

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VULI" - TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

LAURENTIU D. COMANESCU

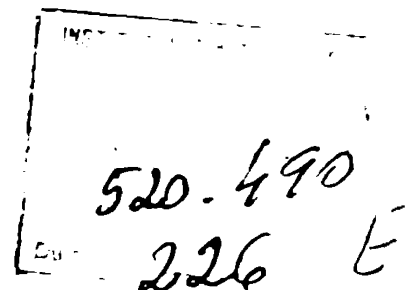
METODA DE DETERMINARE PRIN CALCUL
A VIBRATIEI DE CANAL LA POMPELE
CENTRIFUGE

TEZA DE DOCTORAT

CONDUCATOR STIINTIFIC
ACAD. PROF. DR. DOC. ING. IOAN ANTON

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

TIMIȘOARA
1986



C O U P R I N S

CUPRINS

CUVINT INAINTE	1
1. STADIUL ABORDARII VIBRATIEI GENERATE DE POMPE	3
1. Surse de vibrație în funcționarea pompei	3
1.1. Surse de natură mecanică	3
1.1.1. Dezechilibrul subansamblelor în rotație	4
1.1.2. Legările	5
1.1.3. Cuplajele	6
1.1.4. Necoaxialitatea arborilor	7
1.1.5. Rezonanțele structurale	8
1.1.6. Motorul de antrenare	8
1.1.7. Sistemul de conducte	9
1.2. Surse hidrodinamice	10
1.2.1. Turbulența	10
1.2.2. Desprinderi	11
1.2.3. Virtejurile	11
1.2.4. Vibrația de canal	11
2. Efecte	14
3. Preocupări privind atenuarea vibrației pompelor	15
3.1. Sistemele de conducte	15
3.2. Structurile de rezistență	15
3.3. Pompele	16
3.3.1. Elemente mecanice	16
3.3.2. Aspecte hidrodinamice	16
4. Principalele probleme către care este orientată cercetarea și atenția specialiștilor	17
5. Subiectul tratat în prezenta lucrare	18
11. DETERMINAREA TEORETICĂ A RELATIILOR DE CALCUL PENTRU VIBRAȚIA DE CANAL	20
6. Frecvența armonicelor	22
7. Nivelul armonicelor	22

8. Forme determinate experimental pentru distribuția de viteze la ieșirea din rotor	27
9. Formele considerate ale semnalului de presiune	29
9.1. Semnalul treaptă	29
9.2. Semnalul cu variație liniară și pedestal	29
9.3. Semnalul cu variație liniară	31
III. VERIFICAREA EXPERIMENTALA A METODEI TEORETICE DE CALCUL	
PENTRU VIBRAȚIA DE CANAL	32
10. Calculul valorilor vibrației de canal	32
10.1. Pompa supusă încercărilor	32
10.1.1. Punctul de proiectare	32
10.1.2. Elementele geometrice	33
10.1.3. Elementele cinematice	33
10.1.4. Diferența de presiune	34
10.2. Determinarea experimentală a parametrilor hidrodinamici ai pompei	37
10.2.1. Stațiunea de încercare	37
10.2.2. Relațiile de calcul ale parametrilor hidrodinamici . . .	38
10.2.3. Curbele de variație ale parametrilor hidrodinamici . . .	40
10.2.4. Punctele hidraulice măsurate	40
10.3. Valorile calculate ale vibrației de canal	41
11. Determinarea experimentală a vibrației de canal	43
11.1. Prelevarea semnalelor	43
11.1.1. Instrumente utilizate	44
11.1.2. Modul de lucru	44
11.2. Prelucrarea semnalelor înregistrate	47
11.2.1. Instrumente utilizate	47
11.2.2. Analize în treime de octavă	47
11.2.3. Analiza în bandă îngustă	47
11.2.4. Sistemul de codificare al spectrogramelor	48
11.2.5. Identificarea nivelelor înregistrate pe spectrograme . .	51
11.2.6. Determinarea nivelului de zero	51
11.2.6.1. Înregistrările pe treime de octavă	51
11.2.6.1.1. Vibrația în lichid	51
11.2.6.1.2. Vibrația pe structură	52
11.2.6.2. Înregistrările de bandă îngustă	54

11.2.6.2.1. Determinarea prin calcul a valorii medii eficace pentru semnalul afișat pe analizor . . .	55
11.2.6.2.2. Vibrația în lichid	57
11.2.6.2.3. Vibrația pe structură	57
11.2.7. Separarea semnalului de zgomot	57
11.2.8. Curbe de variație	61
11.3. Erori	77
12. Discutarea rezultatelor	80
12.1. Rezultatele teoretice	81
12.2. Rezultatele experimentale	82
12.3. Analiza comparativă a rezultatelor teoretice și a celor experimentale	86
12.4. Aspecte critice ale modelului teoretic	87
12.5. Aspecte critice ale modelului experimental	94
13. Concluzii privind rezultatele și contribuția autorului .	95
14. Bibliografie	99
14.1. Cărți	99
14.2. Articole, publicații	103
14.3. Standarde. Norme	106
ANEXA: Determinarea nivelurilor fundamentalei vibrației de canal pentru forma de semnal cu variație parabolică a presiunii la ieșirea din rotor	109

CONVIET ÎNAINTE

În dorința sa de cunoaștere, omul s-a imaginat tehnici și instrumente de investigare în continuă evoluție. Chiar și domeniile considerate clasice și cunoscute aproape integral, pe baza teoriilor și metodelor convenționale, se constituie în tot atâtea subiecte ale investigațiilor prin metode avansate.

Considerând importanța covirgitoare pe care o are la ora actuală cunoașterea schimbărilor energetice în mașinile hidraulice, cele circa 1 milion de pompe care sînt în funcțiune în țară prezintă un interes deosebit.

Lucrarea prezintă intenționează să contribuie la cunoașterea surselor de vibrație care însoțesc funcționarea mașinii și care reprezintă moduri de disipare a energiei.

Arătăm că această lucrare s-a realizat sub directa conducere, cu sprijinul continuu, îndrumările profesionale și părintești ale Academicianului Ioan Anton și fiilor săi, în mod deosebit, și pe această cale. Totodată, exprimăm recunoștința pentru orientarea cercetării pompelor în domenii noi, neconvenționale și stimularea realizării Laboratorului de Măsurători Hidraulice al Întreprinderii de Pompe din București.

Mulțumim, de asemenea, cadrelor didactice din cadrul Catedrei de Mașini Hidraulice a Institutului Politehnic din Timișoara, ale căror discuții, purtate pe parcurs, au constituit un real folos.

Subliniem interesul deosebit al Profesorului Aurelian Stan, președintele Comisiei de Acustică al Academiei R.S.R., pentru diversificarea preocupărilor acustice, mulțumindu-i pentru discuțiile competente purtate pe parcurs.

Preocuparea Conducerei Întreprinderii de Pompe din București și a Centrului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Pompe și Ventilatoare pentru soluționarea problemei vibrației pompelor se manifestă permanent.

Menționăm stimularea și sprijinul deosebit acordat pentru dezvoltarea activității și finalizarea lucrării din partea directorului tehnic al Întreprinderii de Pompe București - inginerului Agen Zarcuța -, cărora îi mulțumim și pe această cale.

Ne exprimăm recunoștința față de colegii și personalul muncitor care și-au adus aportul la realizarea instalațiilor și a experimentelor. În același timp, mulțumim familiei pentru ajutorul și răbdarea acordată la diverse nivele.

Mulțumirile exprimate dovedesc, încă o dată, că această lucrare, ca de altfel oricare lucrare interdisciplinară, nu poate fi considerată drept o creație particulară individuală, ci rezultatul unei sume de factori care au contribuit pe parcurs.

Consecință a condițiilor optime create cercetării în țară, apreciem că această lucrare prezintă un real folos pentru cei preocupați de cunoașterea mașinilor hidraulice, deschizând un nou domeniu de investigație: acustica mașinilor hidraulice și fiind închinată folosului țării.

I. STADIUL ABERDARII VIBRAȚIILOR GENERATE DE POMPE

Funcționarea instalațiilor de pompare este însoțită de vibrații prezente, atât în zona învecinată pompei, cât și la distanță de aceasta sub formă de vibrație a conductelor, a pereților, sau zgomot de structură.

Din acest punct de vedere, pompa poate fi considerată drept un generator de vibrații cuplat mecanic și hidrodinamic cu un sistem rezonant.

În concordanță cu principiul actual în construcția de mașini, măsurile necesare reducerii nivelului de vibrație se impun, în primul rând, asupra surselor.

Analiza vibrației generate de pompe este prezentată în mod sporadic în literatură.

Se fac referiri la unele situații întâlnite în exploatare specifice anumitor tipuri constructive de pompe.

Nu sînt prezentate soluții teoretice și nici elemente pentru tratarea teoretică.

Vibrația pompei este considerată drept o suprapunere a efectelor fiecărei surse generatoare de vibrație și care însoțește funcționarea mașinii, iar dintre acestea sînt făcute referiri numai asupra elementelor mecanice.

1. Surse de vibrații în funcționarea pompei

În principal, sursele de vibrație ale unei pompe pot fi grupate în două mari categorii:

- surse de natură mecanică
- surse de natură hidrodinamică.

În cele ce urmează, se prezintă principalele surse de vibrație, stadiul cunoașterii și al rezolvării, mărimile care le caracterizează, lucrările de referință din literatură.

1.1. Surse de natură mecanică

În această categorie sînt cuprinse acele surse generate de funcționarea mecanică a mașinii și de efectul transmis prin legăturile mecanice ale pompei asupra acestuia de către sistemul de conducte și către sistemul de fundație.

Deoarece în situația pompelor se aplică rezultatele obținute în general în construcția de mașini și din acest punct de vedere, sursele de natură mecanică pot fi considerate ca fiind benane.

Prin măsurătorile efectuate au fost regăsiți parametri indicați în literatură pentru sursele mecanice. Aceștia sînt conținuți în spectrogramele prezentate în figurile care urmează [3.73]

1.1.1. Dezechilibrul subansamblelor în rotație

Pentru unul și același tip de pompă (centrifugă, diagonală sau axială) soluțiile constructive diferă de la firmă la firmă, ceea ce conduce implicit la existența unor variante mai suple sau mai robuste și, în consecință, pe parcurs, subansamblele rotitoare au fost echilibrate în diferite clase. De aceea, comportarea dinamică a mașinii a fost diferită în diferite instalații.

Adăugînd faptul că una și aceeași tipodimensiune poate lucra la diferite turații de antrenare, precum și necesitatea tot mai acută de a standardiza aceste mașini, investigațiile în specific au condus la concluzia necesității limitării dezechilibrului specific remanent: e [g.mm/kg]. Normele ISO indică pentru rotorii și subansamblele rotitoare ale pompelor valoarea $e=6,3$ g.mm/kg [3.12], limitare preluată de către țările aderente, inclusiv R.S.R. [3.64].

Prin analiza de semnal, dezechilibrul este comod de identificat, și anume:

- în spectrul de vibrație, prezintă un maxim net la frecvența corespunzătoare turației de lucru

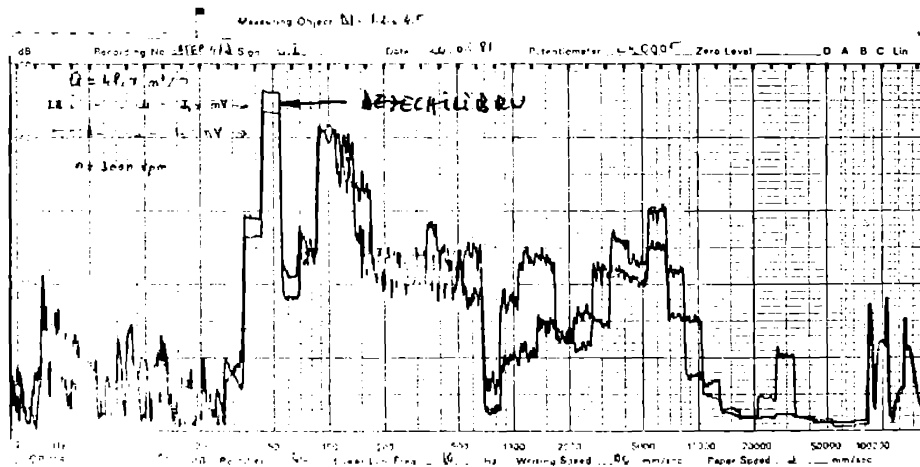


Fig. 1. - Evidențierea dezechilibrului în spectrul de vibrație al unei pompe.

- nivelul acestuia crește odată cu durata de antrenare
- efectul său este maxim pe lagăr, în direcție radială.

Sunt menționate situații în care condițiile de funcționare ale mașinii pot determina apariția unor dezechilibre [1.65], [1.66] dacă nu se prevăd măsuri adecvate, și anume:

Dezechilibrul termic prezent în situațiile în care temperatura de lucru diferă de temperatura de corectare a asimetriei masice sau a montajului.

Acesta își manifestă prezența prin:

- creșterea nivelului său din momentul punerii în funcțiune, pe măsură ce regimul termic se modifică.

Dezechilibrul datorat uzurii în rotorul pompei ca efect al acțiunii erozive neuniforme și respectiv, abrazive a lichidului de lucru [1.67], [1.68]

Principala sa caracteristică este:

- evoluția treptată în timp, de la momentul punerii în funcțiune.

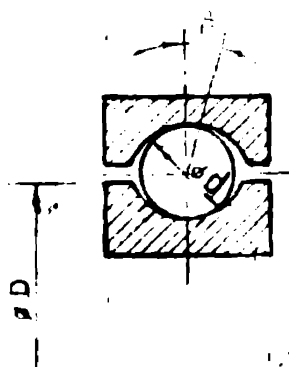
Dezechilibrul datorat ruperii unui disc sau paletă din rotorul pompei, în mod accidental.

Efectul său se manifestă prin:

- apariția bruscă în spectrul de vibrație a unei componente situate pe frecvența corespunzătoare duratei de lucru a pompei.

Lăsașe, lagărele general utilizate în construcția de pompe sunt de tipul cu rostogolire. Semnalele generate de lagărele cu rulmenți, funcționând defectuos, au caracteristicile principale conform [2.33] :

- sunt măsurabile în direcție radială sau axială în funcție de tipul de rulment (radial, radial-axial, axial);
- deceniul de frecvențe cuprins între cea. 200 Hz și 60 kHz;
- virfuri de normal corespunzând elementelor componente alterate (element de rulare, inel interior, inel exterior) prezente la frecvențe posibil de calculat din elementele geometrice și cinematice ale rulmentului [2.34] .



$$f_e = \frac{n}{2} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (1)$$

$$f_i = \frac{n}{2} \cdot f \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (2)$$

$$f_b = \frac{D}{d} \cdot f \cdot \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (3)$$

Fig 2. Frecvențele corespunzătoare defectelor la rulmenți

unde: n = nr. de elemente de rostogolire;

β = unghiul de contact;

f = frecvența relativă dintre cele două inele;

f_e = frecvența generată de defect pe calea exterioară de rulare;

f_i = frecvența generată de defect pe calea interioară de rulare

f_b = frecvența generată de defect pe bilă.

Legăturile de alunecare generează semnale de vibrație, avînd caracteristicile măsurabile:

- în direcție radială;
- la frecvențe subharmonice: $(0,50 \pm 0,3) \times f$ rotație;
- nivelurile dependente de temperatură și uzură.

1.1.3. Cuplaje utilizate cel mai frecvent pentru echiparea agregatelor de pompare sînt cu elemente elastice: lanale, balțuri etc., realizînd antrenarea directă a pompei de cître motor, fără utilizarea de cutii de viteză sau reductoare [2.39], [3.73].

Deteriorarea unui astfel de cuplaj este posibilă de identificat prin interpretarea spectrului de vibrație care prezintă:

- un maxim situat la frecvența corespunzătoare turației de lucru a pompei sau la multiplu întreg (x_2 ; x_3) al acesteia, dependent de raportul de numărul de elemente elastice afectate;
- nivelului maximului este proporțional cu starea de uzură a elementelor elastice;
- semnalele maxime se obțin pe lagărul (sau în planul rulmentului) cel mai apropiat de cuplaj, și numai în direcție radială, pe direcția în care impedanța mecanică este minimă.

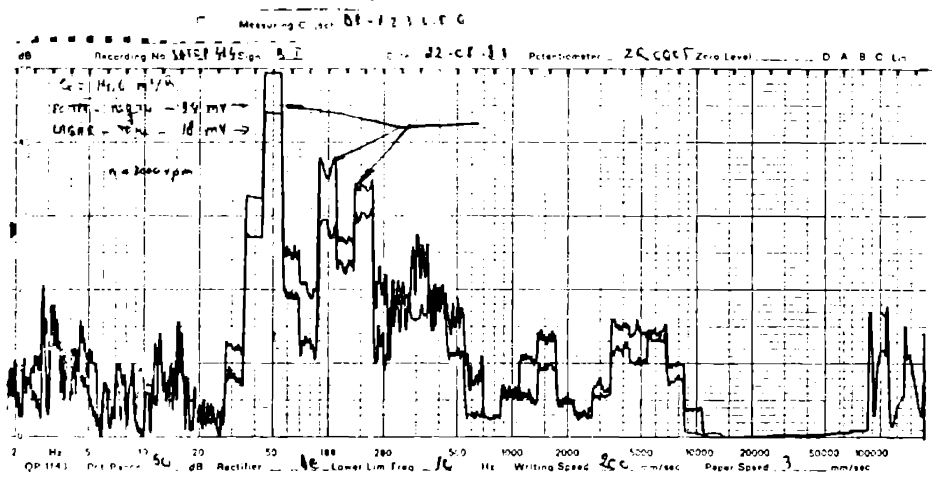


Fig. 3. - Efectul deteriorării cuplajului elastic al unei pompe centrifuge.

1.1.4. Neacoaxialitatea arborilor

In această categorie sînt considerate: neacoaxialitatea arborilor intermediari ai pompelor tronsonate, precum și neacoaxialitatea arbore pompă-arbore mașină de antrenare [2.38] , [3.73] . Efectul unei astfel de situații este constatat în spectrul de vibrație prin:

- un maxim prezent la frecvența corespunzătoare turației de lucru, și maxime de nivel mai redus la multipli (x2, x3) ai acesteia;
- punctul geometric în care semnalul este maxim se află situat pe lagărul cel mai apropiat;
- nivelele măsurate în același punct geometric pe cele două direcții: radială L_R și axială L_A sînt $L_R > 1,5 \cdot L_A$ iar rata acestora este determinată de unghiul de neacoaxialitate dintre cei doi arbori.

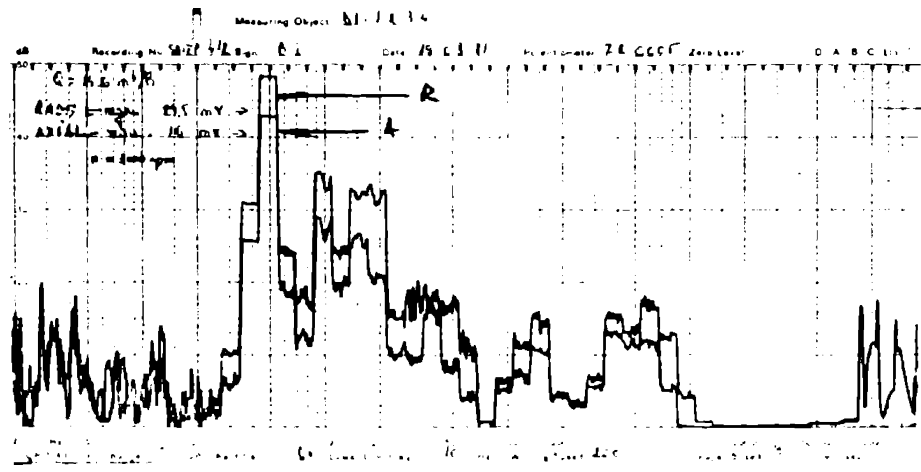


Fig. 4. - Efectul neacoaxialității arborilor.

1.1.5. Rezonanțele structurale ale pompei sînt determinate de cître excițăările cu caracter periodic prezente în mașină. Răspunsul structurii este diferit în diferitele puncte de măsură [1.55], [2.38]. În spectrul de vibrație, rezonanțele structurale prezintă următoarele caracteristici:

- vîrfuri discrete corespunzătoare fiecărui element rezonant;
- frecvențele la care apar acestea sînt de regulă multipli ai frecvenței de rotație;
- valorile sînt maxime în punctele și pe direcțiile în care impedanța mecanică este minimă [2.12]

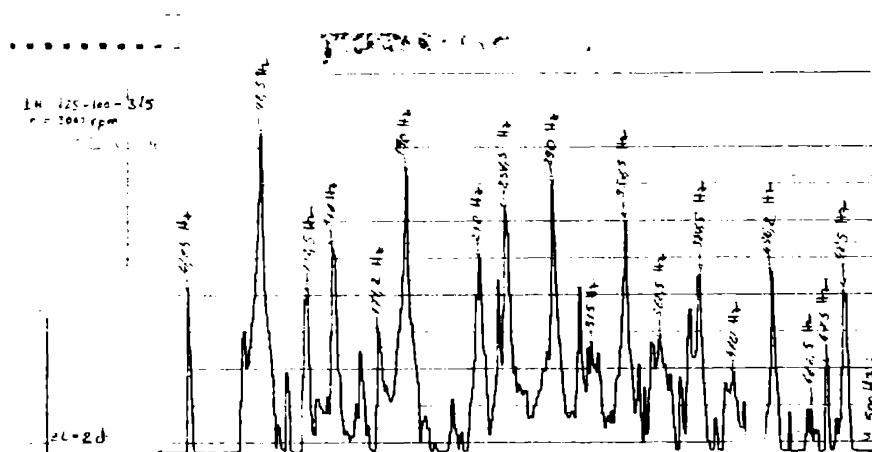
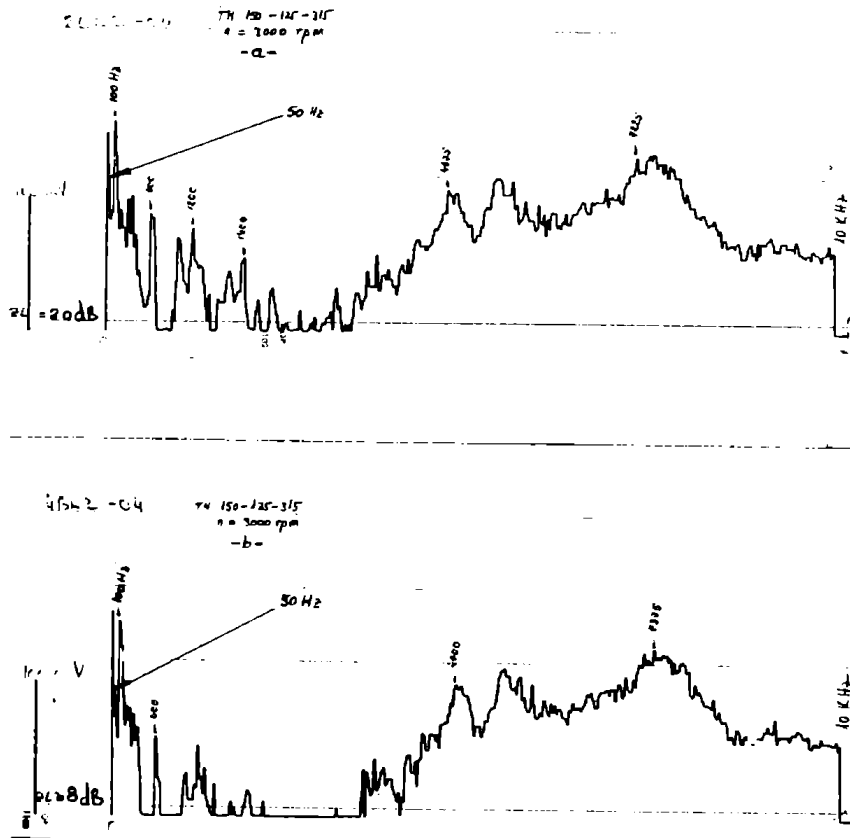


Fig. 5. - Rezonanțe ale structurii.

1.1.6. Motorul de antrenare utilizat cel mai frecvent pentru antrenarea pompelor este electric de tip asincron. Participarea sa la nivelul de vibrație al agregatului de pompare conține componente mecanice (lagăre ș.a.) și componente electrice (vibrație electromagnetică, de trecere etc.) [2.74], [3.73]. În spectru, vibrația de natură electrică a electromotoarelor prezintă următoarele caracteristici:

- frecvența este identică cu cea a rețelei electrice sau multiplul 2 a acesteia;
- nivelele sînt diferite, depinzînd de tipul construcției și dimensiunea motorului și se anulează la întreruperea alimentării cu energie electrică.

././.



**Fig. 6. - Componente electrice ale vibrației electro-
motorurilor: - a-sub tensiune,
- b-fără tensiune.**

2.1.7. Sistemul de conducte

Comportarea la vibrație a sistemului de conducte la care este racordată pompa, poate fi considerată ca având caracter dublu:

- vibrație generată ca urmare a unor excitații mecanice captate pe tracsa, prin rezonan sau alte elemente mecanice de legătură (seismicitatea, izolații etc.),
- vibrație generată de inelajii surgerențului fluidului prin conductă.

Participarea conductelor la vibrația generală a agregatului de pompare are caracter de reacție [1.96], transmițând pompei și perturbările captate pe tracsa.

Domeniul de frecvențe identificat experimental pentru conducte uzuale este cuprins între 30 Hz și 500 Hz, pentru vibrația de natură hidrodinamică [2.14] și până la 10 KHz, pentru cea rezonanță [2.99].

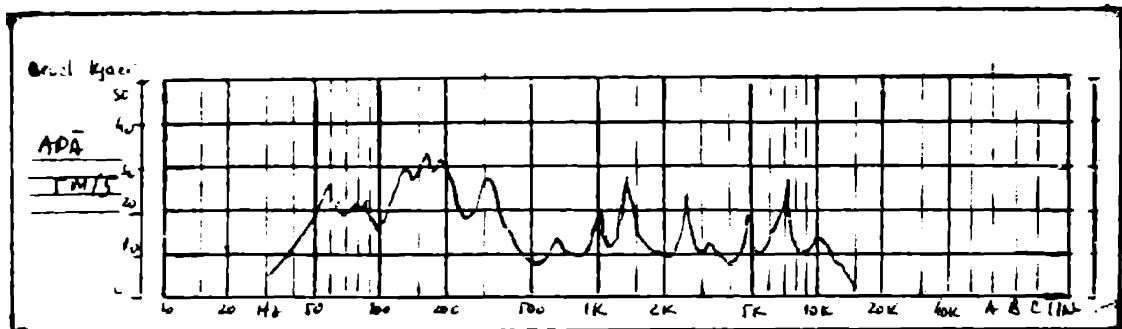


Fig. 7. - Spectrul de vibrație al unei conducte de apă ϕ 300 mm.

Viveturile au distribuție continuă și prezintă vârfuri la frecvențele de rezonanță.

1.2. Surse hidrodinamice

Sunt considerate drept surse hidrodinamice mișcările în fluidul vehiculat și interacțiunea acestuia cu suprafețele hidraulice.

În situația funcționării cu un anumit grad de dezvoltare a cavității se adaugă efectele care însoțesc acest fenomen.

În literatură sînt tratate pe larg aspectele curgerii fluide propriu-zise impuse de dimensionarea hidrolică a mașinii și a sistemelor de conducte.

De asemenea, elementele acustice și de vibrație care însoțesc cavitația sînt amplu tratate în literatura de specialitate.

În ceea ce privește vibrația de natură hidrodinamică și care nu poate fi separată de funcționarea pompei, literatura este săracă. Sînt prezentate cu caracter sporadic, unele articole conținînd cel mai mare aspecte întîlnite în practică și respectiv, modal expeditiv de soluționare a unor cazuri.

1.2.1. Turbulența în pompă este prezentată ca fiind determinată în structura întină a curentului prin efectul jeturilor lichide și a mișcării relative dintre straturile fluide antrenate în mișcare.

Literatura tratează fenomenul în sine, aplicarea rezultatelor în cazul mașinilor hidraulice fiind posibilă numai în anumite ipoteze de calcul.

Spectrul turbulenței [1.13] este de bandă largă, avînd frecvențele cuprinse între (5-16) kHz.

Viveturile prezintă variație de tip clepet, proprie fenomenelor aleatoare fără a prezenta valori importante.

1.2.2. Desprinderi ale cîrgerii fluide de la suprafețele hidraulice sînt prezente practic în fiecare organ al pompei aflat în contact cu fluidul. Intensitatea desprinderilor este dependentă de geometria suprafețelor și de gradientul de viteză.

Aspectele specifice desprinderilor sînt tratate pe larg în literatură, atît pe suprafețele în repaus, cît și pe cele în mișcare.

Aplicațiile se referă la diferitele tipuri de fluide: tehnica aeră [1.71], apă [1.73] sau fluide viscoase [1.74].

Este indicată caracteristica spectralului de vibrație, ea fiind: cu aspect continuu, de nivel redus și prezentînd mici vîrfuri - mobile în timp la frecvențe diferite și de niveluri variabile.

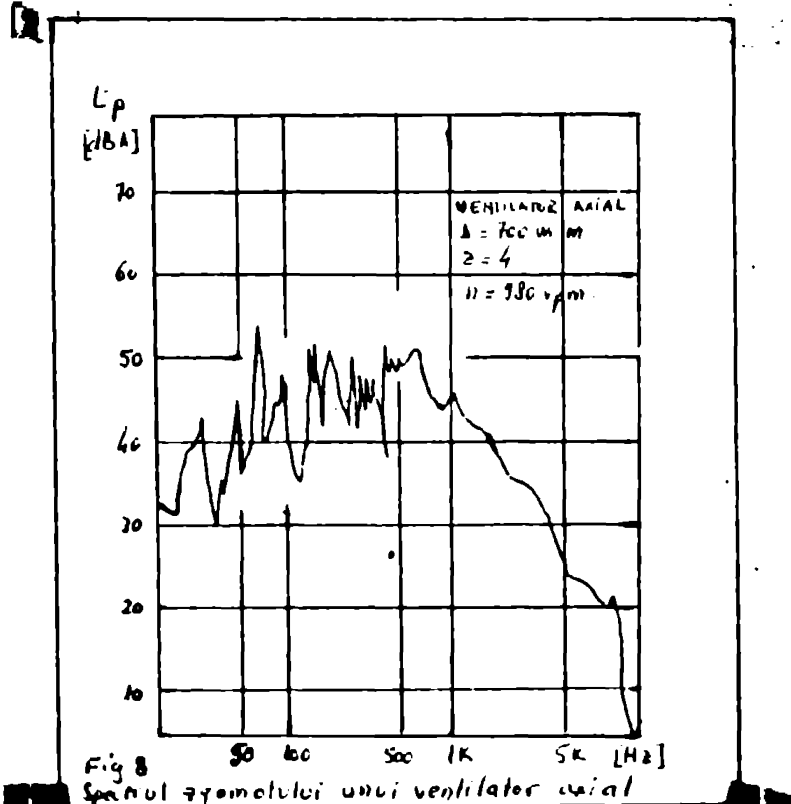
1.2.3. Vîrtejurile încetesc cîrgera în pompă atît în zona rotorului, cît și la distanță de acesta, în zona vecine cu suprafețele hidraulice în repaus.

Turbolențele din rotor și zona imediat adiacentă sînt tratate în detaliu în literatură, dar numai cîm parțial de vedere al identificării cauzîilor de mișcare.

Au este tratat aspectul vibrației acestora, nici a vibrației induse de prezența turbolențelor.

1.2.4. Vibrația de canal este determinată de pulsațiile de presiune ale fluidului la ieșirea din rotor și de interacțiunea acestora cu componentele în repaus: paleta; stator, limbă a carcasi spirale.

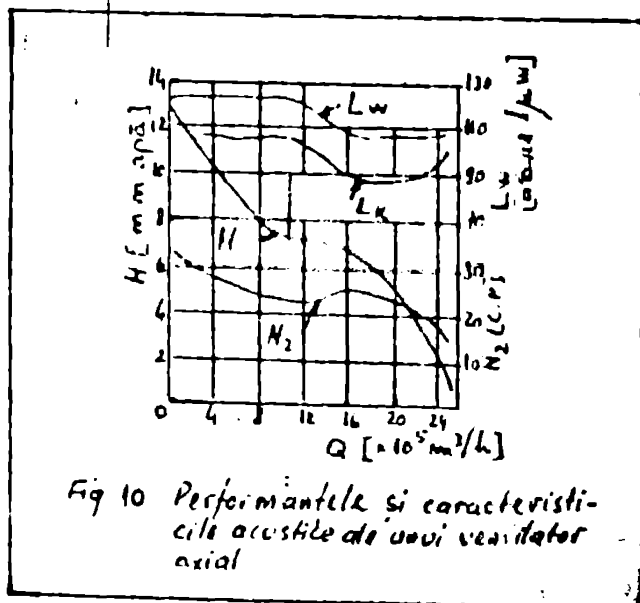
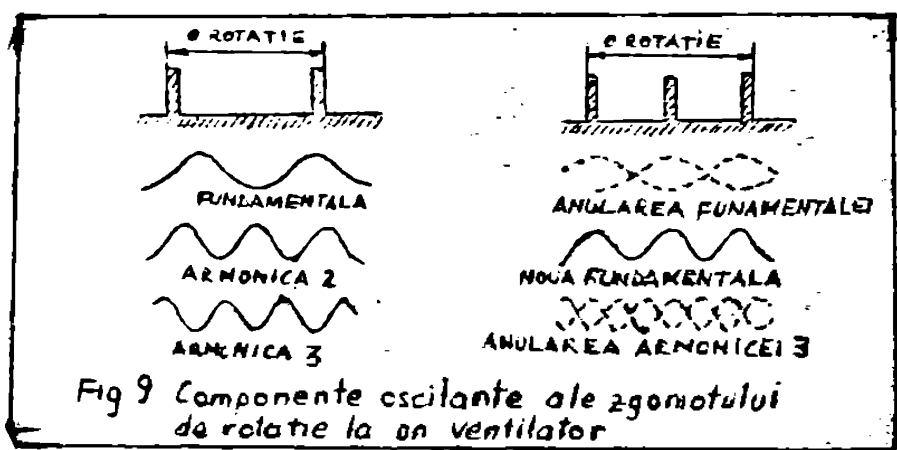
Literatură [1] amționează existența la ventilatoare, evidențînd faptul că este sursa noraulică cu ponderea cea mai mare [1,8].



Zgomotul ventilatoarelor

Zgomotul global generat de un ventilator, în zona imediat învecinată acestuia, este determinat de răspunsul structurii mecanice la excițiile generate de sursele interne de natură mecanică sau acustică.

Dintre acestea, ponderea marimă este atribuită zgomotului de rotație datorat paletelor [1.65], ca efect al pulsărilor de presiune la ieșirea din fiecare canal rotor.



Relațiile empirice permit calculul modificării nivelului puterii acustice globale, ca efect al modificării: debitului Q , presiunii p , turajia n și/sau a diametrului rotor D , după cum urmează:

$$(\Delta L_W)_1 = 70 \lg (D_2/D_1) + 50 \lg (n_2/n_1) \quad (4)$$

$$(\Delta L_W)_2 = 20 \lg (D_2/D_1) + 25 \lg (p_2/p_1) \quad (5)$$

$$(\Delta L_W)_3 = 10 \lg (Q_2/Q_1) + 20 \lg (p_2/p_1) \quad (6)$$

Totodată, Madiescu H.D. [2.54] stabilește criteriul "nivel specific de zgomot" L_x pentru definierea nivelului puterii acustice emise de către ventilatoare, avînd aceeași turajie specifică, prin comparare cu nivelul puterii acustice emise de către un ventilator lucrînd în punctul determinat de $Q=170 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$, $p=25 \text{ mm apă}$.

Pentru calculul nivelului de putere acustică a ventilatoarelor axiale, Baranek [2.54] indică relația:

$$L_W = 20 \lg \frac{P_z}{20 \cdot 10^{-6}} \quad [\text{dB re } 20 \mu\text{Pa}] \quad (7)$$

în care:

$$P_z = 532,5 \cdot \Delta P \cdot \left(\frac{\delta}{D} \right)^{1/2} \lg \delta \quad [\text{Pa}] \quad (8)$$

este presiunea acustică, iar

ΔP [mm apă] este creșterea de presiune măsurată în planul radial,

δ este raportul dintre diametrul exterior și diametrul la butuc al rotorului.

Studierea ventilatoarelor mici centrifuge a permis lui H.B.Goldman [2.55] stabilirea relației:

$$W = \frac{C_1 H^3}{L} + \frac{C_2 Q^5}{D^{12}} \quad [\text{W}] \quad (9)$$

în care:

W = puterea acustică totală

H [mm apă] = presiunea statică [Pa]

Q [m^3/h] = debitul

L = raportul lățime rotor/diametru rotor,

iar constantele empirice au valorile:

$$C_1 = 22,5 \cdot 10^{-4} \text{ și } C_2 = 5,4 \cdot 10^{-6}$$

Pe baza celor menționate, curbele caracteristice de variație a nivelului global al puterii acustice pentru ventilatoare axiale și centrifuge sînt prezentate în fig. 11.

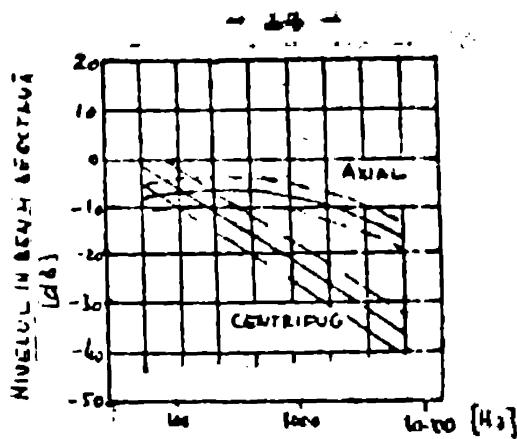


Fig 11 Distribuția nivelului în [dB] la nivel global
pentru vibrațiile axiale și centrifugale

În cazul pompelor, ieșirea din rotor este tratată numai sub aspect cinematic și nici una dintre lucrările parcurse nu e tratată din punct de vedere al vibrației generate.

2. Efecte

Vibrația care însoțește funcționarea unei instalații de pompare are efecte dintre cele mai diverse asupra instalației propriu-zise, pompelor, structurilor de rezistență și a oamenilor.

Astfel, sînt confirmate de către utilizatori:

- unele rezonanțe hidrodinamice nedorite ale circuitelor;
- reducerea gradului de fiabilitate a elementelor de instalație, ca urmare a sollicitărilor dinamice suplimentare;
- afectarea structurilor de rezistență din instalația de pompare;
- efecte nocive asupra personalului de exploatare și întreținere a instalațiilor;
- disconfortul provocat la cei ce beneficiază de instalațiile de vehiculare;
- poluarea acustică.

Localizată la nivelul pompei, vibrația pompei, cît și cea transmisă de conducte, generează:

- sollicitări dinamice suplimentare ale organelor pompei însoțite de uzuri premature și greu de controlat;
- apariția unor cavități locale pe suprafețele în vibrație în contact cu lichidul, chiar pentru funcționarea mașinii în afara cavității. Aceștia conduc la uzuri ale zonelor afectate din rotor, putînd genera în timp alterarea parametrilor funcționali ai pompei;
- ca efect al rezonanțelor hidrodinamice funcționarea pompei poate deveni instabilă și prin aceasta generează sollicitări suplimentare asupra mașinii de antrenare.

1. Preocupări privind atenuarea vibrațiilor pomelor

Multitudinea de efecte pe care le generează vibrația fie de natură mecanică, fie hidrodinamică pe de o parte, și cerințele tot mai severe impuse de normative în specific, au orientat preocupări din ultima vreme pentru găsirea de soluții menite să reducă vibrațiile instalațiilor și a elementelor acestora. []

Dintru-început, atenția specialiștilor a fost concentrată către atenuarea nivelului vibrației care ajunge la utilizator, pentru ca ulterior investigațiile să se extindă asupra surselor de vibrație.

În acest sens, în continuare sînt prezentate direcțiile de soluționare, care vizează sistemele (circuitele) de conducte, structurile de rezistență și pompele.

1.1. Sistemele de conducte

Pentru alimentarea cu apă a zonelor locuite și a locuințelor au fost stabilite criterii care se aplică, atât la proiectare, cât și la execuția traseelor de conducte. Dintre acestea se menționează [1.16]:

- realizarea de trasee avînd schimbările de direcție și ramificațiile cît mai lîne;
- viteza de curgere cît mai mică (de regulă nu mai mare decît 1 m/s);
- inserarea pe circuit a unor grile uniformizatoare de flux;
- realizarea de trasee care evolează scule liniguite ale clădirilor de locuit ș.a.

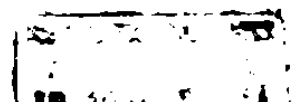
Pentru circuitele industriale de conducte se urmărește:

- izolarea locală a elementelor de circuit care vibrează sau amplificarea acestora [1.4], ex.: clapete de sens, strîngalări, modificarea poziției zonelor ventrale în lungul unei conducte și atenuarea deplasărilor ș.a.
- conceperea și realizarea de elemente elastice (compensatori) care să împiedice transmiterea vibrației prin pereții conductelor [1.53].

1.2. Structurile de rezistență

În scopul protejării construcțiilor față de solicitarea prin vibrație, există o serie de precauții care se aplică în proiectare sau în execuție, dintre care:

- proiectarea și realizarea de stații de pompare izolate, în exteriorul blocurilor de locuințe sau a unor hale de producție [2.15];



- executarea de fundații proprii pentru agregatele de pompe, izolate de fundațiile sau planșele clădirilor 1.7;
- sisteme de izolacri pentru suprații de conducte și trecerile prin pereți ș.a.

1.3. Izolația

1.3.1. Elemente mecanice

Intervențiile efectuate pînă la această dată asupra pomper se referă numai la partea mecanică. Dintre acestea se exemplifică:

- realizarea de lagăre robuste și cît mai silențioase, în care scop se utilizează:
 - rulmenți executați în clase bune de precizie, sau mai rar, lagăre de alunecare ;
 - încercarea lagărelor în limite acceptabile ;
 - lubrificați de calitate ;
 - mentenanță strictă ;
- utilizarea de cuplaje pompă-motor cît mai fiabile ;
- utilizarea de electromotoare silențioase.

1.3.2. Aspecte hidrodinamice

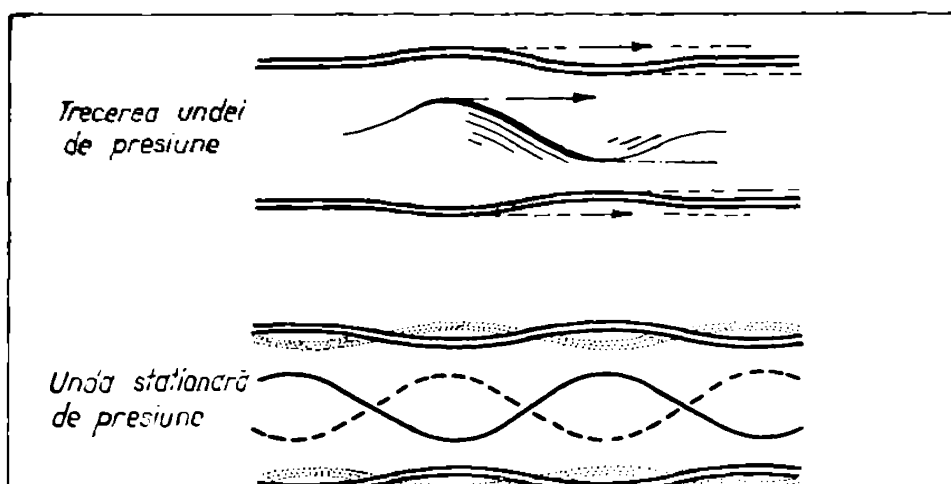
Pentru atenuarea nivelului de vibrație dintr-o instalație în care funcționează pompe nu există preocupări privind depistarea unor surse de vibrații de natură hidrodinamică, chiar în pompă și intervenția asupra acestora.

Practica utilizării pompelor de alimentare pentru diferite tipuri de clădiri indică un mod optim [2.15] prezentat în fig. 12.

4. Principalele probleme către care este orientată atenția specialiștilor

Literatura de specialitate indică faptul că preocupările specialiștilor în domeniu sînt orientate în următoarele direcții:

- Stabilirea funcțională a sistemelor pompă-rețea și regimurile tranzitorii ale sistemelor. Subiectul este tratat amplu, iar exemplele sînt numeroase, astfel încît problema este pe deplin pusă la punct [1,20]
- Prevenirea vibrației conductelor de transport ca efect al undelor de presiune (Fig. 13) și, în consecință:
 - dimensiunarea pereților acestora corespunzător sollicitărilor;
 - ancorarea conductelor evitînd propagarea vibrației.



- identificarea frecvențelor proprii de vibrație ale diferitelor elemente componente ale mașinii și compararea în cadrul ansamblului funcțional cu turajile critice (sau de lucru), în scopul prevenirii unor cuplări rezonante. Metoda este utilizată deocamdată în cazul pompelor axiale [2.51] .
- influența labirintilor dintre etajele unei pompe multietajate, asupra săgeții dinamice a arborelui și a stabilizării mecanice a subansamblului rotativ.
se urmărește efectul de lagăr hidrodinamic al fiecărui labirint [2.43]
- urmărirea comportării pompei axiale verticale imersate, în funcție de nivelul apei din bazin [2.45]- Fig. 14.

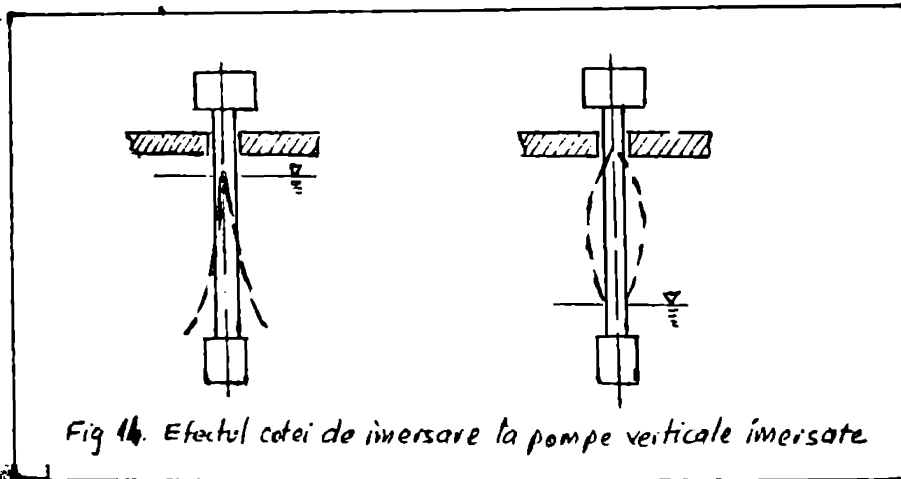


Fig. 14. - Efectul cotei de imersare asupra vibrației pompelor axiale verticale.

- Vibrația de natură hidrodinamică a pompelor nu constituie la această dată o preocupare a specialiștilor. Literatura nu conține subiecte în această direcție. Totodată, se arată că nu este definit aspectul hidrodinamic al vibrației pompelor.

1. Subiectul tratat în prezenta lucrare

În ultima vreme condițiile tehnice de caracterizare și admitere a pompelor prevăd, tot mai adesea, determinarea nivelului de vibrație generat, existând chiar unele limitări ale acestuia prin standarde naționale sau norme cu caracter internațional [3.32] .

În țară este în curs de implementare sistemul de mentenanță prin monitorizarea vibrației generate, cu aplicare și la unele pompe de

importanță deosebită. Tente acestea impun cunoașterea surselor din mașină și identificarea componentelor în spectru, în scopul diagnosticării.

Sursele mecanice prezintă probleme general valabile în construcția de mașini și soluționabile ca atare.

În acest context și pe baza celor prezentate anterior, se impune identificarea surselor de vibrație de natură hidrodinamică.

Determinările și experiențele efectuate asupra unei varietăți de pompe în funcțiune în instalații și, respectiv, în cadrul Laboratorului de Măsurători Hidraulice al Întreprinderii de Pompe București, au condus la concluzia că dintre sursele hidrodinamice VIBRAȚIA DE CANAL este sursa cu ponderea substanțială în spectru.

În lucrare este prezentată o metodă teoretică de calcul pentru parametrii vibrației de canal în cazul unei pompe centrifuge în funcție de elementele geometrice ale pompei.

Rezultatele teoretice sînt confirmate prin valorile determinate experimental ale vibrației de canal.

În acest mod, este oferit un instrument util:

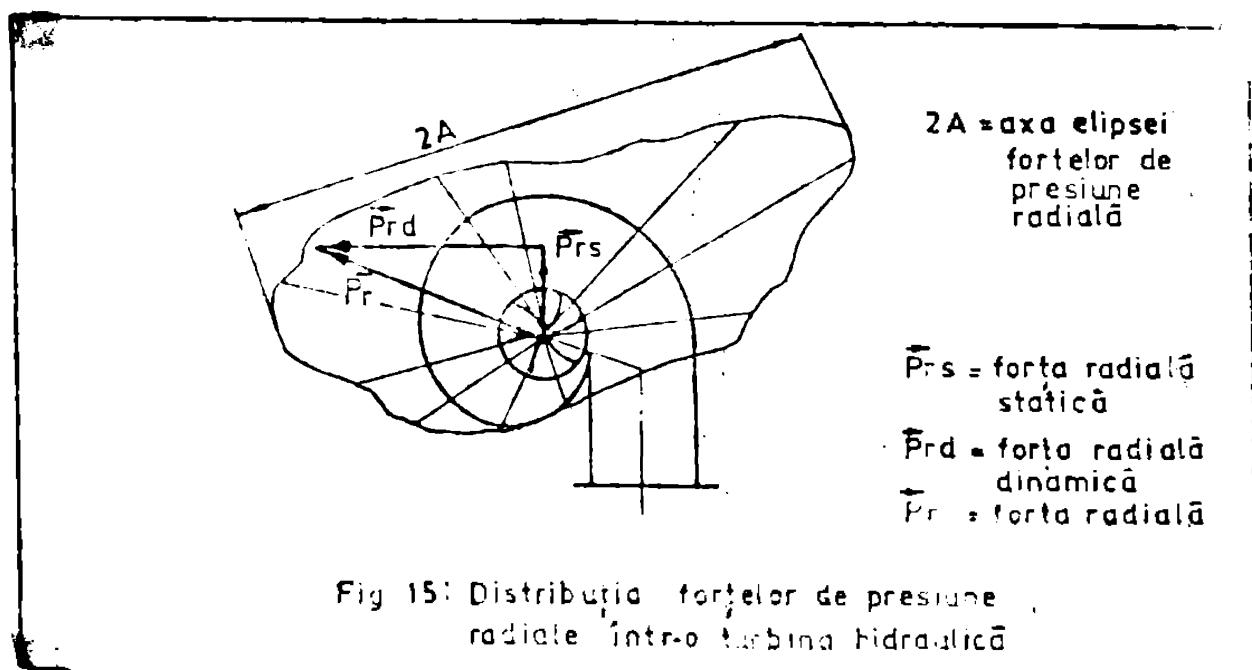
- proiectanților și producătorilor de pompe cu ajutorul cărora este posibilă identificarea vibrației de canal fără ca pentru aceasta să se mai apelese la experimente laboricioase;

- proiectanților de instalații de pompare, în baza cărora pot fi identificați parametrii principalei surse hidrodinamice din funcționarea unei pompe centrifuge și, în consecință, asigură datele calculului de rezistență în regia dinamică pentru instalație;

- concepțorii fenomenelor care însoțesc funcționarea pomper - mașinile hidraulice cel mai larg utilizate.

II. DETERMINAREA TEORETICĂ A RELATIILOR DE CALCUL PENTRU VIBRAȚIA DE CANAL

Determinările de distribuție de presiune radială în cazul turbinelor hidraulice indică [1.64] o configurație apropiată de o elipsă, conform fig. 15.



în care punctul curent al curbei este definit prin:

$$\vec{P}_r = \vec{P}_{rs} + \vec{P}_{rd} \quad (10)$$

valorile componentelor fiind determinate experimental corespunzător fiecărui punct de funcționare investigat.

În cazul pompelor, criteriile pentru calculul expeditiv al repartiției de presiune statică [1.43], sau pentru inițierea unor calcule mai detaliate [2.27] stabilesc numai elementele necesare dezvoltării calculului de dimensionare mecanică.

Pentru stabilirea modului de abordare a vibrației de canal se consideră că în trecerea sa prin canalul rotorului fluidul cuceră perturbările generate prin specificul:

- construcției al rotorului definit prin geometria sa;
- punctului de funcționare al pompei definit prin înălțimea și debit.

Configurația repartiției de presiuni la nivelul ieșirii din rotor conține toate aceste informații pe care le transmite mai departe în fluid.

Definitoriu pentru dezvoltarea în continuare a raționamentului este deci pulsul de presiune la nivelul diametrului $\varnothing D_2$, care este tratat precum un semnal unitar, fiind caracterizat de:

- diferența de presiune dintre extrados și intrados;
- forma semnalului generat de un canal;
- perioada geometrică a semnalului, identică cu pasul peletajului rotor.

Prin aceasta, la un moment dat, distribuția de presiune reprezentată în direcția tangențială este de forma prezentată în Fig. 16.

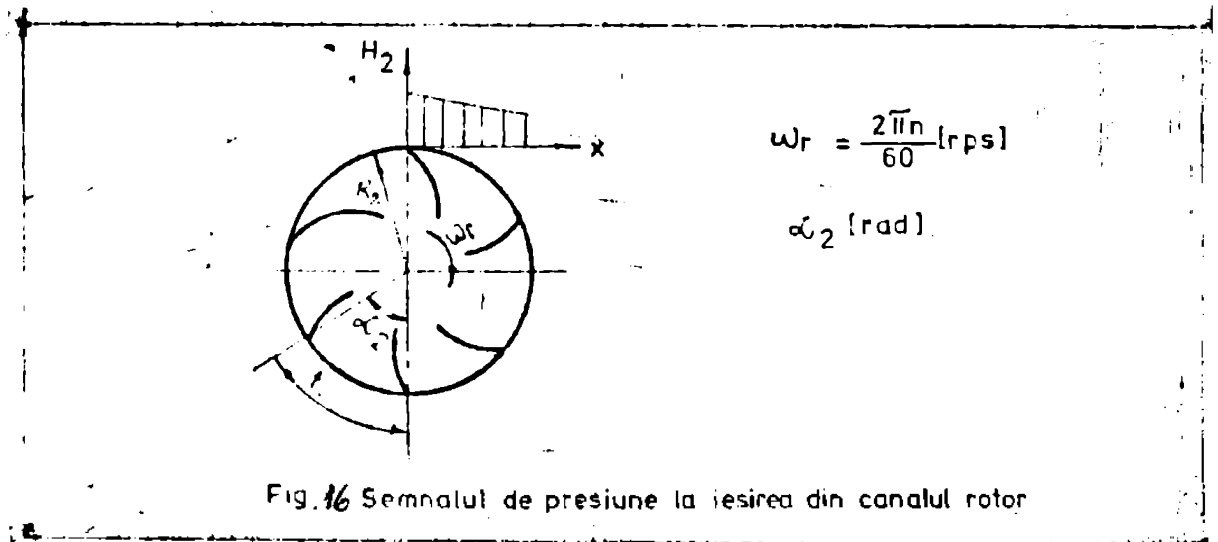


Fig. 16 Semnalul de presiune la iesirea din canalul rotor

- $\omega_r \text{ [rps]}$ - viteza unghiulară a rotorului
- $n \text{ [rps]}$ - turuția
- $\alpha_2 \text{ [rad]}$ - pasul unghiular al rotorului
- $t \text{ [m]}$ - pasul liniar la nivelul diametrului de ieșire.

Acest semnal a fost descompus în componente Fourier, calculând nivelul și frecvențele armonice.

Intrucît în lichid undele de presiune care însoțesc perturbările se propagă sferic cu viteza sunetului, s-a considerat că pulsația de presiune corespunzătoare unei armonici date este conținută în spectrul de vibrație determinat într-o secțiune oarecare și poate fi identificată pe această cale.

Sea notat cu H_2 funcția de presiune la ieșirea din rotor. Pentru aceasta se poate scrie:

$$H_2(x) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} + b_k \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \right) \quad (11)$$

în care expresiile de forma:

$$h_k = \left(a_k \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} + b_k \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \right) \quad (12)$$

reprezintă componentele armonice simple ale presiunii, unde:

$$a_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} H_2(x) \cdot \cos \left(\frac{2\pi kx}{t} \right) \cdot dx \quad u_0 = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} H_2(x) dx \quad (13)$$

și

$$b_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} H_2(x) \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \cdot dx \quad \text{bine!} \quad (14)$$

De verificat!

În acest mod, semnalul de presiune considerat la ieșirea din rotor este înlocuit cu o sumă de pulsații de presiune armonice simple h_k .

În continuare, raționamentul este dezvoltat asupra componentelor armonice simple urmărind identificarea parametrilor acestora: frecvențele la care este prezentă fiecare armonică, precum și nivelul armonicii respective..

6. Frecvența armonicilor

Se consideră că perioada de rotație a unui canal rotoric este:

$$T = \frac{t}{u_2} = \frac{R_2 \cdot \alpha_2}{R_2 \cdot \omega_r} = \frac{\alpha_2}{\omega_r} \quad [\text{sec}] \quad (15)$$

Pulsatia corespunzătoare acestuia este:

$$\omega = 2\pi / T = 2\pi \cdot \omega_r / \alpha_2 \quad [\text{rps}] \quad (16)$$

dar

$$z_r = 2\pi / \alpha_2 \quad \text{este nr. paletelor rotor.} \quad (17)$$

și astfel rezultă că pulsația armonicii de ordinul 1 este:

$$\omega = z_r \cdot \omega_r \quad [\text{rps}] \quad (18)$$

În mod corespunzător, armonică de ordinul k se poate scrie:

$$\omega_k = k \cdot z_r \cdot \omega_r \quad [\text{rps}] \quad (19)$$

Cu aceasta, frecvența armonicii de ordin k se scrie:

adică:

$$f_k = \frac{\omega_k}{2\pi} = \frac{k \cdot \omega_r \cdot z_r}{2\pi} = \frac{k \cdot z_r}{2\pi} \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad [Hz] \quad (20)$$

$$f_k = k \cdot z_r \cdot \frac{n}{60} \quad [Hz] \quad (21)$$

7. Nivelul armonicilor

Se consideră reprezentarea schematică din Fig. 17 în care s-a notat cu l_j lungimea tracului dintre canalul j al statorului și secțiunea de referință A - A.

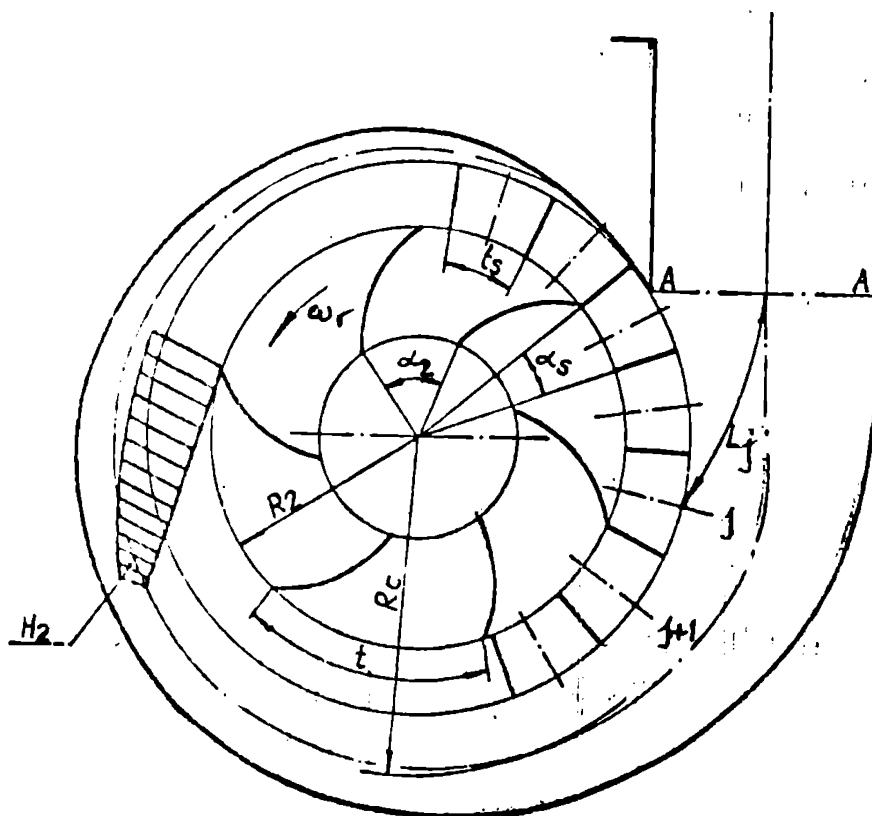


Fig. 17. Schema configurației distribuției de presiuni

Notațiile din figură au sensul:

- pasul unghiular al statorului: α_s [rad]
- pasul liniar al statorului: t_s [m]
- raza medie a carcasei spirale: R_c [m]
- numărul de canale stator: j

Timpul în care un punct situat pe rotor parcurge un canal stator este:

$$\Delta \tau = \frac{t_s}{\omega_r} = \frac{\alpha_s}{\omega_r} \quad [\text{sec}] \quad (22)$$

Asociind armonici de ordinul 1 a unui canal rotoric un vector rotitor, se poate considera că acesta se rotește cu aceeași viteză unghiulară ω_r cu care se rotește rotorul.

În continuare, armonica de ordinul k va putea fi reprezentată de un vector rotitor care se rotește cu viteza unghiulară ω_k dată de relația:

$$\omega_k = k \cdot \omega_r \quad (23)$$

Dar în intervalul de timp $\Delta \tau$, armonica de ordin k se rotește, parcurgînd unghiul:

$$\alpha_k = \omega_k \cdot \Delta \tau \quad [\text{rad}] \quad (24)$$

În înlocuirea valorii $\Delta \bar{\sigma}$, relația (24) devine:

$$\alpha_k = 2\pi k \cdot \frac{z_r}{z_s} \quad [\text{rad}] \quad (25)$$

Se poate considera că unghiul α_k este unghiul de decalare dintre doi vectori ai armonicilor de ordin k generați de canalele stator adiacente j și $j+1$.

În secțiunea A-A sosesec componentele din canalele diferite, avind un decalaj suplimentar generat de lungimea diferită a parcursului l_j dintre diferite canale.

Unda de presiune generată de fiecare perturbare, se propagă cu viteza sunetului în fluid: v_s [m/s].

Timpul în care componenta care pornește din canalul j ajunge pînă în secțiunea A-A este:

$$\Delta \bar{\sigma}_j = \frac{l_j}{v_s} \quad [\text{sec}] \quad (26)$$

Dar, în acest interval de timp, configurația rotorică se rotește cu unghiul $\alpha_{k, v_s, j}$, a cărui valoare este dată de relația:

$$\alpha_{k, v_s, j} = \omega_k \cdot \Delta \bar{\sigma}_j = \omega_r \cdot z_r \cdot k \cdot \frac{l_j}{v_s} \quad [\text{rad}] \quad (27)$$

Introducînd lungimea t_{40} a corzilor unui canal stator la nivelul diametrului de ieșire ϕD_4 al acestuia, în cazul j , suficient de mare, se obține:

$$l_j = j \cdot t_{40} = j \cdot R_0 \cdot \alpha_s \quad [m] \quad (28)$$

Cu acestea:

$$\alpha_{k, v_s, j} = \omega_r \cdot z_r \cdot k \cdot j \cdot R_0 \cdot \alpha_s \cdot \frac{1}{v_s} \quad [\text{rad}] \quad (29)$$

și

$$\alpha_{k, v_s, (j-1)} = \omega_r \cdot z_r \cdot k \cdot (j-1) \cdot R_0 \cdot \alpha_s \cdot \frac{1}{v_s} \quad [\text{rad}] \quad (30)$$

În acest mod, unghiul de intruziune dintre două componente vecine este dat de diferența: (29) - (30):

$$\alpha_{k, v_s} = \omega_r \cdot z_r \cdot k \cdot R_0 \cdot \alpha_s \cdot \frac{1}{v_s} \quad [\text{rad}] \quad (31)$$

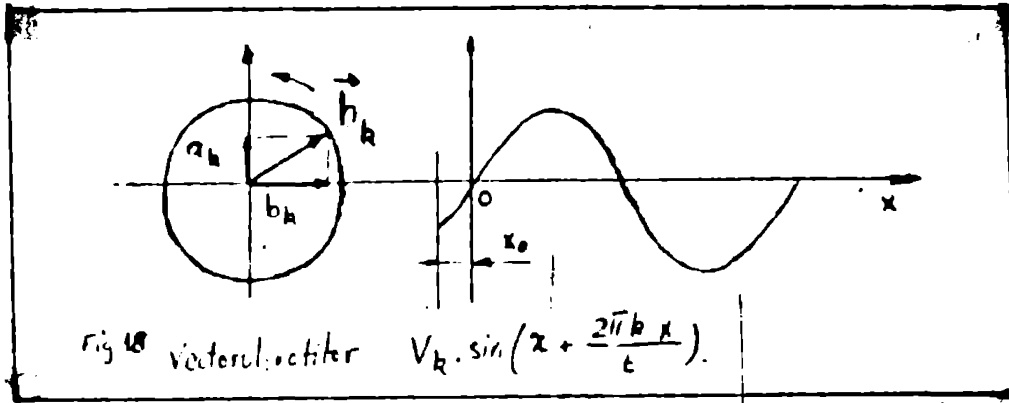
Cu acestea, decalajul unghiular dintre cele două componente vecine care sosesec în secțiunea A-A este:

$$\alpha = \alpha_k - \alpha_{k, v_s} \quad [\text{rad}] \quad (32)$$

care, prin înlocuire, devine:

$$\alpha = 2\pi k \cdot \frac{z_r}{z_s} \cdot \left(1 - \frac{R_0 \cdot \omega_r}{v_s}\right) \quad [\text{rad}] \quad (33)$$

Expresia de forma (12) poate fi considerată drept reprezentarea unui vector rotitor prin componentele sale - Fig. 18.



unde: γ = faza inițială.

Expresia (12) se poate scrie:

$$a_k \cdot \cos \frac{2\pi k x}{t} + b_k \cdot \sin \frac{2\pi k x}{t} = |\vec{h}_k| \cdot \sin\left(\gamma + \frac{2\pi k x}{t}\right) = \quad (34)$$

$$= |\vec{h}_k| \cdot \left(\sin \gamma \cdot \cos \frac{2\pi k x}{t} + \cos \gamma \cdot \sin \frac{2\pi k x}{t}\right)$$

și în care termenii se obțin prin identificare:

$$a_k = |\vec{h}_k| \cdot \sin \gamma \quad b_k = |\vec{h}_k| \cdot \cos \gamma \quad ; \quad |\vec{h}_k| = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad (35)$$

Pulsurile de presiune h_k , corespunzătoare armonicilor de același rang k , care sosesc în secțiunea A-A, se sumează vectorial - Fig. 19 - în pulsul resultant H_k .

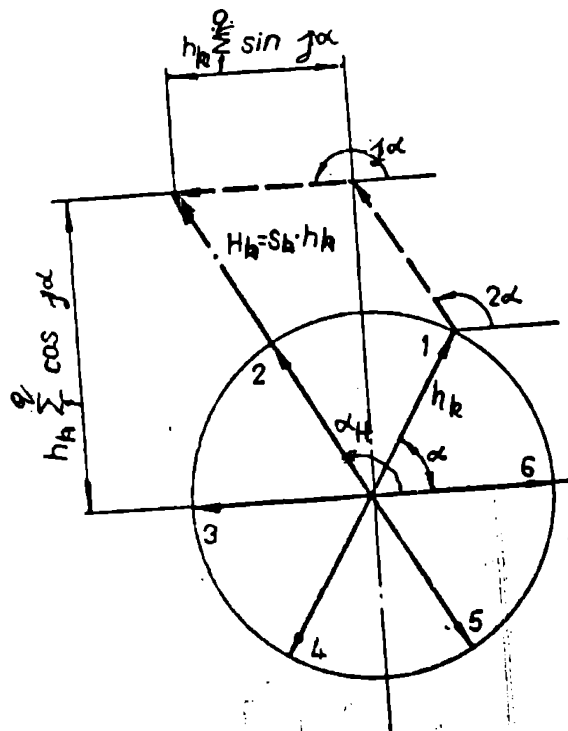


Fig. 19 - Sumarea pulsurilor care sosesc în secțiunea A-A.

La rândul său, pulsul de presiune H_k poate fi scris prin componentele pe cele două axe de coordonate:

$$H_{k,x} = H_k \cdot \sin \alpha_H = h_k \cdot \sum_{j=1}^q \sin j\alpha \quad (36)$$

$$H_{k,y} = H_k \cdot \cos \alpha_H = h_k \cdot \sum_{j=1}^q \cos j\alpha$$

În calculele următoare prezintă interes modulul pulsului H_k , iar acesta se scrie:

$$H_k = \sqrt{H_{k,x}^2 + H_{k,y}^2} \quad (37)$$

adică:

$$H_k = h_k \sqrt{\left(\sum_{j=1}^q \sin j\alpha\right)^2 + \left(\sum_{j=1}^q \cos j\alpha\right)^2} \quad (38)$$

Expresiile de sub radical:

$$S_1 = \sum_{j=1}^q \sin j\alpha \quad \text{și} \quad S_2 = \sum_{j=1}^q \cos j\alpha \quad (39)$$

după transformări se simplifică și devin:

$$S_1 = \frac{\sin(q\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)} \cdot \sin \frac{q+1}{2} \alpha \quad (40)$$

și, respectiv:

$$S_2 = \frac{\sin(q\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)} \cos \frac{q+1}{2} \alpha \quad (41)$$

Introducând expresiile (40) și (41) sub radicalul expresiei (38), se obține relația:

$$s = \left[\sin(q\alpha/2) \right] / \sin(\alpha/2) \quad (42)$$

care constituie coeficientul de trecere prin carcasa spirală.

Identificând coeficientul de trecere prin carcasa spirală pentru armonică de ordin k și înlocuind în acesta pe α dat de relația (33), se obține:

$$s_k = \frac{\sin \left[\frac{1}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{z_r}{z_s} \cdot \left(1 - \frac{R_c \cdot \omega r}{v_s}\right) \cdot q \cdot k \right]}{\sin \left[\frac{1}{2} \cdot 2\pi \cdot \frac{z_r}{z_s} \cdot \left(1 - \frac{R_c \cdot \omega r}{v_s}\right) \cdot k \right]} \quad (43)$$

și, deoarece numărul canalelor stator $Z_s = q$, rezultă:

$$s_k = \frac{\sin \left[\pi \cdot k \cdot \frac{z_r}{z_s} \cdot \left(1 - \frac{R_c \cdot \omega r}{v_s}\right) \right]}{\sin \left[\pi \cdot k \cdot \frac{z_r}{z_s} \cdot \left(1 - \frac{R_c \cdot \omega r}{v_s}\right) \right]} \quad (44)$$

Cu aceasta, pulsul de presiune H_k corespunzător armonicei de rang k , scut în secțiunea A-A, are expresia:

$$\dot{h}_k = \dot{h}_k \cdot s_k \quad (45)$$

Perturbarea generată de acest puls se propagă în continuare prin calea fluidă cu viteza sunetului.

Verificarea experimentală a valabilității metodei de calcul pentru vibrațiile de canal constituie o etapă strict necesară pentru confirmare.

În acest scop, s-a procedat după cum urmează:

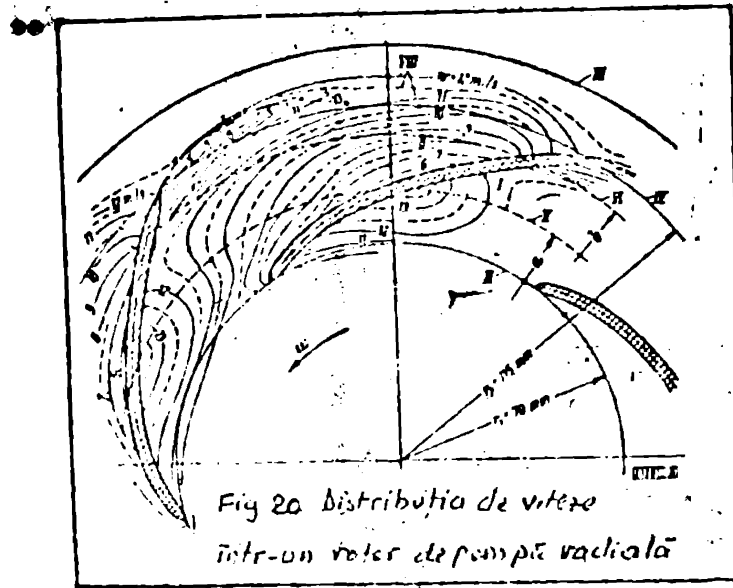
- a. - au fost stabilite trei variante pentru forma semnalului de presiune la ieșirea din canalul rotoric și pentru fiecare dintre acestea au fost scrise expresiile teoretice ale armonicelor;
- b. - a fost selectată pompa pentru efectuarea testelor de verificare și în continuare:
 - b.1. - cu ajutorul valorilor numerice identificate pentru parametrii geometrici și cinematici, au fost determinate, prin calcul, nivelurile de vibrație pentru diferitele regimuri și puncte de funcționare;
 - b.2. - simultan cu testele hidrodinamice au fost efectuate determinări experimentale ale vibrației de canal;
- c. - valorile calculate la pct. b.1. au fost comparate cu valorile determinate experimental la pct. b.2. și prezentate concluziile.

8. Forme determinate experimental pentru distribuția de viteze la ieșirea din rotor

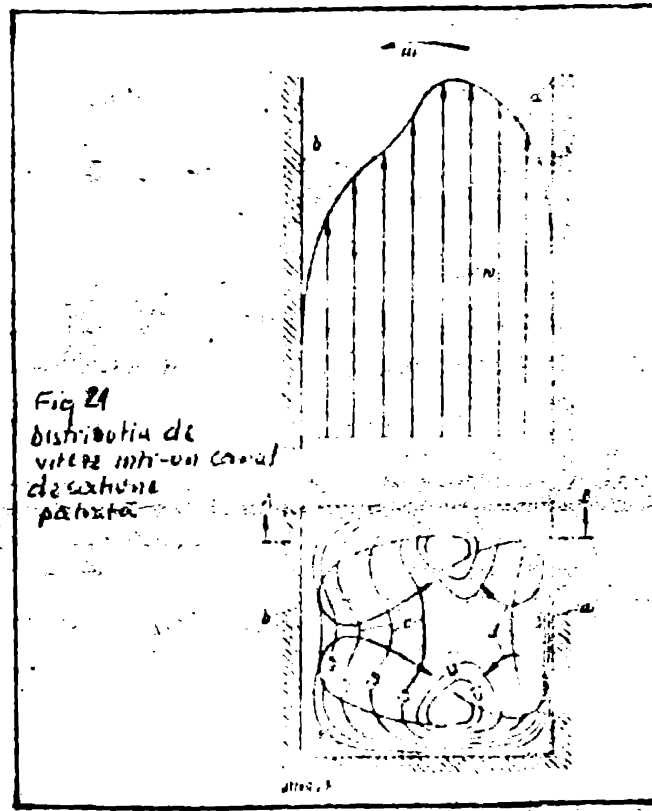
Envelopa distribuției de presiune la ieșirea din canalul rotoric al pompei centrifuge este influențată de o multitudine de factori, care, la această dată, nu pot fi cuprinși în relații de calcul.

Determinările experimentale indică faptul că distribuția de presiune este afectată, în primul rând, de geometrie și de valorile de debit și presiune.

Pentru un rotor radial cu $n_p = 82$, C. Pfleiderer [1.80] prezintă distribuția de viteze conținută în Fig. 20.



Experimentările realizate de H. Petermann [2.53] indică distribuția de viteze într-un canal radial de secțiune pătrată conținută în Fig. 21.



2. Forme considerate ale semnalului de presiune

Față de cele prezentate, au fost considerate drept ipoteze de calcul trei forme ale semnalului de presiune la ieșirea din rotor:

- semnal treaptă;
- semnal cu variație liniară cu pedestal;
- semnal cu variație liniară.

2.1. Semnalul treaptă

Este prezentat în fig. 22 și în această ipoteză de calcul se consideră presiunea constantă în lungul pasului rotor.

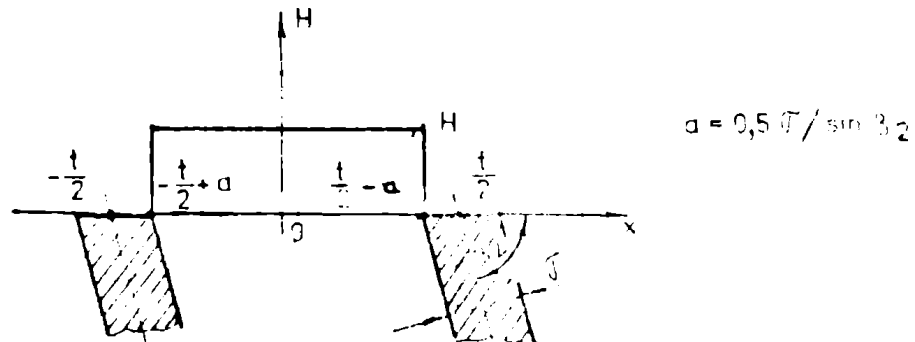


Fig 22 Semnalul treaptă

Coefficienții a_k și b_k ai componentelor armonice simple sînt în acest caz:

Coefficientul a_k

$$a_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}+a}^{\frac{t}{2}-a} H_2 \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} \cdot dx \quad (46)$$

după transformări devine:

$$a_k = \frac{2 \cdot H_2}{t \cdot k} \cdot \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2} - a \right) \quad (47)$$

Coefficientul b_k este nul, deoarece fiind pară.

În această, componentele H_k din ecuația (45) devin:

$$H_k = s_k \cdot \frac{2 \cdot H_2}{t \cdot k} \cdot \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2} - a \right) \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} \quad (48)$$

2.2. Semnalul cu variație liniară și pedestal

Este prezentat în fig. 23.

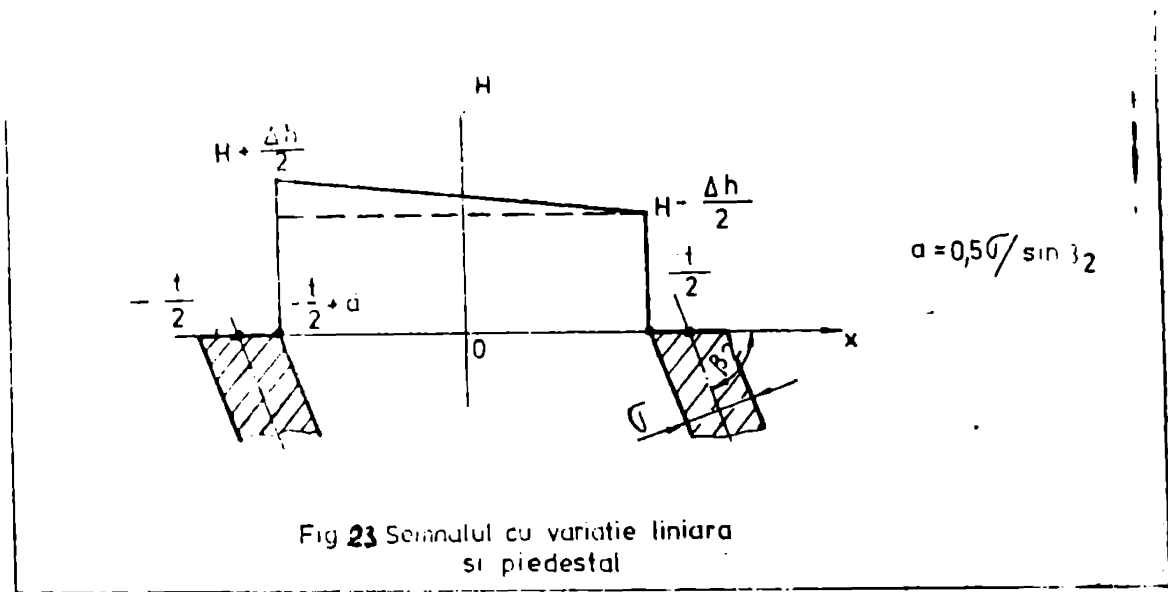


Fig 23 Semnalul cu variație liniară și pedestal

Această ipoteză de calcul consideră că variația continuă a presiunii imediat la ieșirea din canalul rotor este determinată de diferența de presiune Δh dintre extrudat și intrudat.

9.2.1. Variația presiunii în lungul pasului canalului

Este ecuația dreptei, trecând prin două puncte:

$$\frac{y - y_0}{y_1 - y_0} = \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \quad (49)$$

în care:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= -\frac{t}{2} - a \\ y_0 &= H_2 + \frac{\Delta h}{2} \end{aligned} \right\} \text{ și } \left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{t}{2} - a \\ y_1 &= H_2 - \frac{\Delta h}{2} \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

După înlocuire, ecuația (49) devine:

$$y = Ax + H_2 \quad (51)$$

unde:

$$A = -\frac{\Delta h}{t - 2a} \quad (52)$$

9.2.2. Componentele armonice

Coefficienții a_k și b_k ai componentelor armonice simple sînt

în acest caz:

Coefficientul a_k

$$a_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2} + a}^{\frac{t}{2} - a} (Ax + H_2) \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} \cdot dx \quad (53)$$

devine după înlocuire:

$$a_k = \frac{2 \cdot H_2}{\pi \cdot k} \cdot \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2} - a \right) \quad (54)$$

..

Coefficientul b_k

$$b_k = \frac{z}{t} \int_{-\frac{t}{2}+a}^{\frac{t}{2}-a} (A_k + H_2) \sin \frac{2\pi kx}{t} dx \quad (55)$$

devine după înlocuiri:

$$b_k = -\frac{2A}{\pi k} \left(\frac{t}{2}-a\right) \cos \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2}-a\right) + \frac{4A}{t} \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2}-a\right) \quad (56)$$

Cu acestea, componentele H_k se scriu sub forma:

$$H_k = s_k \cdot \frac{2H_2}{\pi k} \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2}-a\right) \cos \frac{2\pi kx}{t} + s_k \left[-\frac{2A}{k} \left(\frac{t}{2}-a\right) \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} + \frac{4A}{t} \sin \frac{2\pi k}{t} \left(\frac{t}{2}-a\right) \right] \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \quad (57)$$

9.3. Semnalul cu variație liniară

Forma acestui semnal este prezentată în fig. 24.

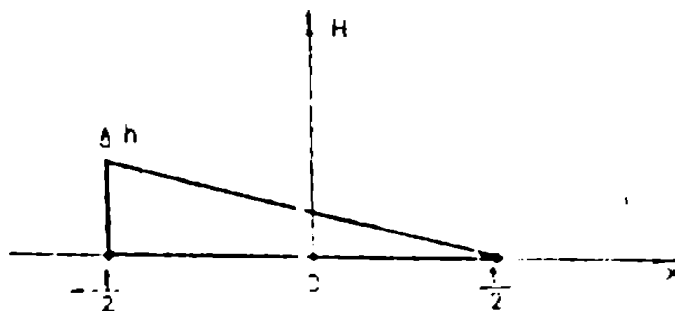


Fig. 24 Semnalul cu variație liniară

Ipooteza de calcul consideră faptul că la mică distanță de diametrul de regire din rotor perturbarea datorată grosimei paletelor este neglijabilă și că saltul de presiune este generat de diferența de presiune Δh dintre extrados și intrados.

9.3.1. Variația presiunii în lungul pasului rotorului

Este ecuația dreptei, trecând prin două puncte:

$$\frac{y-y_0}{y_1-y_0} = \frac{x-x_0}{x_1-x_0} \quad (58)$$

în care:

$$\left. \begin{matrix} x_0 = -\frac{t}{2} \\ y_0 = ah \end{matrix} \right\} \text{ și } \left. \begin{matrix} x_1 = \frac{t}{2} \\ y_1 = 0 \end{matrix} \right\} \quad (59)$$

aceasta, după înlocuire, devine:

$$y = -\frac{\Delta h}{t} x + \frac{\Delta h}{2} \quad (60)$$

9.3.2. Componentele armonice

Coefficienții a_k și b_k ai componentelor armonice simple sînt în acest caz:

Coefficientul a_k

$$a_k = \frac{z}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \left(-\frac{\Delta h}{t} x + \frac{\Delta h}{2} \right) \cos \frac{2\pi kx}{t} dx \quad (61)$$

devine după înlocuiri:

$$a_k = \frac{\Delta h}{\pi k} \sin \pi k \quad (62)$$

Coeficientul b_k

$$b_k = \frac{2}{\tau} \int_{x_1}^{x_2} \left(-\frac{\Delta h}{\tau} x + \frac{\Delta h}{2} \right) \sin \frac{2\pi k x}{\tau} dx \quad (63)$$

devine după înlocuiri:

$$b_k = \frac{\Delta h}{\pi k} \cos \pi k + \frac{4 \Delta h}{\tau^2} \sin \pi k \quad (64)$$

Cu acestea, componentele H_k se scriu sub formă:

$$H_k = S_a \frac{\Delta h}{\pi k} \sin \pi k \cdot \cos \frac{2\pi k x}{\tau} + S_u \left[\frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k + \frac{4 \Delta h}{\tau^2} \cdot \sin \pi k \right] \cdot \sin \frac{2\pi k x}{\tau} \quad (65)$$

III. VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ A METODEI TEORETICE DE CALCUL PENTRU VIBRAȚIA DE CANAL

10. CALCULUL VALORILOR VIBRAȚIEI DE CANAL

Cu ajutorul relațiilor de calcul stabilite în secțiunea a II-a, au fost calculate nivelurile în dB ale vibrației de canal pentru fiecare dintre cele trei ipoteze ale formei semnalului de presiune la ieșirea din rotor.

Calculul efectiv a fost efectuat pentru configurația geometrică efectivă indicată la pct. 10.1. a unei pompe tip DN 125-100-315 și pentru valorile determinate prin încercări ale parametrilor hidrodinamici menționați la pct. 10.2. din secțiunea a III-e.

10.1. Pompe supusă încercărilor

Au fost efectuate încercări complete de stand asupra pompei DN 125-100-315, antrenată de un motor electric asincron de 110 kw la turația de 2970 rpm.

Determinarea parametrilor cavitaționali s-a efectuat prin metoda curbelor căzătoare pentru poziții parametrice ale vanei de reglare din aspirație.

Pe această cale a fost posibilă delimitarea regimului de funcționare fără cavitate.

10.1.1. Punctul de proiectare

Pompa este de tipul: centrifugă radială, monoetajată, cu rotorul în consolă.

Etanșarea arborelui este mecanică

$$Q = 180 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 120 \text{ m pentru } \varnothing D_2 = 306 \text{ mm}$$

$$H = 110 \text{ m pentru } \varnothing D_2 = 294 \text{ mm}$$

$$H = 102 \text{ m pentru } \varnothing D_2 = 282 \text{ mm}$$

Turația specifică este de $n_g = 75$ (turația caracteristică $n_g = 20,25$).

10.1.2. Elementele geometrice

Pe piesele componente ale pompei au fost determinate cotele:

- Diametrul ștuțului de aspirație: 150 mm
- Diametrul ștuțului de refulare : 125 mm
- Rotorul:
 - $\phi D_1 = 100$ mm
 - $\phi D_2 = 306$ mm, 294 mm, 282 mm
 - $Z_T = 6$ palete
 - $\beta_1 = 18^\circ$
 - $\beta_2 = 36^\circ$
 - $b_1 = 40$ mm
 - $b_2 = 18$ mm
 - paletaajul dorsal $\phi D_p = 230$ mm
 - grosimea paletelor $\sigma = \text{constant } 6$ mm
- Carcasa spirală:
 - unghiul carcasei: $\alpha_c = 2,5^\circ$
 - lățimea de intrare în canal: $b_3 = 28$ mm
 - diametrul de intrare în canal: $D_3 = 395$ mm.

10.1.3. Elementele cinematice

Drept mărime de referință pentru identificarea regimurilor de funcționare a folosit debitul.

În această bază, elementele cinematice au fost exprimate în funcție de debit.

10.1.3.1. Intrarea în rotor

Viteza periferică: $u_1 = \pi b_1 n / 60 = 15,54 \text{ m/s}$ (66)

Coefficientul de strângere:

$$\rho_1 = \frac{t_1 - \sigma / \sin \beta_1}{t_1} = 0,668 \quad (67)$$

Viteza meridiană: $c_{m1} = Q_t / (\pi b_1 b_1 \rho_1) = 0,033 Q_t \text{ [m/s]}$ (68)

Viteza relativă: $w_1 = c_{m1} / \sin \beta_1 = 0,19 Q_t \text{ [m/s]}$ (69)

Proiecția acesteia: $w_{u1} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 0,187 Q_t \text{ [m/s]}$ (70)

Proiecția vitezei absolute:

$$c_{u1} = u_1 - w_{u1} = 15,54 - 0,187 \cdot Q_t \text{ [m/s]} \quad (71)$$

Viteza absolută:

$$c_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + c_{u1}^2} \text{ [m/s]} \quad (72)$$

unde:

$$Q_t = Q / \eta_v \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (73)$$

este debitul teoretic.

10.1.3.2. Viteza din rotor

Viteza periferică: $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ [m/s] (74)

$u_{2A} = 47,56$ m/s

$u_{2B} = 45,69$ m/s

$u_{2C} = 43,83$ m/s

Coefficientul de strângere:

$f_2 = \frac{t_2 - \sigma / \sin \beta_2}{t_2}$ (75)

$f_{2A} = 0,924$

$f_{2B} = 0,922$

$f_{2C} = 0,92$

Viteza meridiană:

$c_{m2} = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2 f_2}$ [m/s] (76)

Viteza relativă:

$w_2 = c_{m2} / \sin \beta_2 = c_{m2} / \sin 36^\circ$ [m/s] (77)

Proiecția acesteia:

$w_{u2} = w_2 \cdot \cos \beta_2$ [m/s] (78)

Proiecția vitezei absolute:

$c_{u2} = u_2 - w_{u2}$ [m/s] (79)

Viteza absolută:

$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_{m2}^2}$ [m/s] (80)

Valorile acestora sînt prezentate în tabelul 1 pentru fiecare dintre cele trei mărimi considerate ale diametrului $\varnothing D_2$.

Tabelul 1

Parametrul	$\varnothing 306$	$\varnothing 294$	$\varnothing 282$
u_2 [m/s]	47,56	45,69	43,83
f_2	0,924	0,923	0,922
c_{m2} [m/s]	0,017 · Q_t	0,018 · Q_t	0,018 · Q_t
w_2 [m/s]	0,029 · Q_t	0,031 · Q_t	0,032 · Q_t
w_{u2} [m/s]	0,023 · Q_t	0,025 · Q_t	0,026 · Q_t
c_{u2} [m/s]	47,56 - 0,023 · Q_t	45,69 - 0,0250 · Q_t	43,83 - 0,026 · Q_t

10.1.4. Diferența de presiune Δh

Mărimea Δh conținută în relațiile (52) și (65) este diferența de presiune la ieșirea din rotor, dintre extradusul și intradusul paletei. A fost dezvoltat calculul acesteia în baza [1.30], pentru care este prezentată relația:

$\Delta h = 2\pi \cdot \frac{R_2^2}{2r \cdot S_p} \cdot w_{m2} \cdot \frac{H_t}{u_2} \cdot \frac{t_2 - \sigma / \sin \beta_2}{t_2}$ (81)

in care:

- r_2 [m] = $D_2/2$
 z_r = nr. palete rotor
 S_p [m²] = momentul static al firului meridian
 v_2 [m/s] = C_{2m}
 H_t [m] = înălțimea teoretică de pompare
 u_2 [m/s]
 t_2 [m] = pasul rotor la ieșire
 δ_2 [m] = grosimea paletelor la ieșire

1.1.4.1. Momentul static

Pe cale teoretică este dificil de determinat ecuația firului meridian pentru rotorii de pompe centrifuge. Datorită erorilor inevitabile, acest efort nu este justificat. Din aceste considerații a fost determinat momentul static al firului meridian pe cale grafico-analitică, în care seaua integrală:

$$S_p = \int_{\rho_1}^{\rho_2} \rho \cdot ds \quad (82)$$

se înlocuiește cu suma:

$$S_p = 10^{-6} \sum_{i=1}^i \frac{\rho_i - \rho_{i-1}}{2} \cdot \Delta s_i \text{ [m}^2\text{]} \quad (83)$$

in care: ρ_i [mm] și Δs_i [mm] au sensul din Fig. 25.

După înlocuire se obține $S_{PA} = 0,0094 \text{ m}^2$, $S_{PB} = 0,0103 \text{ m}^2$,
 $S_{PC} = 0,0112 \text{ m}^2$.

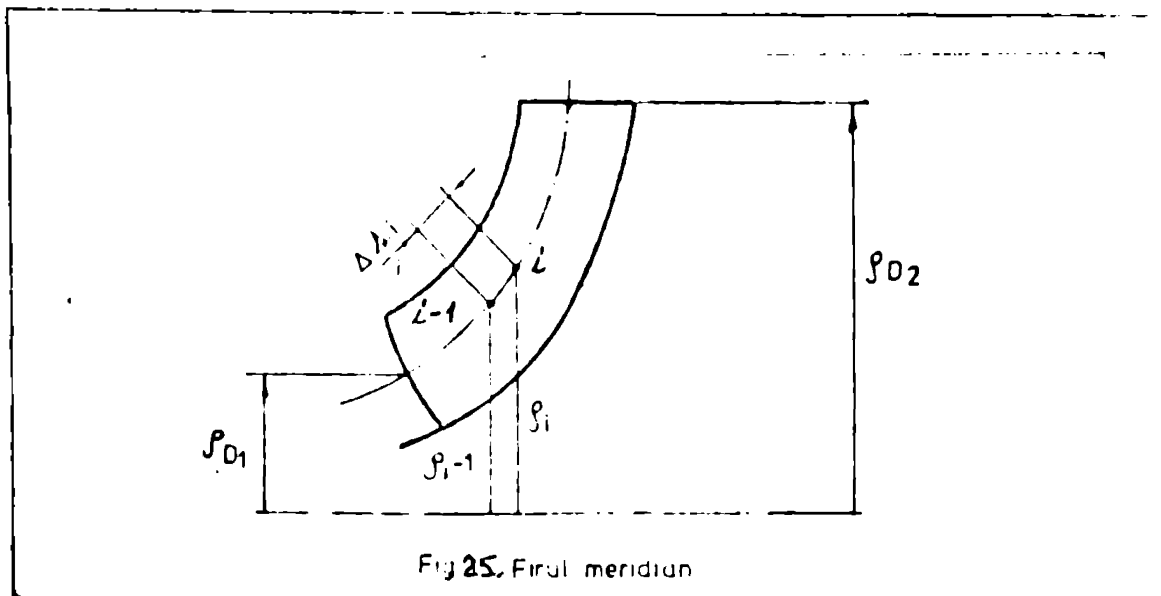


Fig 25. Firul meridian

10.1.4.2. Definiția teoretică este definită de relația:

$$H_t = \frac{P_{2t}}{\eta_h} \quad (84)$$

în care η_h este randamentul hidraulic în punctul considerat.

Randamentul hidraulic

Pentru determinarea acestui element am utilizat metoda separării pierderilor

$$\eta_h = \eta / \eta_v \cdot \eta_m \quad [\%] \quad (85)$$

unde: η - randamentul pompei determinat experimental

Randamentul volumic

Am utilizat metoda prezentată în 2.52 .

Debitul recirculat prin labirint este:

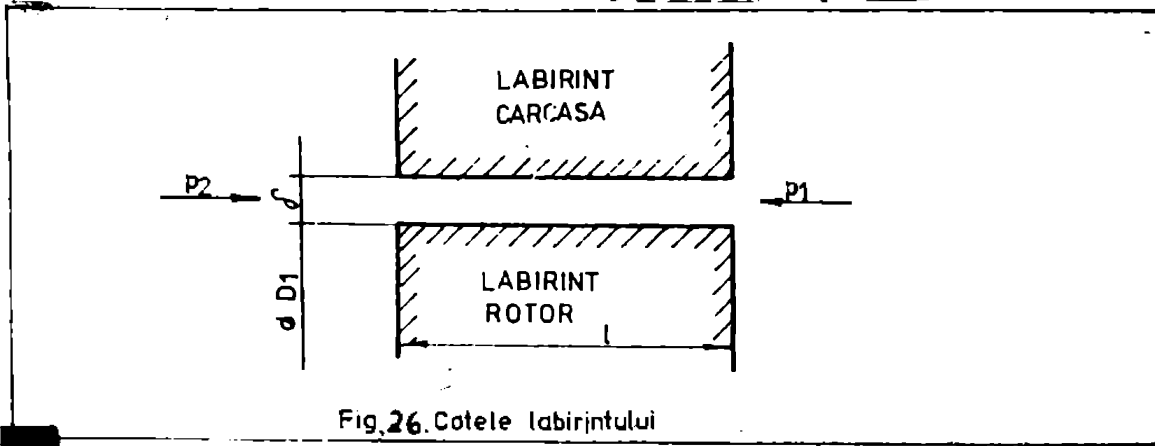


Fig.26. Cotele labirintului

Fig. 26. - Cotele labirintului

$\Sigma \xi = 0$ pentru labirint drept

$\lambda = 0,03$ conform diagramei lui Zeda, regim de curgere turbulent

$\frac{\Delta P}{\rho g} = H$, înălțimea de pompare *unde*

Valorile numerice sînt:

- $d D_1 = 0,134 \text{ m}$
- $\delta = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- $l = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = H = \frac{\omega_1^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2)$$

$$H = \frac{\omega_{us}^2}{2g}$$

și cu acestea debitul pierdut este dat de relația:

$$Q_p = 2,14 \sqrt{H} \quad [m^3/h] \quad (87)$$

Cu acestea, randamentul volumic devine:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_p} \quad [\%] \quad (88)$$

Randamentul mecanic: η_m

A fost determinat experimental, în care accep:

- s-a măsurat consumul de putere al motorului electric necesar pompei

$$N_{gal} = 7,2 \text{ kW}$$

- s-a cuplat motorul cu pompa rotor ^{implorin} apă și s-a măsurat consumul de putere

$$N_{plm} = 8,49 \text{ kw}$$

Puterea disipată mecanic de pompă este:

$$N_{m,p} = N_{plm} - N_{aol} \quad (39)$$

adică:

$$N_{m,p} = 1,28 \text{ kw}$$

Cu aceasta, randamentul mecanic al pompei se poate scrie:

$$\eta_m = \frac{N_2 - N_{m,p}}{N_2} \quad [\%] \quad (40)$$

10.2. Determinarea experimentală a parametrilor hidrodinamici ai pompei

10.2.1. Stațiunea de încercare

Avizură determinarea simultană a parametrilor hidrodinamici și de vibrație în fluid și pe structură [2.12].

Circuitul hidraulic este prezentat în fig. 27 și permite măsurarea:

- debitului: cu eroare de 1 % prin: voltmetru electronic, adaptor, multimetru digital, cu relația:

$$Q = k_a \cdot \Delta I \quad [m^3/h] \quad (91)$$

în care:

$$k_a \left[\frac{m^3}{h \cdot \mu A} \right] = \text{constanta instrumentului}$$

$$\Delta I = I - I_0 \quad [\mu A] \quad (92)$$

$I [\mu A]$ = indicația curentă

$I_0 [\mu A]$ = indicația pentru $Q = 0 \text{ m}^3/h$

- indicații de aspirație: în clasă 0, 2, cu ajutorul unui manometru cu mercur cu relația:

$$H_{1M} [m] = 1,02 \cdot 10^{-2} \cdot H_{1M} [\text{bar}] \quad (93)$$

- indicații de refulare: în clasă 0, 6, cu ajutorul unui manometru Bourdon cu relația:

$$H_{2M} [m] = 10,2 \cdot H_{2M} [\text{bar}] \quad (94)$$

- fluxului: cu eroare mai mică decât 0,01 %, utilizând un captator fotoelectric și un multimetru universal

- puterea absorbită din rețea: a fost măsurată prin metoda celor două wattmetre, utilizând instrumente de clasă 0,2, cu relația:

$$N_1 = N_{w1} - N_{w2} \quad [kw] \quad (95)$$

unde:

N_{w1} și N_{w2} este puterea măsurată de fiecare wattmetru.

10.2.2. Balanșul de calcul al pierderilor hidrodinamice

$$H = 10,2 H_{1M} - 1,02 \cdot 10^{-2} \cdot H_{1M} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + A - C \quad [m] \quad (96)$$

unde:

 H_{2M} = conform (93) H_{1M} = conform (94)

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = 1,36 \cdot 10^{-5} Q^2 \quad [m] \quad (97)$$

unde: Q [m^3/h] $A = 0,43$ m este cota de instalare a manometrului din refulare $C = 0$ m este cota de instalare a manometrului din aspirație.

Deci:

$$H = 10,2 H_{2M} - 1,02 \cdot 10^{-2} H_{1M} + 1,36 \cdot 10^{-5} Q^2 + 0,43 \quad [m] \quad (98)$$

Puterea hidraulică

$$N_h = 0,002723 Q H \quad [kw] \quad (99)$$

in care: Q [m^3/h] H [m]Puterea utilă a motorului

$$N_2 = N_1 \cdot \eta \quad \text{mot} \quad [kw] \quad (100)$$

unde:

 N_1 [kw] = puterea absorbită conform (93) η mot [%] = randamentul electromotorului pentru încărcarea respectivă, determinat din curba caracteristică a motorului.Randamentul pompei

$$\eta = N_h / N_2 \quad [\%] \quad (101)$$

EFICIENȚĂ

Se determină prin metoda curbelor căștore:

$$\eta_{POMPA} = P_b - P_v - H_1 + \frac{v_1^2}{2g} \quad [m] \quad (102)$$

unde: P_b [m] = presiunea atmosferică P_v [m] = presiunea de vaporizare a apei

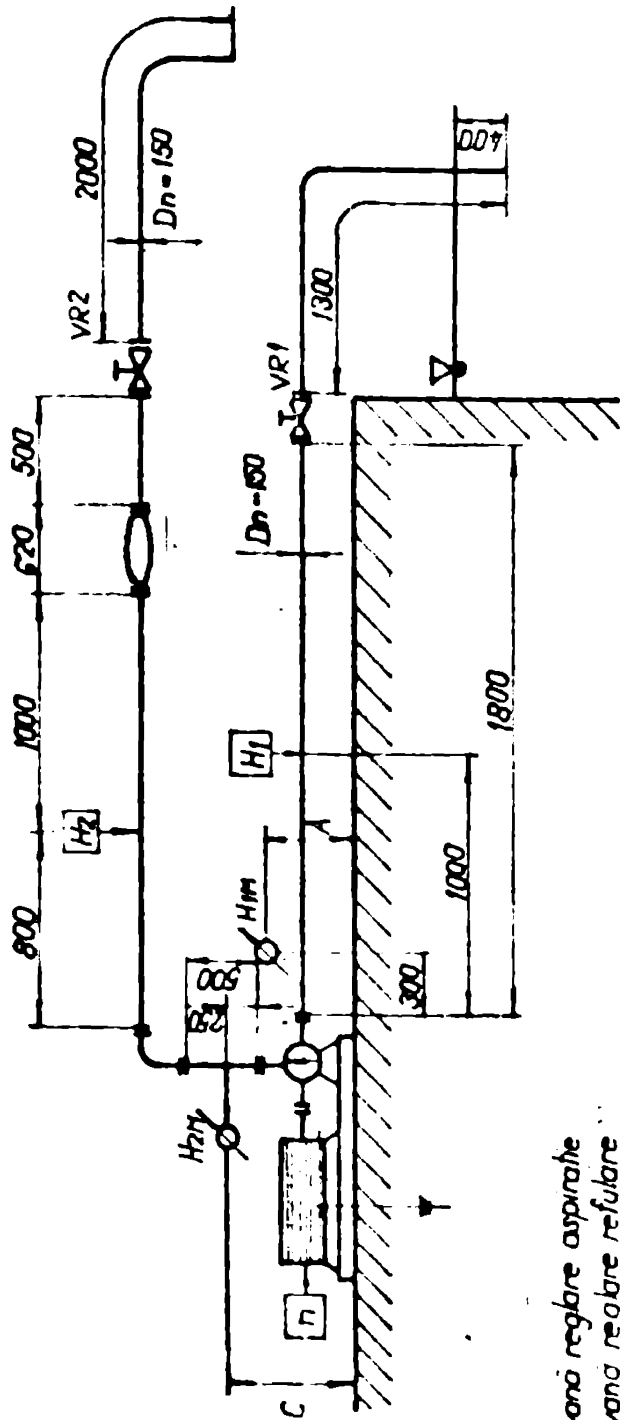
$$H_1 = 1,02 \cdot 10^{-2} H_{1M} + C \quad [m] \quad (103)$$

Corecții de turație

Au fost aplicate corecțiile de turație, corespunzătoare turației de referință, de parcursul măsurărilor, frecvența rețelei de alimentare nu a fost riguros constantă [107], [108]

$$n_{ref} = 2970 \quad \text{rpm}$$

Aceasta este turația nominală a electromotorului.



- VR1 - vană reglare aspiratie
- VR2 - vană reglare refluxare
- H1 - hidrofan aspiratie
- H2 - hidrofan refluxare

Fig 27 Schema instalatiei de incercare

$$\text{Debitul corelat: } Q^{\#} = Q \cdot \frac{2970}{n} \quad (104)$$

$$\text{Înălțimea corelată: } H^{\#} = H \cdot \left(\frac{2970}{n}\right)^2 \quad (105)$$

$$\text{Puterea corelată: } N_2^{\#} = N_2 \cdot \left(\frac{2970}{n}\right)^3 \quad (106)$$

$$\text{NPSH corectat: } \text{NPSH}^{\#} = \text{NPSH} \cdot \left(\frac{2970}{n}\right)^2 \quad (107)$$

$$\text{Randamentul: } \eta^* = \eta \quad (108)$$

10.2.3. Curbele de variație ale parametrilor hidrodinamici

Încercările au fost efectuate:

- pentru fiecare diametru $\varnothing D_2$ al rotorului, în cele ce urmează codificați:
 - A : $\varnothing D_2 = 306 \text{ mm}$;
 - B : $\varnothing D_2 = 294 \text{ mm}$;
 - C : $\varnothing D_2 = 282 \text{ mm}$;
- pentru fiecare diametru de rotor pentru cîte șase regi-muri de funcționare, determinate de pozițiile parametrice ale vanei din aspirație și anume:
 - curba 1: vana complet deschisă;
 - curba 2+5: poziții intermediare;
 - curba 6: stringulare maximă.

Curbele de variație sînt conținute în diagrama universală din Fig. 28.

10.2.4. Punctele hidraulice măsurate

Relațiile stabilite pentru nivelul vibrației de canal impun cunoașterea în fiecare punct considerat a valorilor unor parametri hidrodinamici derivați.

Pentru aceasta:

- au fost identificate punctele de funcționare ale pompei care prezintă interes pentru calcule;
- în fiecare astfel de punct au fost calculate valorile parametrilor hidrodinamici necesari.

Semnificația punctelor hidraulice măsurate este prezentată în Fig. 29:

- 0 : punctul de debit zero (vana închisă)
- BEP: punctul corespunzător valorii maxime a randamentului
- M : punctul de debit maxim la care are loc desprinderea curbei de la curba infășurătoare
- 3 : punctul în care înălțimea cade cu 3% de la infășurătoare
- 10: punct 1 în care înălțimea cade cu 10% de la infășurătoare

1: punctul situat pe înfășurătoare, corespunzător desprinderii cu 3 % a înălțimii, obținut prin deschiderea vanei VR1 pentru aceeași poziție a lui VR2.

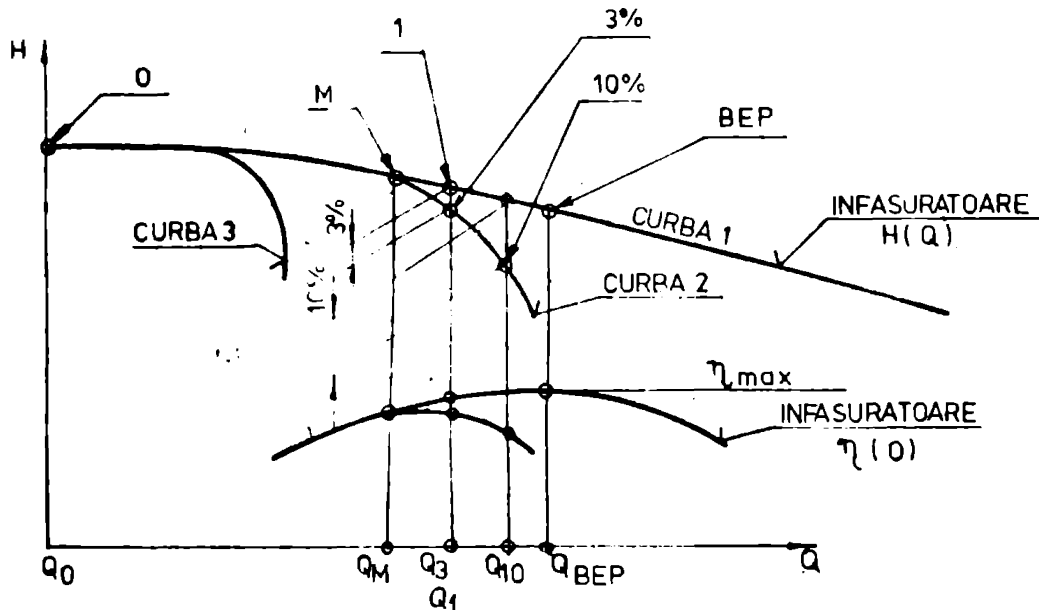


Fig. 29. - Puncte hidraulice măsurate.

10.3. Valorile calculate ale vibrației de canal

Au fost calculate valorile vibrației de canal pe baza relațiilor stabilite pentru fiecare ipoteză de calcul, în fiecare punct de funcționare al pompei și pentru fiecare diametru de rotor.

Au fost calculate în ordine:

- valoarea argumentului pentru care expresiile de forma (12) sînt maxime.

Notînd

$$\alpha_k = \frac{2\pi R x}{t} \tag{109}$$

expresia (12) este maximă pentru

$$\alpha_k = \arctg \frac{b_k}{a_k} \tag{110}$$

- nivelul corespunzător valorii de vîrf a lui H dat de relația

$$L_1 = 20 \lg \left[\frac{H(\alpha_k)}{10^{-6}} \right] \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}] \tag{111}$$

-nivalul corespunzător valorii medii efective a lui H, dat de relația

$$L_2 = 20 \lg \frac{0,707 H(\alpha_k)}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}] \tag{112}$$

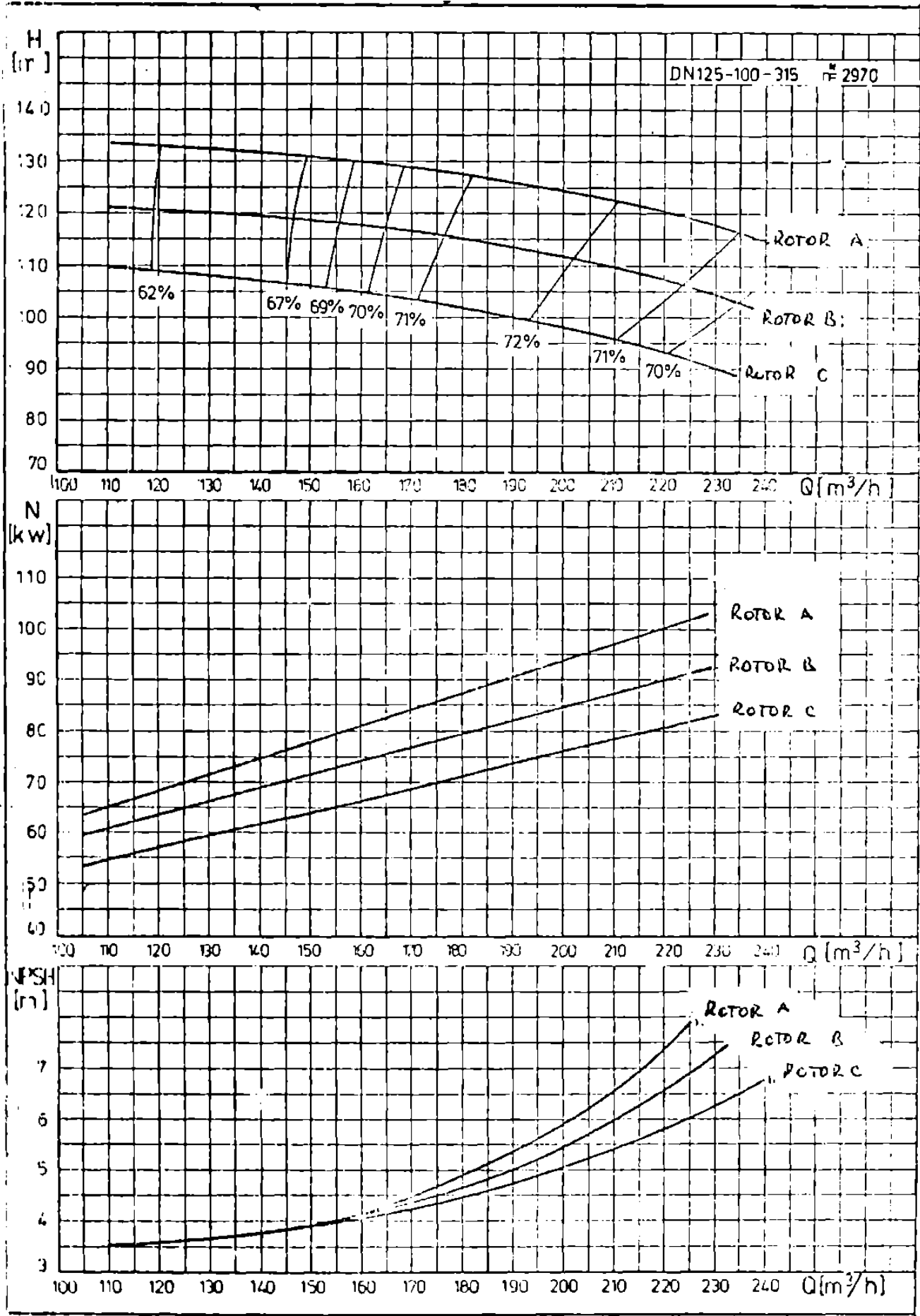


Fig 28 diagrama universală a pompei.

Valorile calculate au fost în continuare reprezentate grafic în funcție de debit. Pentru o mai bună diferențiere a mărimilor reprezentate, a fost utilizat sistemul de notare:

- δ : pentru semnalul exprimat în unități absolute
- L : pentru nivelul semnalului, exprimat în unități relative de
- F indice: valori teoretice, determinate prin calcul
- 297 indice: valori corespunzătoare frecvenței fundamentale de 297 Hz
- LIN indice: valori corespunzătoare domeniului linear de frecvențe.

În scopul unei mai bune interpretări prin compararea directă a rezultatelor teoretice cu cele obținute experimental, curbele de variație $\delta_{297} - f(Q)$ și $L_{297} - f(Q)$ au fost reprezentate pe același grafic cu valorile măsurate.

11. Determinarea experimentală a vibrației de canal

Determinările experimentale au urmărit identificarea surselor, având drept sursă vibrația de canal.

În acest scop, instalația de încercare a fost prevăzută cu secțiunea specializată de măsurare și înregistrare a semnalelor de vibrație provenind din patru puncte geometrice, și anume:

- în fluid: - secțiunea de aspirație, cu hidrofoni H_1
- secțiunea de refulare, cu hidrofoni H_2
- pe structură: - pe carcasa spirală, pe direcția OZ, în punctul cel mai de sus, cu accelerometrul C
- pe lagăr, pe direcția OZ, în punctul cel mai de sus, cu accelerometrul L.

Înregistrările au fost efectuate pentru regimurile de curgere, corespunzătoare fiecărui punct hidroalic

Valorile, astfel măsurate, conțin atât semnalul (util) S, aparținând vibrației de canal, cât și zgomotul Z generat de celelalte surse din pompă.

În continuare, a fost separat experimental semnalul din zgomot (2.1)

11.1. Realizarea semnalelor

Au fost măsurate și înregistrate valorile:

- în fluid: fluctuațiile de presiune în [Pa]
- pe structură: accelerația [m/s^2],

atit nivelul liniei valoare medie eficace, cit și variația în timp (cca. 5 minute pentru fiecare canal).

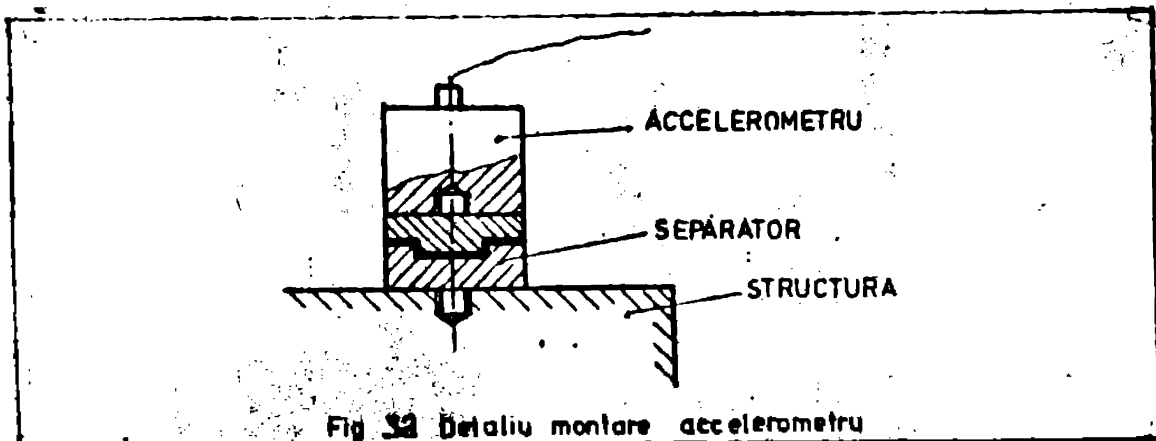
S-a impus înregistrarea semnalelor pe bandă magnetică, dat fiind avantajul redării de orice ori de câte ori este nevoie pentru fiecare analiză în parte.

11.1.1. Instrumente utilizate

Configurația instrumentelor specializate utilizate pentru înregistrarea semnalelor este prezentată în Fig. 30 [2.4]

Hidrofoamele au fost montate utilizând elemente amortizoare din cauciuc, prezentate în Fig. 31.

În scopul prevenirii efectelor unor bucle de masă, acceleremetrele au fost montate, prin intermediul unor separatoare izolatoare, de tipul prezentat în Fig. 32 [2.5]



11.1.2. Modul de lucru

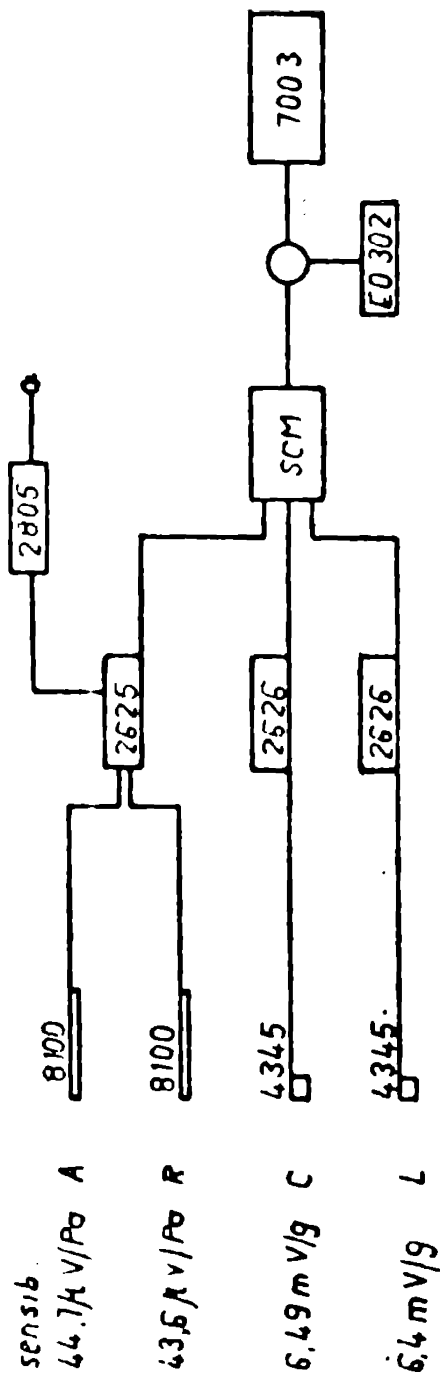
Circuitul de lucru a fost selectat cu ajutorul selectorului de canal, apoi a fost reglat câștigul preamplificatorului, astfel încât acesta să lucreze normal.

A fost verificată și reglată atenuarea la intrarea în magnetofon, corecționător dinamic al acestuia.

S-a urădit și notat indicația de tensiune - RMS, LEM - la multimetrul digital.

Aceasta este valoarea tensiunii înregistrată pe bandă și marcată de către operator prin microfoamă de măsurare; cu această ocazie a fost înregistrat identificatorul de contor al intervalului de bandă înregistrat cu semnal.

Citirile și înregistrările au fost efectuate numai după stabilizarea regimului de curgere și, implicit, a semnalului.



A - aspiratie
 R - refulare
 C - carcasa
 L - lagar

8100 - hidrofob
 4345 - ocele rometre
 2625 - preamplificator
 2626 - preamplificator
 2805 - sursa
 SCM - selector de canal
 E0302 - voltmetru digital
 7003 - magnetofon

Fig. 30

Schema de inregistrare semnale

Fiecare înregistrare are lungime suficientă, astfel încât la analiză a fost evitată utilizarea unor bucle de semnal.

Pentru cele două hidrofoane, preamplificatorul 2625 a fost utilizat pe poziția "1V/UNIT" (câștig zero), ne mai fiind necesară nici o corecție.

11.2. Prelucrarea semnalelor înregistrate

Semnalele înregistrate au fost analizate prin două tehnici, fiecare prezentând avantaje specifice:

- analiza de treime de octavă;
 - urmărirea rapidă a configurației și a modificărilor;
 - identificarea comodă a nivelului LIN,
- analiza de bandă îngustă:
 - identificarea frecvențelor la care apar semnalele;
 - urmărirea evoluției nivelului acestora odată cu modificarea punctului hidraulic.

11.2.1. Instrumente utilizate

Au fost utilizate instrumente Brüel & Kjaer în configurațiile prezentate în Fig. 33 pentru analiza de treime de octavă și, respectiv, Fig. 34 pentru analiza de bandă îngustă.

11.2.2. Analiza de treime de octavă

- a. Semnalul a fost analizat în domeniul de frecvență (20-20 K)Hz, oferit de posibilitățile de lucru ale instrumentelor;
- b. Circuitul de înregistrare a spectrogramelor a fost calibrat în conformitate cu instrucțiunile de utilizare a instrumentelor.
- c. Pentru înregistrarea spectrogramelor au fost parcurși următorii pași:

Pașul 1. S-a identificat semnalul înregistrat și redat analizatorului, comenzile acestuia fiind reglate: RMS, SLOW, LIN. A fost reținută indicația lui 2114 în [dB re 1 μ V].

Pașul 2. Poziția LIN a analizatorului a fost comutată apoi pe FILTRU INTERN. A fost redat semnalul înregistrat și înregistrată spectrograma, după care urmează un nou ciclu.

11.2.3. Analiza în bandă îngustă

- a. Domeniul de frecvență în care a fost analizat semnalul este (0 + 20 K) Hz.
- b. A fost calibrat circuitul de înregistrare a spectrogramelor în conformitate cu instrucțiunile de utilizare ale instrumentelor.
- c. La înregistrarea spectrogramele au fost parcurși următorii pași:

Pasul 1. A fost identificat semnalul înregistrat și redat analizorului în timp real. Comenzile analizorului fiind re-
glate: medierea LFN, legierea LFN, funcția de ponderare REC-
TANGULAR, a fost reglată corespunzător atenuarea la intrare
și reținută această valoare în dB.

Pasul 2. S-a comandat medierea numărului de spectre și spec-
trul obținut astfel a fost reținut în memoria analizorului
3343.

Pasul 3. S-a determinat nivelul de zero al spectrogramei
prin rularea programului calculator, prezentat la pct.
11.2.6.2.

Pasul 4. S-a înregistrat, pe hirtie calibrată, spectrograma
afisată pe display.

Urmează un nou ciclu.

11.2.4. Sistemul de codificare a spectrogramelor

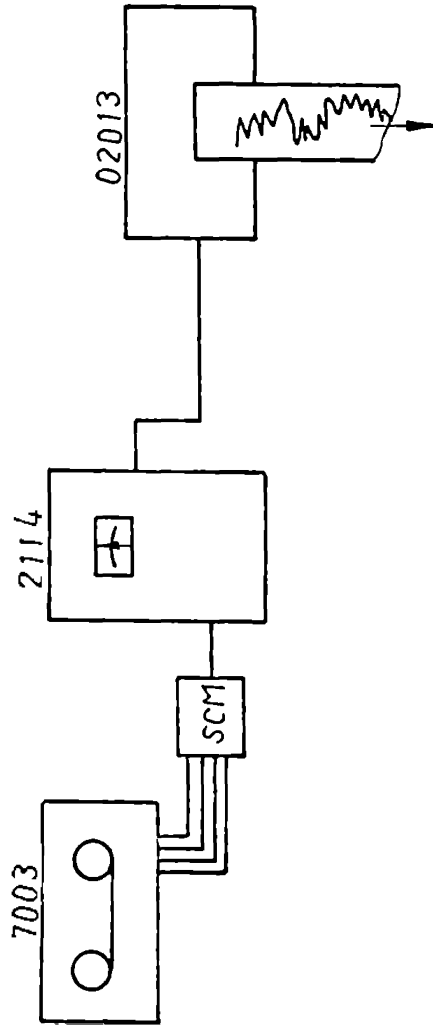
În scopul urmării comode a înregistrărilor și pentru selec-
tarea acestora, a fost stabilit modul de codificare a spectrogramelor
prezentat în continuare.

Spectrogramele de treime de octavă au codul de forma:

1					C
2		A		A	BEF
3	B	T	R	-	H
4	C		C		3
5			L		10
6					I

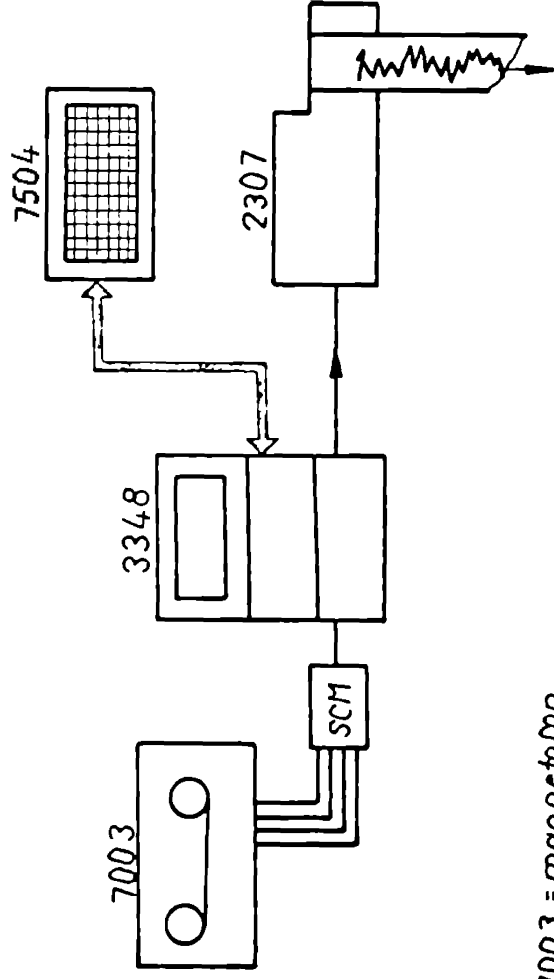
semnificația coloanelor fiind:

- prima coloană: numărul curbei hidrodinamice obținute cu
ocazia testării pompei, prin reglarea pa-
rametrică a vanei din aspirația VEI,
- a doua coloană: codul rotorului testat,
- T: simbolul "treime de octavă",
- a treia coloană: identificarea punctului geometric în
care se măsoară semnalul:
A - aspirație
R - refulare
C - carcasă
L - lagăr
- ultima coloană: identifică punctul hidraulic în care au
fost făcute determinările,
- pentru valorile de debit considerate suplimentar, ultima
coloană se înlocuiește cu valoarea efectivă de debitului în
 m^3/s pentru punctul măsurat.



- 7003 = magnetofon
- 2114 = analizor spectral
- 02013 = înregistrator de nivel
- SCM = selector multicanal

Fig. 33 Schema circuitului de analiză în treime de octavă



7003 = magnetofon

3348 = analizor in bandă îngustă

2307 = înregistrator de nivel

SCM = selector multicanal

7504 = calculator

Fig. 3/4
Schema circuitului de analiză în bandă îngustă

Spectrogramele de bandă îngustă au codul de formă:

1					0		500
2	A		A		DEP		1K
3	B	B	R	-	2		2K
4	C		C		3		1K
5			E		10		10K
6					1		20K

semnificația coloanelor fiind:

- primele patru coloane au aceeași semnificație ca mai sus
- B: simbolul "Bandă îngustă"
- ultima coloană: deceniul de frecvență în Hz, în care este efectuată analiza
- pentru valorile de debit considerate suplimentar, penultima coloană se înlocuiește cu valoarea efectivă a debitului în m^3/h , pentru punctul măsurat.

11.2.5. Identificarea nivelelor înregistrate pe

spectrograme

Spectrogramele de treizecine octavă

Abscisa este marcată direct în unități de frecvență, aceasta conține și inventarul corespunzător LHM.

Coordonata este divizată în dB. Nivelul unei componente sau cel LHM se obține prin adăugarea la nivelul de zero al spectrogramei (Z.L.) a numărului de dB (diviziuni) citiți în spectrogramă.

Spectrogramele de bandă îngustă

Spectrograma este înregistrată pe lungimea de 200 mm. Această teia îi corespunde banda de frecvență selectată și corespunzător fiecărui mm în abscisă îi corespund $(f/200)$ Hz.

Ordinata este divizată în dB. Nivelul unei componente se obține prin adăugarea la nivelul de zero al spectrogramei, a numărului de diviziuni citite pe spectrogramă.

11.2.6. Determinarea nivelului zero

11.2.6.1. Înregistrările de treizecine octavă

11.2.6.1.1. Vibrația în lichid

La ieșirea din preamplificatorul 2625 este măsurată tensiunea $U_H [V]$ generată de hidrofou.

Nivelul de vibrație astfel măsurat este:

$$L_H = \frac{U_H}{S_H} \quad [Pa] \quad (113)$$

și, respectiv:

$$L'_H = 20 \lg \frac{L_H}{10^{-6}} \quad dB \text{ re } 1 \mu Pa \quad (114)$$

in care S_H [mV/Pa] = sensibilitatea hidrofonului.

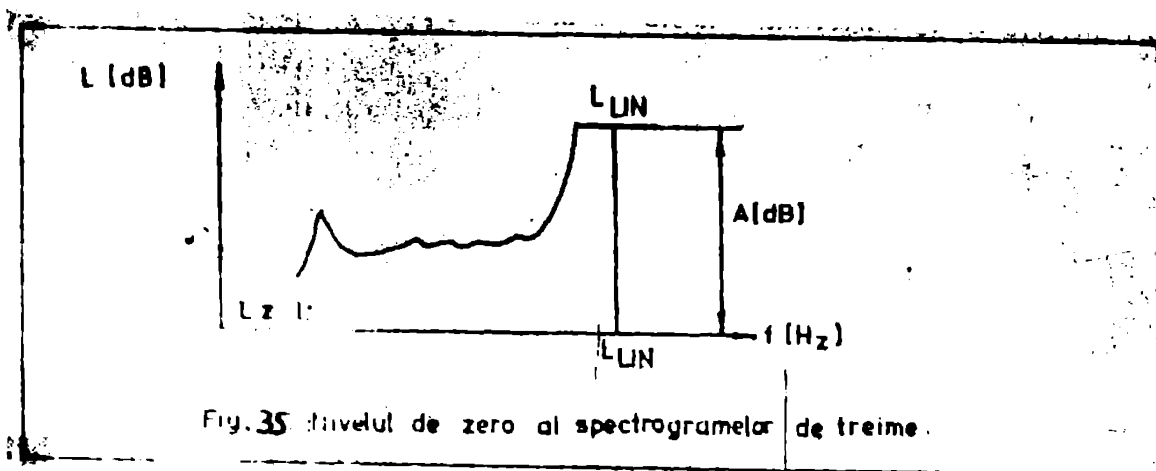
Nivelul inregistrat pe spectrogramă în decibeli LIN: L_{LIN}

este:

$$L_{LIN} = L_H^2 \quad (115)$$

Cu aceasta, nivelul de zero este:

$$L_{Z.L.} = L_{LIN} - A \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}] \quad (116)$$



Hidrofoanele utilizate au sensibilitatea de:

- aspirație: $S_{H.A.} = 44,7$ V/Pa

- refulare: $S_{H.R.} = 43,6$ V/Pa

Valorile determinate ale $L_{Z.L.}$ [dB re $1 \mu\text{Pa}$] sînt înscrise pe spectrograme.

11.2.6.1.2. Vibrația pe structură

La ieșirea din preamplificatorul 2626, semnalul de tensiune U_{2626} în volt este numeric egal cu nivelul L_{LIN} [g] al vibrației.

Pentru toate înregistrările, preamplificatorii sînt utilizați pe poziția x0,1, ceea ce înseamnă atenuarea de 10 ori, adică:

$$L_{LIN} = \frac{U_{2626}}{0,1} = 10 \cdot U_{2626} \quad [g] \quad (117)$$

Considerînd $g=10 \text{ m/s}^2$, expresia nivelului este:

$$L_{LIN} = 100 \cdot U_{2626} \quad [\text{m/s}^2] \quad (118)$$

Iar nivelul în dB este:

$$L_{LIN} = 20 \lg \frac{L_{LIN}}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{m/s}^2] \quad (119)$$

În baza raționamentului prezentat la pct. (11.2.6.1.1.), expresia nivelului de zero este de forma:

$$L_{Z.L.} = L_{LIN} - A \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{m/s}^2] \quad (120)$$

///.

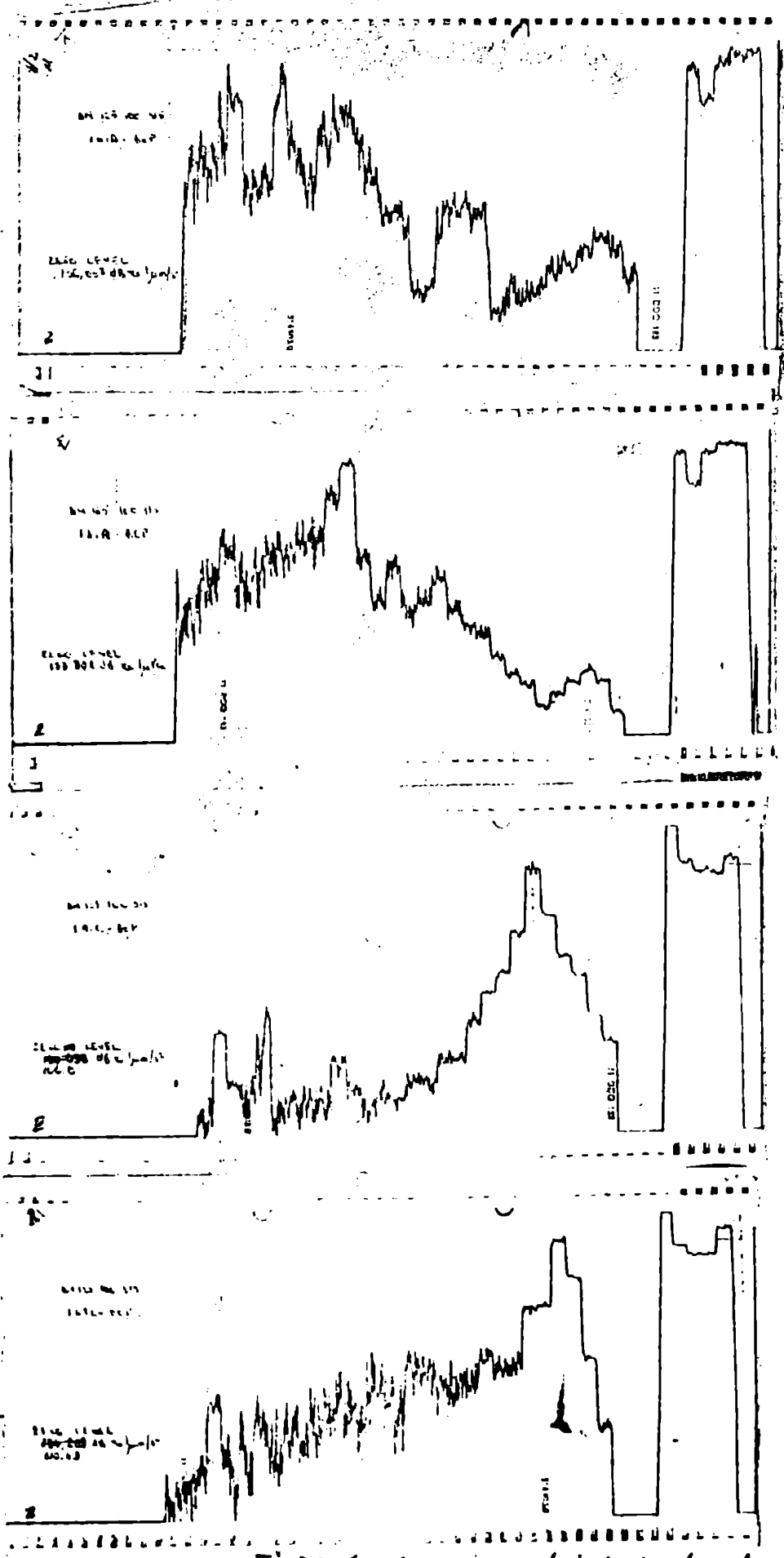


Fig 36 Spectrograme de treime de octava

Valerile determinate ale $L_{z.l.}$ [dB re $1 \mu m/s^2$] sînt înscrise în spectrograme.

În Fig. 36 sînt prezentate spectrogramele de trasee de octavă înregistrate pentru punctul hidraulic de randament optim situat pe curba 1 a rotorului A în punctele geometrice: aspirație, refulare, carcasă și lagăr.

11.2.6.2. Înregistrările de bandă îngustă

Utilizînd configurația de instrumente din Fig. 34, s-a în-
pus corectarea posibilităților de lucru ale acestora. Nivelul de zero al spectrogramei este același cu nivelul de zero al semnalului afișat de analizor - Fig. 37.

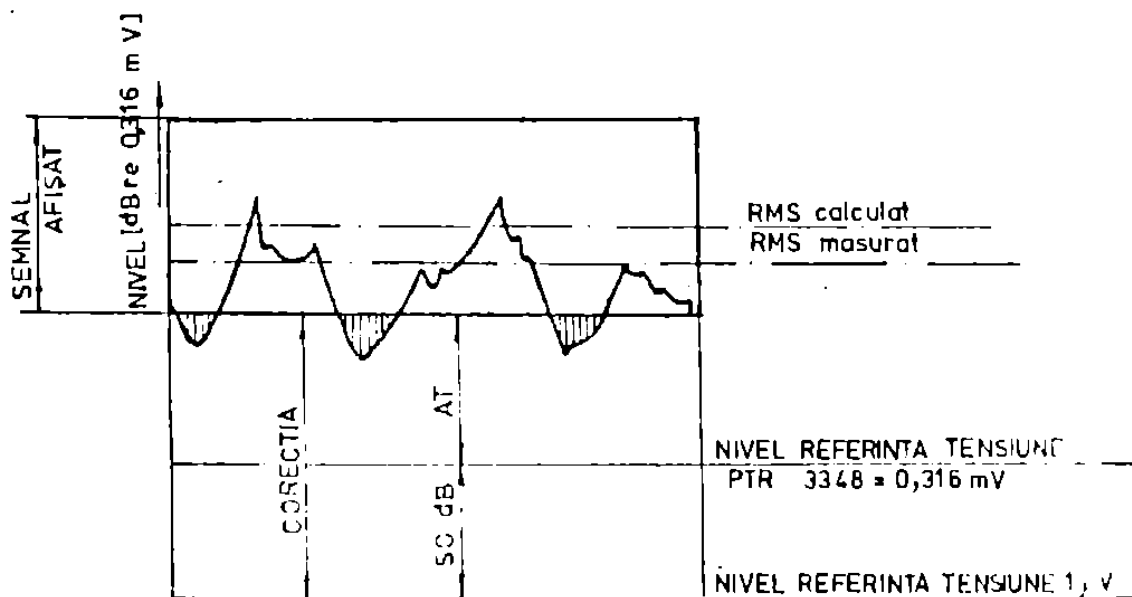


Fig. 37. - Semnalul afișat.

Am fost utilizate notațiile următoare:

AT = atenuarea la intrarea lui 3348 în [dB re 0,316 mV]

CORECTIA = poziția nivelului de referință corectantă
semnalului neafășurat; CV [mV] și $^{\circ}V$ [dB re $1 \mu V$]

RMS măsurat = 50 [mV]

50 [dB re 0,316 mV]

RMS calculat = 51 [mV]

51 [dB re 0,316 mV]

Semnalul înregistrat este reprezentat cu linie groasă în Fig. 37. Semnalul afișat nu conține semnale măsurate vertical, deoarece domeniul dinamic al afișajului analizorului în timp real 3348 este de 50 dB (cuprins între $0,316 \cdot 10^{-3}$ V și 0,1 V). Este conținută numai partea superioară a semnalului.

Cu notațiile din figură, nivelul de zero în unități relative de tensiune se determină cu relația:

$$D_0 = 50 + AT + DI \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{V}] \quad (121)$$

în care:

$$DI = DI - DB \quad [\text{dB re } 1 \mu\text{V}] \quad (122)$$

unde: DI [dB re $1 \mu\text{V}$] = valoarea RMS măsurat

DB [dB re $1 \mu\text{V}$] = valoarea RMS calculat.

Restul termenului DI este reprezentat prin deplasarea tensiunii de referință (nivel zero). Pentru $DB \equiv LB$, DI este nul, iar nivelul de referință nu se modifică. Deplasarea referinței este determinată de zonele din semnal legate vertical.

Prin performanțele instrumentului, acestea sunt considerate în calcul ca existând și având același nivel cu cel al referinței afișajului.

Valoarea în unități de tensiune a nivelului de zero se determină cu relația:

$$U_0 = 10^{(D_0/20-3)} \quad [\text{mV}] \quad (123)$$

11.2.6.2.1. Determinarea prin calcul a valorii medii

efective pentru semnalul afișat pe analizor

scema calculului este următorul:

Se calculează nivelul fiecărei componente în dB, se transformă în mV, se determină RMS de bandă largă a semnalului afișat în dB și apoi în mV.

Se calculează valoarea în dB a RMS măsurat.

Se calculează diferența dintre cele două valori RMS [dB] (calculat și măsurat) cu care se determină valoarea nivelului de zero al spectrogramei (corecția).

Expresia RMS pentru oscilația armonică simplă este:

$$S_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T r^2(t) dt} \quad [\text{V}] \quad (124)$$

Pentru semnalul conținând componente armonice simple se poate scrie:

$$S_{\text{RMS}} = \sqrt{S} \quad [\text{V}] \quad (125)$$

în care:

$$S = \sum_{i=1}^n \frac{1}{T} \int_0^T f_i^2(t) dt \quad [\text{V}] \quad (126)$$

Se consideră semnalul afișat de analizorul în timp real 3348 prezentat în Fig. 38.

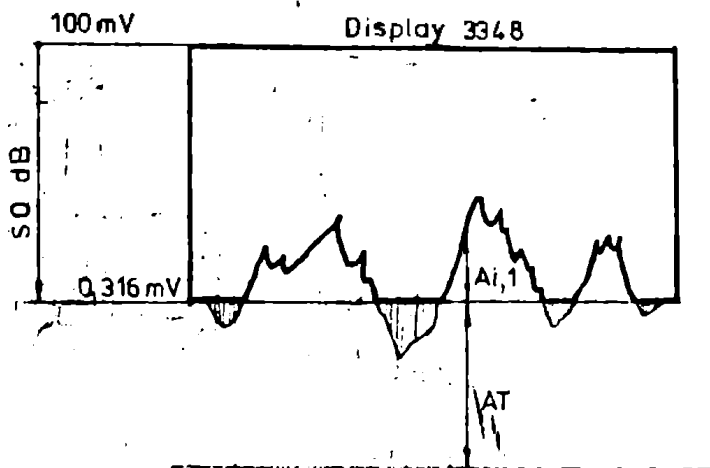


Fig. 38 Semnalul afișat

definit prin componentele sale armonică simple, având nivelul $A_{i,1}$ [dB re 0,316 mV].

Subrutina BK § PA 48, de comunicare între BK 3348 și calculatorul BK 7504, definește:

$A(201,2)$ = metrică spectrului citit la 3348 în 400 linii, prima linie fiind $A_{i,1}$ = nivel de referință.

Cu acesta nivelul unei componente este:

$$L_i = A_{i,1} + \Delta F - A_{i,1} \text{ [dB re 0,316 mV]} \quad (127)$$

și corespunzător:

$$S_i = (0,316 \cdot 10^{\frac{L_i}{20}})^2 \text{ [mV]} \quad (128)$$

ceea ce conduce la:

$$S_{\text{RMS}} = \sqrt{\sum S_i^2} \text{ [mV]} \quad (129)$$

sau

$$\text{dB} = 20 \lg \frac{S_{\text{RMS}}}{0,316} \text{ [dB re 0,316 mV]} \quad (130)$$

Schema logică a determinării RMS, prin calcul, este prezentată în Fig. 39, în care notațiile sînt:

S = valoarea intermediară a sumei pătratelor componentelor

$$S = \sum_{i=1}^n S_i^2 \quad (131)$$

T = numărul de canale mai mari decît nivelul de referință afișate de analizor

S_0 = valoarea RMS [mV] măsurată

ΔF = atenuarea la intrarea lui 3348 [dB]

S_1 = valoarea RMS [mV] calculată

DB = valoarea RMS [dB re 0,316 mV] calculată

SD = valoarea RMS măsurată, transpusă în [dB re 0,316 mV]

DI = SD - DB = diferența [dB re 0,316 mV]

CG = echivalentul în [dB re 1 μV] a nivelului zero al afișajului

CU = echivalentul în [mV] a nivelului zero al afișajului.

11.2.6.2.2. Vibratia în lichid

Nivelul de zero al spectrogramelor în Pa se determină cu relația:

Lația:

$$L_{Z.L.} = \frac{CU}{S_H} \text{ [Pa]} \tag{132}$$

și, respectiv:

$$L_{Z.L.} = 20 \lg \frac{L_{Z.L.}}{10^{-6}} \text{ [dB re } 1 \mu \text{ Pa]} \tag{133}$$

Valorile determinate sînt înscrise pe spectrograme.

11.2.6.2.1. Vibratia de structură

Nivelul de zero al spectrogramelor a fost determinat astfel:

$$L_{Z.V.} \text{ [V]} = L_{Z.U.} \text{ [g]} = C_1 \cdot L_{Z.L.} \text{ [m/s}^2\text{]} \tag{134}$$

conform celor prezentate la pct. 11.2.6.1.2.

Cu aceasta se poate scrie:

$$L_{Z.U.} \text{ [dB re } 1 \mu \text{ m/s}^2\text{]} = 20 + L_{Z.L.} \text{ [dB re } 1 \mu \text{ V]} \tag{135}$$

Valorile, astfel calculate, au fost înscrise pe spectrograme.

În Fig. 40 sînt prezentate spectrogramele de bandă îngustă înregistrate pentru punctul hidraulic de randament optim situat pe curba 1 a rotorului A, în punctele geometrice: aspirație, refulare, carcasă și lagăr.

11.2.7. Separarea semnalului de zgomot

Înregistrările prezentate anterior conțin atât semnalul cît și zgomotul inerent.

Pentru analizarea în continuare a fost necesară separarea semnalului 3 de zgomot 2.

Aceasta a fost realizată, scăzînd valorile de zgomot 2 din valoarea totală (3+2), adică:

$$S = (3+2) - 2 \text{ [UNIT]} \tag{136}$$

Pe spectrograme sînt conținute valorile relative, în dB și anume:

presiune: [dB re 1 μPa]

acelerație: [dB re 1 μm/s²]

Pentru ușurința luării în calcul, s-a notat unitatea absolută (fie Pa, fie m/s²) cu simbolul UNIT.

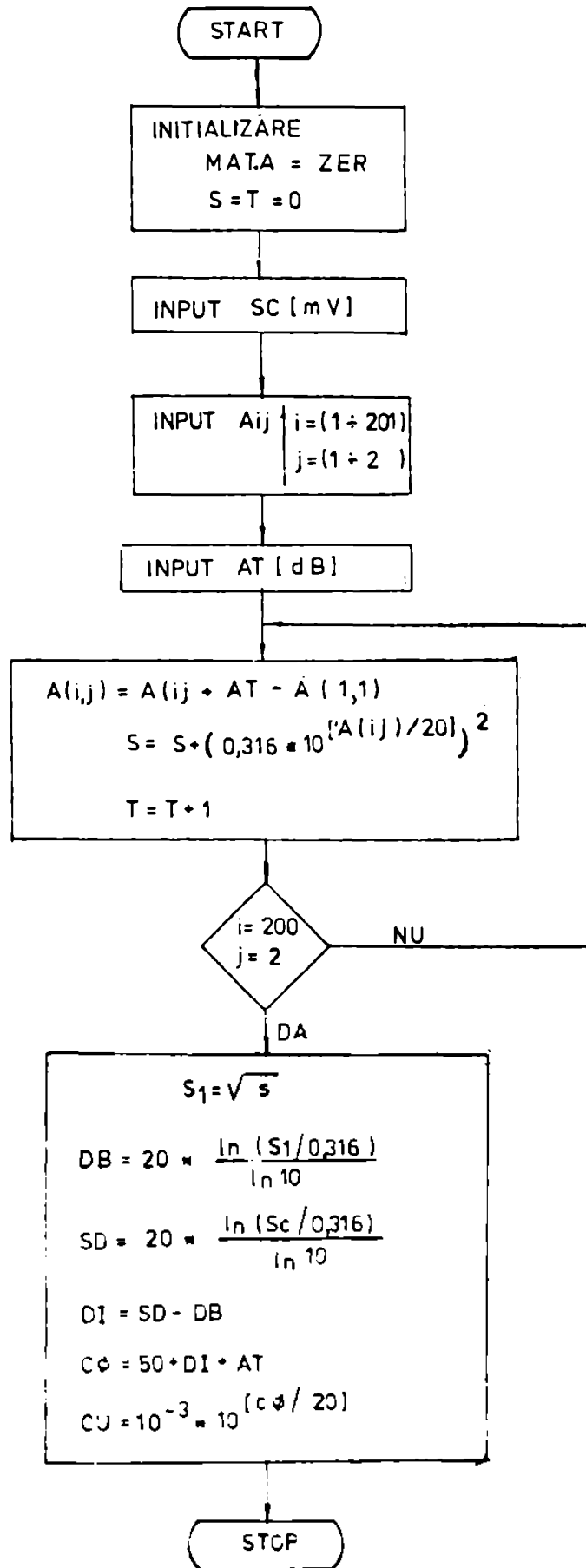


Fig 39: Schema logica a determinarii nivelului zero

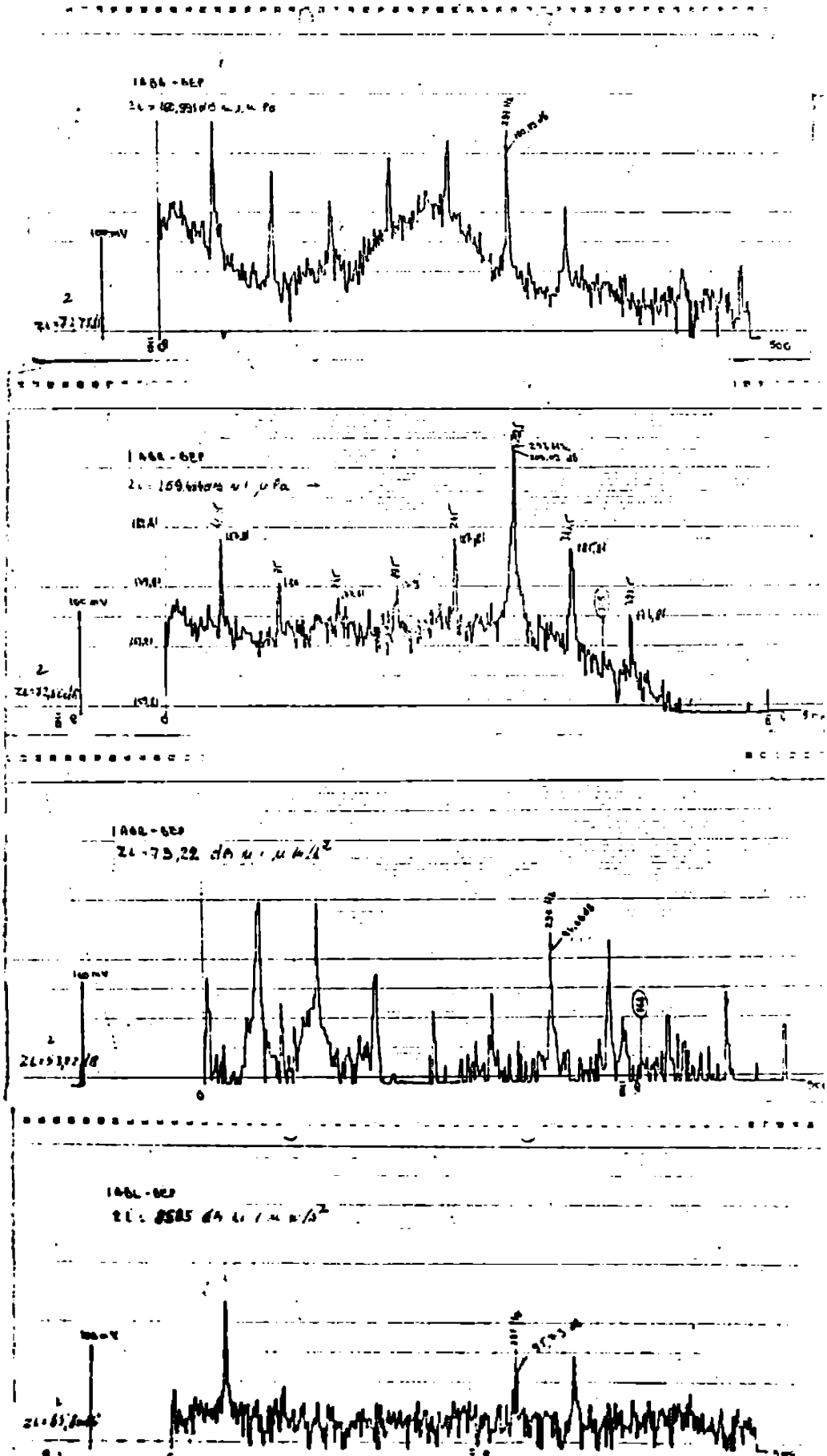


Fig 40 Spectrograme de bandă îngustă

Determinarea experimentală a zgomotului a fost realizată în modul următor:

- s-a fost umplute canalele rotorului cu un material termo-elastic, având densitatea comercială "masă de asprentare", care prezintă următoarele caracteristici: punct de topire 215°C , stabilitate mecanică bună sub efectul forței centrifuge în situația dată, aderență bună la pereții metalici ai canalelor,
- a fost montat rotorul, ancorată pompa și antrenată cu motorul electric,
- măsurătorile hidraulice efectuate cu această ocazie nu au indicat valori de debit mici înălțime,
- în aceleași puncte geometrice și condiții, anterior prezentate, au fost efectuate măsurători de vibrație.

Spectrogramele înregistrate în aceste condiții conțin efectele acclorații surse de vibrație ca și cele anterioare, mai puțin efectele curgerii prin canalele rotorului și sînt prezentate în Fig. 41: în treime de octavă și, în Fig. 42, în bandă îngustă.

Signalul S calculat conform eq. (136) este generat numai de curgerea prin rotor.

Signalele de interes

s-a fost urmărite semnalele corespunzătoare frecvenței fundamentale (297 Hz) și cele globale (LIM).

Cu aceasta, relația (136), în unități absolute ale măsurătorilor, se poate scrie:

- pentru fundamentală:

$$S_{297} = (S+Z)_{297} - Z_{297} \quad [U_{LIM}] \quad (137)$$

- pentru LIM:

$$S_{LIM} = (S+Z)_{LIM} - Z_{LIM} \quad [UNIT] \quad (138)$$

în care:

$$(S+Z)_{297} = 10 \left(\frac{L_{(S+Z)_{297}}}{20} - 6 \right) [UNIT] \quad (139)$$

$L_{(S+Z)_{297}}$ este nivelul (în dB) citit de pe spectrogramă de bandă îngustă.

$$(S+Z)_{LIM} = 10 \left(\frac{L_{(S+Z)_{LIM}}}{20} - 6 \right) [UNIT] \quad (140)$$

$L_{(S+Z)_{LIM}}$ este nivelul (în dB) citit de pe spectrogramele de treime de octavă.

$$Z_{297} = 10 \left(\frac{L_{Z_{297}}}{20} - 6 \right) [UNIT] \quad (141)$$

L_{297} este nivelul (in dB) citit de pe spectrogramele de agreat de banda îngustă.

$$L_{LIN} = 10 \left(\frac{L_{297}}{20} - 6 \right) \quad [\text{UNIT}] \quad (142)$$

L_{ZADY} este nivelul (in dB) citit de pe spectrogramele de agreat de treime de octavă.

In continuare, nivelale corespunzătoare valorilor absolute calculate cu relațiile (137) și (138) se scriu:

$$L_{S297} = 20 \lg \frac{S_{297}}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ UNIT}] \quad (143)$$

$$L_{SLLN} = 20 \lg \frac{S_{LLN}}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ UNIT}] \quad (144)$$

11.2.8. Curbe de variație

Variația sunnelor măsurate a fost reprezentată în funcție de valorile debitului pentru care au avut loc determinările.

Graficele conțin nivelale de vibrație măsurate pentru fiecare diametru de rotor, corespunzător regiunii de funcționare al pompei fără cavitație, pentru fiecare punct geometric considerat, după cum urmează:

- Fig. 43: Variația S_{297} = f(Q) în fluid, aspirație
- Fig. 44: Variația S_{LLN} = f(Q) în fluid, aspirație
- Fig. 45: Variația S_{297} = f(Q) în fluid, refulare
- Fig. 46: Variația S_{LLN} = f(Q) în fluid, refulare
- Fig. 47: Variația S_{LLN} = f(Q) pe carcasa spirală
- Fig. 48: Variația L_{297} = f(Q) în fluid, aspirație
- Fig. 49: Variația L_{LLN} = f(Q) în fluid, aspirație
- Fig. 50: Variația L_{297} = f(Q) în fluid, refulare
- Fig. 51: Variația L_{LLN} = f(Q) în fluid, refulare
- Fig. 52: Variația L_{LLN} = f(Q) pe carcasa spirală
- Fig. 53: Variația L_{LLN} = f(Q) pe lagăr.

Sunnalele măsurate au fost prelucrate și urmărită variația nivelalelor minime ale acustora în funcție de debit - Fig. 54 și Fig. 55 -, precum și în funcție de distanța relativă dintre diametrul limbii carcasei spirale ($D_2 = D_2/D_3$ - Fig. 56:

- Fig. 54: Variația cu debitul a valorilor măsurate S_{297} și S_{LLN} minime în aspirație și refulare pentru fiecare diametru de rotor
- Fig. 55: Variația cu debitul a nivelalelor măsurate L_{297} și L_{LLN} minime în aspirație și refulare pentru fiecare diametru de rotor

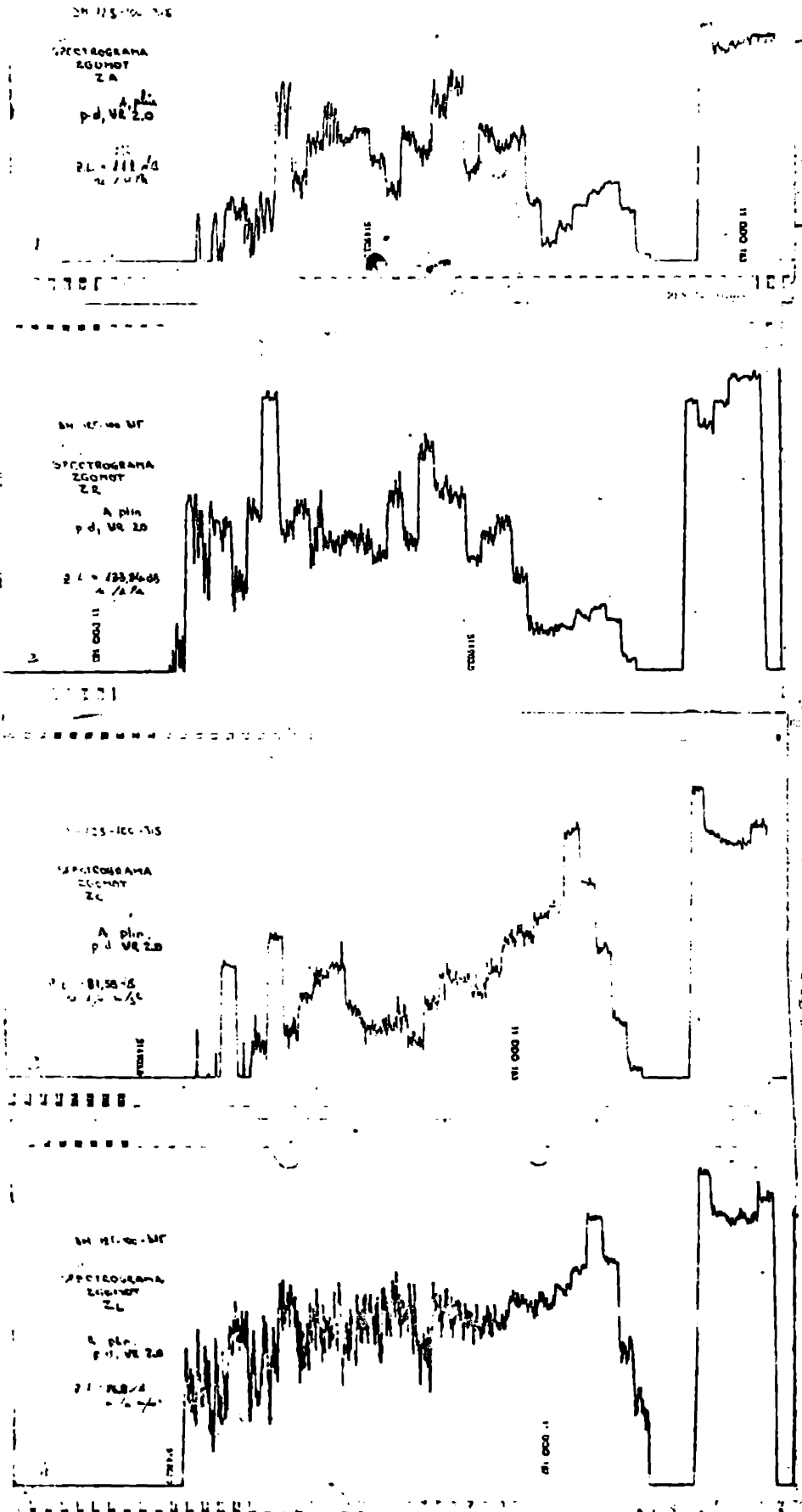
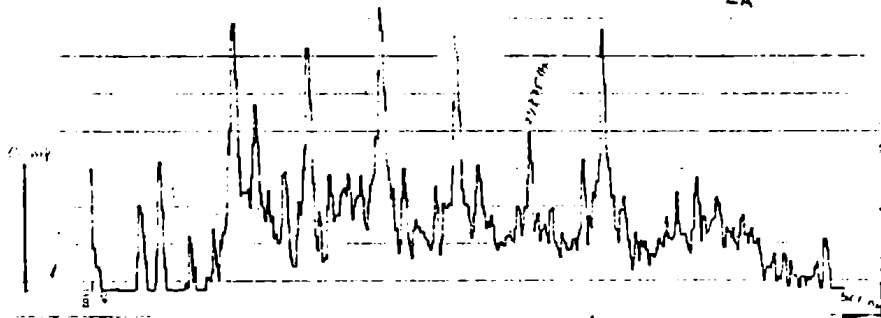


Fig 41 Spectrograme izomet treime de octava

ZL = 107.92 dB re 1 μ m/s

A. plū, p. d. ... 0

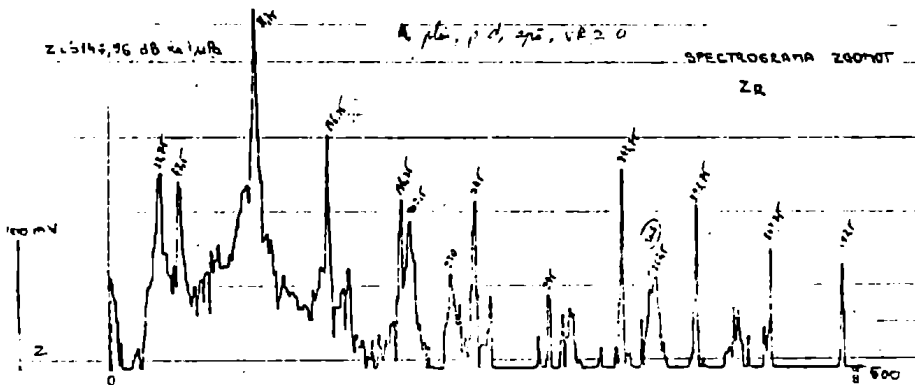
SPECTROGRAMA ZĢOMOT ZA



ZL = 114.96 dB re 1 μ m/s

A. plū, p. d. ... 0

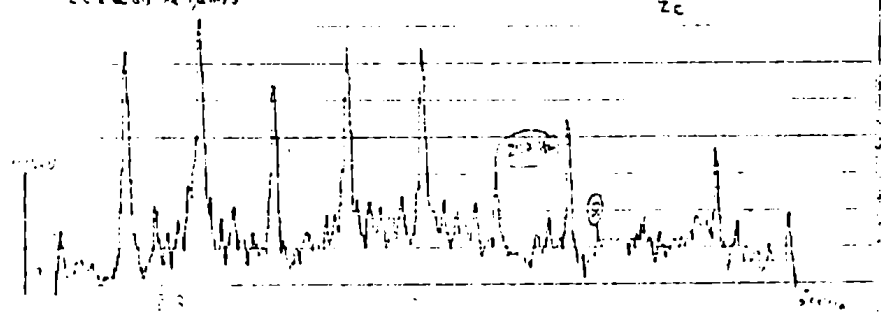
SPECTROGRAMA ZĢOMOT ZB



ZL = 65.56 dB re 1 μ m/s

A. plū, p. d. ... 0

SPECTROGRAMA ZĢOMOT ZC



ZL = 42.85 dB re 1 μ m/s

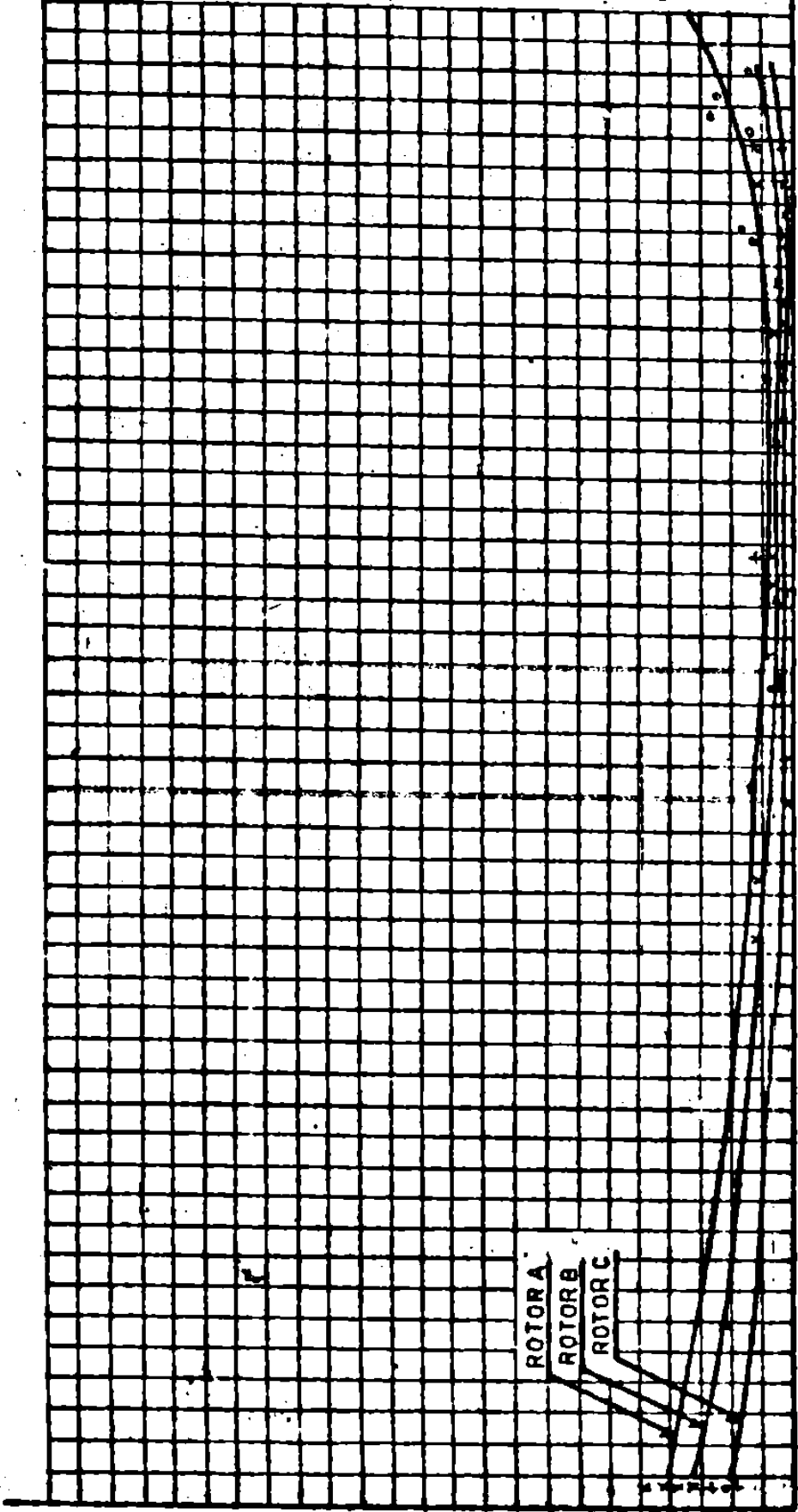
A. plū, p. d. ... 0

SPECTROGRAMA ZĢOMOT ZD



Fig 42 Spectrograme zģomot bandā ingustā

5000
4000
3000
2000
1000
0

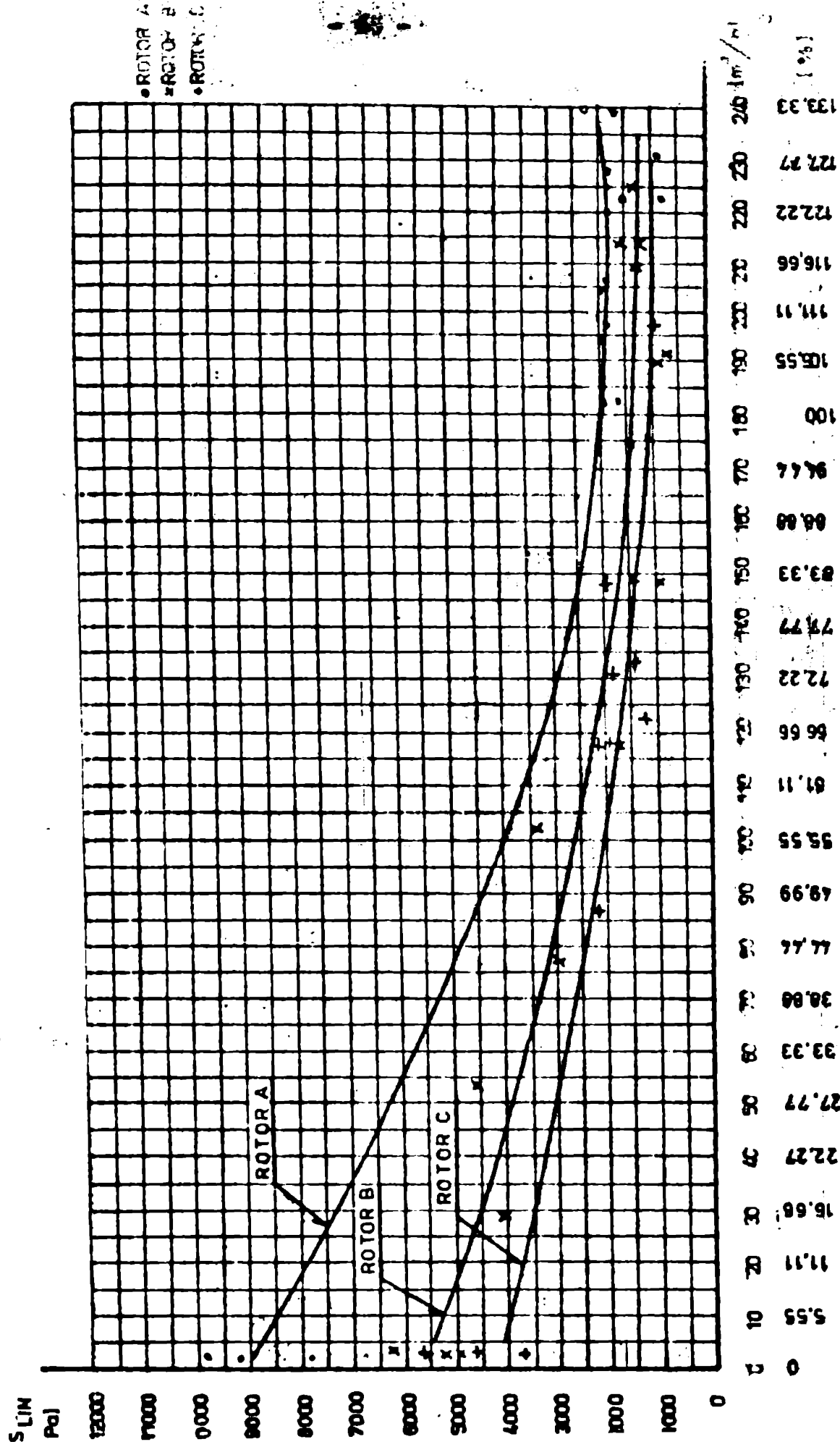


• ROTOR A
• ROTOR B
• ROTOR C

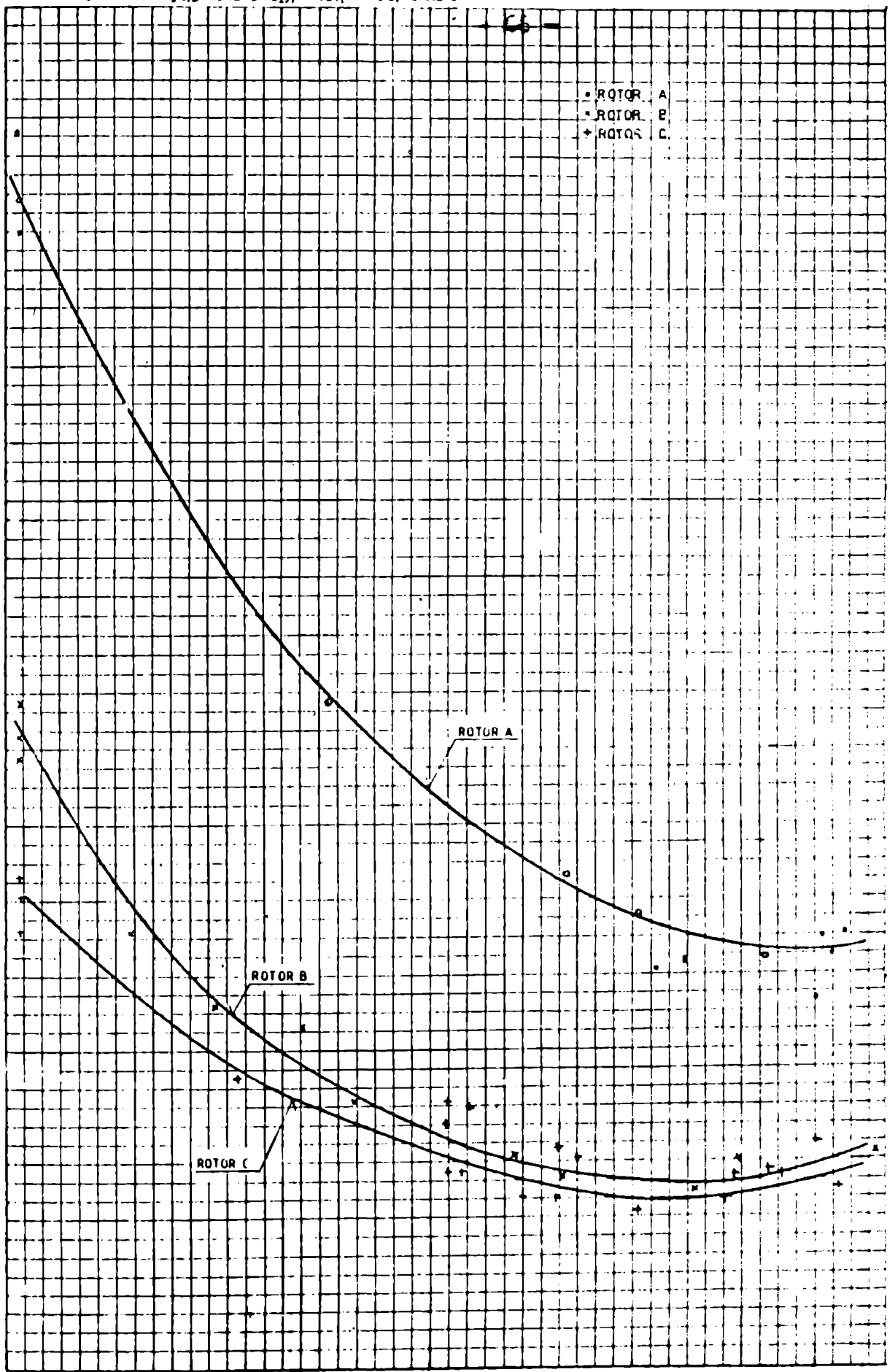
ROTOR A
ROTOR B
ROTOR C

0 5.38 11.11 16.66 22.22 27.77 33.33 38.88 44.44 49.99 55.55 61.11 66.66 67.77 72.22 77.77 83.33 88.88 94.44 100 105.55 111.11 116.66 122.22 127.77 133.33

Fig. 43 Variante S 297 "D" mesurato in fluid, aspiratie



... Varietta S. m. f. l. m. e. r. a. t. a. n. f. l. u. i. d. a. s. s. i. e. m. b. l. e

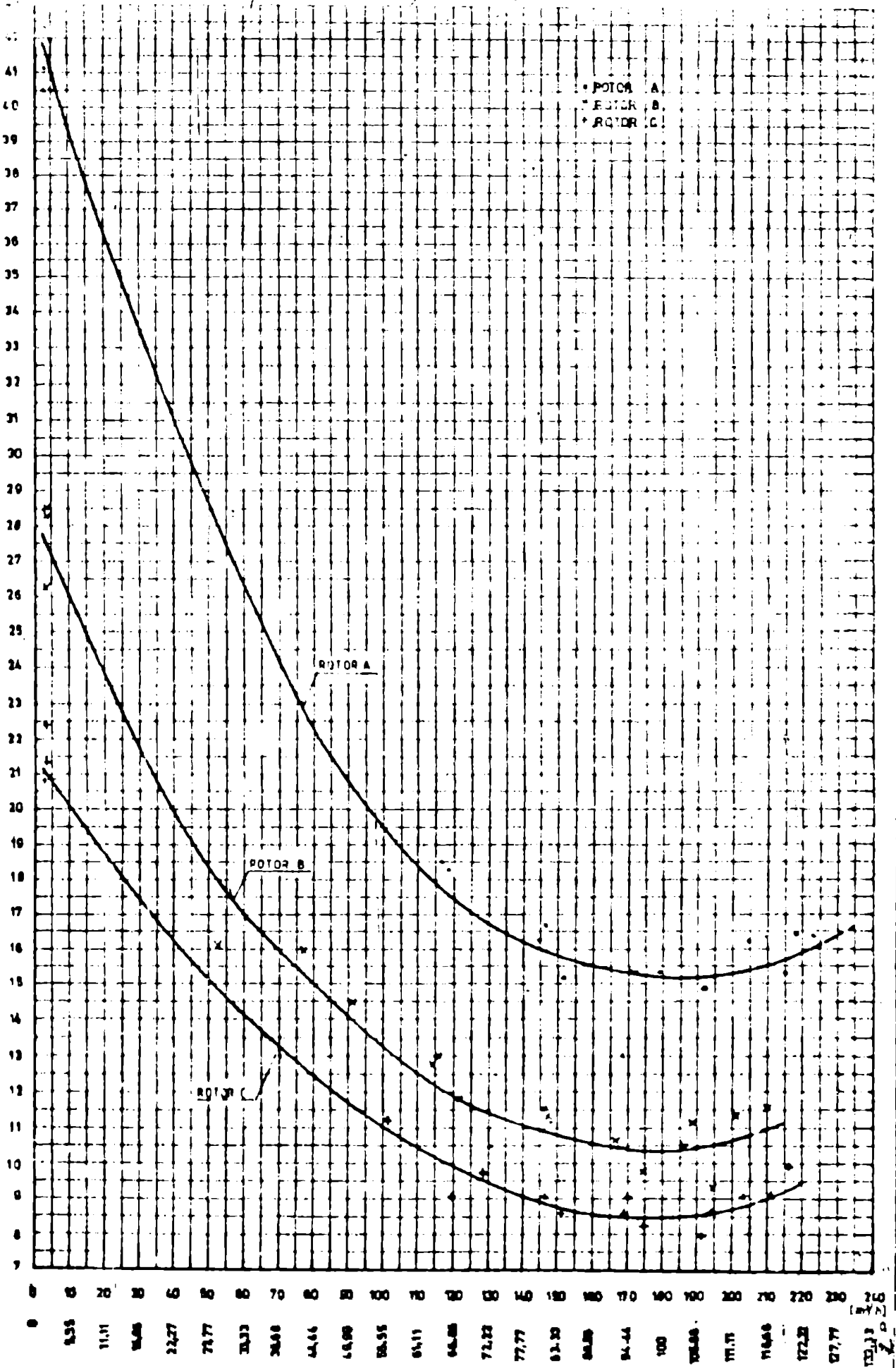


0	0	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
0	5.95	11.71	17.56	22.27	27.77	33.33	38.98	44.74	49.59	55.55	61.11	66.66	72.22	77.77	83.33	88.88	94.44	100	105.55	111.11	116.66	122.22	127.77	133.33	138.88

SLU

[20.10.12]

Fig 46 Variation $\omega = f(\alpha)$ in fluid ref. 4.6 c.



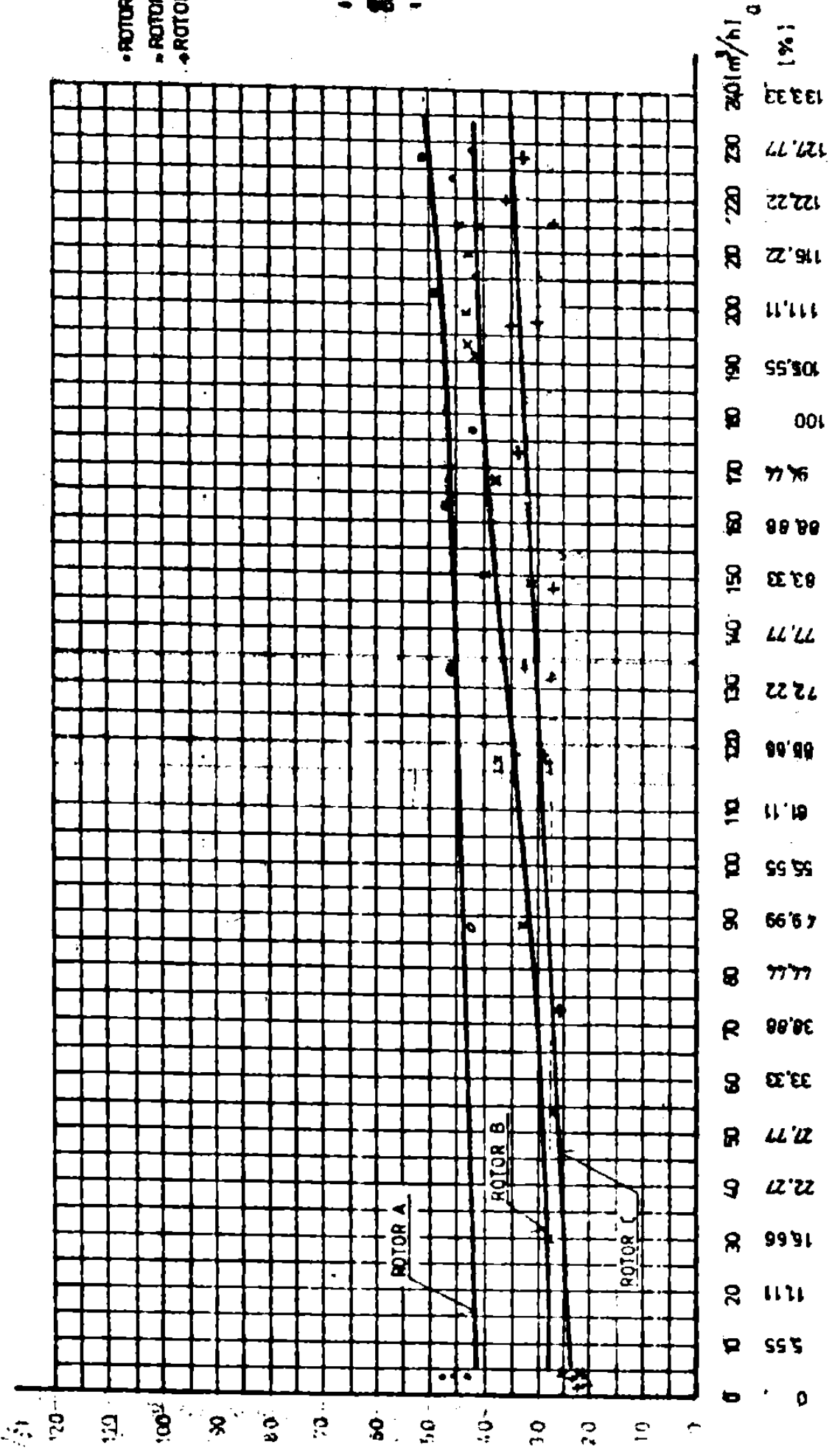


Fig 47 Variatia SLIN = r(0) pentru structura carcasa spinala

• ROTOR A
 ◻ ROTOR B
 ◄ ROTOR C

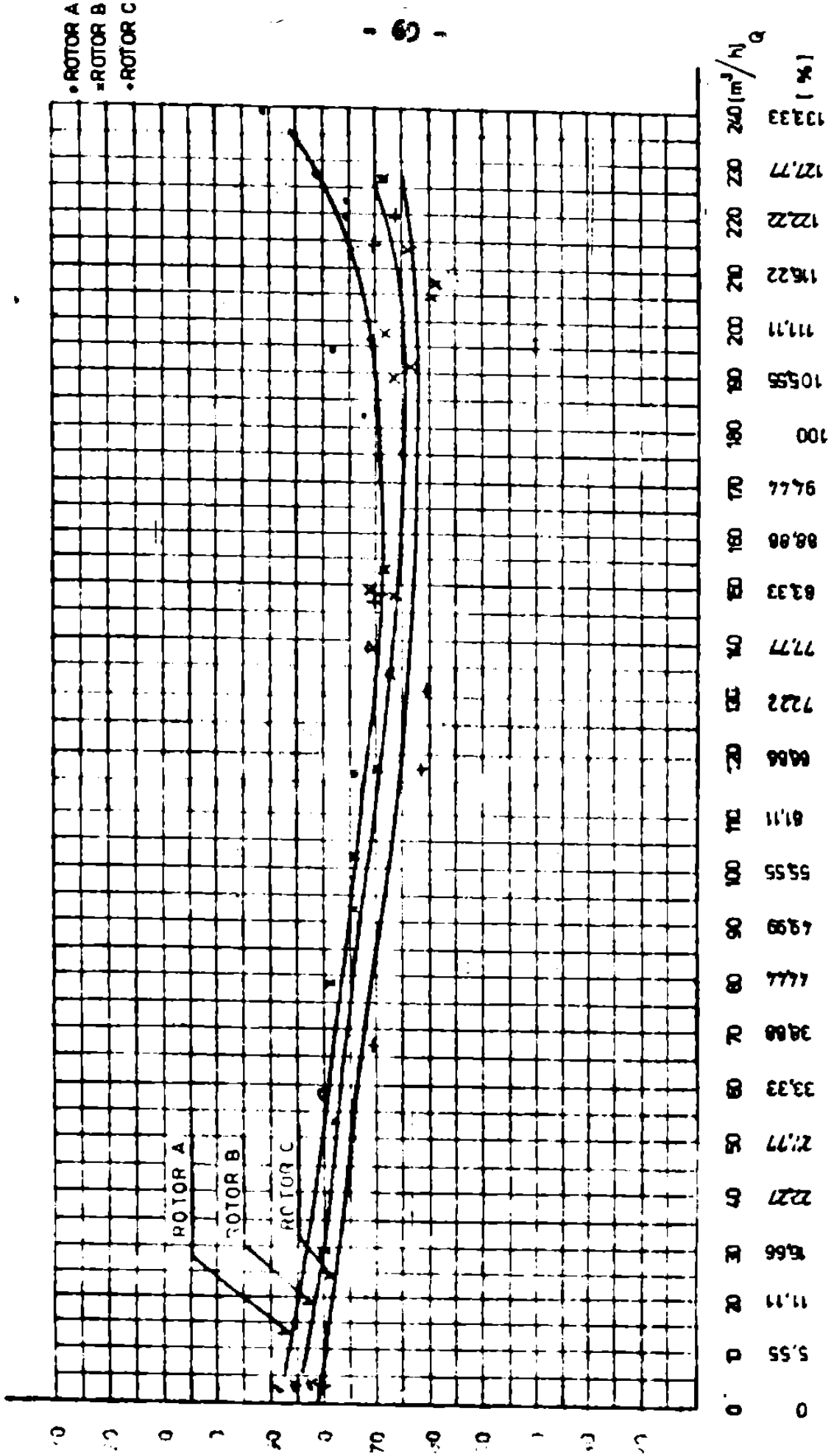


Fig 4B Variatia Log₁₀ p al masurata in fluid, aspiratie

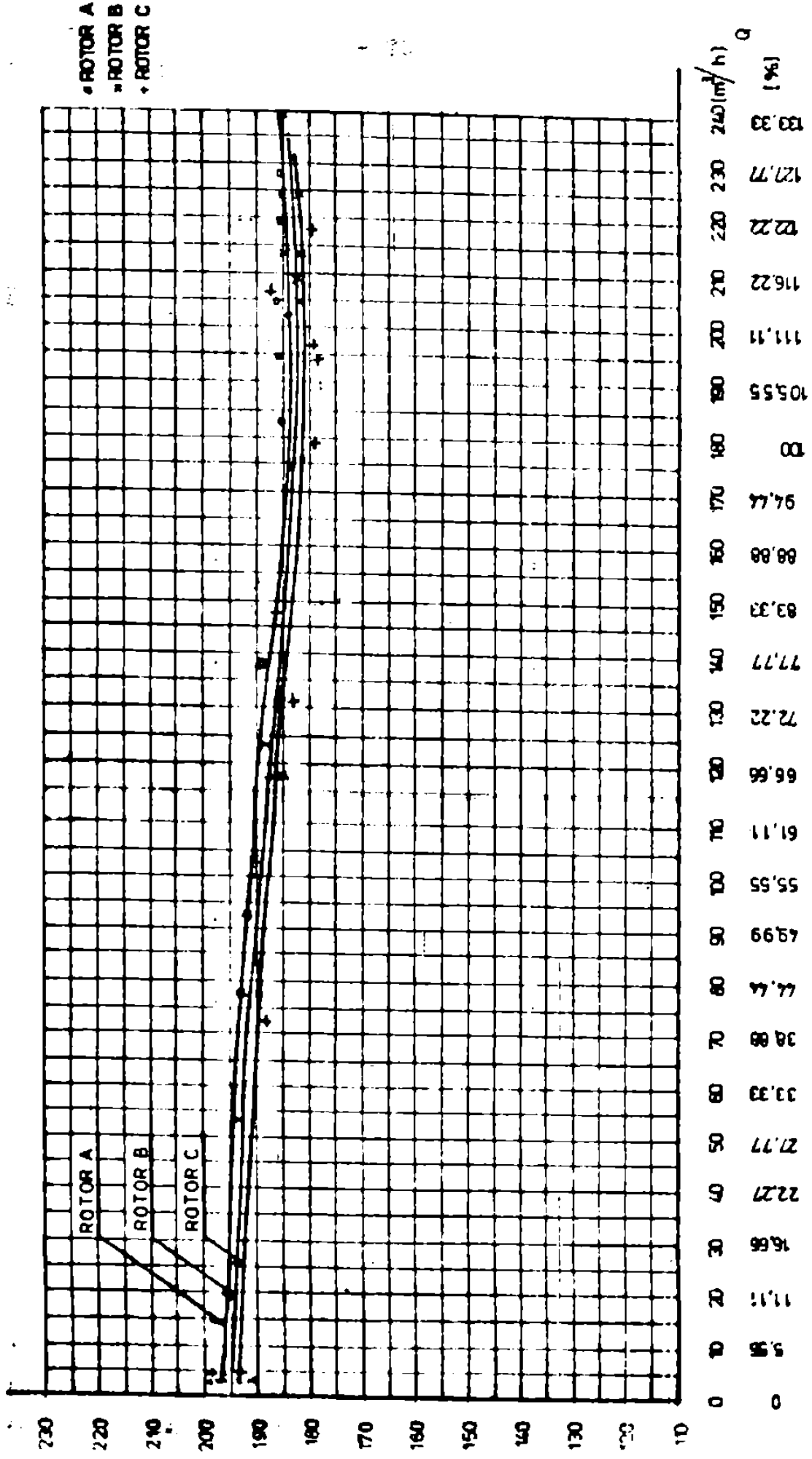


Fig 49 Variatia Q_{max} Gu masurata in fluid aspiratie

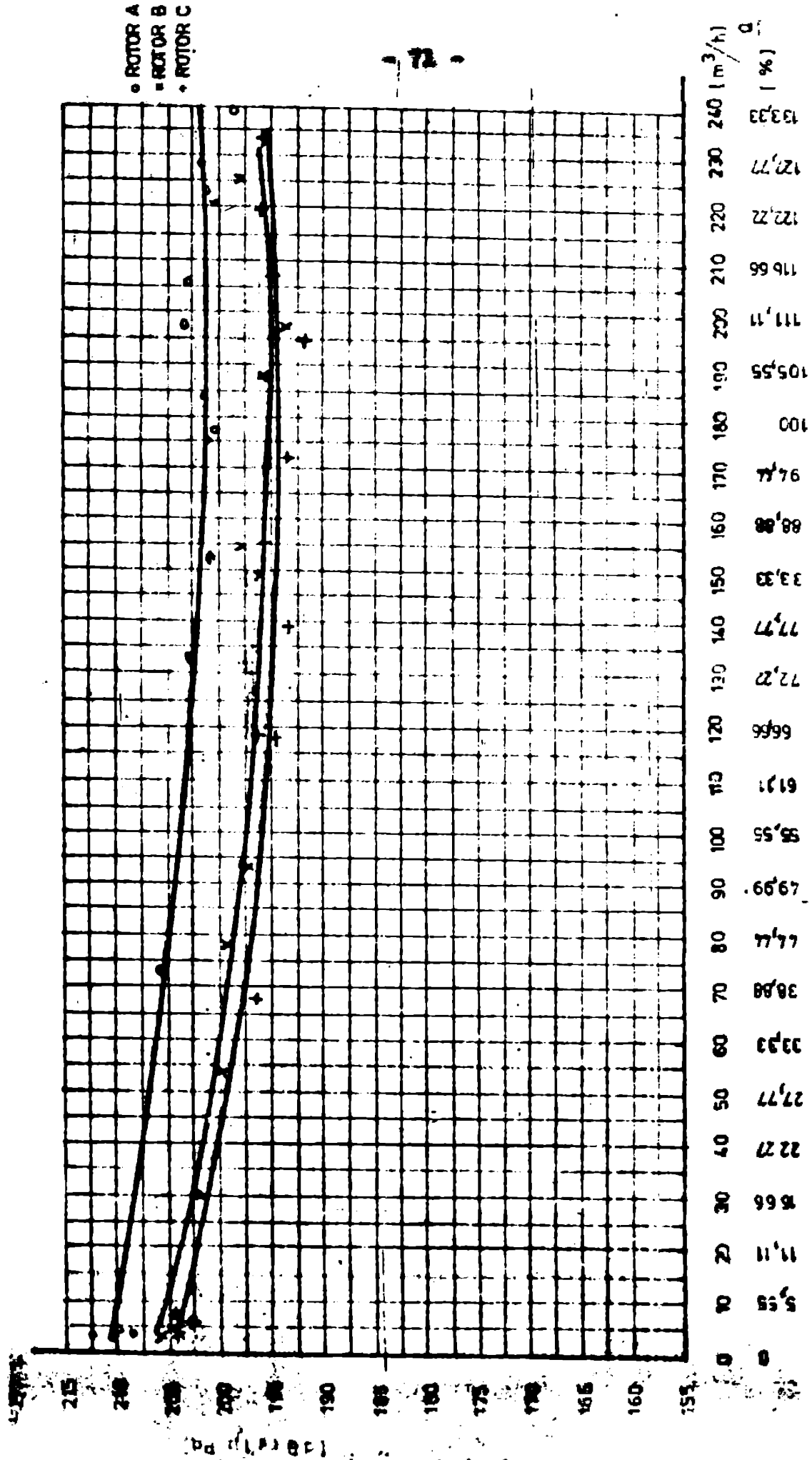


Fig. 50. Dependence of pressure on flow rate for rotors

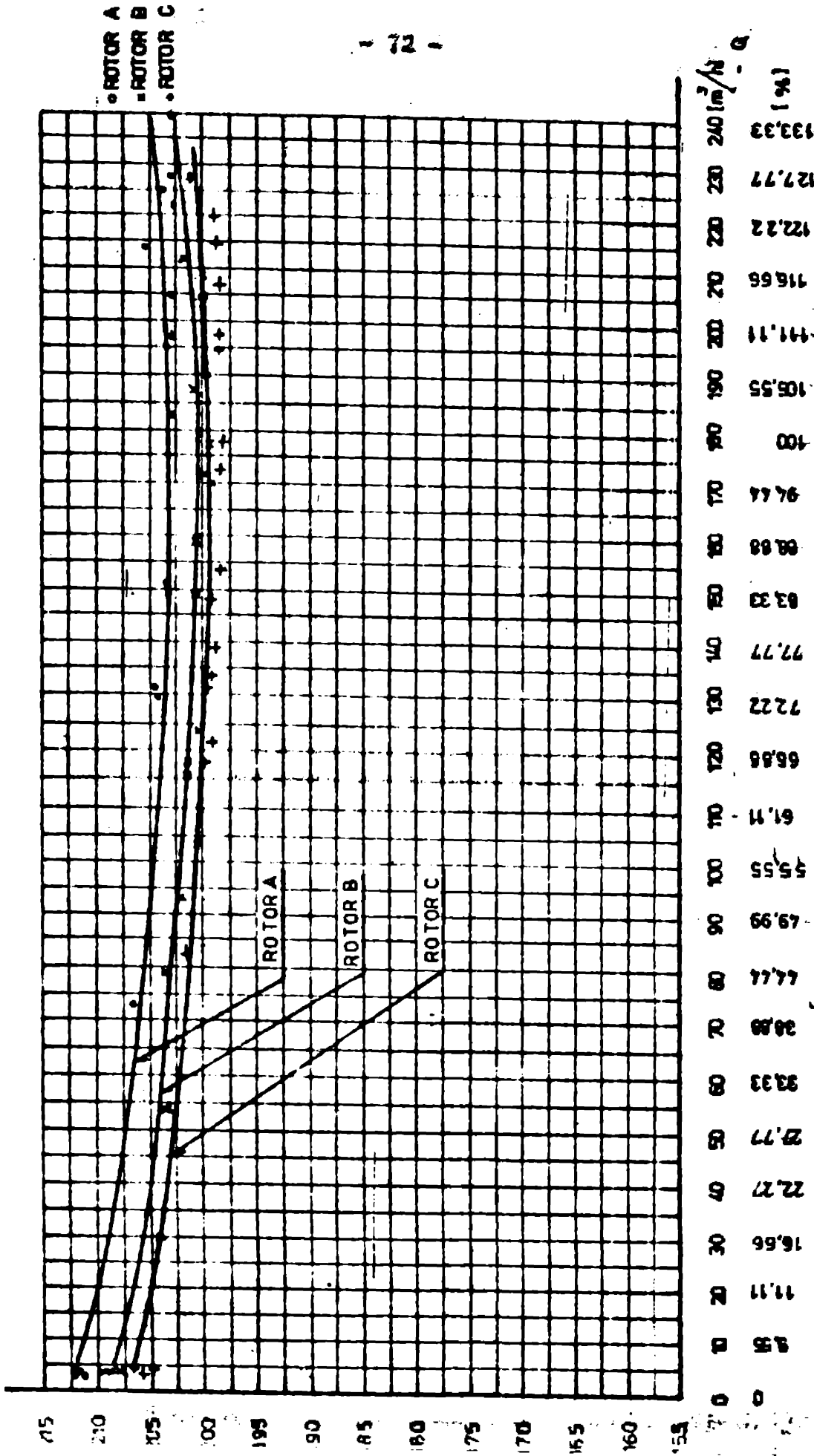


Fig. 57 Variatia $L_{UN}^2/(Q)$ măsurata în fluid, refluxe

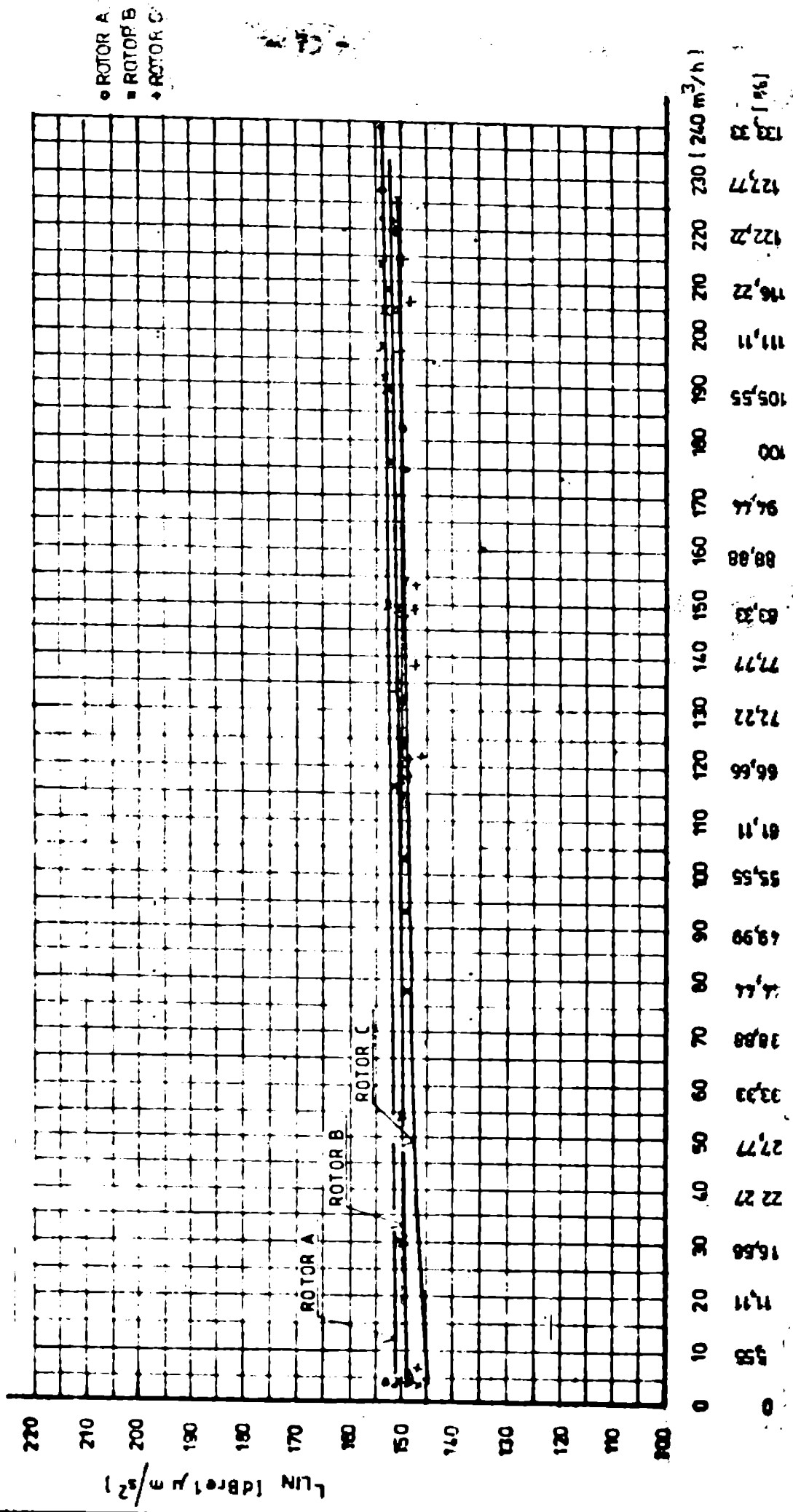


Fig. 5-4 Variation of LIN (10) vs structure, carcass spiral

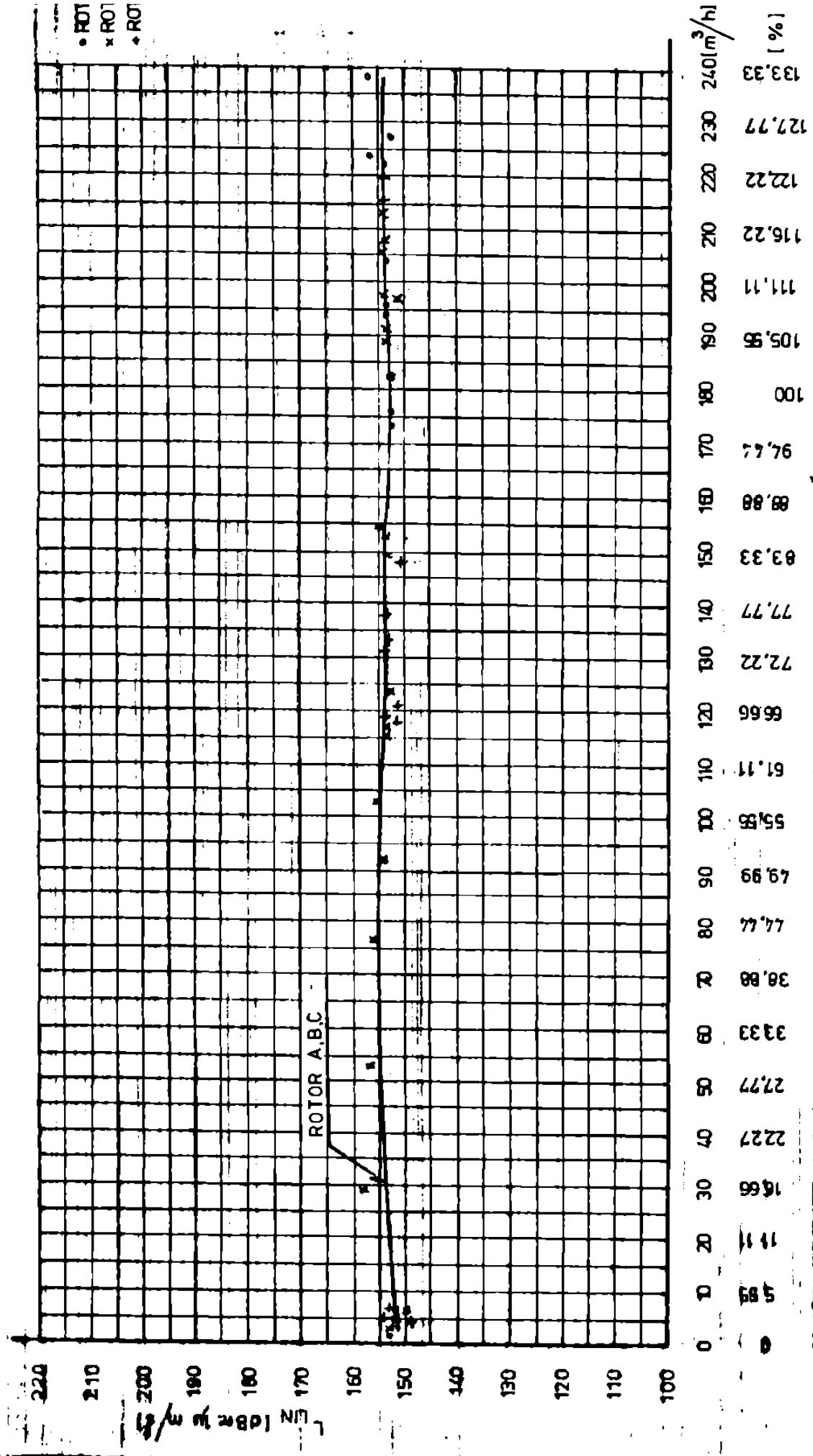


Fig. 53 Variatia L_{LIN}=f(0) masurata pe structura, lagar

- 75 -
- o ROTOR A
 - x ROTOR B
 - + ROTOR C

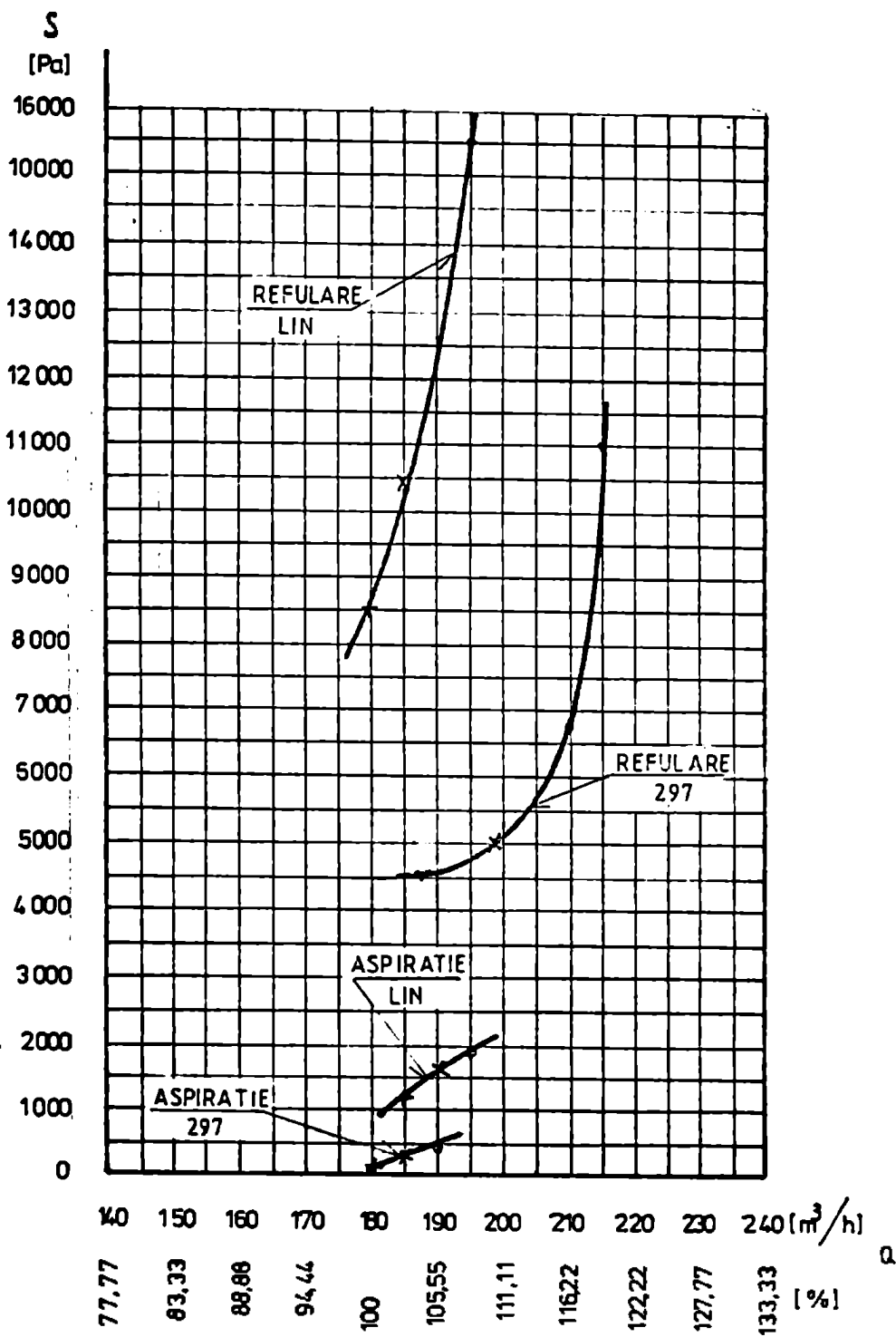


Fig 54 Variatia valorilor minime ale $S_{297} = f(Q)$ si $S_{LIN} = f(Q)$ in fluid, aspiratie si refulare

- ROTOR A
- × ROTOR B
- ♦ ROTOR C

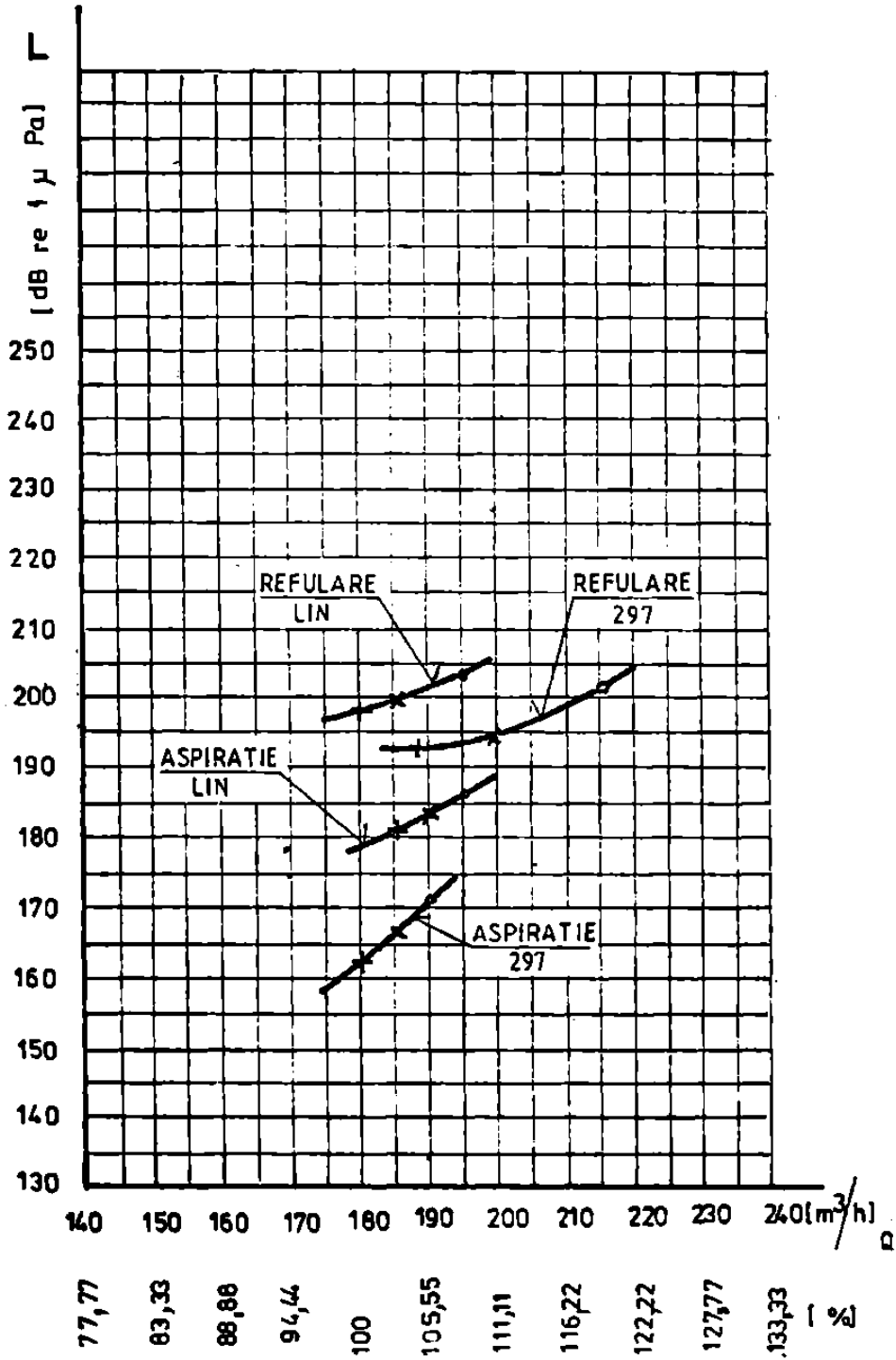


Fig. 57 Variația nivelelor minime ale $L_{297} = f(Q)$ și $L_{LIN} = f(Q)$ în fluid, aspirație și refulare

- fig. 56: Variația cu distanța relativă: $(D_3 - D_2)/D_3$ a nivelelor minime măsurate L_{297} și L_{115} în aspirație de refulare.

11.3. Erori

Pe parcursul experimentelor s-a urmărit, în mod deosebit, eliminarea erorilor, în care scop s-a procedat după cum urmează:

11.3.1. Erorile grosolane au fost eliminate printr-o serie de măsuri, dintre care: utilizarea de instrumente de măsură adecvate - cel mai frecvent, având afișaj numeric -, experiența operatorilor, realizarea unor condiții optime de încercare.

11.3.2. Erorile sistematice au fost eliminate printr-o serie de măsuri, dintre care:

- înaintea fiecărei serii de determinări a fost verificată calibrarea fiecărui instrument de măsură, fie prin compararea indicațiilor cu cele ale unui etalon (manometre, wattmetre etc.), fie prin verificarea calibrării interne electronice, în cazul instrumentelor de măsură vibrație;

- determinările experimentale au fost efectuate într-un interval de timp relativ scurt, astfel încît diferențele de temperatură dintre experimente au fost de ordinul $(1-2)^{\circ}\text{C}$ în jurul valorii de 20°C , ceea ce este nesemnificativ comparat cu intervalul de temperatură recomandat pentru funcționarea normală: $(+12 + +30)^{\circ}\text{C}$;

- în perioada experimentelor, frecvența rețelei electrice a variat în limitele $(49,3 + 49,8)$ Hz. Această variație nu afectează funcționarea normală a instrumentelor, acestea fiind realizate pentru a lucra în domeniul $(45 + 65)$ Hz.

11.3.3. Erorile lente, care au afectat determinările, au fost reduse cît mai mult prin urmărirea stabilizării regimurilor de funcționare ale pompei și, în consecință, a indicației instrumentelor.

Dispersia valorilor măsurate s-a considerat ca fiind cea determinată de precizia fiecărui instrument și anume:

Erori la determinarea parametrilor hidrodinamici

e_H - eroarea globală pentru determinarea înălțimii de pompare (compensătoare înălțimii de refulare) este dată de relația:
eroarea [%] = clasa de precizie a instrumentului \times domeniul de măsurare/100.

Cu aceasta se obține:

$$e_H = 0,96 \%$$

e_Q - eroarea globală pentru determinarea debitului.

Pentru configurația de instrumente utilizate este garantată ca fiind sub 1 %. S-a considerat:

$$e_{\eta} = 1 \%$$

$e_{\eta 1}$ - eroarea globală pentru determinarea puterii absorbite de către motorul electric din rețea. Este garantată pentru configurația de instrumente utilizată ca fiind sub 1 %.

S-a considerat:

$$e_{\eta 1} = 1 \%$$

$e_{\eta \text{ mot}}$ - eroarea globală pentru determinarea randamentului motorului electric de antrenare, confirmată prin buletinul de încercare al acestuia, este sub 2%. S-a considerat:

$$e_{\eta \text{ mot}} = 2 \%$$

$e_{\eta 2}$ - eroarea globală pentru măsurarea turației, este indicată ca fiind

$$e_{\eta 2} = 0,01 \%$$

S-a calculat eroarea de determinare a randamentului pompei cu relația:

$$e_{\eta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2} \quad (145)$$

care conduce la $e = 2,63 \%$, valoare care se încadrează în limitele încercărilor de clasă I.

Erori la determinarea parametrilor de vibrație

- Eroarea intrinsecă prin calculul valorii medii efective a semnalului măsurat - pot. li.2.6.2.1.

În Fig. 57 este notată această eroare prin Δ

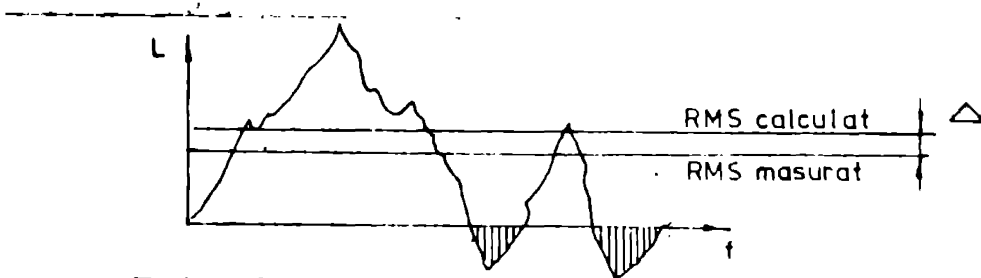


Fig 57 Eroarea determinării RMS

Eroarea este generată de neconsiderarea de către analizorul în clasă reală a semnalelor al căror nivel este situat sub linia de referință. Acestea sînt considerate ca fiind nivelul egal cu cel al liniei de referință - zona hășurată din Fig. 57.

În mod inerent, aceasta conduce la obținerea unor valori determinate prin calcul, mai mari decît cele măsurate ($RMS \text{ calculat} \geq RMS \text{ măsurat}$).

S-a urmărit reducerea la minimum a acestei surse de eroare prin utilizarea aceluiași domeniu de frecvență pentru instrumentele de măsură - înregistrare, cît și pentru cele de redare - analiză, și anume: (0 + 20 K) Hz.

- ROTOR A
- × ROTOR B
- ♦ ROTOR C

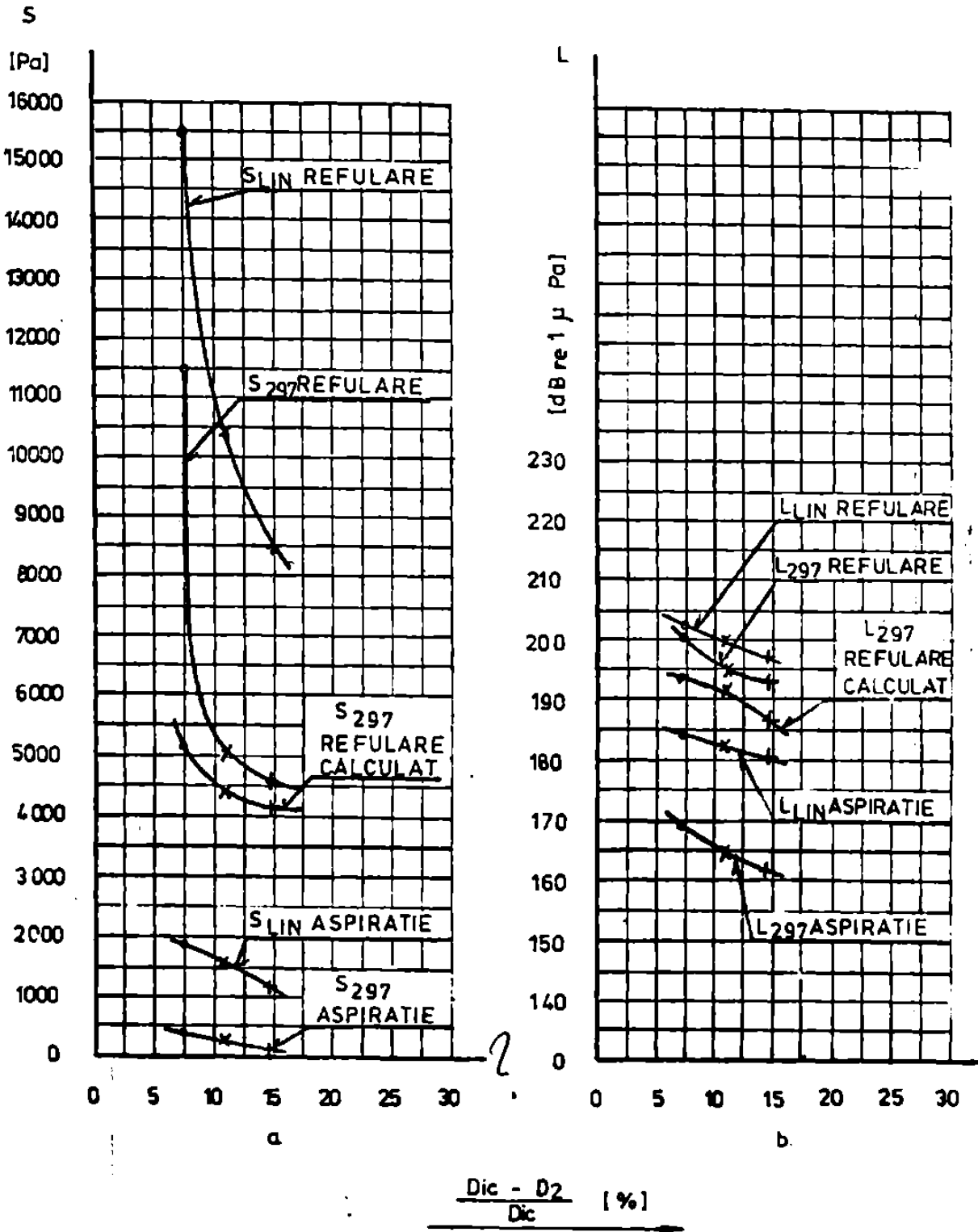


Fig. 16 Valorile minime ale semnalului in functie de distanta relativa dintre iesirea din rotor si intrarea in carcasa spirala masurata in fluid.

a Valorile absolute ale semnalului

Dată fiind varietatea mare a semnalelor, nu a fost posibilă stabilirea unei legături teoretice.

Pentru determinarea ordinalui de măsurare a fost calculată valoarea pentru situația selectată cea mai dezavantajoasă, exemplificată prin spectrograma: IAB-0-500, pentru care:

valoarea medie efectivă (RMS) măsurată:

$$SC = 381,0^{42} \text{ mV, } \text{ careia îi corespunde}$$

$$SD \approx 61,62 \text{ dB re } 0,316 \text{ mV}$$

valoarea medie efectivă (RMS) calculată:

$$SI = 410 \text{ mV, } \text{ careia îi corespunde}$$

$$SB = 62,262 \text{ dB re } 0,316 \text{ mV}$$

iar: $\Delta = SB - SD$ (146)

adică: $\Delta = 0,64 \text{ dB}$

ceea ce confirmă că valoarea medie efectivă calculată este mai mare decât cea măsurată cu ordinal de măsurare

$$\Delta / SB = 1,003 \%$$

S-a considerat că această valoare este nesemnificativă.

- Măsurarea la înregistrarea spectrogramelor de treizeci de stări este indicată ca fiind sub 0,3 dB.

- Măsurarea la înregistrarea spectrogramelor de bandă îngustă este determinată de timpul de măsurare, respectiv, de numărul de spectre care se mediază.

S-a considerat deviația standard [2.1.] , dată de relația:

$$\varepsilon = \frac{4,34}{2\sqrt{BT_A}} \text{ [dB]} \quad (147)$$

S-a ales valoarea $\varepsilon = 0,6$ corespunzătoare unui coeficient de 0,96.

Considerând domeniul minim de analiză, de 500 Hz, se obține $B = 1,25 \text{ Hz}$, ceea ce conduce la valoarea $T_A = 11,01 \text{ sec}$.

Pentru analiză, a fost selectată valoarea $T_A = 14,3 \text{ sec}$. realizată de analizorul în timp real J3403 ceea ce conduce la

$$\varepsilon = 0,54 \text{ dB, valoare care confirmă gradul de confidentă.}$$

Pe baza celor prezentate, s-a considerat ca fiind suficient de singură citire pentru fiecare măsurare măsurată.

Prin aceasta, este confirmat faptul că determinările efectuate se înscriseră în clase laborator.

12. Discuțarea rezultatelor

Analiza valorilor obținute a fost efectuată sub aspectul rezultatelor: teoretice, experimentale, precum și corolat, urmărind

acordanța celor teoretice cu experimental.

In acest sens, sînt prezentate următoarele:

12.1. Rezultatele teoretice

Confirmă faptul că palaturile de presiune de la ieșirea din rotor constituie principala sursă de natură hidrodinamică ale cărei efecte determină comportarea la vibrații, atât a pompei, cât și a celei fluidice în care aceasta este intercalată.

In cazul pompelor centrifuge parametrii spectrali ai vibrației de canal sînt direct dependenți de elementele geometrice și cinematice ale rotorului și carcasei spirale.

Frecvențele armonice sînt dependente direct proporțional de turație și de numărul de palete rotor (eq. 21).

Valerile armonice sînt dependente de elementele cinematice și geometrice ale rotorului și carcasei spirale.

Defectul elementelor rotorului este prezentat prin diferența de presiune Δh creată de fiecare paletă

$$\Delta h = 2\pi \cdot \frac{R_2^2}{z \cdot Sp} \cdot \omega_{2m} \cdot \frac{H_t}{u_2} \cdot \frac{t_2 - \sqrt{t_2} / \sin \beta_2}{t_2} \quad (81)$$

și prin intermediu acestuia nivelurile sînt influențate în principal de următorii parametri:

- a. - Diametrul de ieșire al rotorului: nivelurile cresc odată cu diametrul ϕD_2 , așa cum rezultă și din curbele $I_{1297}(4)$ reprezentate în Fig. 58.
- b. - Numărul de palete rotor: dependența este invers proporțională. Urmărind relația momentului hidraulic al unei pompe centrifuge:

$$M_h = \frac{\rho Q}{2\pi} \cdot z_r \cdot \Gamma_p \quad (148)$$

în care: ρ = densitatea, Γ_p = circulația paletei, celelalte simboluri avînd semnificația anterioară, se constată că odată cu creșterea numărului de palete rotor, momentul hidraulic al unei palete

$$M_{hp} = \frac{\rho Q}{2\pi} \Gamma_p \quad (149)$$

scade în mod direct proporțional. Aceasta înseamnă un aport energetic al fiecărui canal, mai redus și care este caracterizat prin diminuarea corespunzătoare a diferenței de presiune dintre cele două fețe ale paletei rotor.

- c. - Valerile de debit la care lucrează pompa acționează prin intermediul termenului ω_{2m} . Urmărind expresia

$$\omega_{2m} = \frac{n}{z_r \cdot \delta_2 \cdot t_2} \quad (150)$$

se constată dependența liniară, accepta determinând creșterea nivelului vibrației de canal odată cu debitul.

d.- Înălțimea de pompare determină nivelul vibrației de canal prin intermediul termenului K_1 , dat de relația (84). Modificarea nivelului vibrației de canal odată cu modificarea punctului hidrostatic de funcționare al pompei este determinată de debitul și înălțimea din punctul respectiv. În funcție de punctul curbei $H(Q)$ - Fig. 28 - se poate stabili mărimea curbei de variație a vibrației de canal $I_{v297}(Q)$ și anume: pentru curba $H(Q)$ având pantă mică, panta curbei $I_{v297}(Q)$ este mai accentuată și invers - Fig. 38.

e. - Elementele carcasi spirale sînt prezentate prin intermediul coeficientului de trecere prin carcasa spirală a_k definit de relația (44). În situația existenței unui paleaj static, prin creșterea numărului de palete s_p scade valoarea lui a_k ; acest efect rezultă din analiza relației (44). În situația carcaselor spirale simple (cu o limbă) valoarea coeficientului a_k este egală cu unitatea.

12.2. Rezultatele experimentale

Analiza rezultatelor experimentale ale vibrației de canal conduce la următoarele concluzii:

a. - Intensitatea vibrației de canal este maximă în secțiunea de refulare.

Severul corespunzător frecvenței fundamentale este net delimitat în spectrul de vibrație, așa cum rezultă din spectrogramă prezentată în Fig. 40b. Aceasta indică faptul că efectele hidrodinamice pot fi urmărite cel mai corect prin măsurători în fluid în secțiunea de refulare.

b. - Pentru unii și același punct de funcționare prin modificarea poziției geometrice de măsurare (secțiunea de aspirație, pe carcasă, pe lagăr), nivelul componentei fundamentale a acusticiei se reduce în aceeași ordine - Fig. 40 a, b, c, d. Reducerea nivelului este determinată de atenșările existente pe traseul de propagare al acestei perturbări de la sursă pînă la punctul de măsurare. Utilizînd relația de definiție [1.8.]

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (151)$$

in care:

- α = coeficientul de absorbtie in material ;
- β = coeficientul de reflexie la suprafata de incidenta
- τ = coeficientul de transmisie prin material,

in situatia experimentelor efectuate, se arata ca o perturbare care are loc in fluidul din pompa sufera o serie de reflexii multiple datorate atat configuratiei in spatiu a peretilor canalului rotorice si a canalului carcusei spirale, cit si formei carece a frontului de unda. Prin natura configuratiei canalului carcusei spirale, acesta constituie pentru perturbarea de la iesirea din rotor, un ghid de unda orientat spre sectiunea de refluxare. Absorbtiile in apa si in structura metalica este mica, coeficientul α avind valori de ordinul 0,05 pentru domeniul de frecvente cuprins intre (160-2400) Hz, conform [1.65]. Coeficientul de transmisie prin metal are valoare mare (de ordinul 0,7-0,8), dar propagarea undei spre lagar este impiedicata prin natura constructiei pompei care contine suprafete succesive de sectiunare a continuitatii materialului. Acestea se constituie in tot atitea suprafete de perturbare a propagarii frontului de unda. Cele prezentate explică reducerea nivelului edată cu îndepărtarea de la sursă.

c. - Variația nivelului L_{LH} cu debitul determinată experimental in secțiunile de aspirație - Fig. 49, refluxare - Fig. 51, pe carcasa spirală - Fig. 52 și pe lagăr Fig. 53, indică următoarele:

c.1. Diferența dintre nivelurile corespunzătoare celor trei diametre de rotor

$\Delta_2 = L_{LH\#306} - L_{LH\#202}$ [dB re 1 μ UNIT]
 crește dinapre aspirație spre refluxare, unde este maximă, apoi descrește spre carcasă, pentru ca pe lagăr aceasta să fie nulă. Valorile identificate pentru debitul de proiectare sînt prezentate in tabelul 2.

Tabelul 2

Punctul geometric	A	B	C	L
Diferența Δ_2	3	8	2,8	0

Diferența constatată se menține aproximativ constantă cu debitul in intervalul de ± 1 dB.

Fenomenul este explicabil prin disipările succesive prezentate la punctul anterior, concomitent cu mascarea semnalului generat de vibrația de canal în semnalele de natură mecanică ale lagărului.

c.2. Nivelurile de vibrație L_{LIM} [dB re 1 μ UNIT] constatate pentru diametrul $\varnothing D_2 = 306$ mm în punctul de debit de proiectare, sînt diferite corespunzător celor patru puncte geometrice de măsură - tabelul 3.

Tabelul 3

Punctul geometric	A	B	C	D
Nivelul pentru Q nominal $L_{LIM} \varnothing 306$ [dB re 1 μ UNIT]	103	203	154	152

Constatarea este justificată prin considerarea următoarelor:

- pe turbulența maximă a fluidului și, deci sursele hidrodinamice de vibrație, sînt manifeste la ieșirea din rotor și transmise, în principal, secțiunii de refulare;
- în secțiunea de refulare este transmis de fluid datorită contactului său cu structura metalică cu care vine în contact, efectul vibrației de natură mecanică provenind dinspre lagăr, postament, conducte.

d. - Urmărind modificarea nivelelor vibrației de canal odată cu debitul Q_{297} , se constată existența unor minime situate în jurul punctului de randament optim - Fig.45. Astfel, se confirmă și prin măsurători de vibrație faptul că în jurul punctului de proiectare (și, implicit, de randament optim) mișcările fluidului prin canalele hidraulice este însoțită de perturbări (fenomenele secundare care însoțesc curgerea fiind minime). Pe măsură ce debitul variază, cresc și valorile vibrației de canal. Pentru debite cuprinse între (75+125) % Q nominal creșterea este nesemnificativă. Pe măsură ce debitul scade, valorile cresc, iar pentru debite scaze acestea se dublează față de Q nominal. Creșterea nivelului este datorată mișcărilor secundare care însoțesc curgerea la debite parțiale.

Se arată că la această dată, literatura de specialitate în care s-a avut acces nu conține știința teoretică pentru descrierea curgerii și a fenomenelor care se dezvoltă în rotorul de pompă centrifugă pentru debit zero și în vecinătatea acestuia.

În această zonă, este menționată existența unor instabilități și perturbări importante. Se menționează că acesta este unul dintre faptele care limitează funcționarea pompei pentru valori de debit $Q \geq Q_{\min}$.

- e. - Modificarea diametrului, concomitent cu menținerea celorlalți parametri geometrici, conduce la reducerea nivelului vibrației de canal. Efectul este explicat prin realizarea unui spațiu de omogenizare a curgerii și disipare a energiei pulsurilor de presiune la ieșirea din rotor, concomitent cu reducerea diferenței de presiune Δh pe palotă în raportul

$$\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} = \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^2 \quad (152)$$

care rezultă din analiza relației (81).

În continuare, a fost considerat raportul

$$R = \frac{D_{1c} - D_2}{D_{1c}} \quad [16] \quad (153)$$

În care: D_{1c} = diametrul de intrare în carcasa spirală. Așa cum rezultă din Fig. 56, reducerea nivelului de vibrație este pronunțată pentru valori $R < 0,18$, în timp ce pentru valori $R \geq 0,18$ nivelurile se mențin în palier. Aceasta conduce la concluzia că valoarea optimă a raportului este $R = (18 - 20) \%$.

- f. - Urzărind debitele la care se situează valorile minime ale vibrației corespunzătoare fiecărui diametru - Fig. 54 - se constată că pe măsură ce diametrul rotorului crește, crește și debitul la care este situată valoarea minimă a vibrației de canal. Ex.:

- pentru $\phi D_2 = 282$ corespunde $Q = Q_{\text{nominal}}$
- pentru $\phi D_2 = 294$ corespunde $Q = 1,1 \cdot Q_{\text{nominal}}$
- pentru $\phi D_2 = 306$ corespunde $Q = 1,2 \cdot Q_{\text{nominal}}$.

Acest rezultat este în concordanță cu cele prezentate anterior.

12.3. Analiza comparativă a valorilor teoretice și a celor experimentale

Prin analiza comparativă valorilor calculate și a celor măsurate, se desprind următoarele:

- a. - Există o zonă cuprinsă între $(0,8-1,25) Q$ nominal în care valorile calculate se apropie cel mai mult de valorile măsurate - Fig. 58 și Fig. 59.
Cea mai bună concordanță este realizată de către ipoteza de calcul prin care a fost considerat semnalul cu variație liniară. Aceasta este explicabilă prin faptul că forma teoretică a distribuției de presiune la ieșirea din canalul rotitor este cea mai apropiată de formele obținute experimental de către diferiți autori. Se arată că studiul experimental al acestei distribuții este realizat pentru domeniile de funcționare ale pompei, nu și pentru debit zero.
- b. - Au fost determinate valorile diferenței: [semnal măsurat - semnal calculat ($L_{297} - L_{T297}$)] și reprezentate în funcție de debit - Fig. 60. De aici rezultă că pentru domeniul de debit menționat la pct. 12.2.c. și anume $(0,75 - 1,25) Q$ nominal, diferența se menține constantă în jurul valorii de 5 dB re $1 \mu Pa$, ceea ce indică bună concordanță în acest domeniu între valorile calculate și cele măsurate.
- c. - Concordanța cea mai bună între valorile calculate și cele măsurate este realizată pentru rotorul având diametrul $\varnothing D_2 = 282$.

Astfel, urmărind debitul pentru care curbale din Fig. 60 prezintă valorile minime, se constată că, odată cu creșterea diametrului $\varnothing D_2$, respectivele valori se modifică.

Astfel, rotorului:

$\varnothing D_2 = 306$ îi corespunde $1,22 Q$ nominal

$\varnothing D_2 = 294$ îi corespunde $1,08 Q$ nominal

$\varnothing D_2 = 282$ îi corespunde $1,14 Q$ nominal.

Valorile minime ale diferenței mai sus menționate reprezentate în Fig. 61 indică:

7,1 dB re $1 \mu Pa$ pentru $\varnothing D_2 = 306$

1,7 dB re $1 \mu Pa$ pentru $\varnothing D_2 = 294$

6,9 dB re $1 \mu Pa$ pentru $\varnothing D_2 = 282$

Acoste rezultate conduc la concluzia că dintre ipotezile considerate, cea a sursalului cu variație liniară este cea mai aproape de situația reală pentru rotorul § 294.

Rezultatele experimentale confirmă valorile obținute teoretic pe baza modelului matematic considerat, într-un domeniu de debite relativ extins (pct. 12.2.c.) și pentru care valorile randamentului pompei sînt surprinse între 66% și 72%. În acest domeniu de randamente este de regulă recomandată să funcționeze pompa care a fost testată (DN 125-100-XI5).

Umărind rezultatele teoretice în paralel cu cele experimentale, se constată că pentru debite marginale spre $Q=0$, diferențele cresc în favoarea datelor experimentale. Faptul este explicabil, deoarece modelul matematic consideră pulsul de presiune la ieșirea din canalul rotor ca fiind ferm regulat și unic determinat. Nu sînt conținute în ecuația de definiție a acestuia perturbările surgerii generate de mișcările secundare propre debitelor parțiale.

Este cunoscut faptul că originea perturbărilor acustice de natură hidrodinamică e constituită distribuția de viteze, respectiv de presiuni, la un moment dat în zona considerată.

Așa cum s-a arătat, analiza bibliografică a condus la concluzia că, deocîndată, nu sînt stabilite relațiile matematice ale distribuției de presiuni la ieșirea din canalul rotoric, pentru diferite debite.

12.4. Aspecte critice ale modelului teoretic

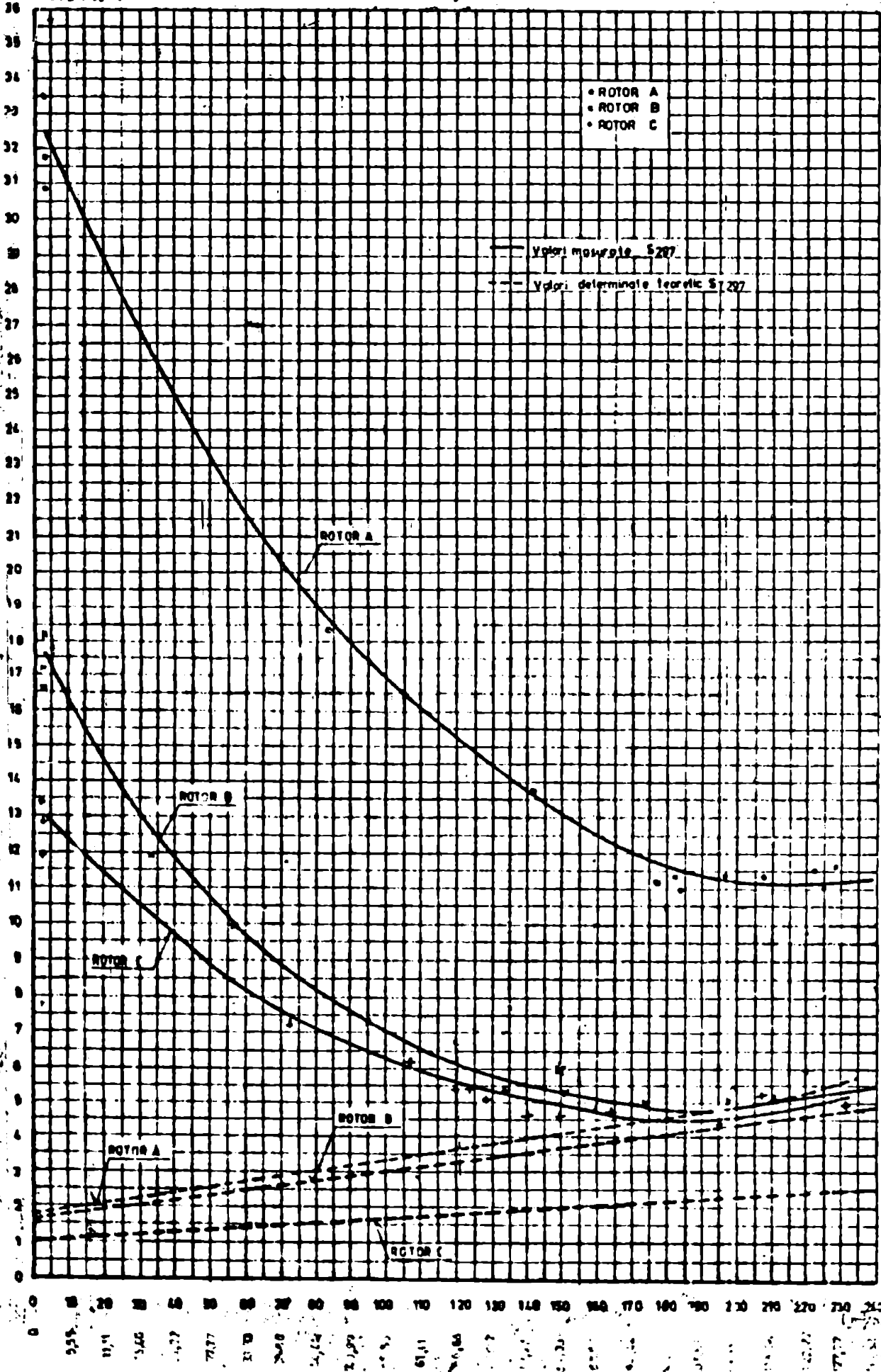
Așa cum a fost prezentat în secțiunea I și în partea introductivă a secțiunii II din lucrare, în prezent nu sînt stabilite relații matematice pentru descrierea formei sursalului de presiune la ieșirea din canalul rotoric și care să conțină toți parametrii care intervin (geometrie, punct de funcționare, rugozitate ș.a.).

Diferiți autori identifică forme ale acestuia particularizat pentru o anumită geometrie sau punct hidrolic de funcționare.

H. Petermann [2.53.] analizează efectul schimbării direcției surgerii într-un canal rotor radial cu cel al mișcării într-un cot - Fig. 62.

(Pa · 10³)

Fig 52 Variatia S₂₉₇ = f(θ) în fluid, referință = S₂₉₇ = 110



LT297

LT297

Valori masurate : L297

Valori determinate teoretic LT297

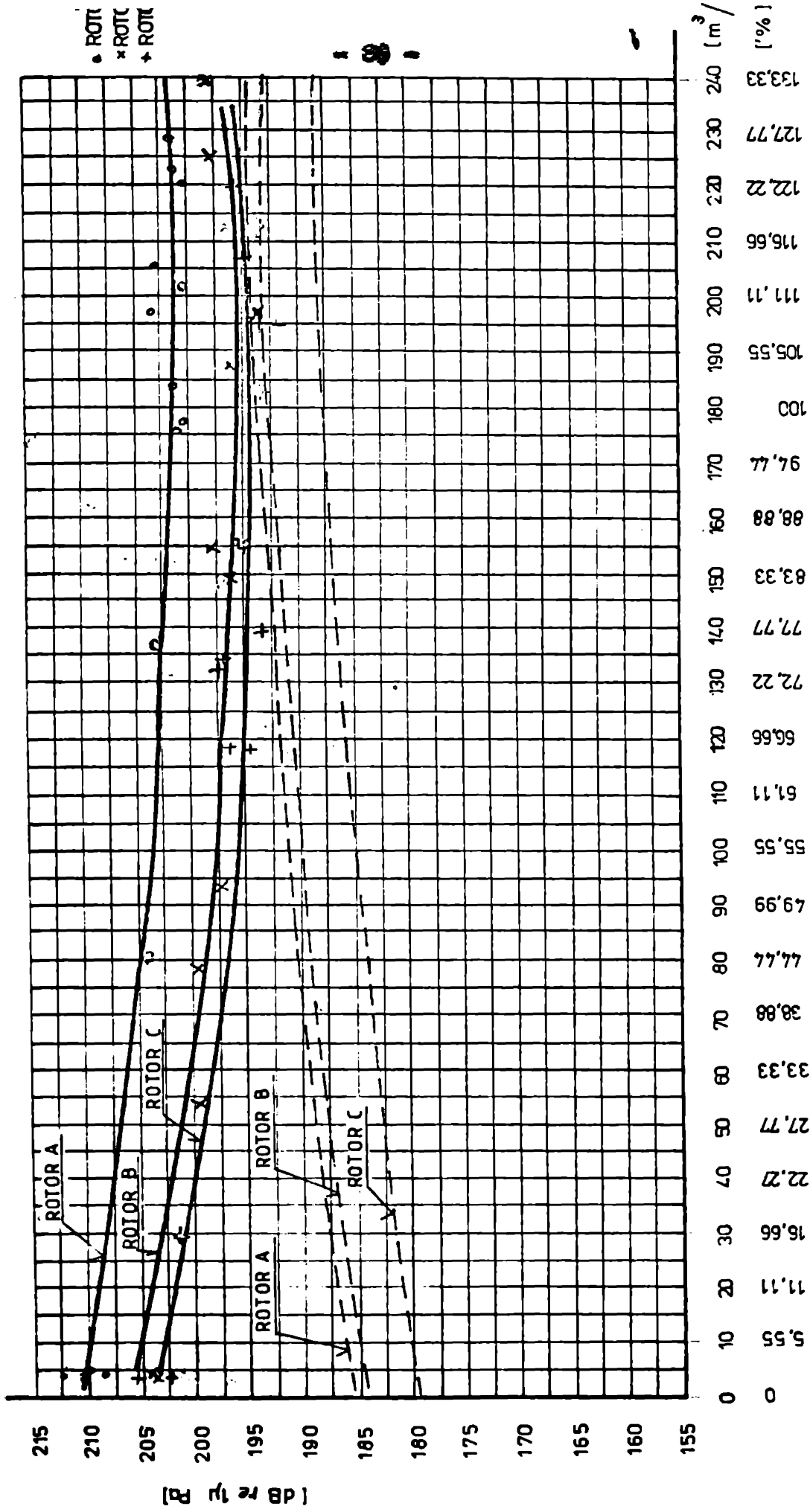


Fig. 59 Variatia L297 = f(Q) și LT297 = f(Q) in fluid, refulare

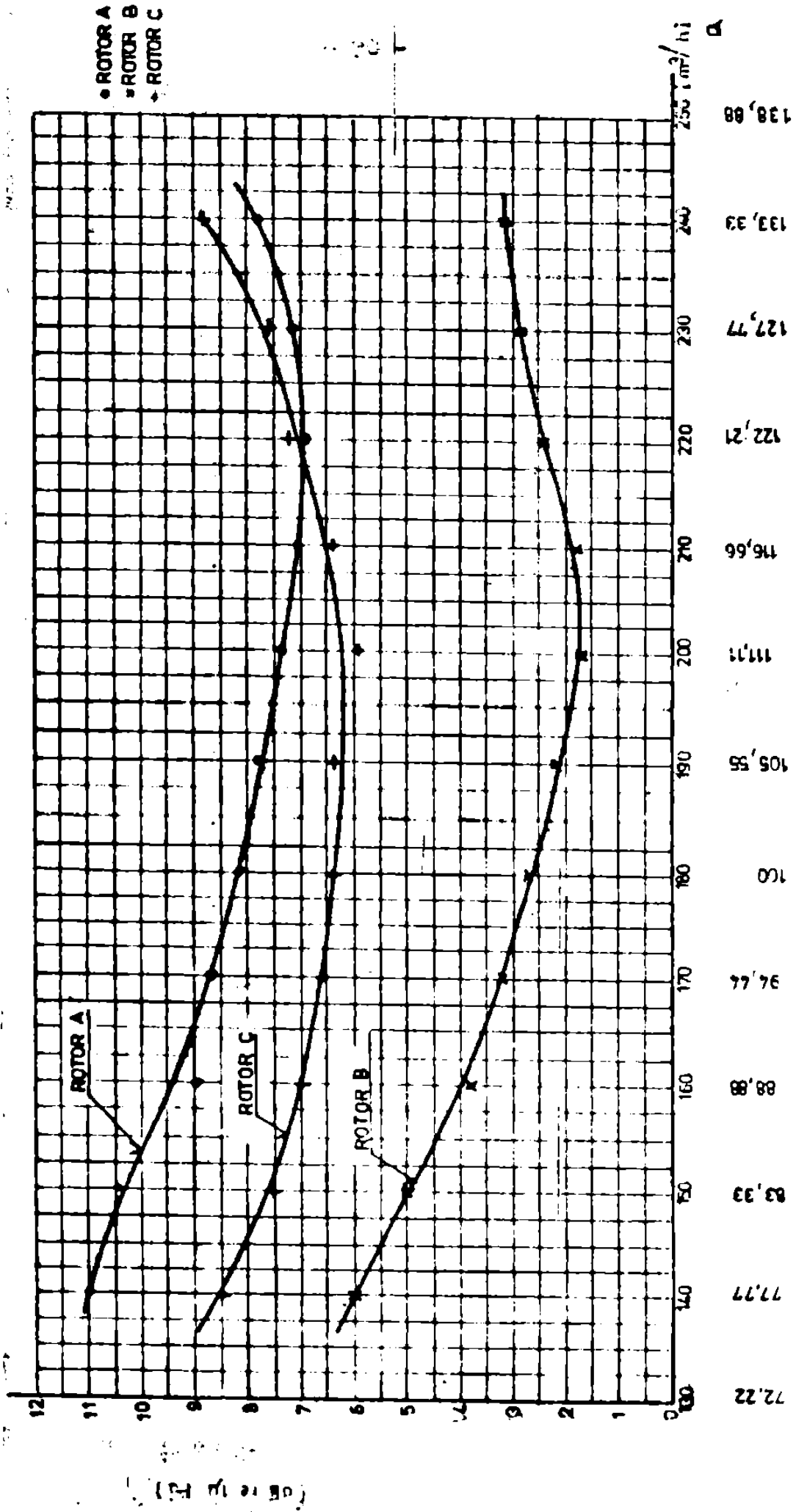


Fig 60 Variatic (L237 - L237) / (L237) vs fluid, retulure

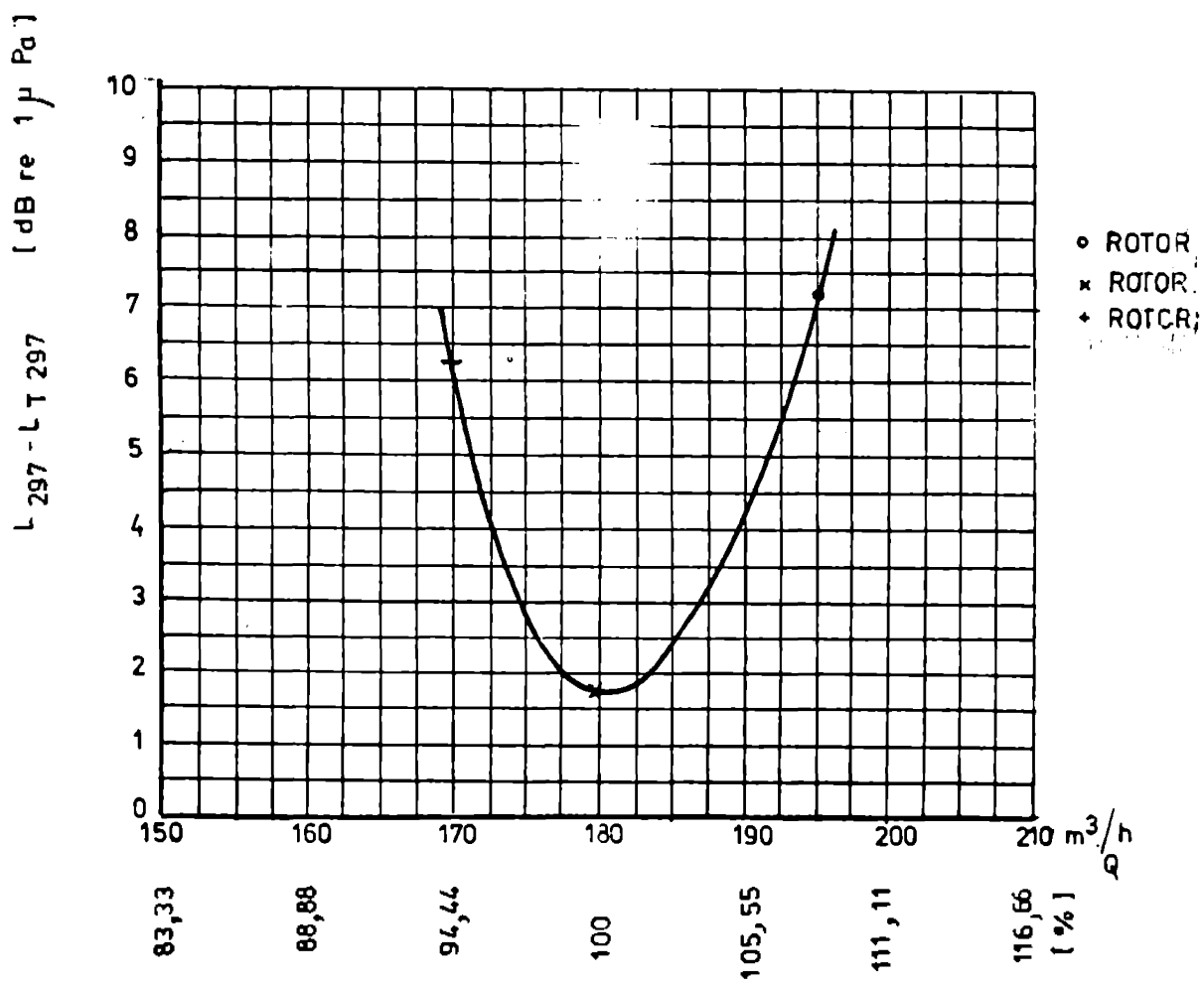
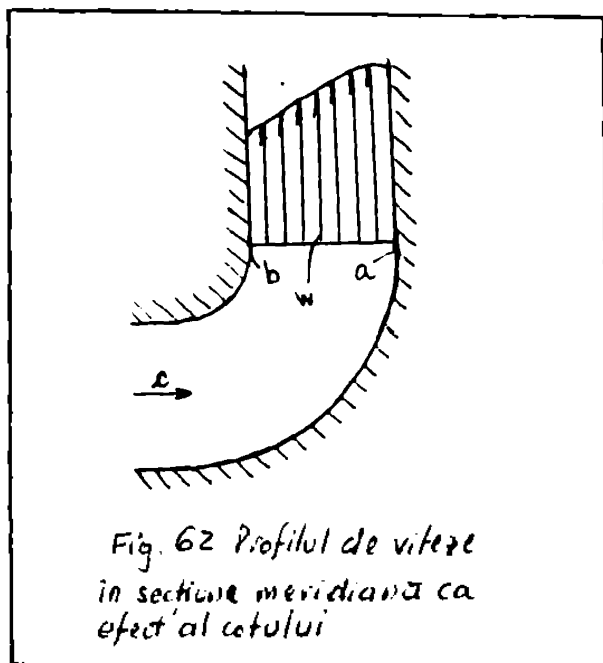
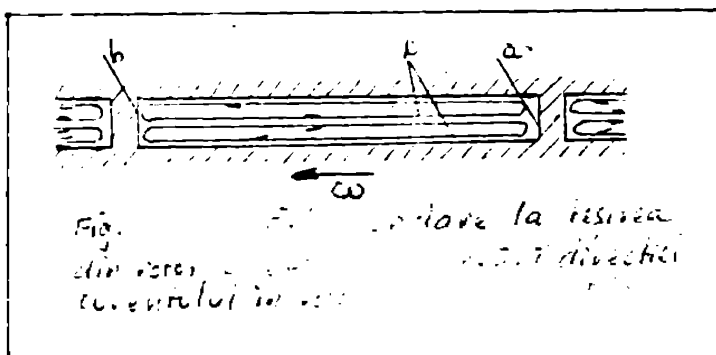


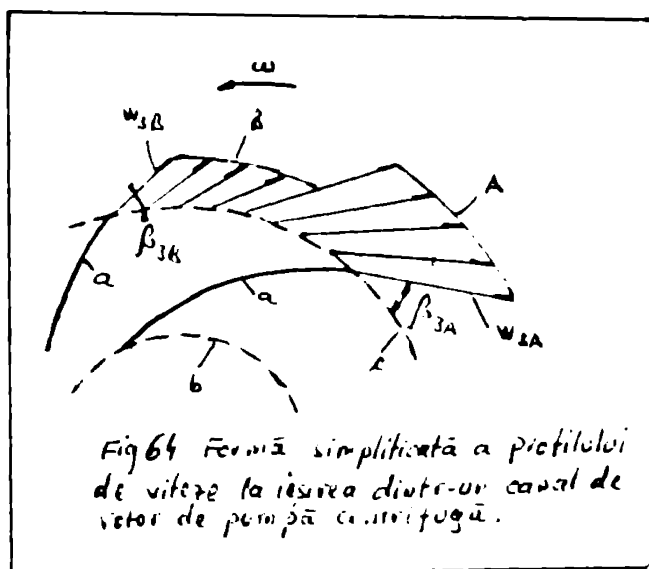
Fig6/Variatia minimelor $(L_{297} - L_{T297}) = f(Q)$
 în fluid refulare



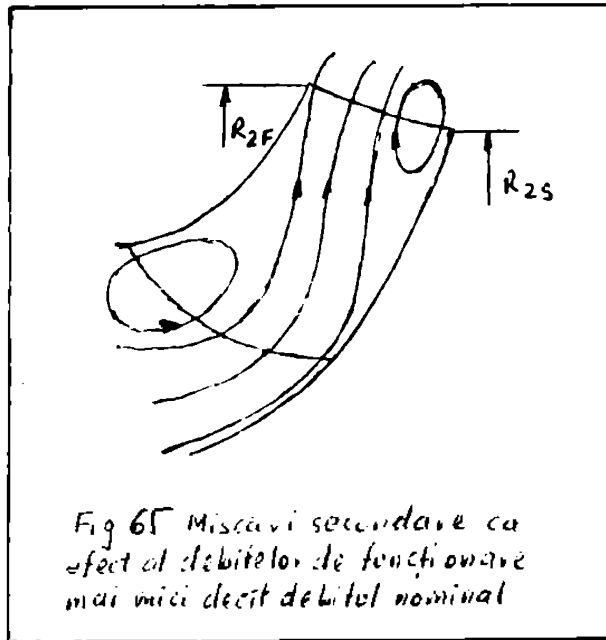
Prin urmare raționamentul, identifică la ieșirea din rotor în
lungul secțiunii circulare mișcările secundare prezentate în Fig. 63.



Luând în considerare efectul mișcării secundare din canal,
constituie un model de calcul pentru distribuția de viteze în punctul
nominal, prezentat în Fig. 64.

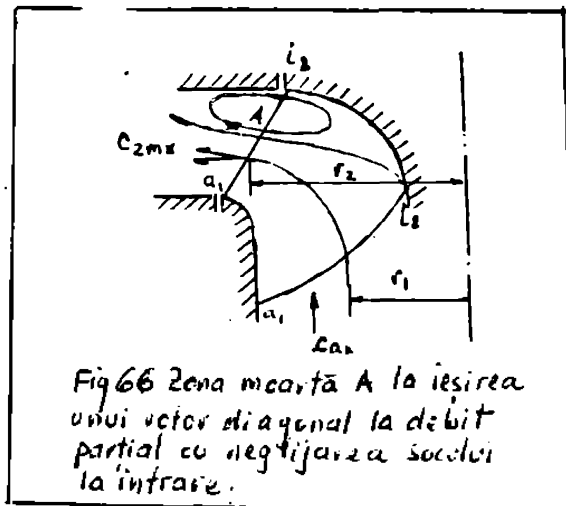


F. Gynil [1.84] indică pentru debite parțiale modificări ale curgerii prin rotor de forma prezentată în Fig. 65.



C. Wislicor [1.30], tratând curgera la debite parțiale prin rotorii pompelor centrifuge și diagonale, determină modificări în distribuția de viteze la ieșirea din canal.

Urmasrind secțiunea meridiană, în Fig. 66 este prezentată curgera, neglijând șocul la intrare.



În Fig. 67 este prezentată modificarea curgerii prin considerarea șocului la intrare.

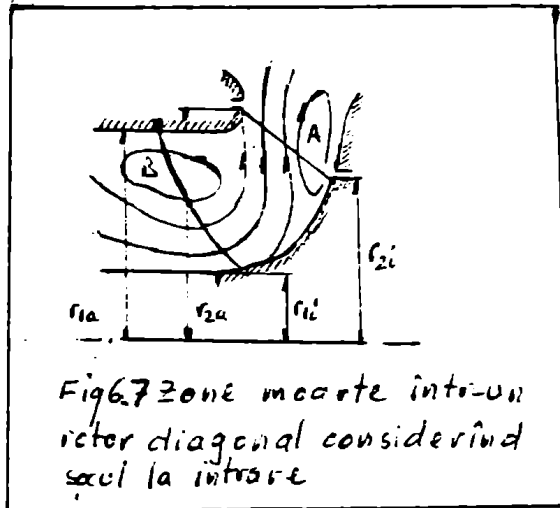


Fig. 6.7 Zone moarte într-un rotor diagonal considerând scul la intrare

Pentru configurația în plan normal pe ax, același autor e prezintă ca având configurația din Fig. 68.

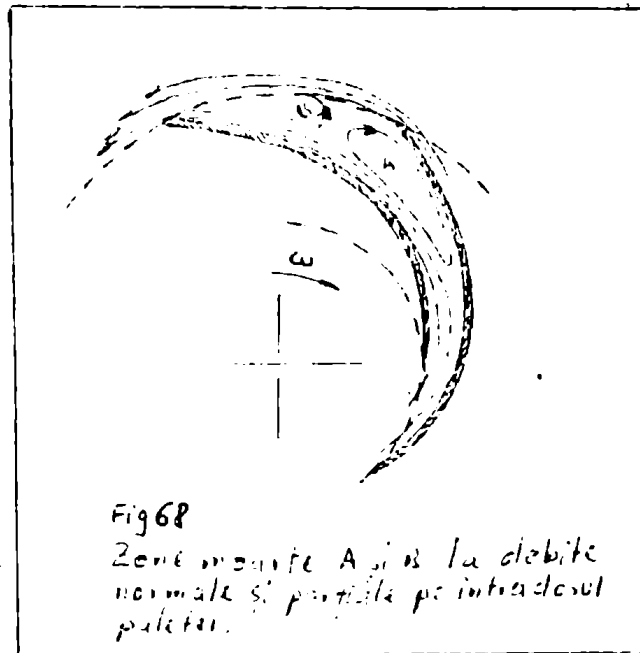


Fig. 68
Zone moarte A și B la debite normale și parțial pe intradusul paletei.

Toate acestea prezintă aspecte specifice funcționării pompelor centrifuge și conțin efecte diferite.

Se arată că formele șanțului la ieșirea din rotor, tratate în lucrare, se constituie în ipoteză de calcul. Nici una dintre acestea nu redă fidel fenomenul curgerii, dar forma de șanț cu variație liniară se apropie cel mai mult de realitate, conducând la diferențe minime față de experiment, în zona usuală de lucru a pompei.

12.5. Aspecte critice ale modelului experimental

Analiza critică a experimentelor efectuate indică faptul că rezultatele obținute pentru vibrația de canal conțin și valori ale altor surse hidrodinamice de vibrație existente în canalul rotoric (vortajuri, desprinderi), precum și ale efectului direct generat de palet

Se consideră semnalul util dat de relația (137):

$$S_{297} = (S + Z)_{297} - Z_{297}$$

În condiția realizării experimentelor, prin umplerea cameralor rotorice cu masă de amputare, termenul Z_{297} conține numai influența surzilor de șocnet exterioare cameralor rotorice.

Rezultă că termenul S_{297} conține atât semnalul urmărit generat de pulsul de presiune la ieșirea din rotor, cât și efectele curgerii prin camerele rotorice care generează componente la frecvența de 297 Hz.

Se arată că, deocamdată, nu este posibilă realizarea unei metode experimentale de separare netă a acestor efecte.

Umăririi influența mișcărilor secundare asupra semnalului urmărit, se constată că efectul acestora este mic. Apa cum a fost prezentat în secțiunea I din lucrare, literatura de specialitate se referă la aspecte mai stice ale curgerii pe suprafețe în repaus. Rezultatele acestor determinări experimentale [1.11.] prezintă valori de ordinul a (1,2÷1,5) dB re 1 μ Pa.

Compararea acestora cu valorile obținute pentru punctul nominal al pompei, indică următoarele valori:

pentru $\phi D_2 = 306$	$e_2 = 0,83 \%$
pentru $\phi D_2 = 294$	$e_2 = 0,98 \%$
pentru $\phi D_2 = 282$	$e_2 = 0,0092 \%$

Ordinal de mărime fiind mic, efectul mișcărilor secundare asupra valorilor experimentale obținute este neglijabil.

11. Concluzii privind rezultatele și contribuția autorului

Lipsa de control și imposibilitatea de a influența comportarea unei pompe din punctul de vedere al efectului sollicitărilor suplimentare generate de vibrație, poate provoca neajunsuri dintre cele mai variate, dintre care:

- disconfortul acustic al utilizatorilor și al personalului de supraveghere, iar în unele cazuri putând apare perturbări ireversibile ale simțurilor;
- instabilități în funcționarea sistemului pompă-conducte;
- sollicitări suplimentare variabile în timp ale sistemelor de conducte sau ale structurii pompei, care pot genera avarii uneori extinse.

Astfel, impunându-se cunoașterea și caracterizarea surselor de vibrație din pompă și a parametrilor acestora, vibrația de canal este identificată ca fiind sursa de vibrație de natură hidrodinamică cu ponderea maximă în spectrul vibrației generate de pompă.

Investigarea bibliografică în specific indică faptul că cercetătorii din diferite țări nu au publicat nimic despre sursele de natură hidrodinamică ale funcționării unei pompe și, implicit, nici despre vibrația de canal. Există numai unele referiri sumare [1.65] despre această sursă de vibrație la ventilatoare.

În țară, preocupările și activitatea de identificare a vibrației pompelor sînt în curs de dezvoltare și au debutat în cadrul Laboratorului Măsurători Hidraulice al Întreprinderii de Pompe București, în perioada 1981-1982, prin localizarea surselor de natură mecanică. Pînă la această dată nu există alte preocupări teoretice, nici experimentale, pentru identificarea și caracterizarea surselor de vibrație hidrodinamică la pompe.

Lucrarea face parte din preocupările autorului privind depistarea și caracterizarea surselor de vibrație al funcționării pompelor.

Se arată că, prin prezenta teză de doctorat, se abordează, în mod științific, problema vibrației mașinilor hidraulice produse în țară și se creează premisele dezvoltării ulterioare.

Lucrarea se constituie într-un prim pas spre abordarea teoretică a fenomenelor acustice care se dezvoltă în funcționarea mașinilor hidraulice.

13.1. Durata teoretică

Contribuția originală și de importanță deosebită a autorului constă în:

- 13.1.1. Identificarea posibilității determinării prin calcul a vibrației generate de o sursă de natură hidrodinamică în funcționarea pompelor centrifuge - vibrația de canal.
- 13.1.2. Stabilirea unui model matematic pentru calculul vibrației de canal la pompe centrifuge.
- 13.1.3. Stabilirea necesității cunoașterii comportării dinamice și a caracterizării acestora pe parcursul funcționării pompelor.
- 13.1.4. Constituirea elementelor necesare dezvoltării unui nou domeniu de activitate în țară - acustica pompelor

13.2. Partea experimentală

- 13.2.1. Studiarea, proiectarea și realizarea Laboratorului de Măsurători Hidraulice al Întreprinderii de Pompe din București.**
- 13.2.2. Identificarea modului experimental de separare a semnalului din agometul de fond pentru măsurarea vibrației de canal la pompele centrifuge.**
- 13.2.3. Dezvoltarea posibilităților de lucru ale instrumentelor de analiză a semnalelor prin adaptarea la condițiile impuse de experimente.**

Având în vedere faptul că selectarea și ofertarea pompelor se face pentru sonale de randament optia, metoda de calcul, care face obiectul prezentei lucrări, își găsește aplicația în diverse etape ale realizării pompelor și instalațiilor de pompare, cum sînt:

- cercetarea fenomenelor hidrodinamice ale curgerii prin mașină;
- proiectarea pompelor, situație în care se impune dimensionarea corespunzătoare a structurii la sollicitări variabile de timp;
- proiectarea sistemului de contacte, care va trebui să asigure rezistența mecanică necesară la sollicitările dinamice;
- stabilirea condițiilor intime ale proceselor tehnologice alimentate de pompe, sub efectul pulsurilor de presiune generate;
- dimensionarea structurilor de rezistență și a ancorărilor plăcilor de bază și, respectiv, ale conductelor sub sarcini variabile;
- stabilirea criteriilor de interpretare a rezultatelor analizei de semnal și prin aceasta confirmarea unor elemente de diagnosticare a funcționării pompei.

În scopul caracterizării depline a comportării pompelor, se apreciază faptul că în continuare principalele direcții ale activității în acest domeniu vor trebui să se refere la:

- a. - Completarea cercetării curgerii prin identificarea acesteia pe cale teoretică (și conformarea experimentală),

considerând efectul perturbărilor care pot interveni pe trasa, în specificul fiecărui tip de pompă și pentru fiecare punct de funcționare.

- b. - Se arată că sînt situații în care pompele funcționează în afara zonei recomandate, datorită condițiilor proprii ale instalațiilor, și uneori înspre debite mici. Instalațiile proprii curgerii, de cele mai multe ori generează deteriorări ale echipamentului.
- c. - Dezvoltarea acusticii mașinilor hidraulice, pentru care cu referire la pompe, se impune:
 - identificarea surselor de vibrație hidrodinamică,
 - stabilirea relațiilor de calcul teoretic pentru parametrii acestora,
 - confirmarea experimentală a valabilității metodelor teoretice.
- d. - Stabilirea unor metode acustice expeditiv de diagnosticare a funcționării mașinilor hidraulice.
- e. - Constituirea criteriilor acustice de mentenanță a funcționării pompelor.

Cele prezentate conduc la concluzia că se impune considerarea acestui nou domeniu de activitate - acustica mașinilor hidraulice - prin: stabilirea cadrului de dezvoltare, fundamentarea teoretică și confirmarea experimentală, elaborarea metodologiilor de calcul necesare proiectanților de produs și de instalație.

Se apreciază că acustica mașinilor hidraulice va putea ajuta, în mod direct, la soluționarea multor probleme pe care le ridică exploatarea celor circa un milion de pompe existente în diferite instalații în țară, cit și execuția în ritm de circa 50.000 pompe noi/an, respectiv, proiectarea pompelor cu destinație specială.

BIBLIOGRAFIE

1. Carte

- 1.1. I. Anton: Turbine, Ed. Academiei (1979)
- 1.2. I. Anton: Cavitația vol. I, Ed. Academiei (1983)
- 1.3. I. Anton: Cavitația vol. II, Ed. Academiei (1985)
- 1.4. A. Bărgălean, I. Anton, I. Preda: Inerșările mașinilor hidraulice, Ed. Tehnică (1959)
- 1.5. M. Bădoi, P. Deciu, D. Veiculescu: Elemente de vibrații mecanice, Ed. Tehnică (1973)
- 1.6. Gh. Bilag: Mecanica-vibrații mecanice, Ed. Didactică și pedagogică (1968)
- 1.7. Gh. Buzdugan: Dinamica fundațiilor de mașini, Ed. Academiei (1968)
- 1.8. C. Păpășanu: Acustica în construcții, Ed. Academiei (1968)
- 1.9. V. I. Vlad: Introducere în holografie, Ed. Academiei (1973)
- 1.10. K. Erf: Nondestructiv holografic control, Ed. Academic Press N.Y. (1974)
- 1.11. S. L. Dixon: Fluid mecano, Ed. Pergamon Press (1975)
- 1.12. H. Schlichting: Grenzschicht Theorie, Ed. Mc Graw Hill (1968)
- 1.13. H. Lamb: Hydrodynamics VI ed. Cambridge University Press (1975)
- 1.14. A. Arjenciov: Aerodinamica, Ed. Tehnică (1952)
- 1.15. British Pump Manufact. Assoc.: Technology design and development symposium - proceedings, Trade & Technical Press Ltd. Anglia (1968)
- 1.16. A. Fuchslecher, D. Schulz: Die Pumpen Pergamon Press (1967)
- 1.17. J. Raabe: Hydraulische maschinen und anlagen Düsseldorf (1970) partes 1, 2, 3, 4.
- 1.18. S. Kovats, V. Dacur: Pumpen Verdichter und Compressoren Karlsruhe (1968)
- 1.19. H. Sedille: Les turbomachines hydrauliques et techniques Vol. I: Mechaniques des fluides incompressibles Paris (1967)
- 1.20. H. Sedille: Les turbomachines hydrauliques et techniques Vol. II: Pompes centrifuges et axiaux turbines hydrauliques Paris (1967)
- 1.21. H. Addison: Centrifugal and rotodynamic pumps, Vienna (1958)
- 1.22. B. Schulz, L. Pasol: Wasserstrahl Pumpen, Vienna (1958)
- 1.23. Acad. KFU: Proceedings of the IIIrd conf. fluid mechanics and hydraulic machines, Budapest (1969)

- 1.24. H.Dixon: Fluid mechanics and turbomachines thermodynamics Mc Graw Hill (1966)
- 1.25. R.Ducros: Pompes hydrauliques et appareils elevatoires Lemaod-Paris (1967)
- 1.26. EFRA: Jet pumps - Proceedings of symposium, Londra nov. (1972)
- 1.27. H.Schenck: Engineer experimental theory Mc Graw Hill (1968)
- 1.28. A.Chindon, H.Gansa: Pompe centrifugale, Ed. tehnică (1964)
- 1.29. H.D.Aisenstein: Pompe centrifuge in industria petrolică Magghis (1957)
- 1.30. D.Thin: Les pompes et leurs applications, Eyrelles (1964)
- 1.31. W.Franke: Radial maschinen durch fluss theorie Verlag G.Braun Karlsruhe (1962)
- 1.32. Pumping manual Horden, Surrey (1964)
- 1.33. H.H.Anderson: Centrifugal pumps Sutton, Surrey (1962)
- 1.34. I.Karasek, A.Carter, P.Boy: Centrifugal pumps-selection operation and maintenance Mc Graw Hill (1960)
- 1.35. A.Stepanoff: Bifasicflow. Flow and pumping of solid suspensions and fluid mixtures John Wiley (1966)
- 1.36. A.King, V.Reno: Piping handbook Mc Graw Hill (1967)
- 1.37. H.Petermann: Bau und bauelementen des hydraulischen maschinen Springer Verlag (1966)
- 1.38. S.Lazarkiewicz: Rotor pumps Pergamon Press (1965)
- 1.39. P.I.Darnov: Pompe și compresoare Magghis (1960)
- 1.40. R.Hadakal: Hydraulic systems and equipments Cambridge (1954)
- 1.41. F.Flüge: Gehäuse und radial verdichtern Springer Verlag (1953)
- 1.42. J.Quants, A.Hoerworth: Hydraulische kraft maschinen Springer Verlag (1963)
- 1.43. A.Stepanoff: Axial and centrifugal pumps John Wiley (1960)
- 1.44. E.Mayer: Process Pumps. ILIFE Books London (1972)
- 1.45. J.V.Ireland: Fluid mechanics John Wiley (1971)
- 1.46. G.Lauschner: Chemie pumpen handbuch Springer Verlag (1967)
- 1.47. S.T.Borenigton: Jet pumps Granfield (1972)
- 1.48. E.Zillich: Pumpen technik Werner Verlag (1973)
- 1.49. H.Veith: Pompesca chaleur. PTC Edition Paris (1974)
- 1.50. H.Kaunth, V.Hübner: Finite element method for engineers John Willy (1975)
- 1.51. Polp and paper industrie instruments. Instrument Soc. of America. Pittsburgh (1974)
- 1.52. Technische lehrer für fluid mechanik. VEB Deutscher Verlag (1975)

- 1.53.) J. Neukirchner, H.J. Schmidt, H. Ullman: *Rehren und Ventile*. VEB Fachbuchverlag (1975)
- 1.54. S.L. Dixon: *Working examples for turbomachines* Pergamon Press (1975)
- 1.55.) W. Kar. Wilson: *Practical solutions in torsional vibration problem* Chapman and Hall Ltd. Londra (1971)
- 1.56. A. Pohlentz: *Pumpen für Gase*. VEB Verlag (1974)
- 1.58. A. Pohlentz: *Flüssigkeit Pumpen*. VEB Verlag (1975)
- 1.58. R. Barlett: *Water pumping stations and sewage* Science Publishers Londra (1974)
- 1.59. J. Valombois: *Moments pour hydraulique pratique*, Eyrolles Paris (1977)
- 1.60. G. Gyorko: *Les laboratoires européennes de hydraulique. Studia de sinteză*, UNESCO Paris (1971)
- 1.61. L.H. Stewart: *Pumps*. Th. Andel Press (1977)
- 1.62. A. Trankolski: *Les turbopompes. Theorie. Construction*, Eyrolles Paris (1977)
- 1.63. R.T. Knapp, J.W. Bailly, P.C. Massitt: *Cavitation* Mc Grow Hill (1970)
- 1.64.) A.K. Gutovskii: *Teorie și cercetări hidrodinamice ale hidroturbinelor Magistroscie*, Leningrad (1974)
- 1.65.) L.L. Faulkner: *Industrial Noise control - handbook* Industrial Press Londra (1976)
- 1.66. C. Iacob: *Introducere matematică în mecanica fluidelor*, Ed. Academiei (1959)
- 1.67. S. Carafoli, T. Grovama: *Mecanica fluidelor*, Ed. Academiei Vol. II (1955)
- 1.68. S. Carafoli: *Aerodinamica*, Ed. Tehnică (1951)
- 1.69. L.M. Milne-Thomson: *Theoretic hydrodynamic* Mc Millan, Londra (1968)
- 1.70.) L. Prandtl: *Strömungslehre*. Vieweg & Sohn Braunschweig (1956)
- 1.71.) H. Schlichting, K. Truckenbrodt: *Luftschiffe Aerodynamic* Springer Verlag (1959)
- 1.72. R. Aris: *Vectors tensors and basic equations of fluid mechanics*. Prentice-Hall Inc. NY (1962)
- 1.73.) L.N. Streeter: *Fluid dynamic handbook*. Mc Grow Hill (1961)
- 1.74.) G. Bischoff: *Hydrodynamic* Oxford Univ. Press (1960)
- 1.75. L.M. Milne-Thomson: *Theoretical aerodynamic*. Mc Millan, Londra (1938)

- 1.76. L.D.Landau, E.M.Lifschits: Theoretische Physik Vol.IV
AcademieVerlag Berlin (1966)
- 1.77. W.Nowacki: Dinamica sistemelor elastice, Ed. Academiei (1968)
- 1.78. L.D.Landau, E.M.Lifschits: Mecanica fluidelor, Ed. Mir Moscova
(1971)
- 1.79. G.K.Batchelor: Introduction to fluid dynamic, Cambridge Univ.
press (1965)
- 1.80. A.Fleiderer Kreisel stmpen fur flussigkeiten und gas
Springer Verlag (1961)
- 1.81. Flügge, Handbook for mechanical engineers Mc Graw Hill NY (1962)
- 1.82. L.Z.Ruzsicki: Prelucrarea sistematică a datelor experimentale,
Ed. Tehnică (1974)
- 1.83. R.D.Madison: Fan Engineering, Rafale Ed. NY (1949)
- 1.84. F.Gyulai: Pompe-cure, Ed. IPT "Traian Vuia" (1981)

2. Publicatii, Articole

- 2.1. Brüel & Kjaer: Frequency analysis (1978]
- 2.2. Brüel & Kjaer: Architectural acoustics (1978)
- 2.3. Brüel & Kjaer: Shock and vibration measurement (1976)
- 2.4. Brüel & Kjaer: Tech. training course-noise measurement (1976)
- 2.5. Brüel & Kjaer: Tech. training course-vibration measurement (1979)
- 2.6. Brüel & Kjaer: Tech. training course-noise measurement (1978)
- 2.7. Symposium: Vibration in pumps and hydraulic turbines, Londra (1966) Vol. 181, partea 3A
- 2.8. Symposium: Strömungs Vibrationen des Structuren Springer Verlag Karlsruhe (1972)
- 2.9. NASA TND-6556: Radial pump sinusoidal excited for outof cavitation flow
- 2.10. Varian 620 L: Utilizer manual
- 2.11. A.Dupin: Les tourbillons Harvard-Kansas: Revue gen. d'electricite, Franța (1928)
- 2.12. L.Comănescu: Laboratorul de vibrații și zgomote al Intreprinderii de Pompe București - Sesiunea de acustică (1982) Academia R.S.R.
- 2.13. L.Comănescu: M.Negrescu: Determinarea experimentală a frecvențelor proprii ale rotoarelor de pompe centrifuge. Sesiunea de acustică (1984) Academia R.S.R.
- 2.14. M.Hamif: Pipe line resonance. Water Power Julie/Aug. (1970)
- 2.15. A.Schmitt: Heizungs um walspumpen und deren montage in hinflick auf gerusch probleme KSB Heft 8 (1970)
- 2.16. J.Touret: Problemes associees au bruit d'un circuit de pompe centrifuge. La Houille Blanche 2/3 (1979)
- 2.17. H.J.Eun, M.Lee, Y.S.Kim: Acoustical power characteristic of the industrial engens. Internoise (1983)
- 2.18. R.H.Millen: Ultra small spectrum of the cavitation noise in water. Journal of the Acoustic Soc. of America Vol. 26 (1954)
- 2.19. D.W.Appel: Cavitation in separation sur faces ASME Pap. Nr. 60 (1960)
- 2.20. J.J.Varga, G.Sebastian, A.Fey: Identifying the cavitation using the vibration and acoustical measurement method. La Houille Blanche Nr. 2 (1969)
- 2.21. J.J.Varga, G.Sebastian, K.K.Shalnev, B.K.Tibomanski: Research on The cavitation factor for machines. Acta Technica Acad. Sci. Hungarie Bd. 51 (1965)

- 2.22. J.J.Varga, G.Sebastian: Wake frequencies of a circular cylinder. Acta Technica Acad. Sci Hungariae Bd. 53 (1966)
- 2.23. A.Vory, V.Schubert: Recherches experimentales sur cavitation. La Houille Blanche 8 (1966)
- 2.24. V.P.Loznovski, Y.V.Khukha: Noise spectrum characteristics of cavitation for rotating bars in water. J.Soc.Physics - Acoustics, Vol. 4 (1969)
- 2.25. G.Sebastian, P.Sturtecky: Researches on creative characteristics for cavitation at pumps. Proc. 14 Conf. Fluid Machinery Budapest (1972)
- 2.26. L.C.Wood: On the acouted cavities characteristics. Journal of Fluid Mechanics Vol. 26 (1966)
- 2.27. A.Ergin: Static pressure distributions in volute of a centrifugal pump. Journées de l'Hydraulique (Aix-en-Provence) (1958). Soc. Hydrotechnique de France.
- 2.28. J.W.Hall, G.P.Viscillano: Cavitation noise effect. Trans. ASME 83 (1961)
- 2.29. A.P.Lohman, J.O.Young: Experimental researches of the incipient cavitation. Trans. ASME 86 (1964)
- 2.30. H.Rata: Résumé critique sur les méthodes acoustique d'observation pour la cavitation. La Houille Blanche 6 (1963)
- 2.31. J.J.Varga, G.Sebastian: Recherches experimentales sur le bruit de cavitation. La Houille Blanche 8 (1966)
- 2.32. G.Sebastian, P.Sturtecky, A.Szabo, A.Vorba: On the beginning of the cavitation in pumps. Acta Technica Hungaria 58 (1967)
- 2.33. K.Olsen: Bearing vibration. Rev Technique SKF 2 (1964)
- 2.34. Brühl & Kjaer: Acoustical monitoring for machines (1964)
- 2.35. - Radialkräfte auf das Laufrad in Spiralgehäusen. KSB Tech. Ber 15 (1968)
- 2.36. - Grundlagen des Mess und Sorten des Schall an Maschinen KSB Tech. Ber 9 (1966)
- 2.37. - Hydraulische Kräfte und Momente auf Laufrädern in Spiralgehäusepumpen. KSB Tech. Ber 14 (1967)
- 2.38. - Metodele analizei vibrației. IRD - Notă tehnică nr. 104 (1980)
- 2.39. P.W.Repe, H.Olesen: Pipe vibration. Application note Brühl & Kjaer (1969)
- 2.40. A.Feiner: Bending vibration of a pipe containing fluid. Journal of Applied Mech. 74 (1954)
- 2.41. S.Nagaleswararn, C.J.Williams: Lateral vibration of a tube containing fluid. Journal Mech. Eng. 3 (1968)

- 2.42. Ali Hassan Nayfeh: Non linear stability of a liquid jet. *The Physics of Fluids* Vol. 13 1 apr. (1970)
- 2.43. G.O.Hardt: Kreiselpumpen Vibration. *Industrie Anzeiger* 30 (1968)
- 2.44. D.Flarijancic: La reduction primaire du bruit dans les pompes centrifuge. *Rev. Tehnică Saizer* 1 (1980)
- 2.45. A.Kovats: Vertical pumps vibration. *Journal of Eng. for Power*, april. (1962)
- 2.46. H.Ihlenfeld: Druckpulsationen des Speicherpumpen in betrieb. *Maschinenbautechnik* 19 Heft 4 (1970)
- 2.47. U.Dorn, K.Bernede, Th.Handwerker: Einfluss des Dichtung des Staues über kritische Drehzahl des Speicherpumpen. *VDI-Berichte* nr. 113 (1967)
- 2.48. J.Parnakian: Sound and vibration in hydraulic pumps and turbines. *Proc. Mech. Eng.* (1967) Londra
- 2.49. A.Schiatt: Aus Praxis des Geräuschmessungen an Pumpen und Verdichter. *ASB Technische Berichte* 10 (1967)
- 2.50. V.M.Streeter: Transiental Pressures in centrifugal pumps systems. *Chemical Eng. Progress* Vol. 66 nr. 5 (1970)
- 2.51. I.Iavit: Studiul caracteristicilor de frecvență ale paltelelor rotorului de lucru ale hidroturbinalor. *Energoinstremia* 8 (1970) traducere IAD.
- 2.52. D.Dumitrescu, M.Casacu: Studiul teoretic și experimental al curgerii lichidelor reale prin labirintii turbomacinelor hidraulice. *Comunicările Conferinței de mașini hidraulice sept.* (1969) Timișoara
- 2.53. H.Petermann: Fuss in und an die Anregung des Laufredhmalen der Pumpen und Kreiselpumpe. *VDI-S* 103 (1961) nr. 17 iunie
- 2.54. S.B.Serunek: WADC Technical Report 52-204 (1955)
- 2.55. R.B.Goldman: *Seize Control* 1, nov. (1955)

3. Standards. Noise

- 3.1. ISO TC 115 65/3103: Pumps - testing conditions
- 3.2. ISO R 131: Les grandeurs physique et subjective du bruit
- 3.3. ISO R 140: Free field noise measurement in laboratory
- 3.4. ISO R 266: Preferred frequencies for acoustical measurements
- 3.5. ISO R 354: Absorption coeff. in non reverberant rooms
- 3.6. ISO R 357: Expression of power and intensity sound
- 3.7. ISO R 362: Sound measurement methods emitted by vehicles
- 3.8. ISO R 495: General preparing conditions for noise test machines generated
- 3.9. ISO R 1680: Code de measurement du bruit aerien emis par les machines electriques rotative
- 3.10. ISO R 1683: Les quantites de reference pour les niveaux acoustiques
- 3.11. ISO R 1925: Terminologie de l'equilibrage
- 3.12. ISO R 1940: Rigid body balancing
- 3.13. ISO R 2017: Shock and vibration insulators
- 3.14. ISO R 2041: Shock and vibration terminology
- 3.15. ISO DIS 1680: Testing cod for aerian noise measurement: electrical machines generated
- 3.16. ISO DIS 16832: Measuring relative units
- 3.17. ISO 3555: Pumps test class B
- 3.18. ISO 2548: Pumps test class C
- 3.19. ISO 3746: Les niveaux des pouvoire acoustique emis par les sources de bruit aerien
- 3.20. ISO 2204: Acoustique: guide pour la redaction des normes internationales pour le bruit aerien et l'evaluation des affectes sur l'homme
- 3.21. ISO 4412: Hydraulic transmission - noise level testing code
- 3.22. ISO 3740: Guide pour utilisation des normes fondamentales et pour preparee les codes de test pour le bruit
- 3.23. ISO 2372: Vibration mecanique des machines avec la vitesse de rotation entre 10 et 200 Hz
- 3.24. ISO 3743: Acoustical power of noise sources
- 3.25. ISO 3741: Acoustical power. Laboratory method.
- 3.26. ISO 3742: Determina ion du pouvoire acoustique
- 3.27. ISO 3744: Acoustique: Determination du niveaux de pouvoire acoustique des sources champ libre sur un plafond reflectissant
- 3.28. ISO 3745: Laboratory methods for rooms

- 3.29. ISI 6161: Building sound level measurement methods
- 3.30. ISO 2954: Mechanical vibration of rotating machines - measuring instr.
- 3.31. IEC TC 4: Hydraulic turbines - guide for vibr. measurement
- 3.32. API 610: Centrif. pumps for general mech. and refineries
- 3.33. VDI 2056: Masinarii Vib.
- 3.34. VDI 2057: Mechanische Vibr. auf der Mas.
- 3.35. DIN 45667: Methoden für Mass., Vibr.
- 3.36. DIN 45661: Vibr. Messapparate
- 3.37. DIN 42540: Acustische Leistungen des Wandlers
- 3.38. DIN 45663: Schall und Vib. Messungen Apparate
- 3.39. DIN T2218: Schallvermessung des Ventilen in Wasseranlagen
- 3.40. DIN 52219: Schallmessungen in Wasser Anlagen
- 3.41. BS 5400: Bridges
- 3.42. BS 4617: Testing methods for hydraulic transmission pumps
- 3.43. BS 4196: Acoustical power of sound sources
- 3.44. BS 4999: General conditions for electrical rotating machines
- 3.45. GOST 299.729: Vibrația mașinilor electrice rotative - traiecare IRED.
- 3.46. STAS 5798-76: Pompe centrifuge și axiale - încercări.
- 3.47. STAS 9780-74: Acustica pathe-fiziologică.
- 3.48. STAS 6451-61: Exprimarea mărimilor fizice și a celor fiziologice a sunetelor și surselor
- 3.49. STAS 7150-72: Acustica în construcții - metode de măsurare a nivelurilor de zgomot
- 3.50. STAS 7301-74: Metode de măsurare a surselor cu ale de mașinile electrice rotative.
- 3.51. STAS 6161-75: Acustica
- 3.52. STAS 6901-64: Linii de egal nivel de tărie acustică.
- 3.53. STAS 1957-66: Acustica - terminologie
- 3.54. STAS 9276-73: Puterea acustică în câmp liber și în câmp difuz
- 3.55. STAS 8274-74: Mașini electrice rotative - nivele de zgomot
- 3.56. STAS 6910-74: Turbogeneratoare cu aburi - vibrații admisibile
- 3.57. STAS 5838-70: Vată minerală și produse din vată minerală
- 3.58. STAS 9460-74: Prevențe nominale pentru măsurători acustice
- 3.59. STAS 9904-78: Mașini electrice rotative - metode de încercare
- 3.60. STAS 6601-78: Mașini electrice - nivele admisibile de vibrație
- 3.61. STAS 9678-74: Acustica fizică.
- 3.62. STAS 8799-71: Metode de măsurare a surselor cu ale de vehicul
- 3.63. STAS 7150-72: Metode de măsurare a surselor în industrie

- 3.64. STAS 10728-76: Echilibrarea corpurilor în rotație
- 3.65. STAS 10729-76: Echilibrarea corpurilor rigide în rotație
- 3.66. STAS 10730-76: Vibrații și șocuri - izolatori
- 3.67. STAS 5738/1-81: Încercări pompe clasa 0
- 3.68. STAS 5738/2-83: Încercări pompe clasa B
- 3.69. NUI SV7220: Metode de măsurare a vibrației șocului de pompă
- 3.70. NUI SV7291: Nivele admisibile ale vibrației pompelor
- 3.71. NUI SV7222: Metode de măsurare a șocului șais de pompă.
- 3.72. NUI SV7223: Nivele admisibile ale șocului șais de pompă.
- 3.73. NUI LSH: Analiza cauzelor vibrației mecanice și electrice la pompe - Întreprinderea de Pompe București - 1985

A N E X A

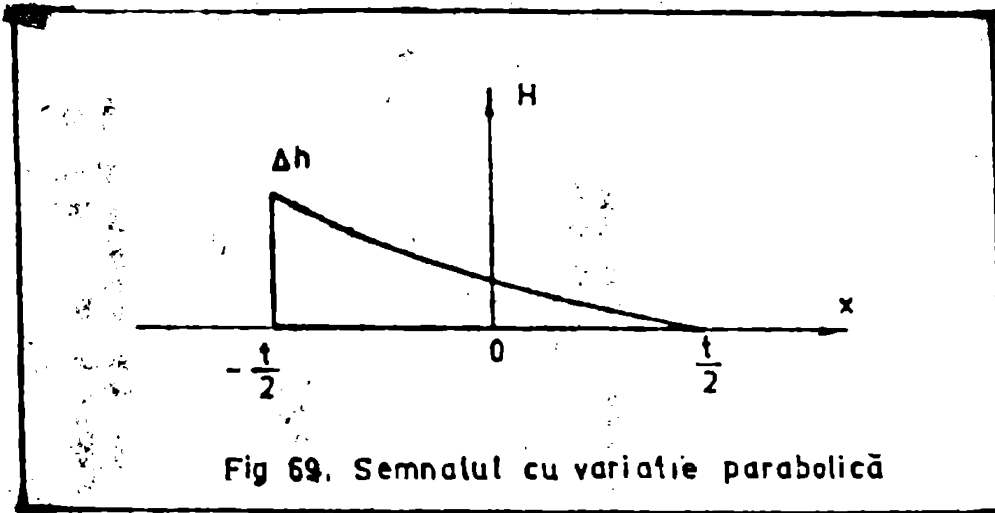
la lucrarea de doctorat

METODA DE DETERMINARE PRIN CALCUL
A VIBRATIEI DE CANAL LA POMPELE
CENTRIFUGE

A. Semnalul cu variație parabolică

Este considerat semnalul cu variație parabolică a presiunii la ieșirea din rotor, prezentat în fig. 69.

Pentru acesta au fost aplicate relațiile de determinare a vibrației de canal și sînt prezentate rezultatele.



Forma semnalului se înscrie în logica indicată la pct. 9.3.

A.1. Variația presiunii în lungul pasului rotor

Este ecuația parabolei considerate, trecînd prin punctul $(\Delta h, -\frac{t}{2})$ și avînd vîrfurile în punctul $(\frac{t}{2}, 0)$

$$H = A(x + B)^2 \quad (A.1)$$

care devine după înlocuiri:

$$H = \frac{\Delta h}{t} (x - \frac{t}{2})^2 \quad (A.2)$$

A.2. Componentele armonice

Coefficienții a_k și b_k ai componentelor armonice simple sînt în acest caz:

Coefficientul a_k

$$a_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \frac{\Delta h}{t} (x - \frac{t}{2})^2 \cos \frac{2\pi kx}{t} dx \quad (A.3)$$

devine după înlocuiri:

$$a_k = \frac{\Delta h}{\pi^2 k^2} \cos \pi k \quad (A.4)$$

Coefficientul b_k

$$b_k = \frac{2}{t} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \frac{\Delta h}{t^2} \cdot \left(x - \frac{t}{2}\right)^2 \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} dx \quad (\text{A.5})$$

devine după înlocuiri:

$$b_k = \frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k \quad (\text{A.6})$$

Cu acestea, componentele h_k se scriu sub forma:

$$h_k = \frac{\Delta h}{\pi^2 k^2} \cdot \cos \pi k \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} + \frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \quad (\text{A.7})$$

iar componentele H_k , conform relației (45)

$$H_k = s_k \cdot \frac{\Delta h}{\pi^2 k^2} \cdot \cos \pi k \cdot \cos \frac{2\pi kx}{t} + s_k \cdot \frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k \cdot \sin \frac{2\pi kx}{t} \quad (\text{A.8})$$

A.3. Valorile maxime ale componentelor armonice

Se notează:

$$\alpha_k = \frac{2\pi kx}{t} \quad (\text{A.9})$$

Maximul expresiei (A.8) se obține pentru valoarea argumentului dată de relația:

$$\alpha_k = \arctg \frac{b_k}{a_k} \quad (\text{A.10})$$

adică

$$\alpha_k = \arctg \frac{\frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k}{\frac{\Delta h}{\pi^2 k^2} \cdot \cos \pi k} = \arctg \pi k \quad (\text{A.11})$$

Cu aceasta, relația (A.8) devine:

$$H_{k \max} = s_k \cdot \frac{\Delta h}{\pi^2 k^2} \cdot \cos \pi k \cdot \cos (\arctg \pi k) + s_k \cdot \frac{\Delta h}{\pi k} \cdot \cos \pi k \cdot \sin (\arctg \pi k) \quad (\text{A.12})$$

Relația (A.12) determină valoarea maximă de vîrf a componentelor armonice.

A.4. Nivelul componentelor armonice

Corespunzător valorilor obținute cu relația (A.12), nivelul componentelor armonice, în valoare medie efectivă, este dat de relația:

$$L_{TKP} = 20 \lg \frac{0,707 \cdot H_k \max}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ Pa}] \quad (\text{A.13})$$

în care $H_k \max$ [Pa]

iar indicii au semnificația:

T = determinare prin calcul

k = ordinul armonice

P = variația parabolică a presiunii la ieșirea din rotor.

A.5. Variația fundamentalei

S-a ^{ur}mărit variația fundamentalei vibrației de canal pentru semnalul cu variație parabolică în paralel cu fundamentale semnalului cu variație liniară.

În acest sens, relațiile de calcul au fost aduse la forma corespunzătoare.

Astfel, relația (A.13) devine pentru $k = 1$:

$$L_{T297P} = 20 \lg \frac{0,707 \cdot H_1 \max}{10^{-6}} \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ Pa}] \quad (\text{A.14})$$

care după înlocuiri se poate scrie:

$$L_{T297P} = 20 \lg \Delta h + 186,44 \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ Pa}] \quad (\text{A.15})$$

În mod asemănător pentru semnalul cu variație liniară se poate scrie:

$$L_{T297} = 20 \lg \Delta h + 187,04 \quad [\text{dB re } 1 \mu \text{ Pa}] \quad (\text{A.16})$$

unde Δh [Pa] pentru (A.15) și (A.16).

Comparând cele două expresii finale (A.15) și (A.16), se constată că fundamentala vibrației de canal are aceeași lege de variație în funcție de punctul hidraulic de funcționare și că diferențele sînt constante:

$$L_{T297} - L_{T297P} = 1,6 \quad \text{dB re } 1 \mu \text{ Pa}$$

Nivelul fundamentalei pentru variația parabolică este inferior celei pentru variația liniară cu 1,6 dB re $1 \mu \text{ Pa}$, dar diferența este nesemnificativă.

În această situație, se apreciază că cele prezentate în cap. 12? Discutarea rezultatelor" și în cap. 13: "Concluzii", se extind și asupra formei de semnal cu variație parabolică.