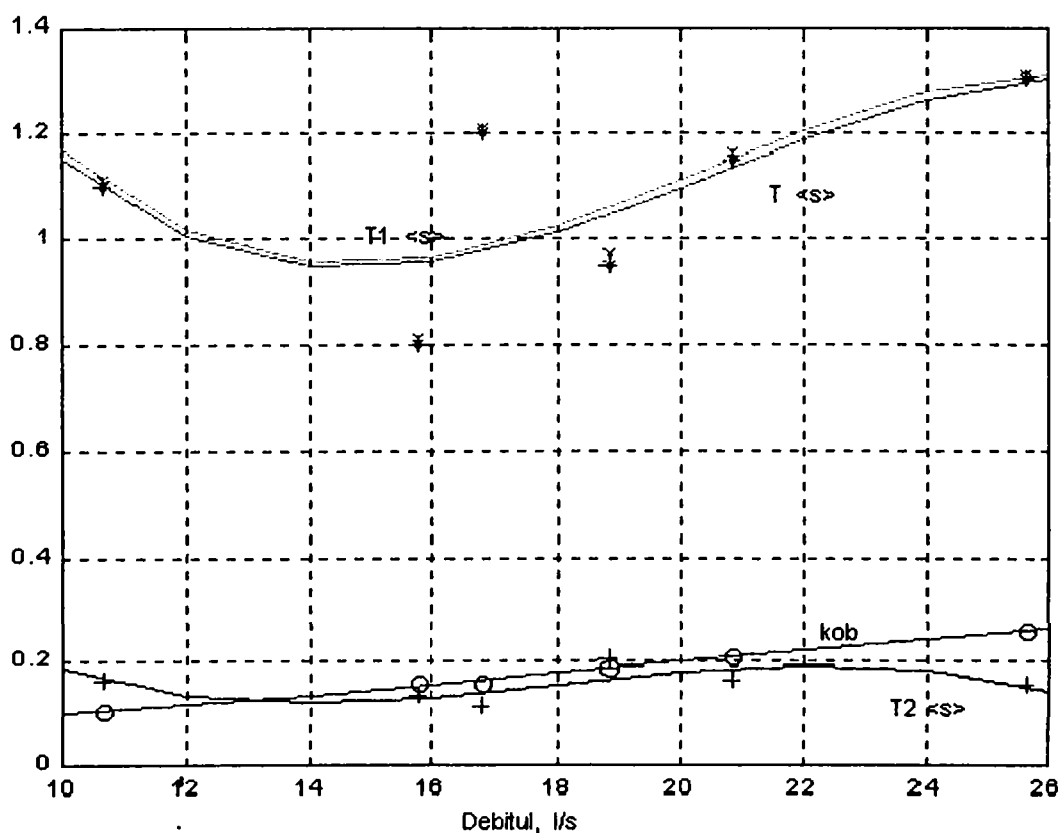


Fig. 8.12. Variatia constantei de timp k_{ob} si a timpilor caracteristici in functie de debit pentru functia de transfer $F(p_r/n)$

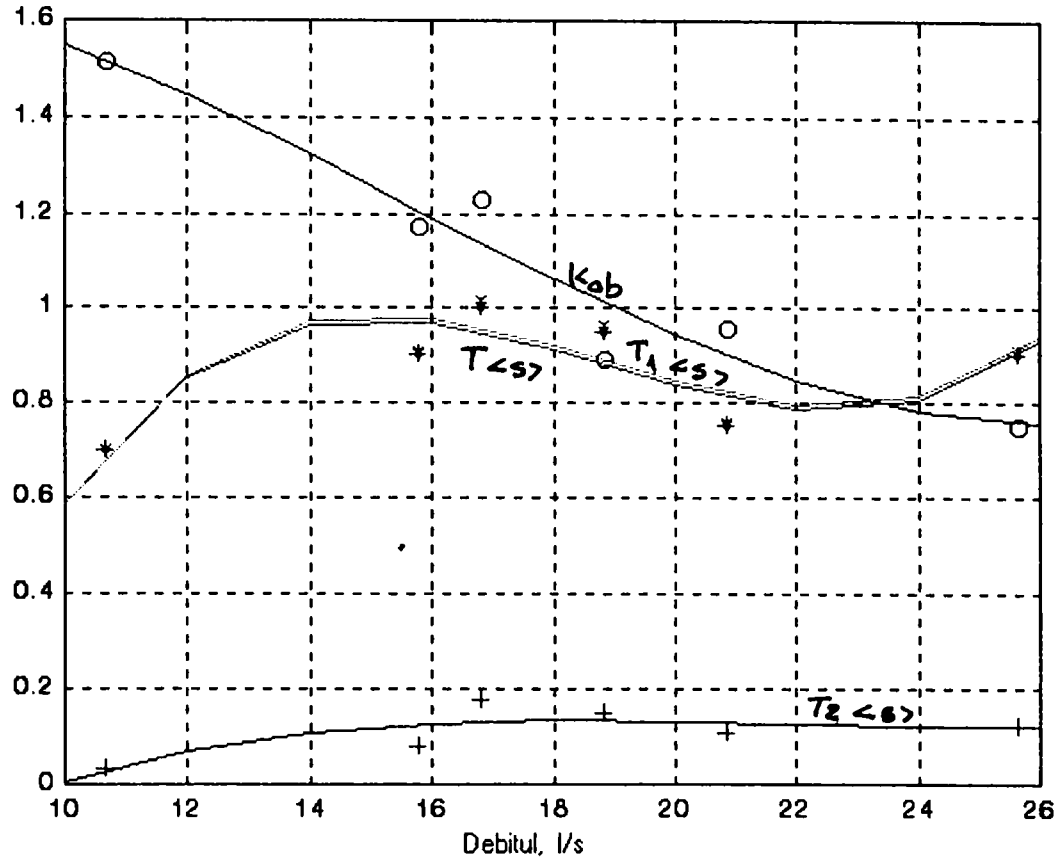


Fig. 8.13. Variatia constantei de timp k_{ob} si a timpilor caracteristici in functie de debit pentru functia de transfer $F(p/P)$

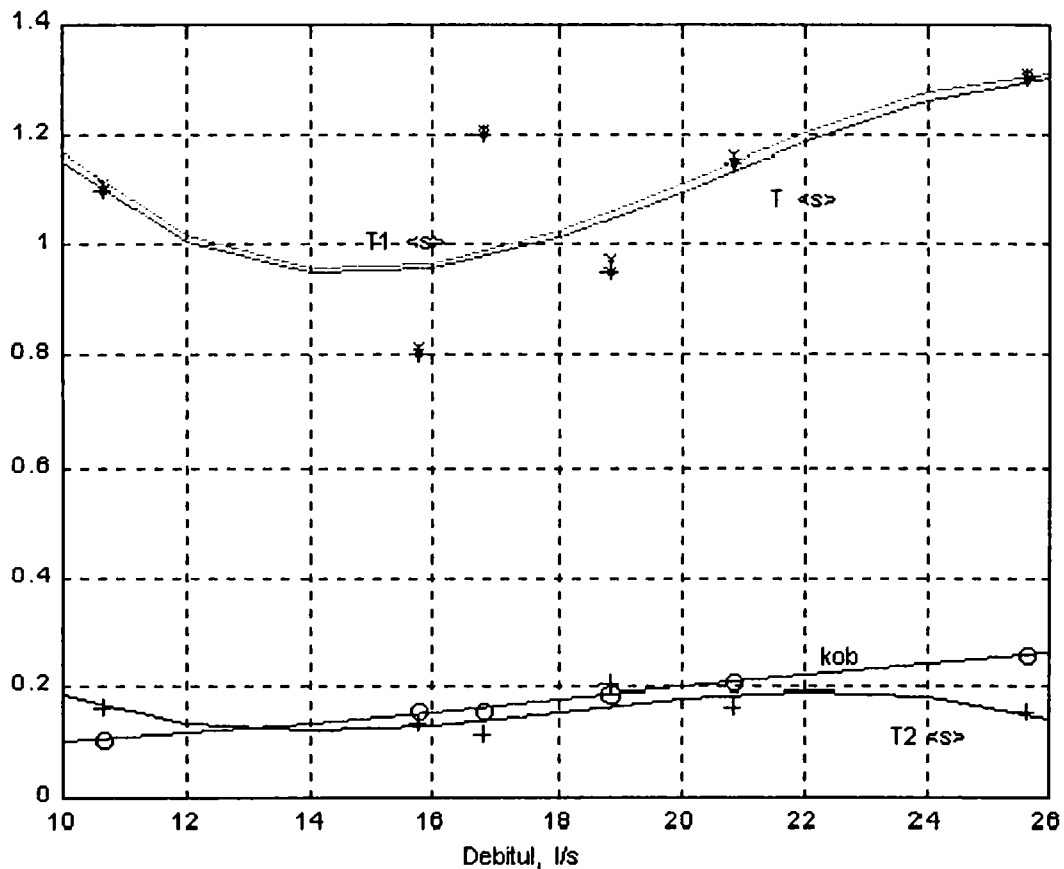


Fig. 8.14. Variatia constantei de timp k_{ob} si a timpilor caracteristici in functie de debit pentru functia de transfer $F(Q/n)$

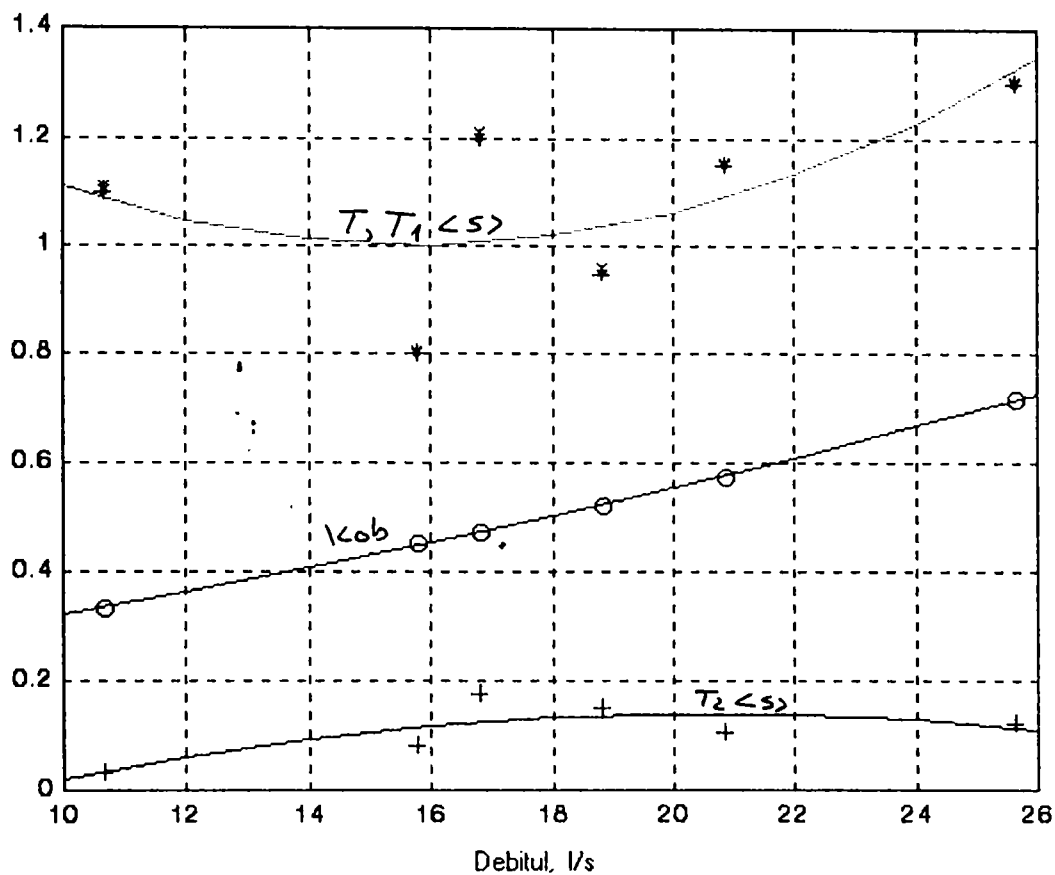


Fig. 8.15. Variatia constantei de timp k_{ob} si a timpilor caracteristici in functie de debitul pentru functia de transfer $F(Q/P)$.

In figurile 8.16. ... 8.19. sunt reprezentate locurile de transfer rezultate direct din masuratori, apoi aproximariile pompei cu element de ordinul intai si de ordinul al doilea, cu reprezentarile grafice ale curbelor modul - frecventa si faza - frecventa (diagramele Bode) corespunzatoare, pentru functiile de transfer $F(p_r/n)$, $F(p_r/P)$, $F(Q/n)$ si $F(Q/P)$, pentru valoarea debitului de $Q = 0,9693 \cdot Q_0 = 21,54$ l/s.

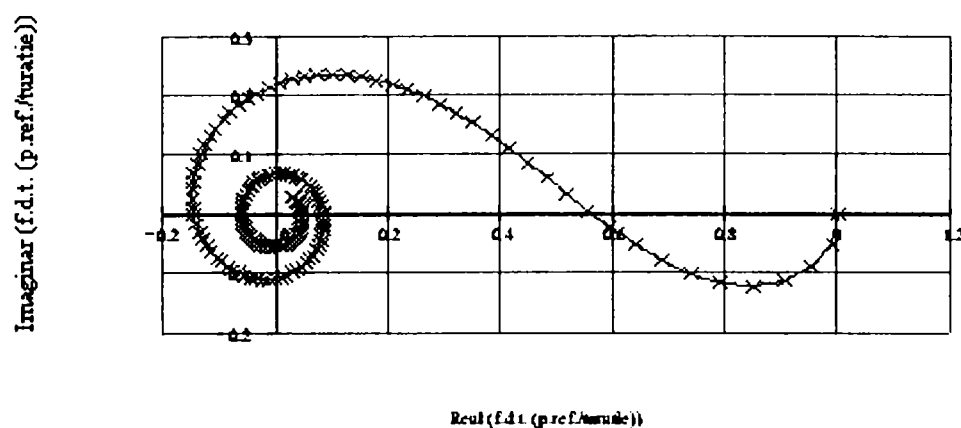


Fig. 8.16.1. Locul de transfer corespunzator functiei de transfer $F(p_r/n)$, rezultat din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

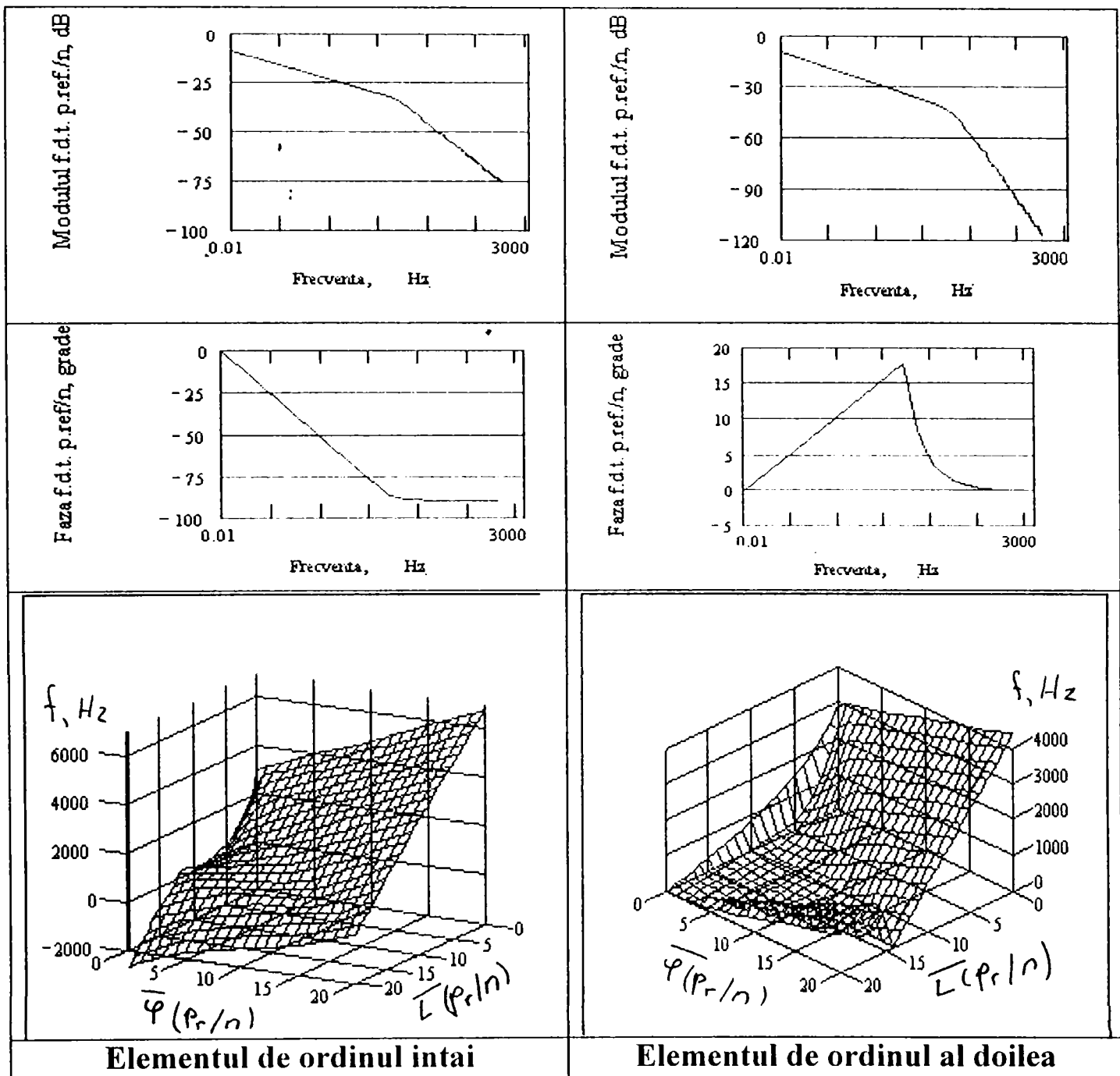


Fig. 8.16.2. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer $F(p_r/n)$, rezultata din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

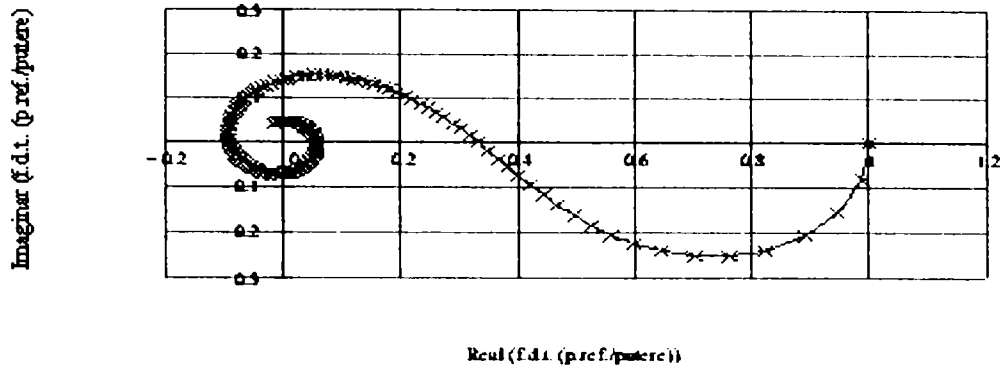


Fig. 8.17.1. Locul de transfer corespunzator functiei de transfer $F(p_r/P_{abs})$, rezultat din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

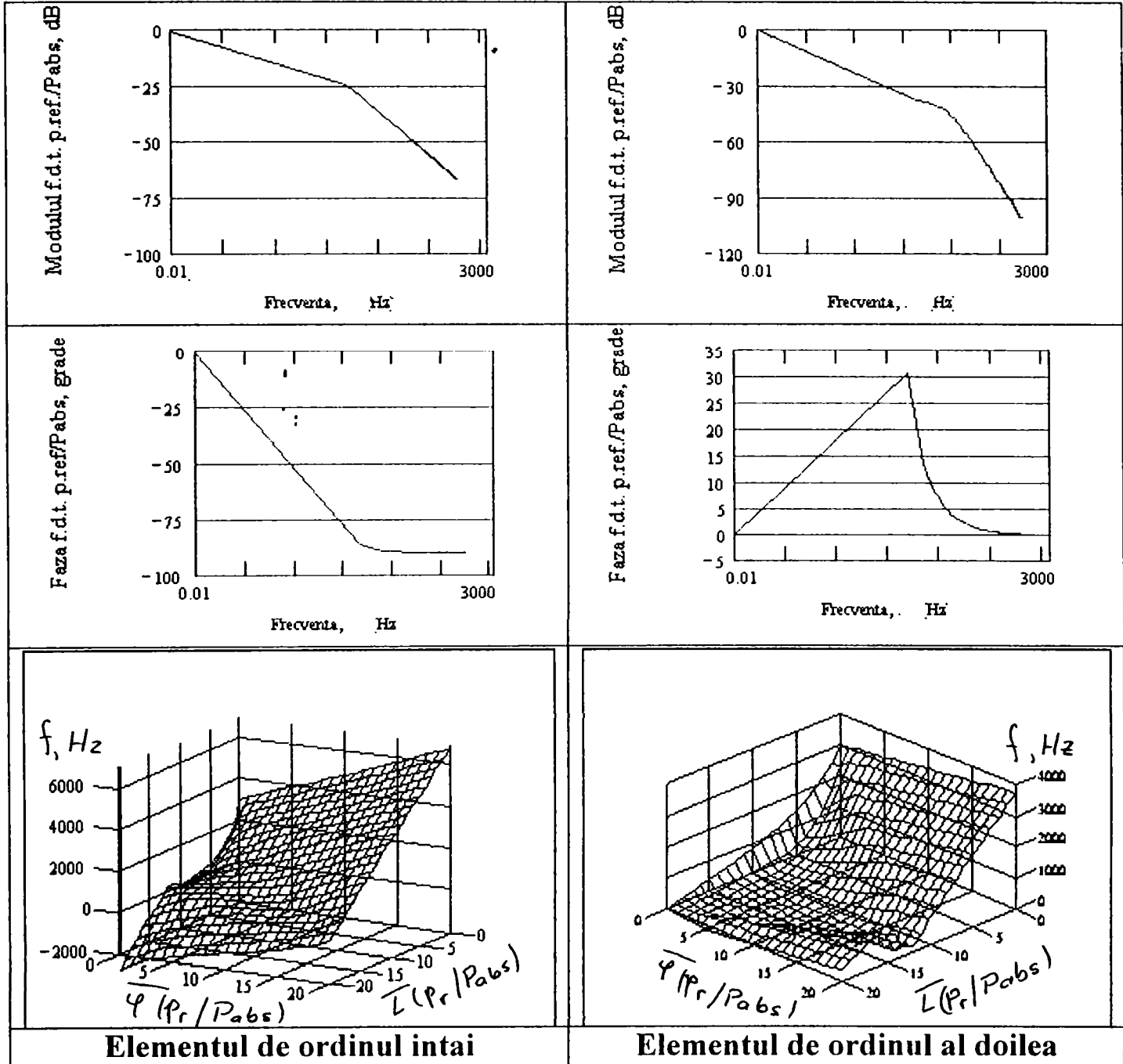


Fig. 8.17.2. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer $F(p_r/P_{abs})$, rezultata din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

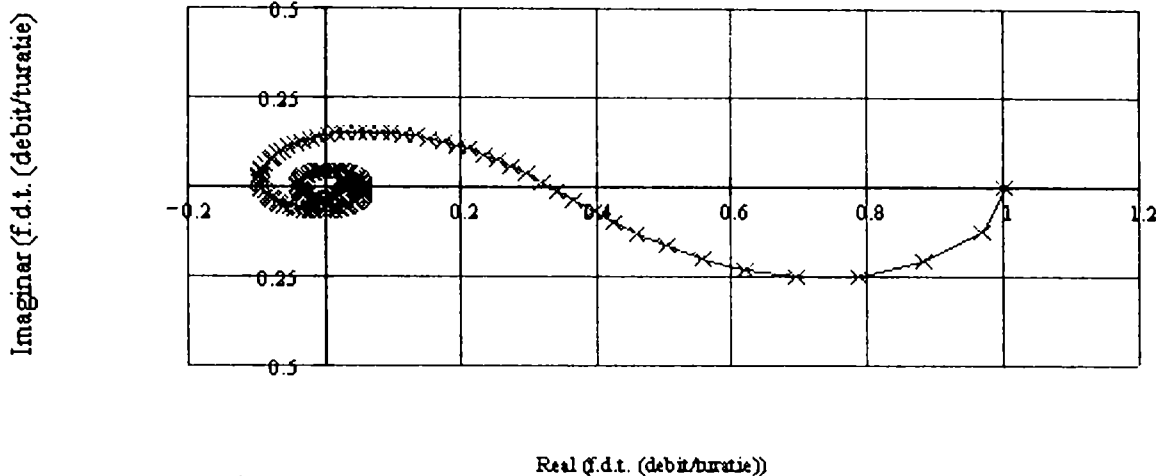


Fig. 8.18.1. Locul de transfer corespunzator functiei de transfer $F(Q/n)$, rezultat din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

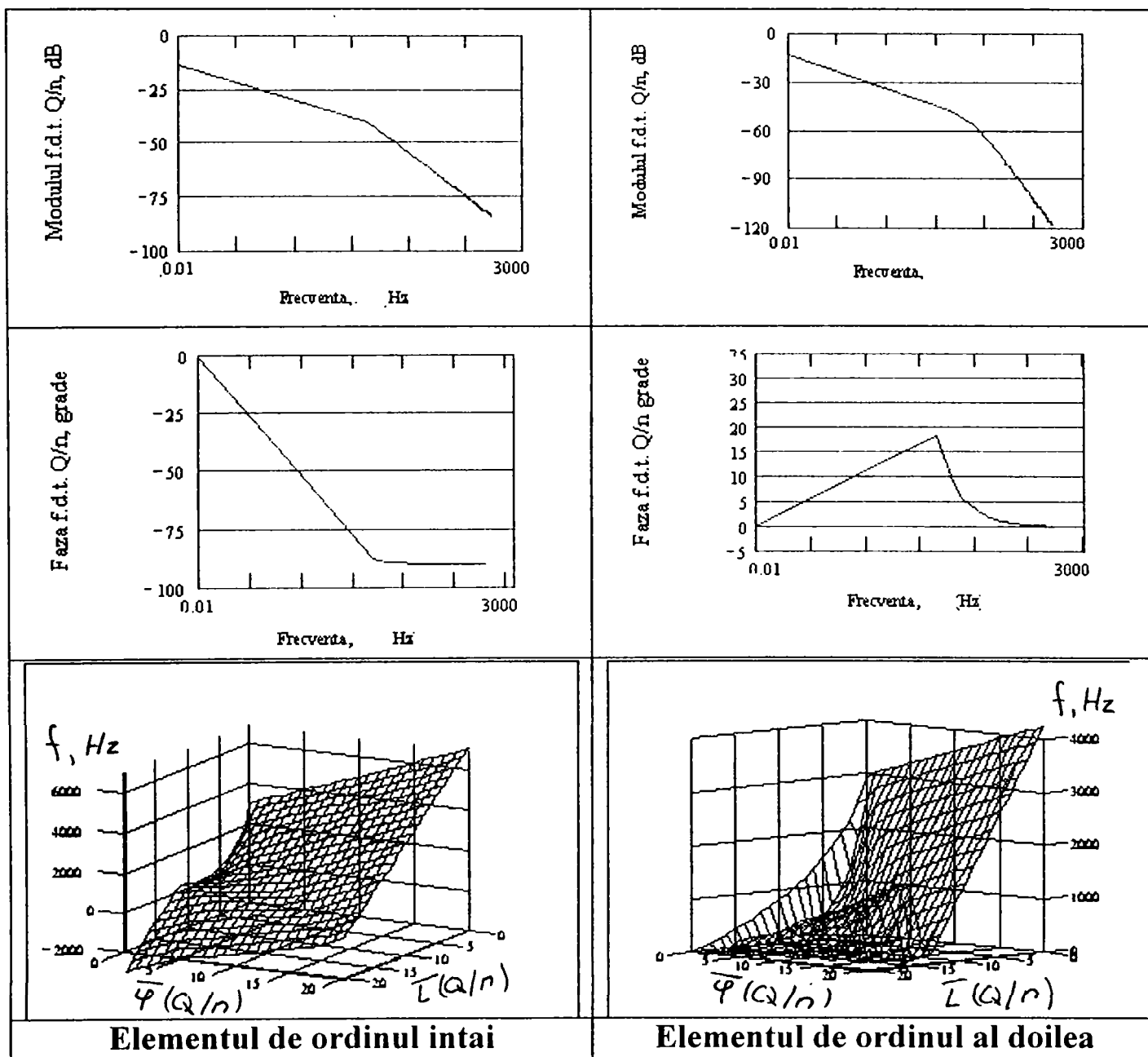


Fig. 8.18.2. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer $F(Q/n)$, rezultata din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693 \cdot Q_0$

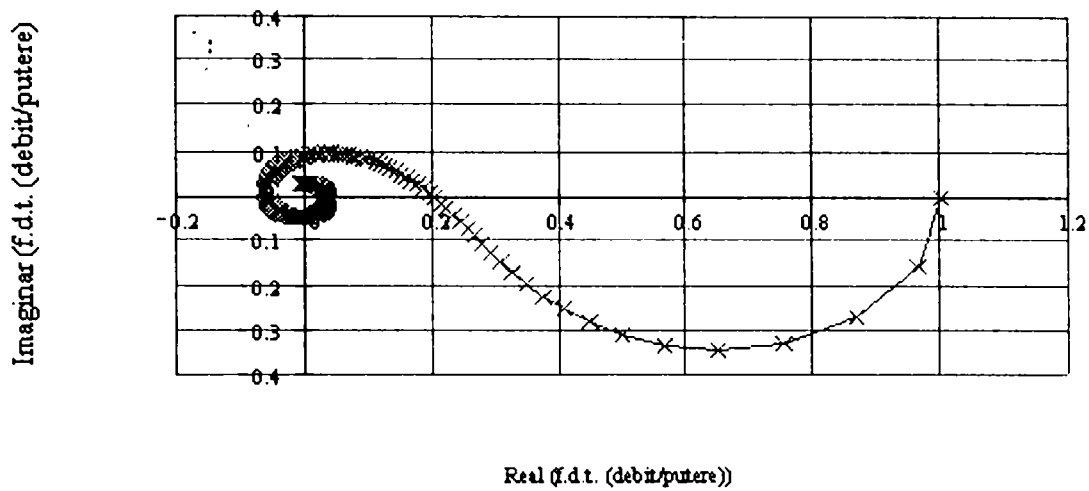


Fig. 8.19.1. Locul de transfer corespunzator functiei de transfer $F(Q/P_{abs})$, rezultat din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693.Q_0$

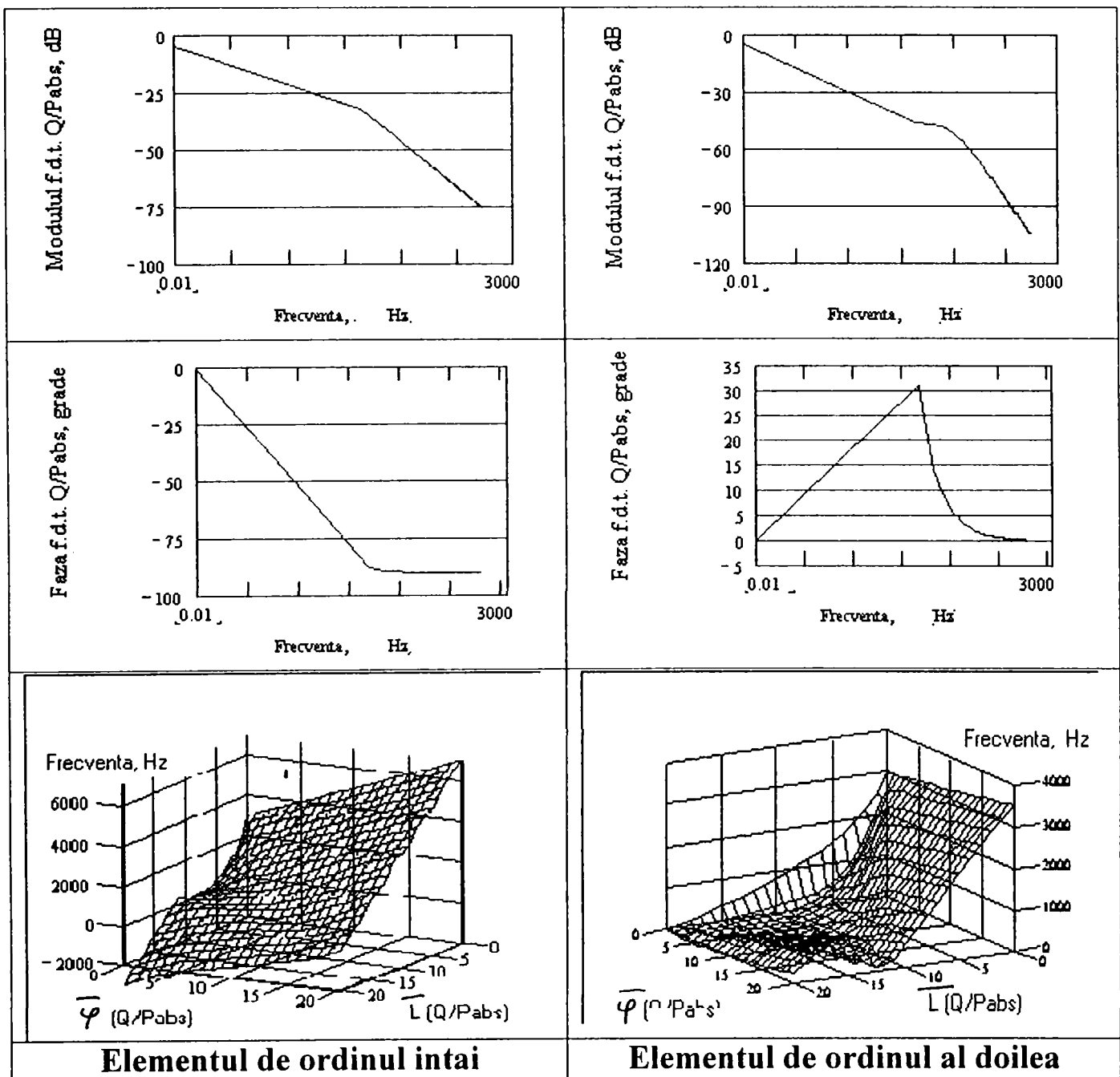


Fig. 8.19.2. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer $F(Q/P_{abs})$, rezultata din prelucrarea masuratorilor pentru $Q = 0,9693.Q_0$

Aplicand considerentele teoretice prezentate in paragraful 8.1 pentru masuratorile efectuate pentru valoarea debitului $Q = 0,9693.Q_0$, pentru care variatia in functie de timp, in regim de pornire si oprire, a turatiei, n , debitului, Q , presiunii de la refulare, $p_{ref}/\rho g$, a puterii absorbite la arborele pompei, P_{abs} sunt prezentate in figurile 8.20. ... 8.23..In figurile 8.24. ... 8.27. am reprezentat, sub forma sintetica, corelatiile dintre marimile mentionate mai sus.

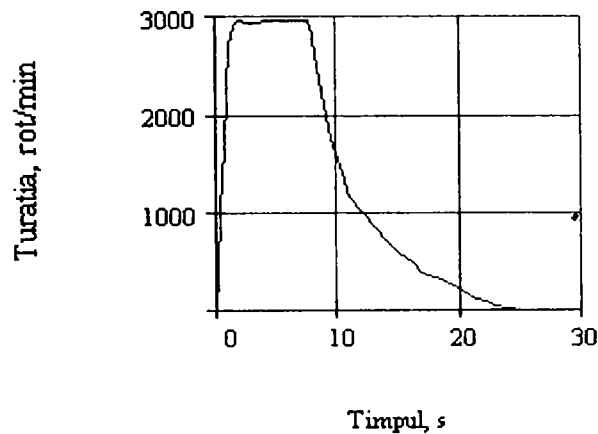


Fig. 8.20. Variatia turatiei in timp

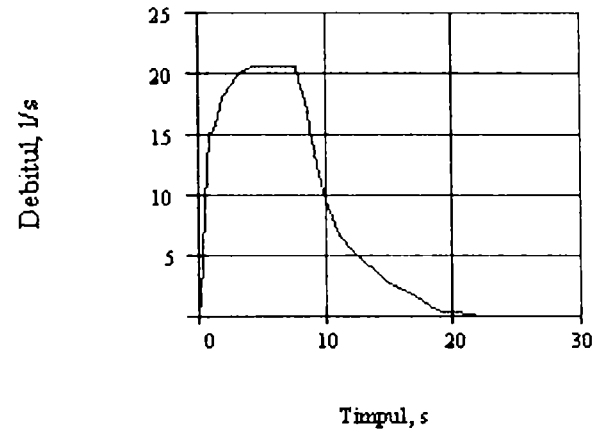


Fig. 8.21. Variatia debitului in timp

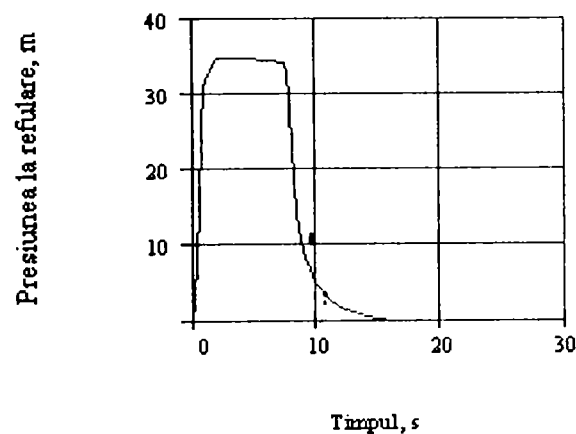


Fig. 8.21. Variatia presiunii de la refulare

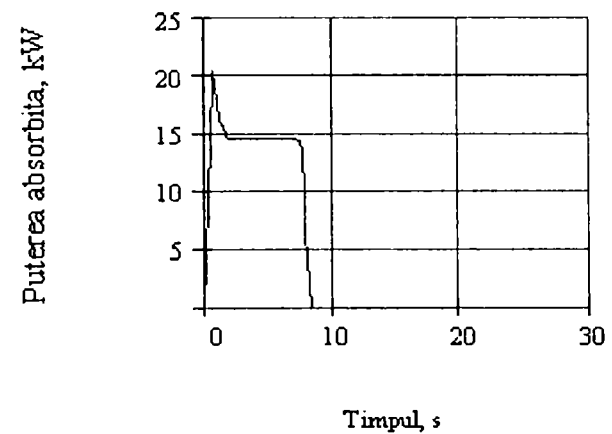


Fig. 8.22. Variatia puterii in timp

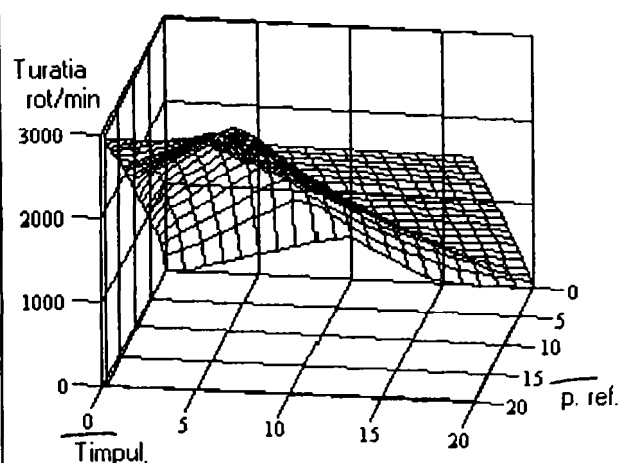


Fig. 8.24. Variatia presiunii la refulare si a turatiei in timp

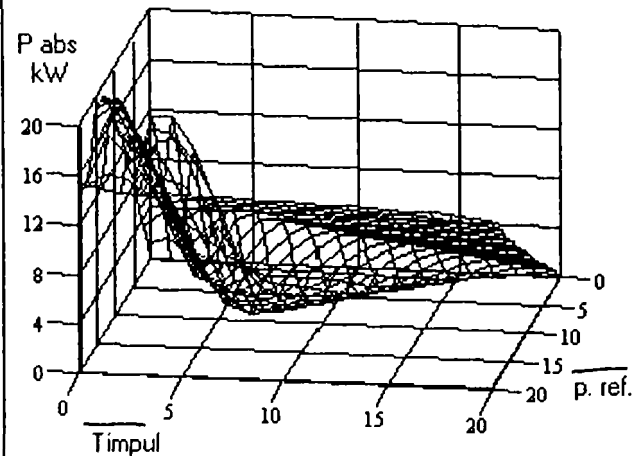


Fig. 8.25. Variatia presiunii la refulare si a puterii absorbite in timp

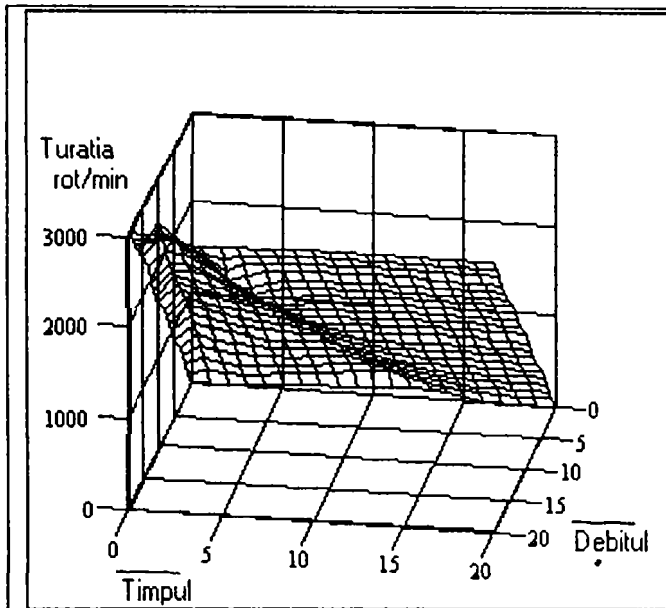


Fig. 8.26. Variatia debitului si a turatiei in timp

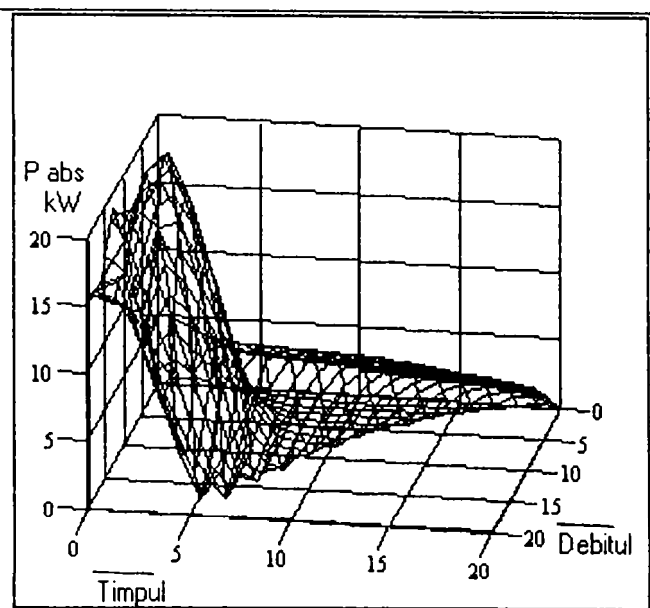


Fig. 8.27. Variatia debitului si a puterii absorbite in timp

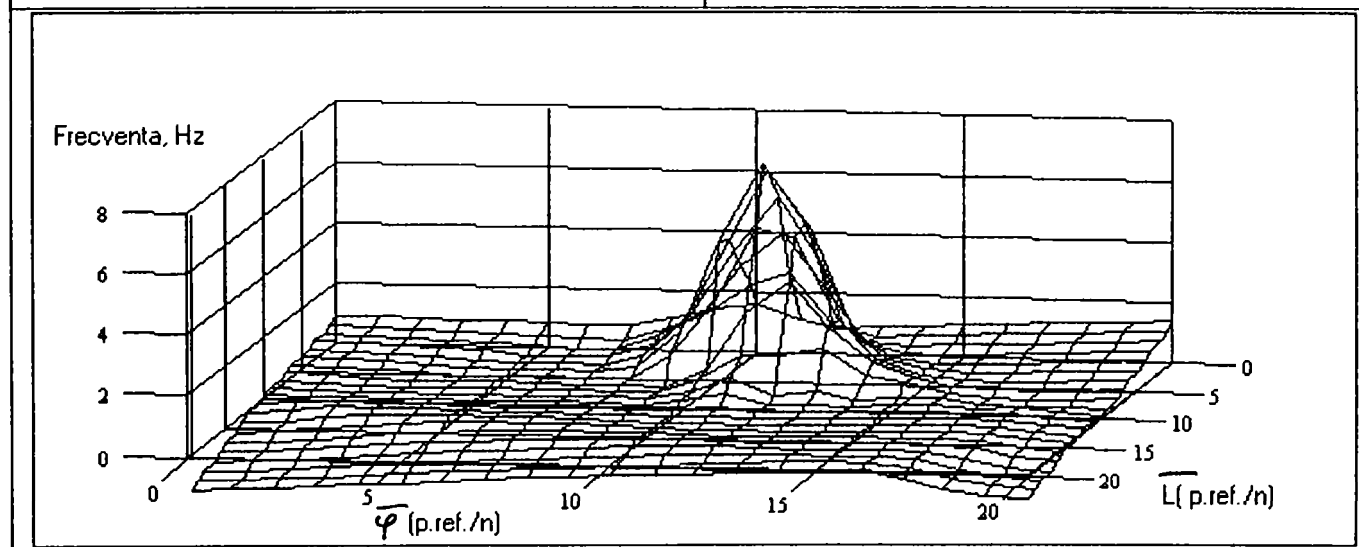
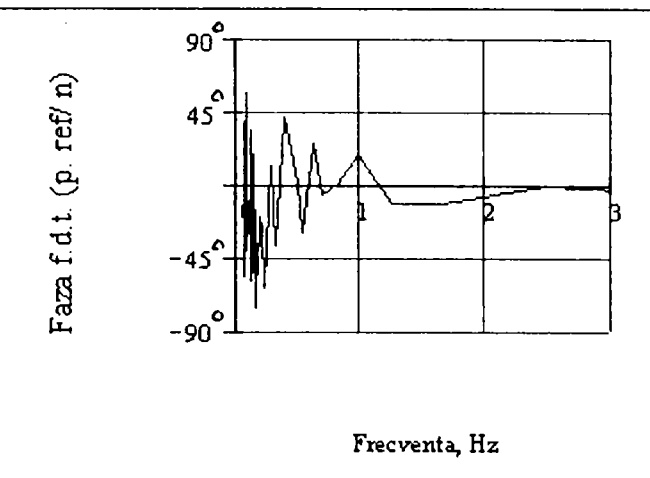
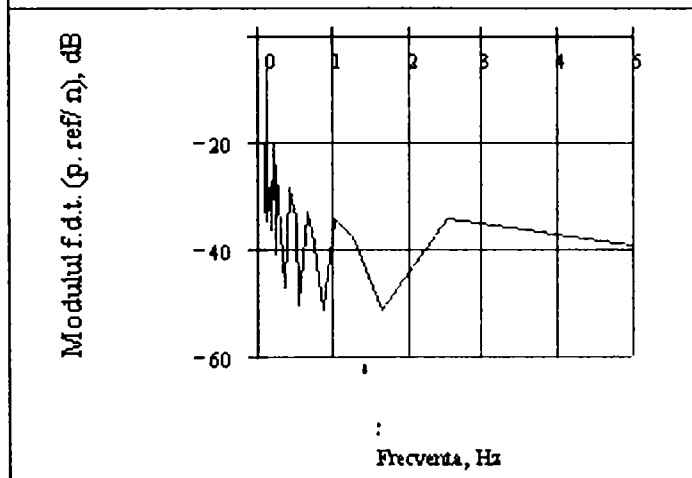


Fig. 8.28. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer presiune la refulare — turatie

In figurile 8.28. ... 8.31. am reprezentat diagramele Bode, atat in acceptie clasica cat si in reprezentare tridimensionala pentru functiile de transfer

presiune la refulare — turatie, presiune la refulare — putere, debit — turatie, debit — putere pentru regimul de functionare corespunzator $Q = 0,9693.Q_0$. Aceste reprezentari au fost obtinute aplicand analiza corelatiionala semnalelor mentionate.

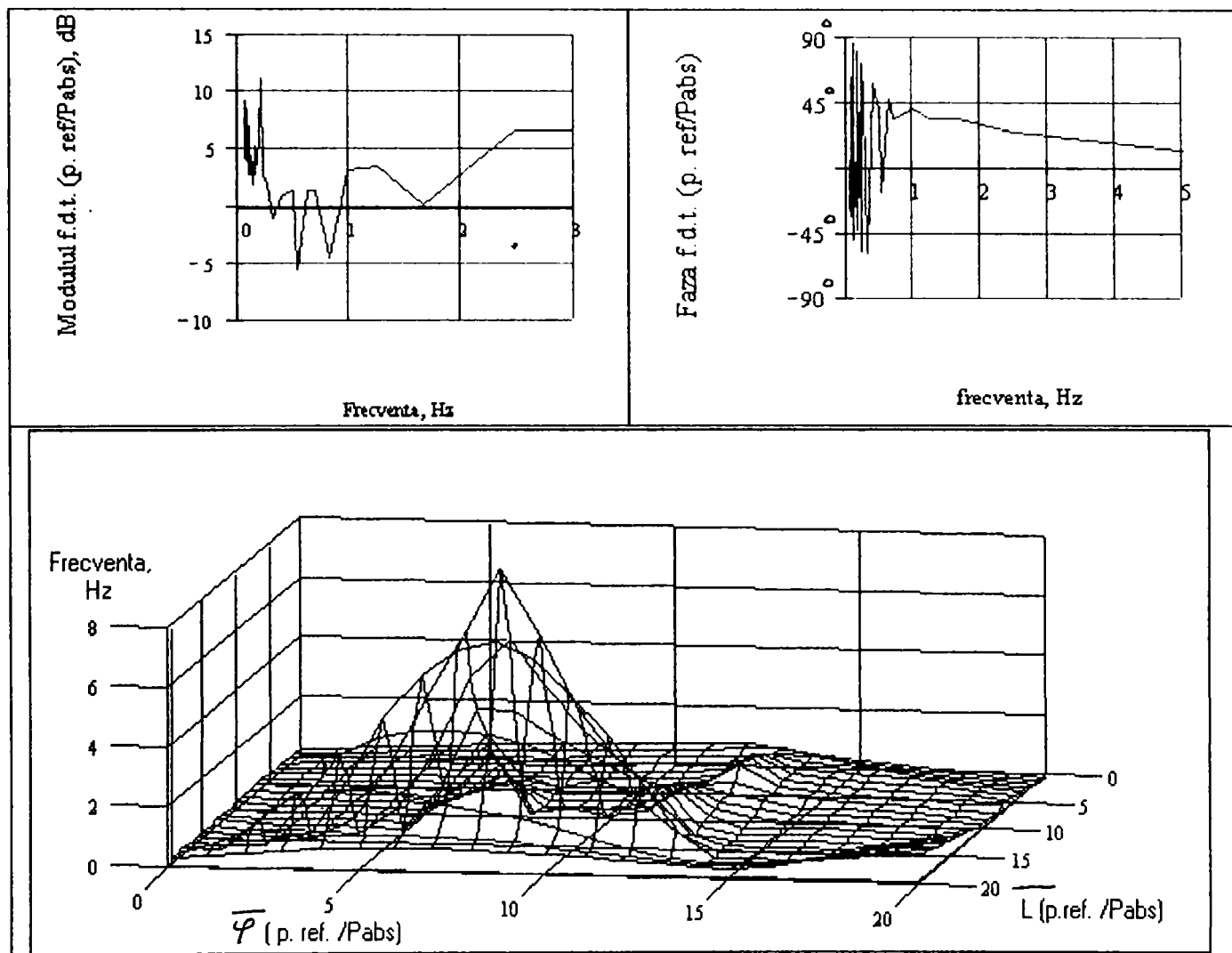


Fig. 8.29. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer presiune la refulare — putere

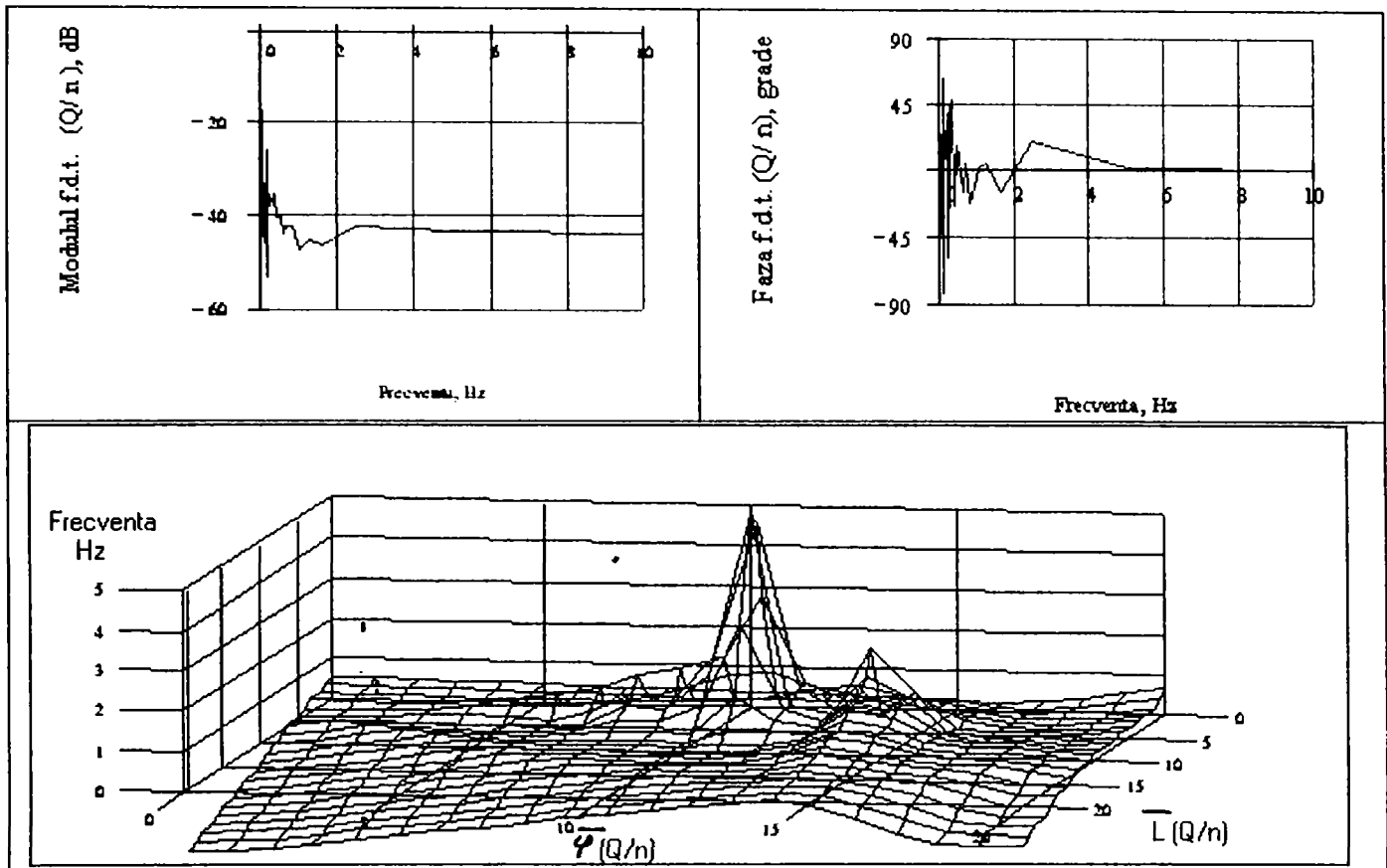


Fig. 8.30. Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer debit — turatie

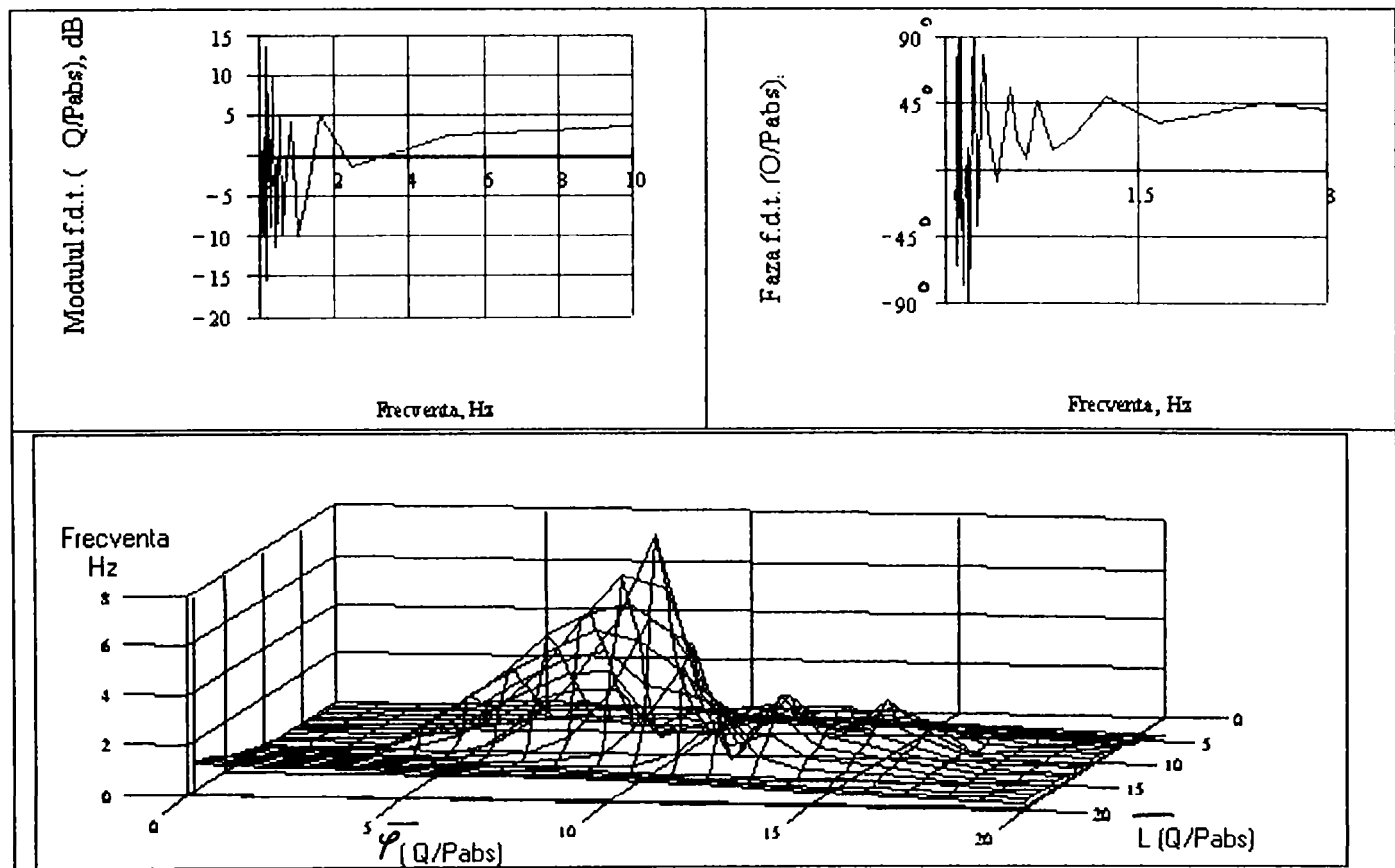


Fig. 8.31 Diagrama Bode corespunzatoare functiei de transfer debit — putere

8.3. Concluzii

Utilizand rezultatele teoretice si experimentale prezentate in capitolele precedente, in cadrul acestui capitol am analizat comportarea pompei in timp, respectiv am determinat functiile de transfer ale pompei considerata drept element de automatizare.

Cu ajutorul modelului matematic (cvasi)static prezentat in paragraful 4.1.; am simulat diverse tipuri de semnale deterministe a unor parametri energetici ai pompei (turatie si debit), considerati parametri de intrare, obtinand variatiile corespunzatoare ale marimilor energetice ale pompei (inaltime de pompare, putere absorbita, randament, caracteristica tolerata de cavitate), considerate drept marimi de iesire. Functiile de transfer prezentate sunt corespunzatoare functiilor de transfer F_{ij} si G_{3j} , asa cum au fost definite in capitolul 5.

Din prelucrarea a rezultatelor masuratorilor efectuate, am determinat timpii caracteristici, ecuatiile diferentiale si functiile de transfer ale pompei, similare functiilor de transfer F_{ij} , definite in paragraful 5.2.. Aceste prezentari, precum si determinarea timpilor caracteristici si ecuatiilor diferentiale ale functiilor de transfer pentru pompe centrifuge **sunt prezentate**, cu ocazia prezentei teze de doctorat **in premiera**, cel putin in Romania.

CAPITOLUL 9

CONCLUZII. CONTRIBUTII. PERSPECTIVE.

9.1. Concluzii.

In cadrul prezentei tezei de doctorat am analizat modul de comportare a unei turbopompe in regimuri tranzitorii.

In sensul celor de mai sus, prin “regim permanent” [de functionare] am denumit un regim de functionare asociat unui punct de lucru in care parametrii energetici ai pompei nu variaza in timp si, respectiv, printr-un “regim nepermanent” [de functionare] am denumit un regim de functionare asociat unui punct de lucru in care parametrii energetici ai pompei variaza in timp. In acest context, un *regim tranzitoriu* a fost definit drept un caz particular al unui regim nepermanent, care are ca efect modificarea (saltul) — intr-un interval finit de timp — a parametrilor functionali ai pompei dintr-un regim permanent in altul.

Prin structura sa, prezenta teza de doctorat urmareste:

- definirea cauzelor producerii regimurilor nepermanente si analiza comportarii unui sistem de pompare in astfel de regimuri; numitele regimuri nepermanente se vor considera produse de:

- instabilitatea functionarii sistemului de pompare, sistem format din motorul electric de antrenare al pompei, pompa propriu-zisa si retea de conducte aferenta,

- variatii bruste a presiunii in sistemul de pompare, provocate de lovitura de berbec,

- variatii ale punctului de lucru, provocate de pornirea, oprirea pompei, sau de manevre legate de modificarea punctului de lucru;

- construirea de modele matematice ale pompei, astfel incat sa se poata simula functionarea acesteia

- in regimuri permanente de functionare

- in regimuri tranzitorii (si nepermanente) de functionare;

- studiul experimental al comportarii pompei in regimuri tranzitorii generate la pornirea si oprirea pompei.

9.2. Contributii personale

Urmarind obiectivele fixate pentru teza, mentionate mai sus, apreciez ca am adus urmatoarele contributii la studiul functionarii pompelor centrifuge in regimuri tranzitorii:

A.) Am definit mai exact interdependenta parametrilor energetici ai pompei, completand, astfel, modelul matematic care defineste conditiile de stabilitate al sistemelor de pompare. Modelul prezentat s-a dovedit corect, ca urmare a regasirii, prin particularizarile mentionate, a conditiei de stabilitate a subsistemului pompa - retea de pompare.

B.) Am determinat conditiile limita la intrarea si iesirea din rotorul pompei, conditii limita esentiale in analiza comportarii pompei, in general, si a retelei de palete a rotorului, in particular, in cazul loviturii de berbec.

C.) Am analizat modul in care se modifica randamentul pompei la modificarea continua a turatiei pompei. In aceasta directie, am participat, impreuna cu un colectiv din cadrul Institutului Teritorial de Calcul filiala Timisoara, la elaborarea, unei metode si a unui program de calcul complex care are ca scop conducerea automata a statiilor de pompare dotate cu pompe cu turatie reglabila continua - prin echipamente electronice statice in vederea optimizarii functionarii pompelor, avand drept criteriu de optimizare reducerea consumului de energie electrica.

D.) Am realizat un model (cvasi)static pentru pompa, care, plecand de la geometria pompei studiate, determina curbele caracteristice energetice si de cavitate ale pompei, simuleaza comportarea pompei in cazul modificarii anumitor parametri geometrici ai pompei; acest model este, de

asemenea, capabil sa simuleze functionarea pompei la variatii impuse a anumitor parametri energetici, obtinand modul in care se modifica alura curbelor caracteristice ca urmare a acestor variatii.

E.) Am realizat un model dinamic al pompei, prin extinderea notiunii de variatie a turatiei si debitului pompei. Astfel, am presupus ca aceste marimi sunt de natura oscilatorie, valorile lor instantanee fiind date de valoarea mediata in timp (corespunzatoare unui regim stationar de functionare) si de o componenta oscilatorie complexa, care include amplitudinea pulsatiei debitului si vitezei unghiulare in jurul valorilor medii corespunzatoare, frecventa pulsatiei debitului si vitezei unghiulare si variabila temporală; in plus, am presupus ca pulsatia debitului este defazata in timp fata de pulsatia vitezei unghiulare. Fata de alte modele care trateaza aceeasi problema, am considerat ca frecventa de pulsatie a debitului si a vitezei unghiulare sunt independente una de cealalta. Acest mod de abordare a problemei modelarii functionarii pompei si modelarile numerice efectuate reprezinta premiere in literatura de specialitate.

F.) Am efectuat modelarea numerica a miscarii potentiale nepermanente in prezenta unei retele de profile apartinand unui rotor de pompa centrifuga lenta.

G.) Am efectuat o sinteza a modalitatilor de analiza a functionarii pompei in regimuri tranzitorii cu ajutorul matricilor de transfer. In acest context, am introdus doua noi forme a matricilor de transfer, astfel incat sa reflecte mai bine fenomenul de transfer energetic din sistemul de pompare. Am aratat, de asemenea, cum, pornind de la modelul dinamic prezentat anterior, se obtin functiile de transfer.

H.) Pentru studiul specific al comportarii pompei in regimuri tranzitorii, am dezvoltat un model analitic pentru subsistemul motor - pompa plecand de la ecuatia dinamica. In dezvoltarile prezentate, am completat modelele similare prezente in literatura introducand noi termeni rezultati din reconsiderarea interdependentelor parametrilor care guverneaza comportarea energetica a pompei. Pentru modelul astfel creat, bazandu-ma pe masuratorile efectuate in laborator, am calculat, pentru prima data in literatura de specialitate, timpii caracteristici prezentati in dezvoltarea analitica si am efectuat modelari numerice a comportarii pompei in regimuri tranzitioii la pornire, oprire si reglari a turatiei.

I.) In cadrul cercetarilor experimentale desfasurate, am adaptat o statiune de laborator existenta pentru incercari in regimuri tranzitorii si am completat dotarea statiunii cu aparate de masura astfel incat sa raspunda cerintelor temei studiate. Am elaborat metodologia adecvata incercarii pompei in regimuri tranzitorii generate la pornire si oprire. Am elaborat metodologia corespunzatoare si am efectuat masuratori pentru determinarea momentului de inertie al ansamblului rotitor.

J.) Pe baza masuratorilor efectuate, am determinat timpii caracteristici pentru constituirea ecuatiilor diferentiale care descriu pompa ca un element al unui sistem automat, ca prioritate in literatura de specialitate si am determinat apoi diagramele Bode pentru functiile de transfer presiune la refulare - turatie, presiune la refulare - putere, debit - turatie si debit - putere.

Asa cum am precizat, in cadrul tezei de doctorat am construit mai multe variante de pompe virtuale, pentru a simula comportarea pompei in diferite regimuri de functionare. De asemenea, am efectuat incercari din

laborator, in special pentru a studia comportarea pompei in regimuri tranzitorii generate de pornirea si oprirea ei.

PENTRU COMPARAREA REZULTATELOR TEORETICE OBTINUTE CU REZULTATELE EXPERIMENTALE, in figura 9.1. sunt prezentate curbele $H(Q)$ pentru mai multe variante de echipare a pompei, parametru fiind diametrul de iesire din rotor D_2 , aceste curbe fiind rezultate prin modelare numerica folosind modelul matematic prezentat in paragraful 4.1., si curba $H(Q)$ obtinuta experimental. Punctul nominal al pompei, pentru care s-au facut toate modelarile numeric corespunde la $Q_0 = 80 \text{ m}^3/\text{h} = 22,22 \text{ l/s}$, iar inaltimea de pompare $H_0 = 35 \text{ m}$.

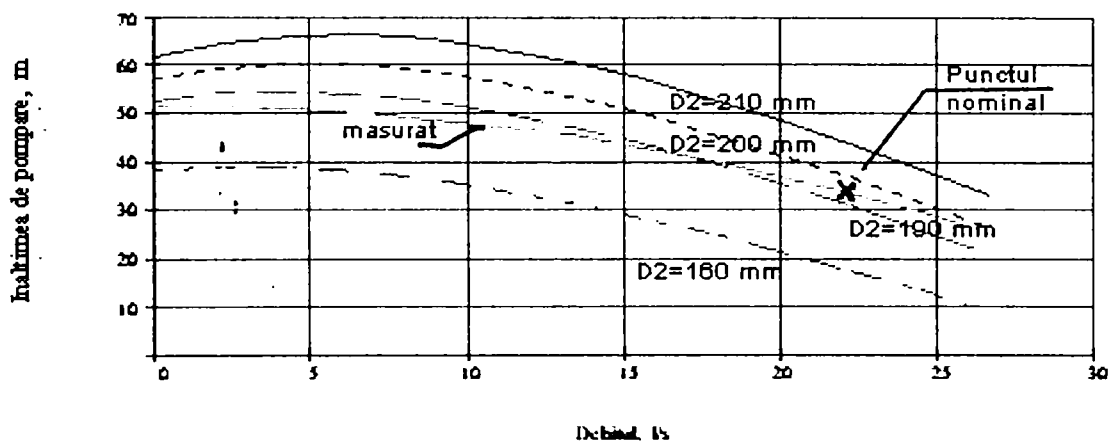


Fig. 9.1. Curbelor caracteristice energetice al pompei, comparatie intre teorie si experiment

De asemenea, in figura 9.2. am reprezentat comparatia intre curba de variatie a turatiei la oprirea pompei, obtinuta prin masuratori si prin modelarea, cu ajutorul ecuatiei dinamice, conform modelului prezentat in capitolul 6.

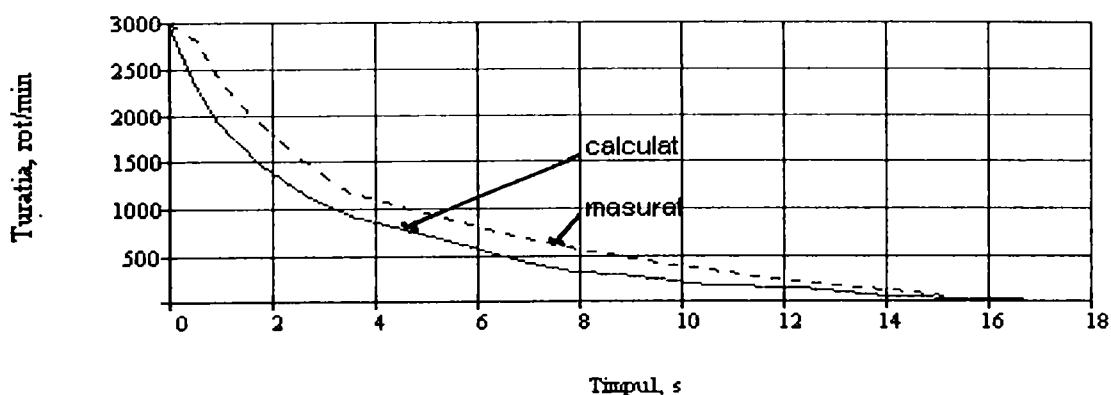


Fig. 9.2. Variatia turatiei la oprirea pompei, comparatie intre teorie si experiment

Ca si consecinta a acestor contributii , consider ca am indeplinit scopul fixat initial, acela de a crea o pompa virtuala, cu ajutorul careia sa se poata modela fuctionarea unei pompe fizice atat in regimuri de functionare cvasistatice, cat si in regimuri tranzitorii.

9.3. Perspective.

Pe baza celor prezentate mai sus, consider ca prezenta teza de doctorat poate fi continuata cu alte lucrari de cercetare care sa perfectioneze instrumentele de lucru realizate astfel:

- perfectionarea studiilor teoretice si experimentale a pierderilor in organele pompelor centrifuge;
- utilizarea de metode moderne de studiu al curgerii in regimuri tranzitorii in in organele pompelor (metoda diferentelor finite, metoda elementului finit, etc);
- perfectionarea dotarii statiunilor din laborator cu echipamente si aparate de masura si cu programe mai perfectionate, care sa permita un studiu mai fin al fenomenelor care se produc in pompa atat in regimuri normale de functionare, cat si in timpul functionarii in regimuri tranzitorii.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Adamkovski A.- "Prediction of Reversible Hydraulic Machine Behaviour in Transient Operation Regimes", HYDROTURBO' 89, Brno, 1989
- [2] Addison H.- "Centrifugal and other Rotodynamic Pumps", Chapman and Hall Ltd., London 1955
- [3] Adkins D.R., Brennen C.E.- "Analyses of Hydrodynamic Radial Forces on Centrifugal Pump Impellers", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 110, March, 1988
- [4] Anton I. - "Cavitatia", Vol. 2, Editura Academiei, Bucuresti,
- [5] Arsenevski N.N., Pospelov B.B.- "Perehodnie protesi crupnih nasosnih stantii", Editura Energhia, Moskva, 1980
- [6] Baghdadi S.- "The Effect of Rotor Blade Wake on Centrifugal Compressor Diffuser performance. A Comparative Experiment", in "Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge", ASME, New York, 1976
- [7] Barglazan A.- "Masini hidraulice", Institutul Politehnic Timisoara, 1951
- [8] Barglazan A., Anton I., Preda I., Anton V.- "Incercarile masinilor hidraulice si pneumatice", Editura Tehnica, Bucuresti, 1959
- [9] Barglazan M. - "Extinderea criteriului de stabilitate a sistemelor hidraulice de pompare ", Buletinul St. si Tehnic al Institutului Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, Seria Mecanica, Tom 26(40), fasc.2, 1981
- [10] Barglazan M. - "Reglarea si automatizarea sistemelor hidraulice", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1979
- [11] Barglazan M.- "Contributii la ecuatia dinamica a hidroagregatelor", Buletinul St. si Tehnic al Institutului Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, Seria Mecanica, Tom 24(38), fasc.1, 1979
- [12] Barglazan M. - "Ecuatia dinamica a frinelor hidraulice", Buletinul St. si Tehnic al Institutului Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, Seria Mecanica, Tom 24(38), fasc.1, 1979
- [13] Barglazan M.- "Identificarea dinamica a pompelor centrifuge functionind in regimuri nestationare energo-cavitationale", Teza de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Facultatea de Mecanica, 1981
- [14] Barglazan M.- "Masurari hidraulice si pneumatice", Universitatea Tehnica Timisoara, 1992
- [15] Barglazan , **Dobanda E.**, M., Baciuc I., Iosif A.- "Masurari hidraulice. Lucrari de laborator", Universitatea Tehnica Timisoara, 1991
- [16] Barglazan M., **Dobanda E.**, Vertan Gh., Mihutescu I., Navligu V., Sandor T., Marta F. - "Solutia optima de echipare pentru o statie de pompare aflata in proiect", Zilele Academice Timisene, Timisoara, 22 - 24 mai 1997

- [17] Barglazan M., **Dobanda E.** - "Incercarea pompelor centrifuge in regimuri dinamice", Zilele Academice Timisene, Timisoara, 22 - 24 mai 1997
- [18] Borel L., Mamin M.- "Transients in a Pump-Turbine Installation", International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage projects, Chicago, Illinois, SUA, Nov.1965
- [19] Brennen C.- "The Dynamic Behaviour and Compliance of a Stream of Cavitating Bubbles", Trans.of the ASME, Journal of the Fluids Engineering, Vol 95, Series 1, Nr.4, 1974
- [20] Brennen C., Acosta A.J.- "The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducers", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, June 1976
- [21] Budisan N.- "Teoria sistemelor automate", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1987
- [22] By R.R., Lakshminarayana B.- "Measurement and Analyses of Static Pressure Field in a Torque Converter Pump", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.117, nr.1, March, 1995
- [23] By R.R., Kunz R., Lakshminarayana B.- "Navier-Stokes Analysis of the Pump Flow Field, of an Automotive Torque Converter", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.117, nr.1, March, 1995
- [24] Carte I.N.- "Hidraulica si masini hidraulice", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1985-1986
- [25] Campian C.V. "Contributii la studiul si realizarea rotoarelor de masini hidraulice axiale", Teza de doctorat, Timisoara, 1978
- [26] Campian C.V., Avram V.- "Masurari asupra regimurilor tranzitorii la un hidroagregat cu turbina-pompa de tip bulb", Al V-lea Simpozion National de Tensometrie, Galati, 20-23.sept.1989
- [27] Chamich D.S., s.a.- "Experimental Measurements of Hydrodynamic Radial Forces and Stiffness Matrices for a Centrifugal Pump Impeller", Trans.of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.107, 1985
- [28] Chu S., Dong R., Katz J.- "Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump-Part A: Use of PDV Data to Compute the Pressure Field", Trans.of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.114, nr.1, March, 1995
- [29] Chu S., Dong R., Katz J.- "Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuation and Noise in a Centrifugal Pump-Part B: Effects of Blade Tongue Interactions", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.114, nr.1, March, 1995
- [30] Cioc D.- "Hidraulica", Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1975
- [31] Cricelli A.S., Ekaterinaris J.A., Platzer M.F.- "Unsteady Airfoil Flow Solutions on Moving Zonal Guides", AIAA paper 92-0543, 1992

- [32] Dean R.C. jr., Young L.R.- "The Time Domain of Centrifugal Compressor and Pump Stability and Surge", in "Centrifugal Compressor and pump Stability, Stall and Surge", ASME, New York, 1976
- [33] Deslandes M.R.- "Eine Explizite Methode zur Losung der Eulergleichungen Angewandt auf Instationare Ebene Stromungen", Technischen Universitat Carolo-Wilhelmina, Braunschweig, 1986
- [34] **Dobanda E.**- "Masini si echipamente hidropneumatice pentru tehnologii speciale. Indrumator pentru lucrari de laborator", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1983
- [35] **Dobanda E.**, Milos T.- "Pompe, ventilatoare, compresoare. Indrumator de lucrari de laborator", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1991
- [36] **Dobanda E.**- "Constructia aparatelor de masura hidropneumatice", notite de curs, predat studentilor anului 5-MH ing.zi, Universitatea Tehnica Timisoara, 1993
- [37] **Dobanda E.**- "Notes Concerning the Transient Behaviour of Centrifugal Pump Installations", The 4-th Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, 1994
- [38] **Dobanda E.**- "Masurari hidropneumatice", notite de curs, predat studentilor anului 4-MH ing.seral, Universitatea Tehnica Timisoara, 1991, 1994
- [39] **Dobanda E.**- "Functionarea pompelor centrifuge in regimuri nestationare si tranzitorii", referat in cadrul pregatirii tezei de doctorat, 1995
- [40] **Dobanda E.**- "Modelarea in regim (cvasi)stationar a unei pompe centrifuge monoetajate", Zilele Academice, Timisoara, 1995
- [41] **Dobanda E.**- "Observatii asupra determinarii experimentale a pierderilor intr-o pompa centrifuga", 1970-1995, Sesiune jubiliara de comunicari stiintifice, Universitatea "Politehnica" Timisoara, Facultatea de Inginerie Hunedoara, 1995, Vol. 4, pag. 92
- [42] **Dobanda E.**- " Analiza teoretica a comportarii unei pompe centrifuge in regim de oprire", 1970-1995, Sesiune jubiliara de comunicari stiintifice, Universitatea "Politehnica" Timisoara, Facultatea de Inginerie Hunedoara, 1995, Vol. 4, pag. 97
- [43] **Dobanda E.**- " Observatii asupra ecuatiei dinamice a unei pompe", Conferinta de sisteme hidropneumatice de actionare, Timisoara, 19-22 oct. 1995, Vol. 2, pag. 97
- [44] **Dobanda E.**- "Automatizarea sistemelor hidraulice", notite de curs, predat studentilor specializarii "Masini Hidraulice", Universitatea "Politehnica", Timisoara, 1995-1999
- [45] **Dobanda E.**- "Controlul comportarii dinamice a pompelor centrifuge prin intermediul ecuatiei dinamice", Simpozionul National "Reducerea pier-

derilor de apa si a consumurilor energetice in sistemele de alimentare cu apa", Bucuresti, 10-11 aprilie, 1997

- [46] **Dobanda E.**, Vertan Gh. - "Optimizarea functionarii statiilor de pompare prin reglarea turatiei", Zilele Academice Timisene, Timisoara, 22-24 mai 1997
- [47] Donea J., Giuliani S., Halluex J.P.- "An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Element Method of Transient Dynamic Fluid Structure Interaction", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.33, p.689-723, 1982
- [48] Duc J.- "Negative Pressure Phenomena in Pump Pipelines", International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, Chicago, Illinois, SUA, Nov. 1965
- [49] Emmons H.W., Pearson C.E., Grant H.P.- "Compressor Surge and Stall Propagation", Trans. of the ASME, May, 1955
- [50] Eckardt D.- "Detailed Flow Investigation within a High Speed Centrifugal Impeller", ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, p. 390, 1976
- [51] Eykhoff P.- "Identificarea sistemelor", Editura Tehnica, Bucuresti, 1977
- [52] Fanelli M., Cortese A.- "Analytical Research of Hydraulic Impedance for a Single-Stage Centrifugal Pump under small Harmonic Disturbances of Frequency f ", in "Pumps in Power Stations", Proceedings of the International Symposium, Brunswick, September, 1966
- [53] Fanelli M.- "Further Considerations on the Dynamic Behaviour of Hydraulic Turbo-Machinery", Water Power, Vol.24, June, 1972
- [54] Fransua A., s.a.- "Masini si sisteme de actionari electrice", Editura Tehnica, Bucuresti, 1978
- [55] Georgescu A.- "Teoria stabilitatii hidrodinamice", Editura Stiintifica si Enciclopedica, Bucuresti, 1976
- [56] Gheorghita L., Campian C.V., Zsembinski S.- "Corelarea parametrilor regimului dinamic pentru evitarea suprasolicitarilor lagarului axial la un hidroagregat cu turbina-pompa bulb", Al V-lea Simpozion National de Tensometrie, Galati, 20-23 sept., 1989
- [57] Godunov S.K., Reabenski V.S.- "Scheme de calcul cu diferente finite", Editura Tehnica, Bucuresti, 1977
- [58] Gopalakrishnan S., Bozzola R.- "Numerical Representation of Inlet and Exit Boundary Conditions in Transient Cascade Flow", Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Power, Oct. 1973
- [59] Greitzer E.M.- "The Stability of Pumping Systems", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, June, 1981
- [60] Gyulai Fr. - "Pompe, ventilatoare, compresoare", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1988
- [61] Hancu S. s.a. - "Hidraulica aplicata. Simularea numerica a miscarii nepermanente a fluidelor", Editura Tehnica, Bucuresti, 1985

- [62] Heidrick T.R., Hancox W.T., Nguyen D.- "Centrifugal Pump Behaviour in Steady and Transient Steam-Water Flows", in "Polyphase in Turbomachinery", ASME, Dec. 1978
- [63] Herman Gh., Bejan I., Cristescu I.- "Aspecte privind stabilitatea in regim dinamic la turbine de tip Francis", Al V-lea Simpozion National de tensometrie, Galati, 20-23 sept. 1989
- [64] Hornberger R.C.,Rodrigues S.- "Hydraulic Transient Studies for Taum Sauk Pumped-Storage Plant", International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, Chicago, Illinois, SUA, Nov. 1965
- [65] Imaichi K., Tsujimoto Y., Yoshida Y.- " An Analysis of Unsteady Torque on a Two-Dimensional Radial Impeller", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.104, June, 1982 .
- [66] Ion M.- "Contributii privind calculul numeric al oscilatiilor in castele de echilibru cilindrice cu diafragma si camera superioara", Teza de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1989
- [67] Ionescu D. Gh. - "Introducere in hidraulica", Editura Tehnica, Bucuresti, 1977
- [68] Islinski A.I., Cernii G.G.- "Nestationarnie tecenia v turbomasinah", Editura Mir, Moskva, 1979,
- [69] Jery B.- "Experimental Study of Unsteady Hydrodynamic Force matrices on Whirling Centrifugal Pump Impellers", Ph. D. thesis, California Institute of Technology
- [70] Kemp N.H.- "Forces on Unstaggered Airfoil Cascades in Unsteady In-Phase Motion", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Sept.1976
- [71] Key Kwon O., Pletcher R.H., Delaney R.A.- "Solution Procedure for Unsteady Two-Dimensional Boundary Layer", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.110, March 1988
- [72] Kim S.W., Zaman KBMQ, Panda J.- "Calculation of Unsteady Transitional Flow over Oscillating Airfoil", "Separated Flows", J.C.Dutton and L.Purtell eds., The Fluid Engineering Conference, Washington DC, June 20-24, 1993
- [73] Kim S.W., Zaman KBMQ, Panda J.- "Numerical Investigation of Unsteady Transitional Flow over Oscilating Airfoil", Trens. of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.114, nr.1, March 1995
- [74] Kopelovici A.P.- "Sisteme de reglare automata. Metode de calcul ingineresti", Editura tehnica, Bucuresti, 1963
- [75] Lefebvre P.J., Barker W.P.- "Centrifugal Pump Performance During Transient Operation", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.117, nr.1, March 1995
- [76] Lein G.- "The Influence of Waterhammer on the Design and Operation of Pump Storage Plants", International Symposium on Waterhammer in pumped Storage Projects, Chicago, Illinois, SUA, Nov. 1965

- [77] Marchal M., Flesch G., Suter P.- "The Calculation of Waterhammer Problems by Means of the Digital Computer", International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects", Chicago, Illinois, SUA, Nov.1965
- [78] Miller R.W., Han L.S.- "Analysis of Unsteady Boundary Layer Flow by an Integral Method", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 95, Series 1, nr. 2, 1973
- [79] Miner S.M., Beaudoin R.J., Flack R.D.- "Laser Velocimeter Measurements in a Centrifugal Flow Pump", Journal of Turbomachinery, Vol.11, pag. 205, 1989
- [80] Miner S.M., Flack R.D., Allain P.E.- "Two Dimensional Flow Analysis of a Laboratory Centrifugal Pump", ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pag .333, 1992
- [81] Miyashiro H.- "Waterhammer Analysis for Pumps Installed in Series", International Symposium on Waterhammer in Pumped Storage Projects, Chicago, Illinois, SUA, Nov. 1965
- [82] Moore E.F., s.a.- "A Transient Response Approximation for Noncircular Fluid Transmission Lines", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, June 1976
- [83] Morfiadakis E.s.a.- "Unsteady Flow Calculation in a Radial Flow Centrifugal Pump with Spiral Casing", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 12, pag .895, 1991
- [84] Motoiu C.- "Centrale termo si hidroelectrice", Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1974
- [85] Nguyen Duc J., von Kaenel A., Dangui F.- "Transient Behaviour of Liquid Hydrogen Pumps During Start-up and Shutdown of Rocket Engines", ASME-FED, Vol. 154, "Pumping Machinery", 1993
- [86] Noghrehkar G.R., s.a.- "Investigation of Centrifugal Pump Performance under Two-Flow Conditions", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, nr. 1, March 1995
- [87] Ohashi H., Shoji H.-"Lateral Fluid Forces on Whirling Centrifugal Impeller(2-nd Report:Experiment in Vaneless Diffuser)", Trans.of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.109, June 1987
- [88] Pampreen R.C.- "A Cascade Analogy of Vaned Diffuser Influence on Centrifugal Compressor Stability and a Comparison Between Quasi-Static and Transient Stabilities", in "Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge", ASME, New York, 1976
- [89] Papantonis D.E., Pothou K.P.- "Unsteady Flowfield and Torque Prediction During the Rotation of the Guide vanes of Hydraulic Turbine", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.3, Sept. 1995
- [90] Penescu C., s.a.- "Identificarea experimentală a proceselor automatizate", Editura Tehnica, Bucuresti, 1971

- [91] Pflleiderer K.-" Lopatocinie masini dlia jidkosteii i gazov", Gosudarstvennoe Naucino - Tehniceskoe Izdatelstvo Masinostroitelnoi Literaturi, Moskva, 1960
- [92] Popa O.- "Mecanica fluidelor si masuri hidraulice", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1978, 1979
- [93] Popa O.- "Miscari potentiale si teoria hidrodinamicii retelelor de profile", Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timisoara, 1980
- [94] Popescu I.L.- "Miscari nepermanente in hidrodinamica plana", Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1967
- [95] Popov D.N.- "Procese hidrodinamice nestationare", Ed. "Masinostroenie", Moskva, 1982
- [96] Raduti C., Nicolescu E.- "Masini electrice rotative fabricate in Romania", Editura Tehnica, Bucuresti, 1981
- [97] Roco M.C., Nair P., Addie G.R.- "Casing Headloss in centrifugal Slurry Pumps", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.108, Dec. 1986
- [98] Rumsey C.L., Anderson W.K.- "Some Numerical and Physical Aspects of Unsteady Navier-Stokes Computation over Airfoils Using Dynamic Mesh", AIAA, Paper 88-0329, 1988
- [99] Schlichting H.-"Boundary Layer Theory", Mc Graw Book Co., 1968
- [100] Shoji H., Ohashi H.- "Lateral Fluid Forces on Whirling Centrifugal Impeller (1 - st Report: Theory)", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, 1987
- [101] Sivo J.M. s.a.- "The Influence of Swirl Brakes on the Rotodynamic forces Generated by Discharge- to -Suction leakage Flows in Centrifugal Pumps", Trans.of the ASME, Journal of the Fluids Engineering, Vol. 117, Nr. 1, March 1995
- [102] Skalak R.- "An Extention of the Theory of Water Hammer", Trans. of the ASME, Vol. 78, 1956
- [103] Stepanik H.- "Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Francis Pump - Turbine", HYDROTURBO'89, Brno, 1989
- [104] Stirnemann A., s.a.- "Experimental Determination of the Dynamic Transfer Matrix for a Pump", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, Sept. 1987
- [105] Streeter E.B., Wylie V.L.- "Fluid Transient in Closed Conduit Systems", University of Michigan, 1976
- [106] Tertisco M., Stoica P., Popescu Th.- "Identificarea asistata de calculator a sistemelor", Editura Tehnica, Bucuresti, 1987
- [107] Thorley A.R.D.- "Pressure Transients in Hydraulic Pipelines", Trans. of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol.91,Sept. 1969

- [108] Tondl A.- "On the Dynamics of a Compressor or Centrifugal Pump System", Praha, 1981
- [109] Tourret J. s.a.- "Hydraulic Noise Generation Studies in Centrifugal Turbomachine through Visualisation of the Non-Stationary Pressure Field in the Volute and in Impeller", in "Experimental and Numerical Flow Visualization", ASME FED, Vol. 128, pag. 239, 1991
- [110] Toyama K.s.a.-"An Experimental Study of Surge in Centrifugal Compressor and Pump Stability, Stall and Surge", ASME, New York, 1976
- [111] Tsujimoto Y., s.a.- "Measurements of Apparent Mass Dimensional Centrifugal Impellers", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 108, Dec. 1988
- [112] Tsukamoto H., Ohashi H.- ."Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Starting Period", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, March 1982
- [113] Tsukamoto H., s.a.- "Transient Characteristics of a Centrifugal pump During Stopping Period", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 108, Dec. 1986
- [114] Tsukamoto H. s.a.- "The Response of a Centrifugal Pump to Fluctuating Rotational Speed", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 3, Sept. 1995
- [115] Usha R., Sridharan Rukmani- "The Axisymmetric Motion of a Liquid Film on an unsteady Stretching Surface", Trans. of the ASME, Journal of the Fluids Engineering, Vol. 114, Nr. 1, March 1995
- [116] Preda I., Baciuc I., Velescu C.- "Centrale hidroelectrice si statii de pompare. Lucrari de laborator", Universitatea Tehnica Timisoara, 1993
- [117] Vertan Gh. Navligu V., Sandor T., Abraham I., Marta F., **Dobanda E.**, Deac I. - "Measurements of Operational and Energy Optimisation of Pumping", "Computational Method and Experimental Measurements" - "Eight International Conference of Computational Methods and Experimental Measurements, CMEM'97", Rodos, Greece, 24 mai, 1997
- [118] Voia I. - "Cercetari asupra fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale", Teza de doctorat, Timisoara, 1977
- [119] Voicu M.- "Tehnici de analiza a stabilitatii sistemelor automate", Editura Tehnica, Bucuresti, 1986
- [120] Wang D., Wylie B.E.- "Unsteady 2-D Compressible Flow in Unbounded Domain", Trans. of the ASME, Journal of the Fluids Engineering Vol. 117, Nr. 1, March 1995
- [121] Wiggert D.C., s.a.- "Analysis of Liquid and Structural Transients in Piping by the Method of Characteristics", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.109, June 1987

- [122] Zidaru Gh.- "Miscari potentiale si hidrodinamica retelelor de profile", Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981
- [123] Yuasa T., Hinata T.- "Fluctuating Flow Behind the Impeller of Centrifugal Pump", Bulletin of JSME, Vol. 22, pag.1746, 1974
- [124] *** STAS 1146 - 75. "Reguli de executie practica a diagramelor"
- [125] *** STAS 2631 - 82. "Aplicatii ale metodelor statistice. Terminologie si simboluri"
- [126] *** STAS 3061 - 74. "Hidraulica. Terminologie, simboluri, unitati de masura"
- [127] *** STAS 5738/1 - 81. "Pompe centrifuge, diagonale si axiale. Incercari, clasa C"
- [128] *** STAS 5738/2 - 83. "Pompe centrifuge, diagonale si axiale. Incercari, clasa B"
- [129] *** STAS 6019 - 74. "Automatica. Terminologie"
- [130] *** STAS 6755 - 74. "Automatica. Semne si simboluri conventionale"
- [131] *** STAS 7122 - 72. "Statistica matematica. Prezentarea si prelucrarea datelor experimentale si de observatie"
- [132] *** STAS 9488 - 74. "Mecanica fluidelor. Terminologie, simboluri, unitati de masura".