

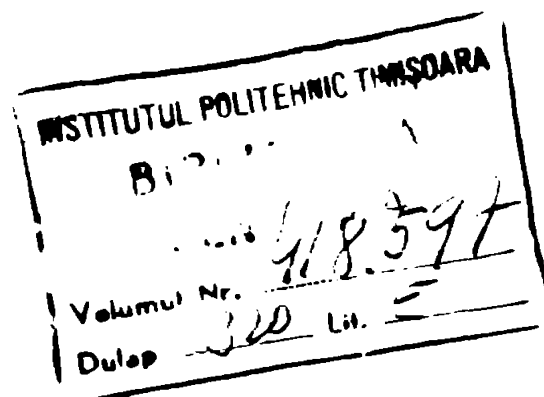
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMIȘOARA
Facultatea de mecanică

Ing. VIOREL DIMITRIE CRISTEA

CONTRIBUȚII LA CERCETAREA
TEORETICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ
A FRÎNELOR HIDRAULICE

Teză pentru obținerea titlului de
DOCTOR INGINER

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”
TIMIȘOARA



CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC
Acad. Prof. Dr. Doc. Ing. IOAN ANTON

1979

C U P R I N S

	<u>Pag.</u>
1.- INTRODUCERE. CONSIDERATII GENERALE	3
1.1. Prezentarea generală a problemei	3
1.2. Problemele actuale ale frânelor hidraulice	5
1.3. Necesitatea abordării problemei frânelor hidraulice	7
2.- N O T A T I I	10
3.- RELATII TEORETICE ALE FRINELOR HIDRAULICE	15
3.1. Relațiile caracteristice generale ale frânelor hidraulice cu palete înclinate	15
3.2. Determinarea analitică a coeficien- tului capacității de moment a frî- nei k_{fm} și influența diferiților parametri asupra sa	38
3.3. Relațiile caracteristice ale frânelor hidraulice cu palete în unghi drept	60
3.4. Relații de asemănare, constante, func- ții caracteristice, coeficienți și parametri de bază în studiul frânelor hidraulice	70
4.- ANALIZA UNOR CONSTRUCTII DE FRINE HIDRO- DINAMICE REALIZATE IN STRAINATATE	89
5.- INCERCARI EXPERIMENTALE LA FRINA HIDRAU- LICA FH 200	97
5.1. Frâna hidraulică model experimental la scară redusă FH 200	98
5.2. Stațiunea pentru încercarea frinei hidraulice model experimental la sca- ră redusă FH 200 și metodologia încerc- cărilor	102

	<u>Pag.</u>
5.3. Rezultatele încercărilor experimentale ale frinei hidraulice model FH 200	105
5.4. Concluzii privind încercările efectuate	126
6.- CALCULUL SI PROIECTAREA FRINELOR HIDRAULICE	124
7.- ANALIZA TEHNICO-ECONOMICA A CONSTRUCȚIILOR DE FRINE HIDRAULICE	136
8.- CONCLUZII GENERALE	144
Anexă : Exemplu de calcul	144
BIBLIOGRAFIE	160

1. INTRODUCERE, CONSIDERATII GENERALE.

1.1. PREZENTAREA GENERALA A PROBLEMEI.

Frânele hidraulice - mașini rotative care permit realizarea unui moment rezistent datorită mișcării unui rotor în interiorul unei camere în care se află un fluid de lucru - sînt cunoscute ca atare în 1877, anul în care Froude a publicat descrierea invenției sale. Mișcarea de rotație a rotorului de formă de natură să accentueze frecarea și turbulența, dă naștere în interiorul fluidului ușor curenți turbionari care produc momentul rezistent, influențat de cantitatea de fluid aflată în camera frînei.

Modul de funcționare descris, justifică denumirea din limba germană "Flüssigkeitswirbelbremse" și utilizarea în limba română a termenului de frînă hidraulică turbionară.

Se pot deosebi frîne hidraulice turbionare de tip disc (ca rotor neted cu nervuri, găuri sau știfturi pe fețele laterale), de tip cu bolțuri (situate pe suprafața cilindrică a rotorului) și de tip hidrodinamic la care momentul rezistent este realizat în principal prin circulația fluidului în circuitul rotor-stator, datorită efectului de pompare a rotorului.

Frînele hidrodinamice sînt utilizate fie pentru încercarea unor mașini motoare (turbine cu abur, cu gaze, motoare cu ardere internă etc.) denumite în acest caz frîne dinamometrice, fie pentru frînarea controlată și încetinirea mișcării la mașini de ridicat, trolii de foraj și intervenție, mașini de construcție și autovehicole rutiere sau de cale ferată.

Ca evoluție în timp, frânele hidrodinamice s-au apropiat tot mai mult, în ceea ce privește forma circuitului hidraulic, de turboambrelajele hidraulice evoluție ilustrată în fig.1.1 în care este prezentată o frână hidraulică de construcție veche și fig.1.2 în care este prezentată o frână hidraulică de construcție recentă.

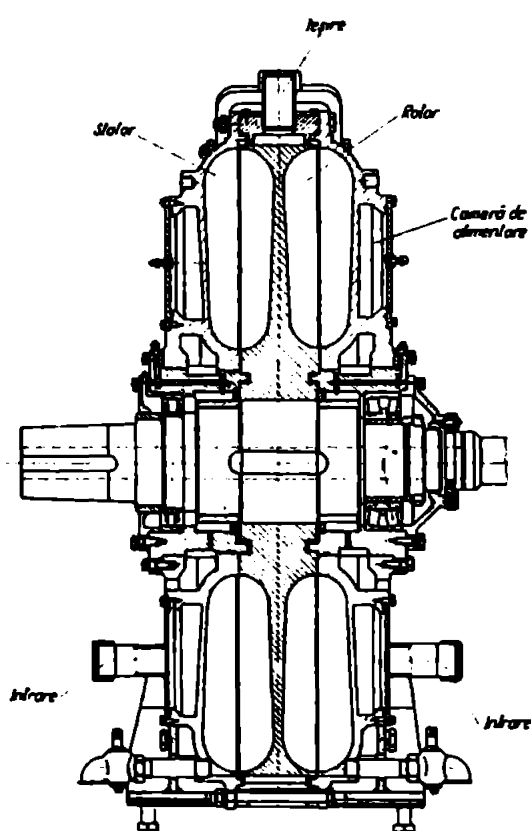


Fig. 1.1

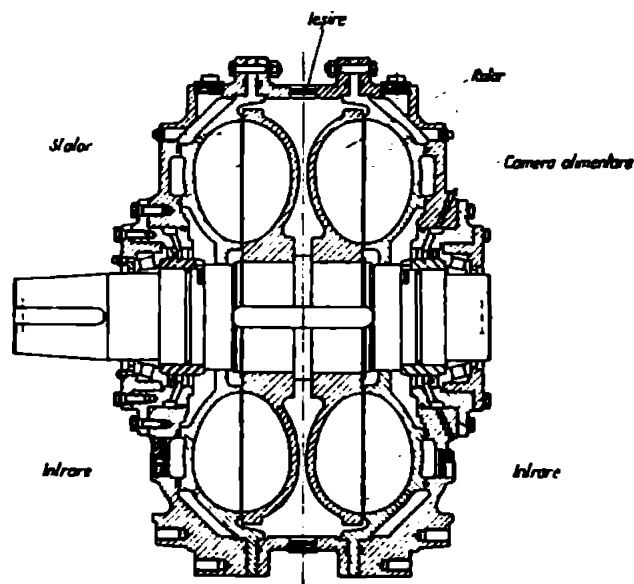


Fig. 1.2

În afara asemănării ca formă a circuitului hidraulic, din punct de vedere funcțional frâna hidrodinamică reprezintă un turboambrelaj la care rotorul turbină este imobilizat, constituind statorul frânei.

Ca și în cazul turboambrelajelor performanțele frânelor hidrodinamice pot fi caracterizate prin coeficientul capacității de moment

$$k_{mf} = \frac{M_{fh}}{D^5 n^2} \quad (1.1)$$

1.2. PROBLEMELE ACTUALE ALE FRÎNELOR HIDRAULICE

În ultimii 15 ani pe plan mondial au apărut numeroase construcții de frîne hidrodinamice caracterizate prin performanțe mai ridicate și destinate unor domenii noi de utilizare.

Astfel pentru trolurile de foraj și intervenție a apărut o familie nouă de frîne hidraulice, cu un număr de tipodimensiuni în creștere an de an, caracterizate prin performanțe de catalog superioare, realizate de PARMAC INC firma cea mai renumită în acest domeniu din SUA, care deține în mod practic monopolul pieței americane pentru aceste produse.

Au apărut de asemenea familii complete de frîne dinamometrice de tip hidrodinamic cum sînt cele produse de firmele SCHENCK și ZÖLNER din RFG.

Pentru autovehicole rutiere și feroviare sînt cunoscute frînele hidraulice realizate de firmele VOITH și ALFRED TEVES din RFG precum și de firme din SUA ca BAYON MANUFACTURING CO.

Toate aceste realizări sînt analizate în ceea ce privește performanțele, în limitele datelor cunoscute, în capitolul 4 al lucrării.

Această dezvoltare tehnică nu este însă susținută și reflectată pe plan mondial de o literatură tehnică capabilă să prezinte realizările obținute și să le fundamenteze teoretic.

Singurele lucrări cunoscute consacrate integral frînelor hidraulice [20], [21], publicate în limba rusă, deși sînt întinse ca volum, nu încearcă să stabilească relații fundamentale, nu scot în evidență parametrii caracteristici ai frînelor hidraulice și nu indică o metodă de

proiectare de natură să conducă la realizarea unor frâne cu performanțe superioare.

În unele din numeroasele lucrări consacrate transmisiilor hidraulice și în special turboambreiajelor, există capitole foarte restrânse referitoare la frâne hidraulice, dar acestea nu încearcă să stabilească modul de particularizare a relațiilor fundamentale stabilite, nu analizează în amănunt funcționarea în regim de frinare și nu arată prin ce se diferențiază frânele hidraulice de turboambreiaje. Totuși metodologia adoptată în unele lucrări ca [51] și [56] este utilă pentru stadiul frinelor hidraulice.

În unele din articolele mai întinse consacrate frinelor hidraulice ca [31] deși se scot în evidență o serie de parametri și factori care influențează performanțele acestora totuși se ajunge la concluzii simpliste ca "... un calcul analitic al frinelor hidrodinamice nu a reușit pînă azi..." sau "Toate datele experimentale sînt cuprinse sumar în coeficientul capacității de moment k_{mf} . Avînd determinat acest coeficient pentru o anumită construcție este posibil pe baza legilor asemănării să fie realizate frâne hidraulice noi mai mari sau mai mici avînd același coeficient k_{mf} ".

O încercare sistematică de a stabili o expresie analitică a coeficientului capacității de moment k_{mf} pornind de la ecuațiile fundamentale ale frinelor hidraulice a fost efectuată în [40]. În articolul citat sînt scoși în evidență principalii factori care influențează acest coeficient, se prezintă influența fiecărui din factori, în urma prelucrării datelor rezultate pe calculator. Totuși analiza efectuată nu se bazează pe interpretarea unor date experimentale proprii sau rezultate de la construcții de frâne realizate.

Cele arătate justifică necesitatea unei cercetări teoretice și experimentale a frinelor hidraulice.

1.3. NECESITATEA ABORDĂRII PROBLEMEI. FRINELOR HIDRAULICE.

Directivele Congresului al XI-lea al PCR prevăd ca producția de utilaje tehnologice să fie orientată spre asigurarea echipamentelor necesare înlăptuirii programului de investiții și dezvoltării acțiunilor de cooperare cu alte țări și ca în cadrul acestei orientări, producția de instalații de foraj să cunoască o dezvoltare mai rapidă.

De asemenea conform directivelor Congresului al XI-lea al PCR "Activitatea de cercetare și de introducere a progresului tehnic este orientată cu prioritate între altele spre creierea de mașini, utilaje și instalații noi pentru susținerea introducerii și difuzării largi a progresului tehnic și a tehnologiilor avansate care să conducă la valorificarea superioară a tuturor categoriilor de resurse naturale la reducerea consumurilor specifice și creșterea generalizată a eficienței".

Aceste orientări trasate de documentele Congresului al XI-lea al PCR au stat la baza dezvoltării construcției de utilaj petrolier din țara noastră. În cadrul acestei dezvoltări, ținând seama și de evoluția semnalată pe plan mondial în realizarea de frâne hidraulice cu performanțe mult superioare celor existente, s-a impus necesitatea realizării unor frâne hidraulice, de o construcție diferită de aceea a frinelor hidraulice tradiționale.

Proiectul de program directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981 - 1990 și direcțiile principale pînă

În anul 2000, care va fi supus debaterii Congresului al XII-lea al PCR subliniază rolul hotărâtor al cercetării științifice și al dezvoltării tehnologice în creșterea susținută a eficienței economice, în introducerea în producție de produse și tehnologii cu înalte performanțe tehnico-economice.

Proiectul de program directivă stabilește printre orientările principale în deceniul 1981 - 1990 și în perspectivă pînă în anul 2000 în industria construcțiilor de mașini și realizarea de instalații de foraj și de exploatarea zăcămintelor de petrol și gaze pentru mari adîncimi în cadrul cărora se integrează și frînele hidraulice cu performanțe superioare.

Pentru realizarea acestor frîne hidraulice s-au putut afla în literatura tehnică de specialitate foarte puține date. Această situație a făcut necesară elaborarea unor studii teoretice, efectuarea unor cercetări experimentale și stabilirea pe baza acestora a unei metodologii de proiectare. Aceasta a fost de fapt, obiectul propus în această lucrare.

x

x

x

În elaborarea lucrării am primit în permanență îndrumări și sugestii de o înaltă competență științifică din partea conducătorului științific, academician Ioan Anton, care m-au ajutat la elaborarea relațiilor teoretice și la orientarea cercetărilor experimentale.

Autorul amintește cu recunoștință de profesorul Bărbulescu Aurel fondatorul școlii de mașini hidraulice de la Institutul Politehnic Timișoara care i-a îndrumat primii pași în cercetarea masinilor hidraulice.

În activitatea depusă, autorul a primit sprijinul conducerii Institutului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier și Minier - IPCUP în care își desfășoară activitatea de 25 ani, și în mod deosebit din partea directorului acesteia, ing. Mihăilescu Alcibiade. .

Realizarea modelului experimental și a unei noi familii de frâne hidraulice de mare capacitate au fost sprijinite de asemenea de conducerea Întreprinderii Constructoare de Utilaj Petrolier "1 MAI" Ploiești, de directorul acesteia ing. Teodorescu Stelian și de conducerea Centralei Industriale de Utilaj Petrolier și Minier - CIUPM Ploiești, de directorul tehnic ing. Niculescu Atanase.

În rezolvarea diferitelor probleme întâlnite pe parcursul lucrării am întâlnit înțelegere, spirit de colaborare și ajutor din partea colegilor din IPCUP în frunte cu directorul tehnic ing. Rădulescu Alexandru.

În experimentările efectuate un important ajutor a fost primit din partea colegilor din cadrul Catedrei de Mașini Hidraulice și a Laboratorului de Cercetări pentru Mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara și în mod deosebit din partea șef de lucrări ing. Bărglăzan Mircea.

Tuturor acelor care l-au ajutat și sprijinit autorul le exprimă pe această cale gratitudine și sincere mulțumiri.

x

x

x

Desigur lucrarea nu epuizează problemele legate de cercetarea teoretică și experimentală a frânelor hidraulice dar sper ca rezultatele obținute vor putea fi apreciate ca o contribuție valoroasă în realizarea frânelor hidraulice cu performanțe ridicate.

2. N O T A T I I

In scopul urmării mai ușoare a lucrării, notațiile folosite sînt indicate în continuare, în ordine alfabetică.

Pe lîngă denumire s-a trecut și prima relație în care intervine mărimea respectivă.

- α Semiaxa mare a elipsei torului circuitului hidraulic (3.1.23)
- A, A' Secțiunea efectivă, ^{respectiv} fără a ține seama de prezența paletelor a coroanei circulare de raze R_e și R_i (3.1).
- A_c Secțiunea de intrare a unui canal dintre palete (3.1.68)
- A_p Suprafața udată totală a paletelor (ambele fețe) (3.1.74)
- A_{rot} Suprafața udată interioară a torului circuitului hidraulic (rotor și stator) (3.1.74)
- A_1, A_2 Secțiunea efectivă de intrare respectiv ieșire din rotor (3.1.12), (3.1.13).
- A_1', A_2' Secțiunea de intrare respectiv ieșire din rotor, fără a ține seama de prezența paletelor (3.1.30)
- b Semiaxa mică a elipsei torului circuitului hidraulic (3.1.23).
- B_1, B_2 Înălțimea secțiunii de intrare respectiv ieșire din rotor (3.1.12), (3.1.13).
- D Diametrul exterior al rotorului (diametrul activ) (1.1).
- D_i Diametrul interior al rotorului (3.1.15)
- D_1, D_2 Diametrul firului echivalent la intrarea respectiv ieșirea din rotor (3.1.3)

g	Accelerația gravitației (3.1.3)
H_{PF}	Pierderile de sarcină prin frecare în circuitul hidraulic al frânei (3.1.42).
H_{Rth}	Înălțimea de pompare a rotorului frânei (3.1.3)
H_{SC}	Pierderile de sarcină prin șoc în circuitul hidraulic al frânei (3.1.42).
H_{SCR}	Pierderea de sarcină prin șoc la intrarea în rotor (3.1.43).
H_{SCS}	Pierderea de sarcină prin șoc la intrarea în stator (3.1.44).
i	Raportul turațiilor turbină / pompă la turbo-ambreiaje (3.3.51)
K	Constanta $g^{3/4} Q / D^3 n$ (5.4)
k_H, k_Q, k_P	Rapoarte constante pentru pompe asemenea, pentru sarcină, debit și putere (3.4.1), (3.4.2), (3.4.3)
k_{mf}	Coefficientul capacității de moment a frânei simple (cu un singur circuit hidraulic) (1.1)
k_{UR}	Coefficientul vitezei tangențiale (3.4.18).
k_V	Coefficientul vitezelor (raportul u_{R2} / v_{m2}) (3.1.16).
k_{vm}	Coefficientul componente meridonale a vitezei absolute (3.4.19).
L_i	Lungimea unei conducte (3.1.65).
L_m	Lungimea firului mijlociu (3.1.68).
$M_{fh} (M)$	Momentul de frinare realizat de frână (1.1)
n	Turația rotorului frânei (1.1)
n_s	Turația specifică (3.4.12)
$(n_s)^*$	Turația specifică adimensională (3.4.15).
n_{11}	Turația mașinii asemenea cu diametrul și sarcina egale cu unitatea (3.4.4)

P_{fh} (P)	Puterea (3.4.3)
p_0	Presiunea lichidului de alimentare a frânei.
Q	Debitul de circulație în frână (3.1.4)
Q_b	Raportul B_2/R_e (3.1.25)
Q_{ie}	Raportul R_i/R_e (3.1.16)
Q_{12}	Raportul R_1/R_2 (3.1.24)
Q_{2e}	Raportul R_2/R_e (3.1.26)
Q_{11}	Debitul mașinii asemenea cu diametrul și sarcina egală cu unitatea (3.4.5)
R_e, R_i	Raza exterioară respectiv interioară a rotorului (3.1.15)
Re	Numărul Reynolds (3.4.57).
R_m	Raza medie (3.1.15)
R_1, R_2	Raza firului mijlociu la intrarea respectiv ieșirea din rotor (3.1.3)
s	Grosimea paletelor (3.1.32)
s'	Grosimea paletelor în planul frontal (3.1.34).
S_p	Conturul unei palete la intersecția cu suprafața interioară a torului circuitului hidraulic al rotorului sau statorului (3.1.76).
u_{R1}, u_{R2}	Viteza tangențială la intrarea respectiv ieșirea din rotor (3.1.45) și (3.1.7).
v_{m0}, v_{m2}, v_{m3}	Componenta meridională a vitezei absolute la intrarea respectiv ieșirea din rotor, în punctele 0, 2 și 3 (3.1.11).
v'_{m3}	Componenta meridională a vitezei absolute la ieșirea din rotor în punctul 3 fără a se ține seama de prezența paletelor (3.1.41).
v_{R1}, v_{R2}	Viteza absolută la intrarea în rotor în punctul 1 și 0 (3.1.1).

- v_{R2}, v_{R3} Viteza absolută la ieșirea din rotor în punctele 2 și 3 (3.1.1).
- v_{S1}, v_{S0} Viteza la intrarea în stator în punctele 1 și 0 (3.1.2).
- v_{S2}, v_{S3} Viteza la ieșirea din stator în punctele 2 și 3 (3.1.1).
- v_{SCR}, v_{SCS} Componenta de șoc a vitezei la intrarea în rotor respectiv stator (3.1.1), (3.1.2).
- $v_{uR0}, v_{uR2}, v_{uR3}$ Componenta tangențială a vitezei absolute la intrarea respectiv ieșirea din rotor în punctele 0, 2 și 3 (3.1.3), (3.15).
- v_{uS2}, v_{uS3} Componenta tangențială a vitezei la ieșirea din stator în punctele 2 și 3 (3.1.8).
- w_{R1}, w_{R2} Viteza relativă la intrarea respectiv ieșirea din rotor (3.1.7).
- $w_{uR1}, w_{uR2}, w_{uR3}$ Componenta tangențială a vitezei relative la intrarea respectiv ieșirea din rotor în punctele 1, 2 și 3 (3.1.7), (3.1.8).
- Y_R, Y_S Coeficienți caracterizând pierderile datorită numărului finit de palete (3.1.5).
- Z_R, Z_S Numărul paletelor rotorului respectiv statorului (3.1.40).
- Z Numărul mediu al paletelor (3.1.32).
- $\alpha'_{S1}, \alpha'_{S2}$ Unghiul paletelor statorului la intrare respectiv ieșire (3.1.8).
- α'_{S0} Unghiul vitezei $\overset{absolute}{V}$ la intrarea în stator în punctul 0 (fig.3.1.3).
- α'_{S3} Unghiul vitezei $\overset{absolute}{V}$ la ieșirea din stator în punctul 3 (fig.3.1.3).
- β Raportul b/R_c (3.1.23)

β'_{R2}, β'_{R1}	Unghiul paletelor rotorului la ieșire respectiv intrare (3.1.7).
β'_{R3}, β'_{R0}	Unghiul vitezei absolute la ieșirea respectiv intrarea în rotor în punctele 3 și 0 (fig.3.1.3)
γ	Greutatea specifică a lichidului utilizat în frână (3.1.4).
ξ	Coeficientul global al pierderilor prin frână (3.1.66).
η, η_v, η_m	Randament hidraulic, volumetric și mecanic (3.4.1), (3.4.2), (3.4.3).
π	Coeficientul capacității de moment (3.3.31).
λ	Coeficientul pierderilor prin frecare longitudinală (3.1.65).
λ_R	Coeficientul pierderilor prin frecare (5.1).
ν	Viscozitatea cinematică (3.4.57).
ξ	Coeficientul de pierdere de sarcină locală (3.1.65)
σ	Raportul s/r_e (3.1.35).
σ'	Raportul s'/r_e (3.1.36).
σ_1, σ_2	Coeficienți de obstrucție ai secțiunii de intrare, ieșire datorită prezenței paletelor (3.1.12), (3.1.13).
τ	Coeficient de formă (3.1.71).
φ	Raportul w_2/u_2 (5.1)
φ_{sc}	Coeficient de șoc (3.1.59)
$\varphi_{scr}, \varphi_{scs}$	Coeficient de șoc la intrarea în rotor respectiv în stator (3.1.43), (3.1.44).

3. RELATIILE TEORETICE ALE FRINELOR HIDRAULICE

3.1. RELATIILE CARACTERISTICE GENERALE ALE FRINELOR HIDRAULICE CU PALETE INCLINATE.

3.1.1. Ecuațiile fundamentale ale frinelor hidraulice.

Se consideră frâna hidraulică simplă constituită în esență dintr-un rotor și un stator, ambii prevăzuți cu palete avînd înclinarea β'_{R2} , β'_{R1} , respectiv α'_{S1} , α'_{S2} (fig. 3.1.1.). Muchiile paletelor se consideră orientate radial, cazul cel mai obișnuit. Așa cum s-a arătat anterior, frâna hidraulică simplă reprezintă de fapt un turboambrelaj la care rotorul turbină (denumit acum stator) a fost immobilizat, mișcarea de rotație fiind proprie numai rotorului pompă (denumit acum rotor). Frâna hidraulică reprezintă deci un turboambrelaj funcționînd în condiții de alunecare totală respectiv în regim de frînare $\alpha = 100\%$, $i = 0$).

Prin mișcarea de rotație a rotorului, fluidul este proiectat în acesta spre exterior și apoi deviat, trecînd din rotor în stator, unde fluidul este deviat din nou trecînd apoi în rotor. Mișcarea se repetă în continuare de-a-lungul aceluiași circuit.

În fig. 3.1.2.a sînt indicate la rotor respectiv stator punctele 0, 1, 2, 3, ale firului de lichid echivalent, caracteristice mișcării lichidului și transmiterii de energie, după cum urmează.

0. la intrarea în rețeaua paletelor
1. după intrarea în rețeaua paletelor
2. înainte de ieșirea din rețeaua paletelor
3. la ieșirea din rețeaua paletelor.

După cum se poate observa în fig.3.1.3 unde au fost indicate vitezele absolute, relative și tangențiale în punctele considerate ale firului de lichid echivalent, la trecerea din stator în rotor, fluidul avînd viteza absolută v_{s2} (punctul 2 în care paletele au unghiul α'_{s2}) intră în rotorul în mișcare suferind un șoc, caracterizat prin componenta v_{sce} . La intrarea în rotor (punctul 1) mișcarea fluidului este caracterizată prin viteza absolută v_{R1} , viteza relativă w_{R1} , viteza tangențială u_{R1} , paletele avînd unghiul β'_{R1} .

La ieșirea din rotor (punctul 2) fluidul avînd viteza absolută v_{R2} , viteza relativă w_{R2} (unghiul paletelor β'_{R2}) viteza tangențială u_{R2} , trece în stator unde suferă șocul caracterizat prin componenta v_{scs} în așa fel că se stabilește viteza absolută v_{s1} din punctul 1 (unghiul paletelor α'_{s1}).

La trecerea din stator în rotor și din rotor în stator pierderile prin șoc sînt importante și conduc la o tulburență ridicată.

La intrarea în rotor componenta de șoc \bar{v}_{SCR} este definită prin relația :

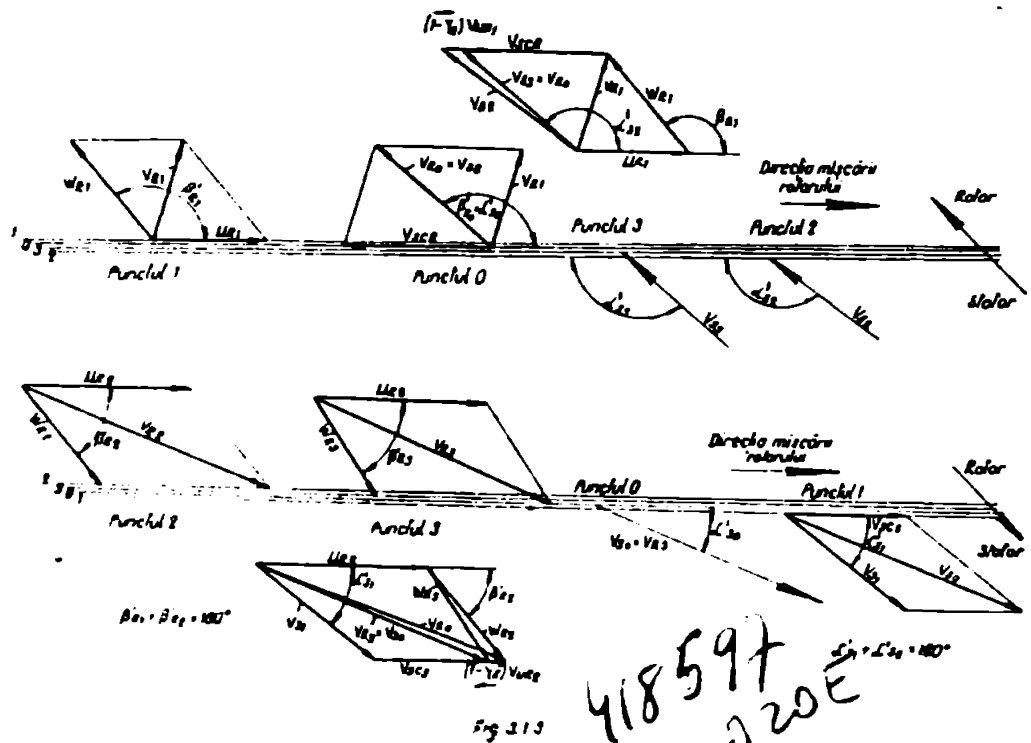
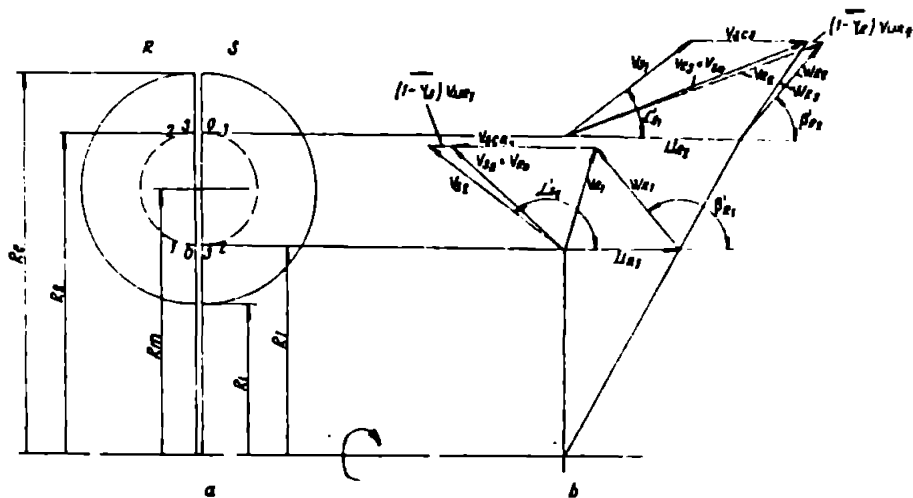
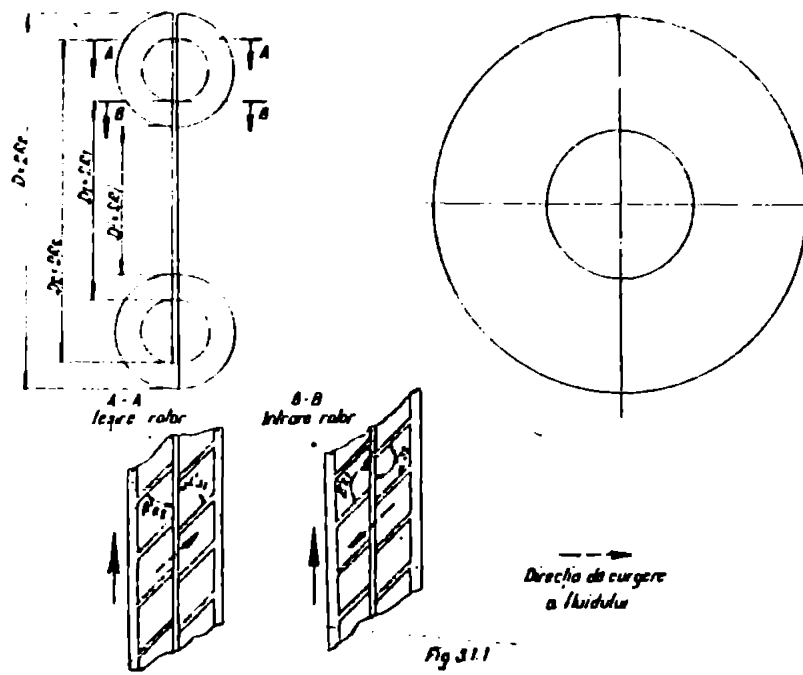
$$\bar{v}_{SCR} = \bar{v}_{R0} - \bar{v}_{R1} = \bar{v}_{s3} - \bar{v}_{R1} \quad (3.1.1.)$$

iar la intrarea în stator componenta de șoc \bar{v}_{SCS} este definită prin relația :

$$\bar{v}_{SCS} = \bar{v}_{s0} - \bar{v}_{s1} = \bar{v}_{R3} - \bar{v}_{s1} \quad (3.1.2.)$$

Corespunzător celor indicate anterior se pot trasa triunghiurile vitezelor la intrarea și ieșirea din rotor (fig. 3.1.2.b).

După cum este cunoscut, din relația lui Euler scrisă pentru înălțimea de pompare a rotorului :



$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} (R_2 v_{UR3} - R_1 v_{UR0}) \quad (3.1.3)$$

se obține momentul

$$M = \frac{Q \gamma}{g} (R_2 v_{UR3} - R_1 v_{UR0}) \quad (3.1.4)$$

Datorită numărului finit de palete, componentele tangențiale ale vitezei absolute scad față de valoarea aferentă unui număr infinit de palete la fel ca și sarcina realizată.

Pentru a se ține seama de influența numărului finit de palete la ieșirea din rotor, respectiv din stator, se introduc coeficienții Y_R respectiv Y_S . Acești coeficienți scot în evidență faptul că la trecerea din punctul 2 în punctul 3 pe firul mijlociu, în rotor, pierderea datorită numărului finit de palete este caracterizată la componenta tangențială a vitezei absolute v_{UR2} prin micșorarea acesteia cu mărimea $(1 - Y_R) v_{UR2}$. Componenta tangențială a vitezei absolute în cazul numărului finit de palete este deci $Y_R v_{UR0} = v_{UR3}$ la ieșirea din rotor.

În mod similar la ieșirea din stator respectiv la intrarea în rotor a fluidului, avînd viteza $v_{S3} = v_{R0}$, apare, datorită numărului finit de palete, o pierdere caracterizată prin micșorarea componentei tangențiale a vitezei absolute v_{S2} dată de $(1 - Y_S) v_{S2}$. La ieșirea din stator componenta tangențială a vitezei absolute în cazul numărului finit de palete este deci $v_{S3} = Y_S v_{S2} = v_{UR0}$.

Modificarea componentei tangențiale a vitezei absolute datorită numărului finit de palete, este asociată și cu modificarea unghiurilor β'_{R2} în β'_{R3} , respectiv α'_{S2} în α'_{S3} (fig. 3.1.2 și 3.1.3).

La intrarea în rotor (punctul R0) și în stator

(punctul S0) respectiv la ieșirea din rotor (punctul R3) și stator (punctul S3) are loc o variație a componentei meridionale a vitezei absolute, lucru pus în evidență în fig.3.1.4.a și 3.1.4.b. Astfel la intrarea în rotor datorită prezenței paletelor, componenta meridională a vitezei absolute variază de la v'_{m3} valoare corespunzătoare spațiului cuprins între punctele S3, R0 la $v_{m0} = v_{m2}$ corespunzătoare punctelor R0 , R1.

La ieșirea din rotor, datorită prezenței paletelor, componenta meridională a vitezei absolute variază de la $v_{m2} = v_{m3}$ la valoarea v'_{m3} corespunzătoare spațiului cuprins între punctele R3 și S0.

Trecerea de la valorile v_{m2} la valorile v'_{m3} are loc fără modificarea componentelor tangențiale ale vitezelor.

Relațiile (3.1.3) și (3.1.4), ținând seama de considerațiile anterioare, iau forma :

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} (Y_R R_2 v_{UR2} - Y_S R_1 v_{US2}) \quad (3.1.5)$$

respectiv

$$M = \frac{Q\gamma}{g} (Y_R R_2 v_{UR2} - Y_S R_1 v_{US2}) \quad (3.1.6)$$

Din triunghiurile de viteze (fig.3.1.2) rezultă că

$$v_{UR2} = u_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2} \quad (3.1.7)$$

$$v_{US2} = v_{S2} \cos \alpha'_{S2} \quad (3.1.8)$$

ceea ce face ca relațiile (3.1.5) respectiv (3.1.6) să ia forma

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} [Y_R R_2 (u_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) - Y_S R_1 v_{S2} \cos \alpha'_{S2}] \quad (3.1.9)$$

$$M = \frac{Q\gamma}{g} \left[Y_R R_2 (u_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) - Y_S R_1 \cos \alpha'_{S2} \right] \quad (3.1.10)$$

3.1.2. Relații geometrice generale ale circuitului hidraulic.

Razele R_2 și R_1 , care caracterizează firul echivalent de lichid, presupuse identice pentru rotor și stator, precum și alte relații pentru mărimile geometrice, care caracterizează circuitul hidraulic al frânei, se determină pornind de la egalitatea componentelor meridionale ale vitezelor absolute în punctele 1 și 2, la intrarea și ieșirea din rotor. Această egalitate permite să se scrie, ținând seama de continuitatea debitului,

$$v_{m1} A_1 = v_{m2} A_2 \quad (3.1.11)$$

unde (fig. 3.1.5)

$$A_1 = 2\pi R_1 B_1 \sigma_1 \quad (3.1.12)$$

este secțiunea efectivă la intrarea în rotor, iar

$$A_2 = 2\pi R_2 B_2 \sigma_2 \quad (3.1.13)$$

este secțiunea efectivă la ieșirea din rotor.

Din egalitatea secțiunilor $A_1 = A_2$ ca urmare a egalității componentelor meridionale ale vitezelor absolute, presupunând coeficienții de obstrucție egali ($\sigma_1 = \sigma_2$) rezultă

$$R_1 B_1 = R_2 B_2 \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \cong R_2 B_2 \quad (3.1.14)$$

Se poate deci scrie, evident fără a se ține seama de prezența paletelor,

$$A_1' = \pi (R_e^2 - R_m^2) = A_2' = \pi (R_m^2 - R_i^2) \quad (3.1.15)$$

Această egalitate permite să se stabilească o serie de relații geometrice caracteristice circuitului hidraulic al rotorului respectiv statorului.

Notînd

$$z_{ie} = \frac{R_i}{R_e} \quad (3.1.16)$$

rezultă

$$R_m = R_e \sqrt{\frac{1+z_{ie}^2}{2}} \quad (3.1.17)$$

Cunoscînd pe R_m se obține

$$R_2 = \frac{R_e + R_m}{2} \quad (3.1.18)$$

$$R_2 = \frac{R_e}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{1+z_{ie}^2}{2}} \right) \quad (3.1.19)$$

$$R_1 = \frac{R_m + R_i}{2} \quad (3.1.20)$$

$$R_1 = \frac{R_e}{2} \left(z_{ie} + \sqrt{\frac{1+z_{ie}^2}{2}} \right) \quad (3.1.21)$$

$$B_2 = R_e - R_m$$

$$B_2 = R_e \left(1 - \sqrt{\frac{1+z_{ie}^2}{2}} \right) \quad (3.1.22)$$

$$B_1 = R_m - R_i$$

$$B_1 = R_e \left(\sqrt{\frac{1+z_{ie}^2}{2}} - z_{ie} \right) \quad (3.1.23)$$

Se pot determina și măsurile ajutătoare Q_{12} ; Q_b

și Q_{2e}

$$Q_{12} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{Q_{ie} + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}}} \quad (3.1.24)$$

$$Q_b = \frac{B_2}{R_2} = \frac{2 \left(1 - \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}} \right)}{1 + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}}} \quad (3.1.25)$$

și

$$Q_{2e} = \frac{R_2}{R_e} = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}} \right) \quad (3.1.26)$$

Modul de determinare a razelor R_2 și R_1 ale firului de fluid echivalent nu este singurul utilizat. Spre deosebire de autorii care folosesc relațiile identice cu (3.1.8) și (3.1.20) și anume /56/, /28/, /1/, în /40/ se utilizează pentru determinarea razelor R_2 , R_1 relațiile

$$R_m = \frac{R_2 + R_1}{2}$$

$$R_2^2 = \frac{R_e^2 + R_m^2}{2} \quad (3.1.27)$$

$$R_1^2 = \frac{R_i^2 + R_m^2}{2} \quad (3.1.28)$$

In aceste condiții în locul relației (3.1.24) care dă legătura dintre rapoartele Q_{ie} și Q_{12} / 40 / indică o relație între acestea de tipul

$$Q_{ie}^2 = \frac{8Q_{12}^2 - (1+Q_{12}^2)}{8 - (1+Q_{12}^2)} \quad (3.1.29)$$

În fig.3.1.6 s-au reprezentat grafic curbele

$Q_{12} = f(Q_{ie})$ corespunzător relațiilor (3.1.24) respectiv (3.1.29). Se observă că valorile rezultate pentru Q_{12} în ipoteza unei valori Q_{ie} date sînt destul de apropiate.

Secțiunile A_1' și A_2' se pot exprima, fără a se ține seama de prezența paletelor ca fiind jumătate din secțiunea A' a coroanei circulare de raze R_e și R_i :

$$A_1' = A_2' = \frac{A'}{2} = \pi(R_e^2 - R_i^2) \quad (3.1.30)$$

astfel că, ținînd seama de relația (3.1.15)

$$A_1' = A_2' = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - Q_{ie}^2) \quad (3.1.31)$$

Secțiunile efective A_1 și A_2 la intrarea respectiv ieșirea din rotor ținînd seama de prezența paletelor, se obțin din relațiile

$$A_1 = \pi(R_m^2 - R_i^2) - (R_m - R_i)s'Z \quad (3.1.32)$$

și

$$A_2 = \pi(R_e^2 - R_m^2) - (R_e - R_m)s'Z \quad (3.1.33)$$

unde Z este numărul paletelor iar s' reprezintă grosimea paletelor în planul frontal. Pentru înclinarea β'_{R_2} a paletelor, de grosime s

$$s' = \frac{s}{\cos \beta'_{R_2}} \quad (3.1.34)$$

Grosimile s' și s se pot exprima în funcție de R_e

$$s = \sigma R_e \quad (3.1.35)$$

$$s' = \sigma' R_e \quad (3.1.36)$$

Secțiunile A_1 și A_2 se pot exprima și în acest caz ca fiind jumătate din secțiunea A a coroanei circulare de raze R_e și R_i :

$$A_1 = A_2 = \frac{A}{2}$$

astfel

$$A_1 = A_2 = \frac{\pi}{2} (R_e^2 - R_i^2) - \frac{R_e - R_i}{2} s' Z \quad (3.1.37)$$

Relația (3.1.37) devine ținând seama de (3.1.16) și (3.1.36)

$$A_2 = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - \lambda_{ie}) \left(1 + \lambda_{ie} - \frac{Z \sigma'}{\pi} \right) \quad (3.1.38)$$

Evident în cazul paletelor în unghi drept ($\beta'_{R2} = \beta'_{R1} = 90^\circ$)

$$A_2 = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - \lambda_{ie}) \left(1 + \lambda_{ie} - \frac{Z \sigma}{\pi} \right) \quad (3.1.39)$$

Este de remarcat că pentru raze R_e și R_i egale la rotor și stator, pentru numere de palete Z_R și Z_S diferite la stator și rotor, secțiunile de la intrarea în rotor și ieșirea din rotor nu sînt matematic egale.

Dată fiind însă diferența mică dintre Z_R și Z_S (de obicei $Z_R = Z_S + 1$) în cele ce urmează se vor considera secțiunile omoloage de la intrarea și ieșirea din rotor respectiv stator egale. În aceste condiții în relațiile care determină secțiunile se va introduce numărul mediu de palete.

$$Z = \frac{Z_R + Z_S}{2} \quad (3.1.40)$$

Revenind la fig.3.1.3.b este evident că pentru componentele meridionale ale vitezei absolute se poate scrie

relația :

$$v_{m2} = v_{m3} = v'_{m3} \frac{A_2'}{A_2} \quad (3.1.41)$$

3.1.3. Bilanțul energetic al frânelor hidraulice.

Bilanțul energetic, în cazul frânelor hidraulice, se efectuează particularizând relația energiilor specifice cunoscută în cazul turboambrelajelor în sensul că, spre deosebire de turboambrelaje, în cazul frânelor hidraulice rotorul turbină (statorul), fiind imobil, căderea de sarcină în acesta este nulă.

Se va scrie deci în cazul frânelor hidraulice

$$H_{Rth} = H_{SC} + H_{PF} \quad (3.1.42)$$

unde H_{SC} este sarcina pierdută prin șoc la intrarea în rotor și în stator iar H_{PF} este sarcina pierdută prin frecare în canalele rotorului și statorului.

Energia pierdută prin șoc nu poate fi recuperată din punct de vedere mecanic, ea se transformă în căldură producând încălzirea fluidului și a maselor din componența rotorului și statorului frânei.

Un șoc în adevăratul sens al cuvântului nu poate fi considerat ca integral recuperabil din punct de vedere mecanic din cauza numărului finit de palete și legat de acesta de o conducere insuficientă a firelor de lichid în canalele rotorilor și statorilor.

Ca urmare a acestui fapt frîngerea nu este la fel de netă pentru toate firele de lichid. Pentru a ține seama de acest fapt, în relația care dă pierderea de sarcină prin șoc se introduce un factor de șoc \mathcal{I}_{SC} în general subunitar.

Pierderea de sarcină prin șoc la intrarea în rotor este dată, ținând seama de cele prezentate anterior, de relația

$$H_{SCR} = \frac{\varphi_{SCR} (v_{SCR})^2}{2g} \quad (3.1.43)$$

în care apare coeficientul de șoc la intrarea în rotor φ_{SCR}

Pierderea de sarcină prin șoc la intrarea în sta-
tor este dată în relația

$$H_{SCS} = \frac{\varphi_{SCS} (v_{SCS})^2}{2g} \quad (3.1.44)$$

unde coeficientul φ_{SCS} are aceeași semnificație ca și în
cazul intrării în rotor.

Conform celor arătate anterior componenta de șoc
 v_{SCR} la intrarea în rotor este dată de relația (3.1.1).
Considerînd componentele tangențiale ale vitezelor se poate
scrie succesiv

$$v_{SCR} = v_{uS3} - v_{uR1} = v_{uS3} - (w_{uR1} - u_{R1})$$

$$v_{SCR} = Y_s v_{uS2} - (w_{R1} \cos \beta'_{R1} - u_{R1}) \quad (3.1.45)$$

În caz că muchiile paletelor sînt radiale, ceea ce
este aproape întotdeauna cazul,

$$\beta'_{R2} = 180^\circ - \beta'_{R1} \quad (3.1.46)$$

și

$$\alpha'_{S2} = 180^\circ - \alpha'_{S1} \quad (3.1.47)$$

ținînd seama că

$$w_{uS2} = v_{S2} \cos \alpha'_{S2} \quad (3.1.48)$$

$$v_{S2} = \frac{v_{m2}}{\sin \alpha'_{S1}} \quad (3.1.49)$$

$$w_{R1} = \frac{v_{m2}}{\sin \beta'_{R2}} \quad (3.1.50)$$

rezultă pentru $Y_S = 1$

$$v_{SCR} = u_{R1} + v_{m2} (\operatorname{ctg} \alpha'_{s1} - \operatorname{ctg} \beta'_{R2}) \quad (3.1.51)$$

În același mod pentru componenta de șoc v_{SCS} la intrarea în stator pornind de la relația (3.1.2) se obține, pornind de la componentele tangențiale ale vitezelor

$$v_{SCS} = v_{UR3} - v_{US1} = Y_R v_{UR2} - v_{US1} \quad (3.1.52)$$

ținând seama că

$$v_{UR2} = u_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2} \quad (3.1.53)$$

$$w_{R2} = \frac{v_{m2}}{\sin \beta'_{R2}} \quad (3.1.54)$$

$$v_{US1} = \frac{v_{m2}}{\sin \alpha'_{s1}} \quad (3.1.55)$$

se obține pentru $Y_R = 1$.

$$v_{SCS} = u_{R2} - v_{m2} (\operatorname{ctg} \alpha'_{s1} - \operatorname{ctg} \beta'_{R2}) \quad (3.1.56)$$

Pierderea totală prin șoc va fi deci

$$H_{SC} = H_{SCR} + H_{SCS} \quad (3.1.57)$$

Ținând seama de (3.1.43) și (3.1.44) respectiv de (3.1.51) și (3.1.56) presupunând $\eta_{SCR} = \eta_{SCS} = \eta_{SC}$ se obține

$$H_{SC} = \frac{Q_{SC}}{2g} \left\{ \left[\mu_{R1} + v_{m2} (\operatorname{ctg} \alpha'_{S1} - \operatorname{ctg} \beta'_{R2}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[\mu_{R2} - v_{m2} (\operatorname{ctg} \alpha'_{S2} - \operatorname{ctg} \beta'_{R2}) \right]^2 \right\} \quad (3.1.59)$$

Pentru o frână hidraulică, evident, există interea ca pierderile prin șoc să fie maxime.

Se observă că relația (3.1.59) care exprimă pierderea de sarcină prin șoc la o frână hidraulică reprezintă pentru valori μ_{R1} , μ_{R2} și v_{m2} date o funcție de două variabile β'_{R2} și α'_{S1} .

$$H_{SC} = F(\alpha'_{S1}, \beta'_{R2})$$

Valoarea maximă sau minimă a acestei funcții rezultă pentru condițiile

$$\frac{\partial F}{\partial \alpha'_{S1}} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial F}{\partial \beta'_{R2}} = 0 \quad (3.1.60)$$

Sistemul de ecuații (3.1.60) nu conduce însă pe cale analitică la valori ale unghiurilor α'_{S1} și β'_{R2} aferente unor valori limită ale funcției

$$H_{SC} = F(\alpha'_{S1}, \beta'_{R2})$$

Se poate remarca însă că în relația (3.1.59) care dă pierderea de sarcină prin șoc, dacă α'_{S1} devine tot mai mare față de β'_{R2} atunci v_{SCR} scade și v_{SCS} crește iar dacă α'_{S1} devine tot mai mic față de β'_{R2} atunci v_{SCR} crește și v_{SCS} scade.

În aceste condiții se poate admite pentru moment îndeplinită condiția.

$$\alpha'_{S1} = \beta'_{R2} \quad (3.1.61)$$

condiție pentru care valoarea rezultată pentru H_{SC}

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} (u_{R1}^2 + u_{R2}^2) \quad (3.1.62)$$

deși nu reprezintă un maxim, constituie totuși o valoare suficient de mare pentru pierderea prin șoc. Influența mărimii $\sigma = \alpha'_{S1} - \beta'_{R2}$ asupra pierderilor de sarcină prin șoc verificată prin calcule numerice justifică admiterea condiției (3.1.61).

Tinând seama că :

$$\frac{\mu_{R1}}{\mu_{R2}} = \frac{R_1}{R_2} = \varrho_{12}$$

se poate scrie

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} (1 + \varrho_{12}^2) u_{R2}^2 \quad (3.1.63)$$

Exprimînd pe ϱ_{12} conform relației (3.1.24) se mai poate scrie

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} \left[1 + \left(\frac{\varrho_{ie} + \sqrt{\frac{1 + \varrho_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + \varrho_{ie}^2}{2}}} \right)^2 \right] u_{R2}^2 \quad (3.1.64)$$

Pentru a stabili o relație convenabilă pentru pierderile de sarcină prin frecare se pornește de la relația generală a pierderilor prin conducte circulare

$$H_{PF} = \left(\lambda \frac{\sum L_i}{D} + \sum \xi \right) \frac{w^2}{2g} \quad (3.1.65)$$

în care termenul $\lambda \frac{\sum L_i}{D}$ exprimă pierderile de sarcină datorită rezistenței de frecare iar termenul $\sum \xi$ exprimă pierderile datorită rezistențelor locale.

In relația (3.1.65)

- λ - este coeficientul de pierdere de sarcină longitudinal
- $\sum L_i$ - lungimea totală a conductei
- D - diametrul conductei
- ξ - coeficientul de pierdere de sarcină locală

Pentru canalele circuitului hidraulic al frinei pierderile de sarcină prin frecare se exprimă prin relația

$$H_{PF} = \xi \frac{w^2}{2g} \quad (3.1.66)$$

In relația (3.1.66) apare un coeficient global al pierderilor prin frecare definit prin echivalența

$$\xi = \lambda \frac{\sum L_i}{D} + \sum \xi \quad (3.1.67)$$

Se poate remarca faptul că ξ este un coeficient adimensional care include atât pierderile propriuzise prin frecare cât și pierderile datorită rezistențelor locale cât și alte pierderi cum sînt cele datorate faptului că fluidul este condus de un număr de palete care nu este infinit, care nu sînt infinit de apropiate între ele și care nu au o grosime infinit de mică.

Referindu-ne la curgerea fluidului cu viteza w printr-un canal al rotorului și statorului cuprins între două palete, relația (3.1.66) se poate scrie în forma

$$H_{PF} = \lambda L_m \frac{\chi_c}{4A_c} \frac{w^2}{2g} \quad (3.1.68)$$

χ_c - perimetrul udat al unui canal

A_c - secțiunea unui canal.

Dacă în relația (3.1.68) amplificăm cu Z , numărul canalelor (paletelor) rotorului și statorului se obține

$$H_{PF} = \lambda L_m \frac{Z \chi_c}{4 Z A_c} \frac{\omega^2}{2g} \quad (3.1.69)$$

respectiv

$$H_{PF} = \lambda L_m \frac{\chi}{4 A_2} \frac{\omega^2}{2g} \quad (3.1.70)$$

relație în care

χ - este perimetrul udat al tuturor canalelor rotorului și statorului

A_2 - secțiunea de ieșire respectiv intrare în rotor dată de relațiile (3.1.37), (3.1.38) sau (3.1.39).

În relația (3.1.70) se introduce mărimea τ numită coeficient de formă și definită prin relația

$$\tau = \frac{L_m \chi}{4 A_2} \quad (3.1.71)$$

obținându-se

$$H_{PF} = \lambda \tau \frac{\omega^2}{2g} \quad (3.1.72)$$

Evident

$$\mathcal{G} = \lambda \tau \quad (3.1.73)$$

Revenind la relația (3.1.71) se observă că produsul $L_m \chi$ poate fi considerat ca reprezentând suprafața

totală udată de lichid a celor Z canale ale rotorului și statorului [51]. În aceste condiții determinarea produsului $L_m \tau$ nu prezintă dificultate el putînd fi exprimat prin relația

$$L_m \tau = A_p + A_{tor} \quad (3.1.74)$$

în care

A_p este suprafața totală a paletelor (ambele fețe)

A_{tor} - suprafața interioară a torului rotorului și statorului din care se scade suprafața aferentă intersecției cu paletele.

Produsul $L_m \tau$ poate fi determinat în cazul cel mai general prin planimetrarea suprafețelor respective și în anumite cazuri calculat analitic cu ajutorul unor relații geometrice.

Astfel pentru un circuit hidraulic cu dimensiunile în secțiune indicate în fig.3.1.7 în care A_{1P} reprezintă suprafața unei palete iar S_p conturul său de intersecție cu suprafața interioară a torului rotorului respectiv statorului, se obține

$$A_p = 2(Z_R + Z_S) A_{1P} = 4Z A_{1P} \quad (3.1.75)$$

și aplicînd teorema lui Guldin, considerînd grosimea paletelor în secțiune s' dată de relația (3.1.34).

$$A_{tor} = 2\pi \frac{R_e + R_i}{2} S_p - \frac{Z_R + Z_S}{2} s' S_p \quad (3.1.76)$$

Mărimea τ rezultă din relația

$$\tau = \frac{A_p + A_{tor}}{4A_2} \quad (3.1.77)$$

În relațiile care dau pierderile de sarcină prin frecare H_{PF} se va considera $w = w_{R2}$.

Modul de determinare a suprafeței paletelor în adevărată mărime se efectuează după cum se poate urmări în fig. 3.1.7.

Secțiunea prin rotor sau stator în planul care cuprinde axul de rotație este caracterizată prin razele R_0, R_1, R_2, R_3, R_4 și R_5 precum și cota B determină pe conturul secțiunii punctele 1a, 2a, 3a, 4a, 5a, 6a, 7a, 8a, 9a, 8b, 7b, 6b, 5b, 4b, 3b, 2b, 1b.

Din punctul O se duce o dreaptă înclinată la unghiul β'_{R2} de înclinare a paletelor. (În figură $\beta'_{R2} = 45^\circ$)

Deasemenea se duc la aceleași distanțe care împart cota B în aceleași părți egale segmentele I', II', III', IV' ... IX'.

Aceste segmente intersectează dreapta înclinată la unghiul β'_{R2} în punctele 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8', 9'.

Cu centrul în O' se duc arcele de cerc care trec prin punctele 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7', 8', 9' și care determină pe segmentul de dreaptă OO'' punctele 1'', 2''... 9''.

Din aceste puncte se duc segmentele paralele cu dreapta OO'' II'', III'', IV'', ... IX''.

În același timp se duc din punctele 1a, 2a, 3a... 9a, 8b, 7b, 1b dreptele orizontale care determină pe dreapta OO'' punctele corespondente 1a'', 2a'', 3a'', 4a''... 9a'', 8b'', 7b'' ... 2b'', 1b''. Din aceste puncte se duc arcele de cerc cu centrul în O' care vor intersecta dreptele paralele la OO'', I'', II'', III''... IX'' în punctele 1a'', 2a'', 3a'', 4a'', 5a'' ... 9a'', 8b'' ... 2b'', 1b'', Aceste puncte determină conturul paletelor în adevărată mărime.

3.1.4. Metodă de analiză a frânelor hidraulice.

In baza celor stabilite pînă aici se poate elabora o metodă care să permită analiza frânelor hidraulice. Această metodă se bazează pe cunoașterea dimensiunilor geometrice ale frînei, a momentului de frînare realizat pentru diferite turații $M_{fh} = f(n)$ și greutateii specifice γ .

In ecuația momentului (3.1.10) în care se consideră $\gamma_R = \gamma_s = 1$.

$$M = \frac{Q\gamma}{g} \left[R_2 (\mu_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) - R_1 r_{s2} \cos \alpha'_{s2} \right] \quad (3.1.78)$$

se înlocuiește ținînd seama de (3.1.49) și (3.1.54)

$$r_{s2} = w_{R2} \frac{\sin \beta'_{R2}}{\sin \alpha'_{s2}} \quad (3.1.79)$$

$$M = \frac{Q\gamma}{g} \left[R_2 (\mu_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) - R_1 w_{R2} \cos \alpha'_{s2} \frac{\sin \beta'_{R2}}{\sin \alpha'_{s2}} \right] \quad (3.1.80)$$

De asemenea se observă că se poate scrie

$$w_{R2} = \frac{v_{m2}}{\sin \beta'_{R2}} = \frac{Q}{A_2 \sin \beta'_{R2}} \quad (3.1.81)$$

de unde ținînd seama și că $\mu_{R2} = \omega R_2$

$$M = \frac{Q\gamma}{2g} \left[R_2 \left(R_2 \omega + \frac{Q}{A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}} \right) - R_1 \frac{Q}{A_2 \operatorname{tg} \alpha'_{s2}} \right] \quad (3.1.82)$$

Dacă muchiile paletelor sînt radiale, ceea ce este aproape întotdeauna cazul, sînt valabile relațiile (3.1.46) și (3.1.47) iar dacă este îndeplinită și condiția (3.1.61) atunci

$$\alpha'_{s2} = 180^\circ - \beta'_{R2} \quad (3.1.83)$$

și

$$\operatorname{tg} \alpha'_{s2} = - \operatorname{tg} \beta'_{R2} \quad (3.1.84)$$

în aceste condiții ecuația momentului devine

$$M = \frac{Q\gamma}{g} \left[R_2 \left(R_2 \omega + \frac{Q}{A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}} \right) + R_1 \frac{Q}{A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}} \right] \quad (3.1.85)$$

Se observă că aceasta este o ecuație de gradul doi în Q

$$\frac{(R_2 + R_1) \gamma}{g A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}} Q^2 + \frac{R_2^2 \omega \gamma}{g} Q - M = 0 \quad (3.1.86)$$

cu rădăcinile

$$Q_{1,2} = \frac{- \frac{R_2^2 \omega \gamma}{g} \pm \sqrt{\left(\frac{R_2^2 \omega \gamma}{g} \right)^2 + \frac{(R_2 + R_1) \gamma}{g A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}} M}}{2 \frac{(R_2 + R_1) \gamma}{g A_2 \operatorname{tg} \beta'_{R2}}} \quad (3.1.87)$$

Semnul + corespunde sensului de frînare cu capacitate

maximă (indice 1).

Se observă că pentru $\beta'_{R_2} = 45^\circ$ ceea ce este cazul cel mai frecvent, $\operatorname{tg} \beta'_{R_2} = 1$:

Pentru valoarea lui Q_1 , calculată pentru razele R_2 și R_1 determinate cu ajutorul relațiilor (3.1.19) și (3.1.21), pentru A_2 determinat din relația (3.1.38) și pentru β'_{R_2} , M și ω cunoscuți rezultă

$$w_{R_2} = \frac{Q_1}{A_2 \sin \beta'_{R_2}} \quad (3.1.88)$$

și

$$\frac{w_{R_2}^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{Q_1}{A_2 \sin \beta'_{R_2}} \right)^2 \quad (3.1.89)$$

Se remarcă faptul că dacă nu se cunoaște numărul paletelor Z și grosimea lor s , secțiunea A_2 se determină din relația (3.1.24) corectată

$$A_2 = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - \lambda_{ie}^2) \bar{U}_2 \quad (3.1.90)$$

în care coeficientul de obstrucție datorită prezenței paletelor \bar{U}_2 se admite în intervalul 0,90... 0,95.

În continuare se poate determina

$$H_{R_{1h}} = \frac{M \omega}{Q_1 \gamma} \quad (3.1.91)$$

și din (3.1.62)

$$H_{sc} = \frac{\gamma_{sc}}{2g} \omega^2 (R_2^2 + R_1^2) \quad (3.1.92)$$

de unde ținând seama de (3.1.58), (3.1.66), (3.1.91) și (3.1.92) presupunând $\varphi_{sc} = 1$ se obține

$$\mathcal{S} = \frac{\frac{M\omega}{Q, \gamma} - \frac{\omega^2}{2g} (R_2^2 + R_1^2)}{\frac{w_{R2}^2}{2g}} \quad (3.1.93)$$

După /56/ și alți autori valoarea maximă a coeficientului de șoc φ_{sc} se situează între 0,9 și 0,98 ținând spre 1. După /40/ pot fi luate în considerare valori cuprinse între 0,25 și 1.

Analiza efectuată la un număr de frâne hidraulice realizate a condus la aprecierea domeniului de variație a lui \mathcal{S} cuprins între 0,5 ... 6. Acest domeniu corespunde cu domeniul indicat în /40/.

3.2. DETERMINAREA ANALITICĂ A COEFICIENTULUI CAPACITĂȚII DE MOMENT A FRINEI k_{mf} ȘI INFLUENȚA DIFERITILOR PARAMETRII ASUPRA SA.

3.2.1. Determinarea analitică a coeficientului de moment al frinei k_{mf}

Momentul de frinare dezvoltat de o frână hidrolică se exprimă prin relația general valabilă pentru toate mașinile hidrodinamice, în ceea ce privește dependența momentului de pătratul turației și de puterea a cincea a diametrului activ .

$$M = k_{mf} n^2 D^5 \quad (3.2.1)$$

În continuare, coeficientul capacității de moment k_{mf} se va referi la frâna simplă, cu circuitul hidrolic cu un

singur tor.

Se poate stabili pentru coeficientul k_{mf} o relație analitică utilizând ecuația continuității, ecuația fundamentală în momente și bilanțul energetic al frinei.

Se presupune că rotorul și statorul au aceeași formă și aceleași dimensiuni principale, că paletele au grosimi neglijabile și că jocul axial dintre rotor și stator este foarte mic.

Ecuația continuității pentru circuitul hidraulic al frinei se poate scrie în aceste condiții în forma :

$$Q = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - Q_{ie}^2) W_{R2} \sin \beta'_{R2} = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - Q_{ie}^2) v_{s2} \sin \alpha'_{s2} \quad (3.2.2)$$

În ecuația fundamentală a frinelor hidrodinamice (3.1.10) se consideră $Y_R = Y_S = 1$ neglijând astfel efectul numărului finit de palete, se înlocuiește valoarea lui Q din relația (3.2.2), se introduc valorile lui R_2 și R_1 date în relațiile (3.1.16) și (3.1.18) se introduce valoarea lui v_{s2} din relația (3.1.65) și se scrie în locul lui M valoarea sa din relația (3.2.1) obținându-se egalitatea

$$k_{mf} n^2 D^5 = \frac{\pi}{2} \frac{\gamma}{g} R_e^2 (1 - Q_{ie}^2) W_{R2} \sin \beta'_{R2} \times \\ \times \left[\frac{R_e}{2} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + Q_{ie}^2}{2}} \right) \left(u_{R2} + W_{R2} \cos \beta'_{R2} \right) - \frac{R_e}{2} \left(Q_{ie} + \sqrt{\frac{1 + Q_{ie}^2}{2}} \right) W_{R2} \frac{\sin \beta'_{R2} \cos \alpha'_{s2}}{\sin \alpha'_{s2}} \right] \quad (3.2.3)$$

Se amplifică ambii membri cu $\frac{n}{\mu_{R2}^3}$

$$\frac{k_{mf} n^3 D^5}{\mu_{R2}^3} = \frac{\pi}{2} \frac{\gamma}{g} R_e^2 (1 - Q_{ie}^2) \frac{R_e}{2} \frac{n}{\mu_{R2}} \times \\ \times \left[\left(1 + \sqrt{\frac{1 + Q_{ie}^2}{2}} \right) \left(\frac{W_{R2}}{\mu_{R2}} \sin \beta'_{R2} + \frac{W_{R2}^2}{\mu_{R2}^2} \sin \beta'_{R2} \cos \beta'_{R2} \right) + \right. \\ \left. - \left(Q_{ie} + \sqrt{\frac{1 + Q_{ie}^2}{2}} \right) \left(\frac{W_{R2}^2}{\mu_{R2}^2} \right) \frac{\sin \beta'_{R2}}{\sin \alpha'_{s2}} \cos \alpha'_{s2} \right] \quad (3.2.4)$$

Din relația cunoscută a vitezei periferice rezultă ținând seama de (3.1.19)

$$\frac{n}{\mu_{R_2}} \frac{R_e}{2} = \frac{30}{2\pi} \frac{R_e}{R_2} = \frac{30}{\pi \left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right)} \quad (3.2.5)$$

Deasemenea se poate scrie

$$\frac{\pi^3 D^3}{\mu_{R_2}^3} = \left(\frac{30}{\pi}\right)^3 \left(\frac{D}{R_2}\right)^3 = \left(\frac{60}{\pi}\right)^3 \left(\frac{R_e}{R_2}\right)^3 = \left(\frac{60}{\pi}\right)^3 \left(\frac{2}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^3 \quad (3.2.6)$$

Ținând seama de (3.2.5) și (3.2.6) relația

(3.2.4) devine :

$$k_{mf} \left(\frac{60}{\pi}\right)^3 \left(\frac{2}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^3 D^2 = \frac{\pi}{2} \frac{\delta}{g} R_e^2 (1 - q_{ie}^2) \frac{30}{\pi \left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right)} \times$$

$$\times \left[\left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right) \frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}} \sin \beta'_{R_2} + \left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right) \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right)^2 \frac{\sin 2\beta'_{R_2}}{2} + \right. \quad (3.2.7)$$

$$\left. - \left(q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right) \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right)^2 \sin \beta'_{R_2} \operatorname{ctg} \alpha'_{s_2} \right]$$

Această relație se poate transcrie în forma

$$\left[\left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right) \frac{\sin 2\beta'_{R_2}}{2} - \left(q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right) \sin^2 \beta'_{R_2} \operatorname{ctg} \alpha'_{s_2} \right] \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right)^2 +$$

$$+ \left[\left(1 + \frac{1+q_{ie}^2}{2}\right) \sin \beta'_{R_2} \right] \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right) = \left(\frac{60}{\pi}\right)^3 \left[\frac{2}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right]^3 \frac{\delta g}{\delta} \frac{1}{1 - q_{ie}^2} \frac{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{30} k_{mf} \quad (3.2.8)$$

respectiv, prin simplificări, în forma

$$\left[1 - \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \frac{\sin \beta'_{R_2} \operatorname{ctg} \alpha'_{s_2}}{\frac{\sin 2\beta'_{R_2}}{2}} \right] \frac{\sin 2\beta'_{R_2}}{2} \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right)^2 + \sin \beta'_{R_2} \left(\frac{w_{R_2}}{\mu_{R_2}}\right) =$$

$$= \frac{32}{15} \left(\frac{60}{\pi}\right)^3 \frac{g}{\delta} \left[\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^3 \frac{k_{mf}}{1 - q_{ie}^2} \quad (3.2.9)$$

La frânele hidrodinamice pentru palete cu muchii radiale, sînt valabile relațiile (3.1.41) și (3.1.42).

Dacă există și egalitățile (3.1.43) și (3.1.44)

atunci

$$\beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 180^\circ - \alpha'_{S2} \quad (3.2.10)$$

și evident

$$\operatorname{ctg} \alpha'_{S2} = -\operatorname{ctg} \beta'_{R2} \quad (3.2.11)$$

și

$$\frac{\sin^2 \beta'_{R2} \operatorname{ctg} \alpha'_{S2}}{\frac{\sin 2\beta'_{R2}}{2}} = \frac{\sin^2 \beta'_{R2} \operatorname{ctg} \alpha'_{S2}}{\sin \beta'_{R2} \cos \beta'_{R2}} = \operatorname{tg} \beta'_{R2} \operatorname{ctg} \alpha'_{S2} = -1 \quad (3.2.12)$$

În aceste condiții relația (3.2.9) ia forma

$$2 \left[1 + \frac{g_{ie} + \sqrt{\frac{1+g_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+g_{ie}^2}{2}}} \right] \left(\frac{\sin 2\beta'_{R2}}{2} \right) \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right)^2 + \left(\sin \beta'_{R2} \right) \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right) = \quad (3.2.13)$$

$$= \frac{64}{15} \left(\frac{60}{\pi} \right)^3 \frac{g}{f} \left[\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1+g_{ie}^2}{2}}} \right]^3 \frac{k_{mf}^2}{1-g_{ie}}$$

Ținând seama că

$$v_{m2} = w_{R2} \sin \beta'_{R2} \quad (3.2.14)$$

și

$$\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} = \frac{1}{k_v \sin \beta'_{R2}} \quad (3.2.15)$$

unde apare coeficientul vitezelor

$$k_v = \frac{u_{R2}}{w_{R2}} \quad (3.2.16)$$

relația (3.2.13) ia, după simplificări, forma

$$2 \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right] \operatorname{ctg} \beta'_{R2} \frac{1}{k_v} + \frac{2}{k_v} = \quad (3.2.17)$$

$$= \frac{64}{15} \left(\frac{60}{\pi} \right)^3 \frac{g}{\delta} \left[\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^3 \frac{k_{mf}}{1 - q_{ie}^2}$$

În continuare se va utiliza relația (3.1.35) care exprimă bilanțul energetic, scrisă în forma

$$H_{PF} = H_{Rth} - H_{SC} \quad (3.2.18)$$

În această relație se ține seama că sarcina teoretică realizată de rotor are expresia cunoscută

$$H_{Rth} = \frac{M\omega}{Q\gamma} \quad (3.2.19)$$

Introducând în (3.2.19) valoarea momentului M din (3.2.1) valoarea debitului Q din (3.2.2) precum și

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad R_e^2 = \frac{D^2}{4} \quad \text{se obține}$$

$$H_{Rth} = \frac{8 k_{mf} n^3 D^3}{30 \delta^2 (1 - q_{ie}^2) w_{R2} \sin \beta'_{R2}} \quad (3.2.20)$$

De asemenea se ține seama de relația (3.1.52) stabilită pentru pierderile de sarcină prin soc H_{SC} și de relația (3.1.53) stabilită pentru pierderile de sarcină prin frecare H_{PF} .

În aceste condiții prin înlocuire în relația (3.2.18) se obține

$$g \frac{w_{R2}^2}{2g} = \frac{8 k_{mf} n^3 D^3}{30 \delta^2 (1 - q_{ie}^2) w_{R2} \sin \beta'_{R2}} - \frac{q_{SC}}{2g} \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^2 u_{R2}^2$$

(3.2.21)

Amplificând ambii membri cu $2g$ se obține

$$\mathcal{G} \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right)^3 = \frac{16g k_{mf} n^3 D^3}{30\gamma^4 (1-q_{ie}^2) \mu_{R2} \sin \beta'_{R2}} - \varphi_{sc} \left[1 + \left| \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right|^2 \right] \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right) \quad (3.2.22)$$

Tinând de valoarea din relația (3.2.6) pentru $\frac{n^3 D^3}{\mu_{R2}^3}$ și simplificând cu $\sin \beta'_{R2}$ relația (3.2.22) ia for-

ma

$$\mathcal{G} (\sin \beta'_{R2}) \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right)^3 + \varphi_{sc} \left[1 + \left| \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right|^2 \right] (\sin \beta'_{R2}) \left(\frac{w_{R2}}{\mu_{R2}} \right) =$$

$$= \frac{64}{15} \left(\frac{60}{\pi} \right)^3 \frac{g}{\gamma^4} \left(\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right)^3 \frac{k_{mf}}{1-q_{ie}^2} \quad (3.2.23)$$

Tinând seama de relația (3.2.15) se obține

$$\frac{\mathcal{G}}{\sin^2 \beta'_{R2}} \frac{1}{k_v^3} + \varphi_{sc} \left[1 + \left| \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right|^2 \right] \frac{1}{k_v} =$$

$$= \frac{64}{15} \left(\frac{60}{\pi} \right)^3 \frac{g}{\gamma^4} \left(\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right)^3 \frac{k_{mf}}{1-q_{ie}^2} \quad (3.2.24)$$

Sistemul de ecuații (3.2.17) și (3.2.24) permite determinarea mărimilor $k_v = \frac{\mu_{R2}}{w_{R2}}$ și k_{mf} . Se observă într-adevăr că cele două ecuații ale sistemului au același membru doi, ceea ce permite obținerea directă a unei ecuații în k_v . Egalând deci membrii unu ai ecuațiilor (3.2.17) și (3.2.24) se obține

$$2 \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right] (\operatorname{ctg} \beta'_{R2}) \frac{1}{k_v^2} + \frac{2}{k_v} =$$

$$= \frac{\mathcal{G}}{\sin^2 \beta'_{R2}} \frac{1}{k_v^3} + \varphi_{sc} \left[1 + \left| \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right|^2 \right] \frac{1}{k_v} \quad (3.2.25)$$

In ecuația (3.2.25) simplificând prima dată cu $\frac{1}{k_v}$ și amplificând apoi cu $k_v^2 \sin^2 \beta'_{R2}$ se obține ecuația

de gradul 2 în k_v

$$\left\{ 2 - \varphi_{sc} \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^2 \right\} (\sin^2 \beta'_{R2}) k_v^2 +$$

$$+ \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right] (\sin 2\beta'_{R2}) k_v - \mathcal{G} = 0 \quad (3.2.26)$$

Rădăcinile acestei ecuații sînt

$$\left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} (\sin 2\beta'_{R2}) \right] \pm \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} (\sin^2 \beta'_{R2}) + \mathcal{G} \right] \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^2 (\sin^2 \beta'_{R2})$$

$$2 \left\{ 2 - \varphi_{sc} \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^2 \right\} (\sin^2 \beta'_{R2}) \quad (3.2.27)$$

În (3.2.27) semnul + corespunde sensului de frînare înainte, aferent capacității maxime de frînare, iar semnul - sensului de frînare invers.

Cunoscînd pe k_v din relația (3.2.27) se poate determina coeficientul capacității de moment a frînei k_{mf} prin înlocuirea în relația (3.2.24) obținîndu-se

$$k_{mf} = \frac{15}{64} \left(\frac{\pi}{60} \right)^3 \frac{g^2}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}} \right)^3 \frac{1-q_{ie}^2}{\sin^2 \beta'_{R2}} \left\{ \frac{\varphi_{sc}}{k_v} \left[1 + \frac{q_{ie} + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}} \right]^2 (\sin^2 \beta'_{R2}) + \frac{\mathcal{G}}{k_v} \right\} \quad (3.2.28)$$

Dacă în relația (3.2.2) care dă expresia debitului Q s-ar fi ținut seama de prezența paletelor de grosime finită ^{$\sigma \cdot H$} rezultat

$$Q = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - q_{ie}) \left(1 + q_{ie} - \frac{ZG'}{\pi} \right) W_{R2} \sin \beta'_{R2} = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - q_{ie}) \left(1 + q_{ie} - \frac{ZG'}{\pi} \right) v_{s2} \sin \alpha'_{s2} \quad (3.2.29)$$

Dacă se înlocuiește în mod corespunzător Q în relația (3.2.20) se obține :

$$H_{Rth} = \frac{4 k_{mf} n^3 D^3}{15 \gamma^4 (1 - 2ie) \left(1 + 2ie - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right) \omega_{R2} \sin \beta'_{R2}} \quad (3.2.30)$$

Ținând seama de această valoare a lui H_{Rth} se obține pentru k_{mf} expresia

$$k_{mf} = \frac{15 (\frac{\pi}{60})^3 \gamma^4}{64} \frac{1}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}\right)^3 \frac{(1 - 2ie) \left(1 + 2ie - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right)}{\sin^2 \beta'_{R2}} \left\{ \frac{\varphi_{sc}}{k_v} \left[1 + \frac{2ie + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}\right]^2 \right\} \sin^2 \beta'_{R2} + \frac{g}{k_v^3} \quad (3.2.31)$$

Se observă că reducerea secțiunii datorită prezenței paletelor are ca efect micsorarea coeficientului k_{mf} .

Pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ relația (3.2.27) ia forma

$$k_v = \frac{\sqrt{g}}{2 - \varphi_{sc} \left[1 + \frac{2ie + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}\right]^2} \quad (3.2.32)$$

Tot pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ relațiile (3.2.28) și (3.2.31) iau forma

$$k_{mf} = \frac{15 (\frac{\pi}{60})^3 \gamma^4}{64} \frac{1}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}\right)^3 \frac{1}{(1 - 2ie^2)} \left\{ \frac{\varphi_{sc}}{k_v} \left[1 + \frac{2ie + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}\right]^2 + \frac{g}{k_v^3} \right\} \quad (3.2.33)$$

respectiv

$$k_{mf} = \frac{15 (\frac{\pi}{60})^3 \gamma^4}{64} \frac{1}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}\right)^3 \frac{(1 - 2ie) \left(1 + 2ie - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right)}{\sin^2 \beta'_{R2}} \left\{ \frac{\varphi_{sc}}{k_v} \left[1 + \frac{2ie + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1 + 2ie^2}{2}}}\right]^2 + \frac{g}{k_v^3} \right\} \quad (3.2.34)$$

3.2.2. Analiza influenței diferiților parametri asupra coeficientului k_{mf} .

În relațiile (3.2.28) și (3.2.27) apar toți parametrii care au influență asupra coeficientului de moment al frânei k_{mf} și anume

- raportul $l_{ie} = \frac{R_i}{R_e}$ caracterizînd proporțiile geometrice ale frânei.

- unghiul de înclinare al paletelor rotorului și statorului $\beta'_{R2} = \alpha'_{S1}$

- coeficientul vitezelor k_v

- coeficientul global al pierderilor de sarcină prin frecare ξ

- coeficientul pierderilor de sarcină prin șoc γ_{sc}

- greutatea specifică γ a fluidului

- accelerația gravitației g

Cum aproape toți parametrii enumerați au un domeniu larg de variație, este foarte greu de scos în evidență influența fiecăruia din acești factori. Pentru a depăși această dificultate s-a elaborat un program de calcul al coeficientului de moment al frânei k_{mf} , pentru a se obține valorile corespunzătoare ale acestuia, pentru întreg domeniul de variație al parametrilor.

Schema logică a programului de calcul a coeficientului de moment al frânei k_{mf} dat de relația (3.2.28) este prezentată în fig.3.2.1.

Programul a fost rulat pe un calculator electronic IBM 370.

Domeniile de variație respectiv valorile considerate pentru parametrii care intră în relațiile (3.2.28) și (3.2.27) au fost următoarele :

Pentru z_{ie} : 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5; 0,55; 0,6

Pentru β'_{R2} : 10° ; 20° ; 30° ; 31° ; 32° ; 33° ; 34° ; 35° ; 36° ;
 37° ; 38° ; 39° ; 40° ; 41° ; 42° ; 43° ; 44° ; 45° ;
 50° ; 60° ; 70° ; 80° ; 90° .

Pentru \mathcal{S} : 0,5; 0,75; 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 6

Pentru φ_{sc} : 0,25; 0,50; 0,75; 1.

S-a considerat

$$\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

În tabelul 3.2.1 s-au indicat valorile obținute pentru coeficientul k_{mf} , la calculator, pentru $z_{ie} = 0,4$ și $\varphi_{sc} = 1$ conform relației (3.2.28) pentru ambele valori ale coeficientului vitezelor k_v notate cu semnele + și - .

Dată fiind complexitatea funcției

$$k_{mf} = f(\beta'_{R2}, z_{ie}, \varphi_{sc}, \mathcal{S}, \gamma)$$

și multitudinea factorilor pe baza valorilor calculate ale coeficientului k_{mf} , pentru a se scoate în evidență influența fiecărui factor în parte, s-a recurs la reprezentări grafice.

3.2.2.1. Influența unghiului paletelor β'_{R2}

În figura 3.2.2 s-a reprezentat variația coeficientului capacității de moment a frinei k_{mf} în funcție de unghiul paletelor β'_{R2} pentru valori constante $z_{ie} = 0,4$ și $\varphi_{sc} = 1$ și pentru valorile coeficientului $\mathcal{S} = 0,5..6$. Se observă că pentru fiecare curbă $k_{mf} = f(\beta'_{R2})$ există o valoare maximă a coeficientului capacității de moment, situată la valori ale unghiului paletelor sub 45° .

Pentru alte valori ale raportului z_{ie} se obțin curbe calitativ cu aceeași alură dar având evident valori ale

coeficientului k_{mf} diferite.

In figura 3.2.3 s-a reprezentat variația pentru

$\gamma_{sc} = 1$; $\xi = 1$ și $z_{ie} = 0,4$ a coeficientului $k_{mf} = f(\beta'_{R2})$ pentru cele două valori ale lui k_v rezultate în relația (3.2.27) corespunzător semnelor + și - . După cum s-a arătat anterior sensul fizic al acestora este următorul : semnul + corespunde sensului de frînare înainte, aferent capacității maxime de frînare în semnul - sensului de frînare invers. Se observă că spre deosebire de sensul înainte la care există o valoare maximă a lui k_{mf} pentru un anumit unghi (situat în apropierea valorii $\beta'_{R2} = 45^\circ$) la sensul înapoi, maximul corespunde chiar valorii $\beta'_{R2} = 90^\circ$. De aci rezultă că la frînele hidrodinamice concepute să funcționeze în ambele sensuri unghiul optim este $\beta'_{R2} = 90^\circ$. Concluziile sînt valabile pentru oricare din valorile raportului z_{ie} .

Se poate scoate în evidență influența directă a unghiului β'_{R2} asupra diametrului activ D al frînci, necesare realizării unui anumit moment. Notînd cu $k_{mf\ opt}$, $k_{mf\ 45}$ și $k_{mf\ 90}$ valorile coeficientului capacității de moment aferente unghiului β'_{R2} optim, de 45° și de 90° pentru aceleași valori ale parametrilor γ_{sc} , z_{ie} și ξ și cu D_{opt} , D_{45} și D_{90} diametrele necesare ale frînei pentru un același moment de frînare M relația 3.2.1 permite să se scrie

$$k_{mf\ opt} n^2 D_{opt}^5 = k_{mf\ 45} n^2 D_{45}^5 = k_{mf\ 90} n^2 D_{90}^5 \quad (3.2.35)$$

Din relația (3.2.35) rezultă :

$$\frac{D_{90}}{D_{opt}} = \sqrt[5]{\frac{k_{mf\ opt}}{k_{mf\ 90}}} \quad (3.2.36)$$

$$\frac{D_{90}}{D_{45}} = \sqrt[5]{\frac{k_{mf\ 45}}{k_{mf\ 90}}} \quad (3.2.37)$$

Relațiile (3.2.36) și (3.2.37) permit reprezentările grafice din fig.3.2.4 din care se observă că diferența dintre diametrele corespunzător unghiurilor $\beta'_{R2\text{opt}}$ și $\beta'_{R2} = 45^\circ$ este tot mai redusă pe măsură ce coeficientul \mathcal{S} crește apropiindu-se de $\mathcal{S} = 6$. Pentru $\mathcal{S} = 6$ diametrul corespunzător pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ este mai mare numai cu 20...30% ca diametrele corespunzătoare lui $\beta'_{R2\text{opt}}$ și $\beta'_{R2} = 45^\circ$.

În fig.3.2.5 s-a indicat valoarea optimă a unghiului β'_{R2} în funcție de q_{ie} pentru $\varphi_{sc} = 1$ și valorile coeficientului \mathcal{S} cuprinse între 0,5 și 6. Se observă că în ansamblu valoarea unghiului β'_{R2} optim este mai mică decât 45° și că pe măsură ce \mathcal{S} este mai mic și valoarea optimă a lui β'_{R2} scade tot mai mult sub 45° coborînd pînă la 31° .

3.2.2.2. Influența raportului q_{ie}

În figura 3.2.6 s-a prezentat variația coeficientului k_{mf} în funcție de raportul q_{ie} pentru $\varphi_{sc} = 1$ și $\beta'_{R2} = 45^\circ$. Se observă că o valoare optimă a raportului (valoarea corespunzătoare valorii maxime a coeficientului k_{mf}) apare numai la valori foarte mici ale coeficientului \mathcal{S} . Pe măsură ce crește \mathcal{S} curba reprezentînd coeficientul k_{mf} se aplatizează.

Din fig.3.2.7 în care este prezentată variația coeficientului k_{mf} în funcție de raportul q_{ie} pentru $\varphi_{sc} = 1$ și $\beta'_{R2} = 90^\circ$ se remarcă faptul că pentru aceste unghi valoarea k_{mf} scade pe măsură ce q_{ie} crește. De aici rezultă că la frîne funcționînd în ambele sensuri este avantajos să se adopte valori mari ale raportului q_{ie} .

Alegerea raportului q_{ie} este influențat și de tipul constructiv al frînei, cu carcasă fixă în cazul frînelor hidraulice de uz general sau cu carcasă rotitoare în cazul frînelor dinamometrice

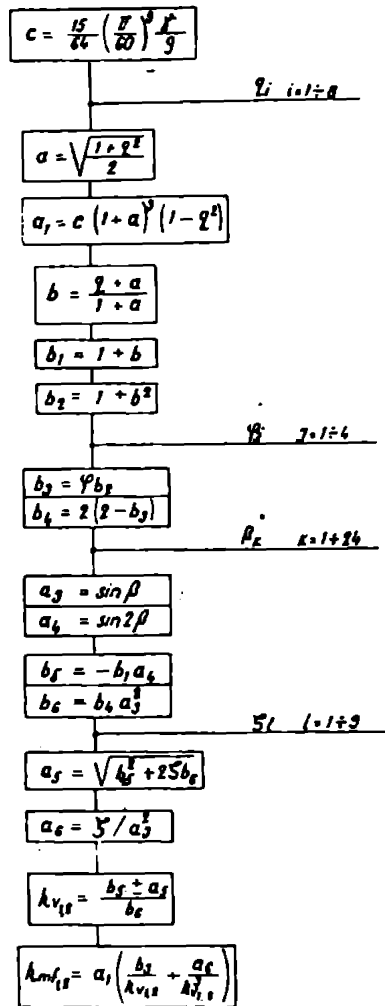
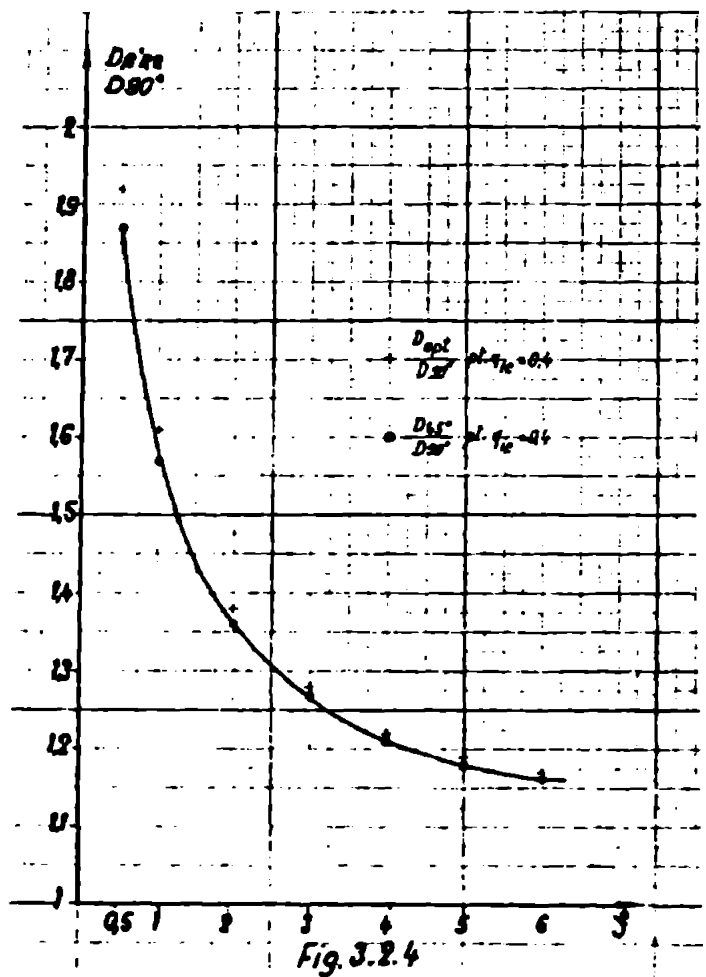
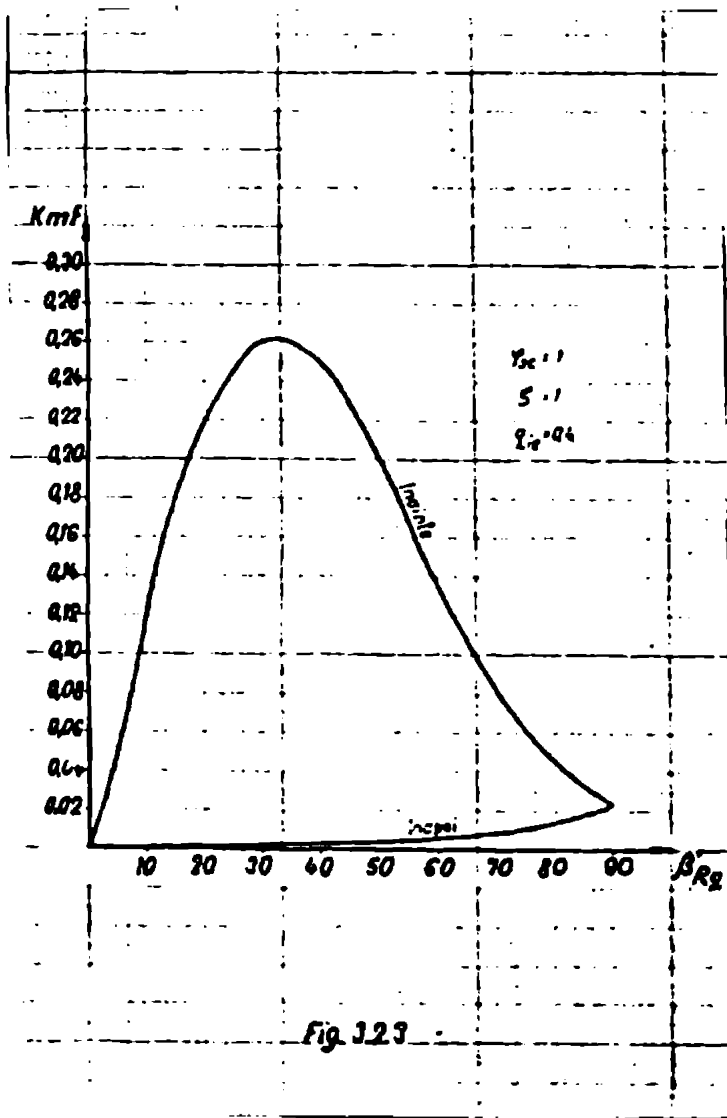
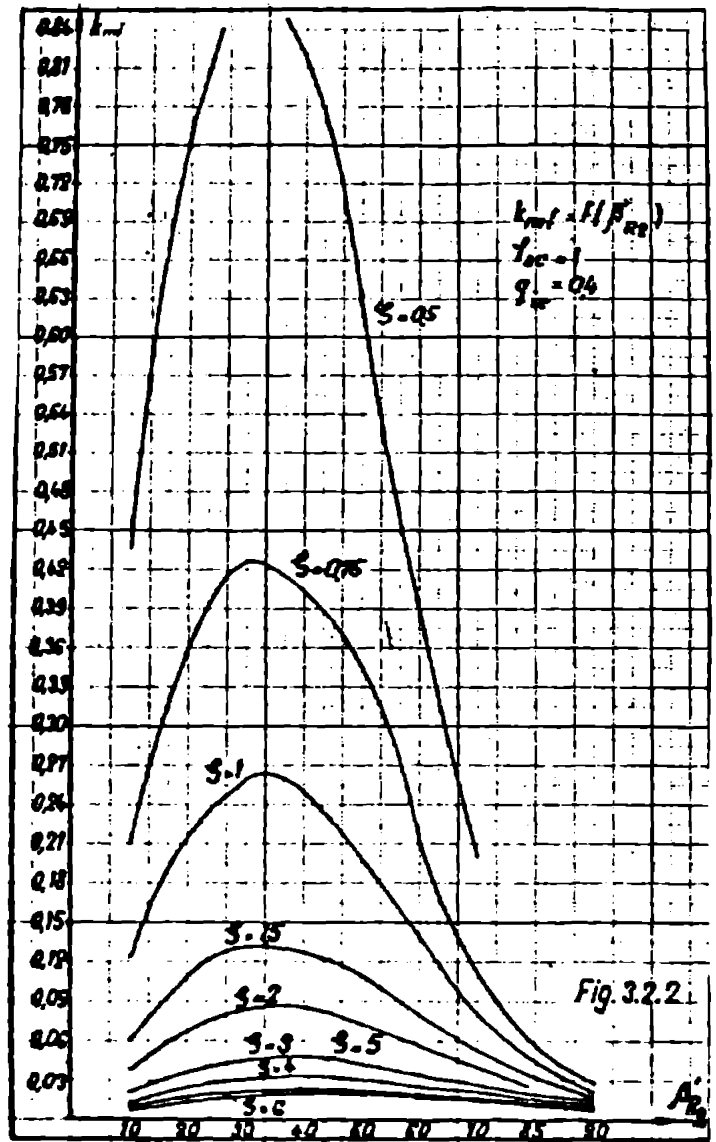


Fig. 3.2.1



În cazul frânelor hidraulice cu carcasă fixă, pentru un material dat, care permite o anumită viteză periferică, diametrul activ al rotorului (care este apropiat de diametrul maxim al rotorului) poate fi mai mare decât în cazul frânelor cu carcasă rotitoare. La acestea între diametrul activ al rotorului și diametrul maxim al carcasei rotitoare (care este diametrul exterior al flanșei acesteia) rezultă din motive constructive, o diferență mai mare, ca urmare a existenței flanșelor de asamblare. În același timp diametrul interior al circuitului hidraulic al rotorului este mai mare în cazul frânelor cu carcasă rotitoare decât în cazul frânelor cu carcasă fixă.

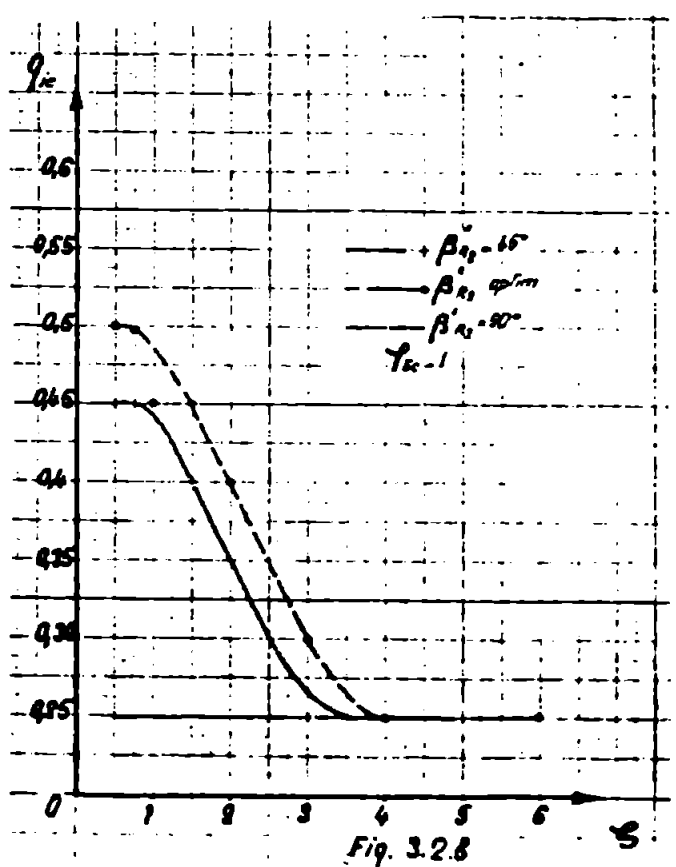
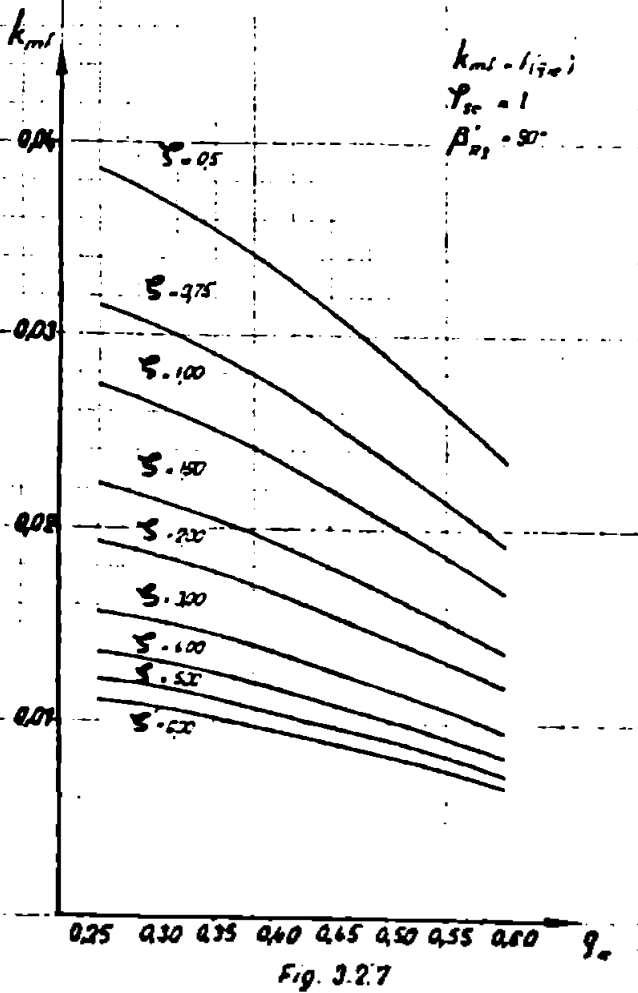
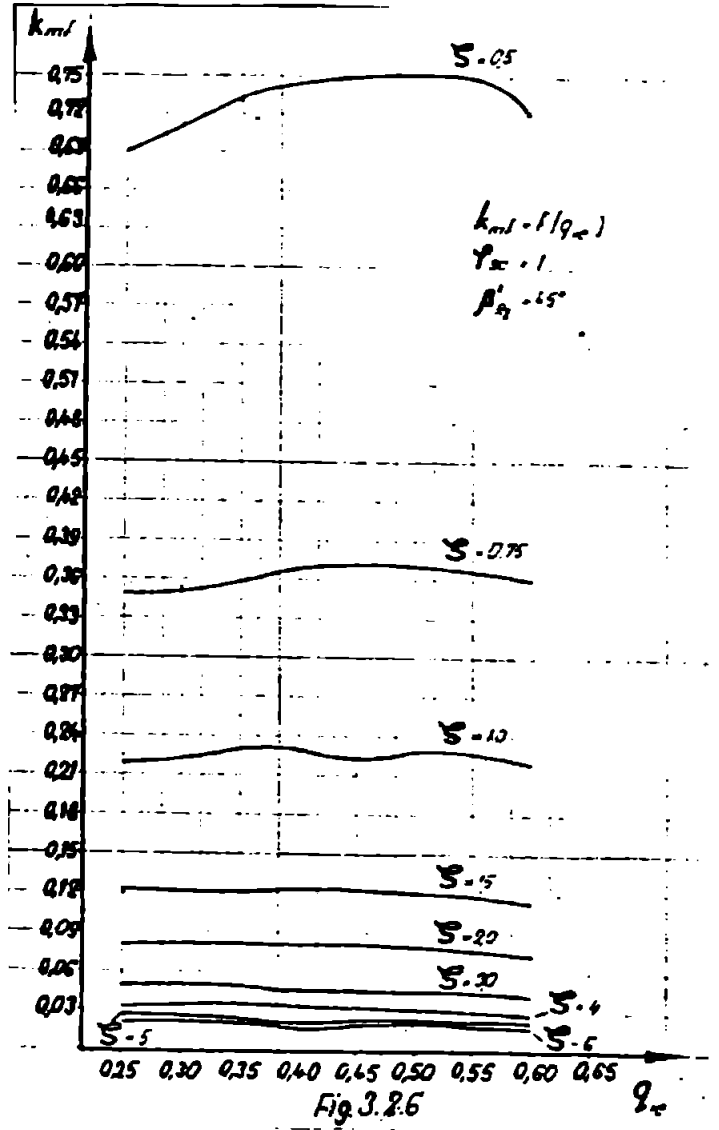
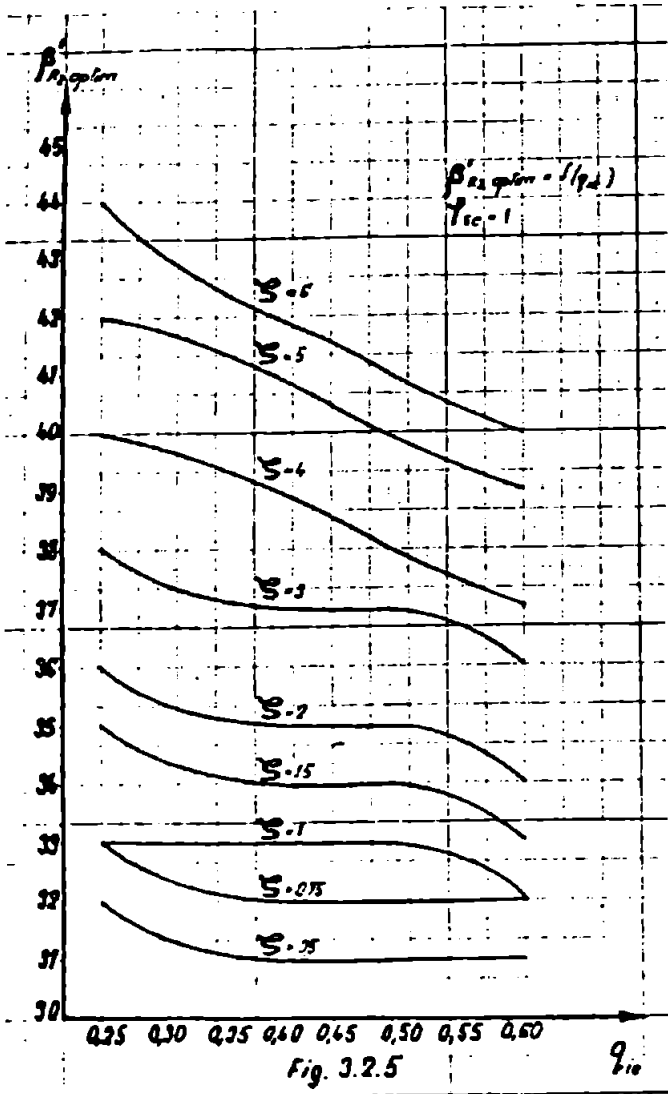
În aceste condiții, la frânele cu carcasă rotitoare, raportul q_{ie} are valori mai mari de obicei 0,45... 0,5 decât în cazul frânelor cu carcasă fixă, de obicei 0,35... 0,4.

În fig.3.2.8 este indicată valoarea optimă a raportului q_{ie} în funcție de coeficientul S . Valoarea optimă a lui q_{ie} nu este influențată de variația coeficientului φ_{sc} în limitele 0,25 ... 1. Se observă că pentru β'_{R2} optim și $\beta'_{R2} = 45^\circ$ la valori $S < 4$ valoarea optimă a lui q_{ie} este în creștere pe măsură ce S scade. Pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ valoarea optimă a lui q_{ie} este la limita intervalului de variație considerat, indiferent de valoarea coeficientului S .

3.2.2.3. Influența coeficientului global al pierderilor prin frecare S

În fig.3.2.9 este prezentată variația coeficientului k_{mf} în funcție de coeficientul S pentru $\varphi_{sc} = 1$ și $\beta'_{R2} = 45^\circ$ pentru diferite valori ale raportului q_{ie} . Se observă că pentru domeniul de variație al lui q_{ie} cuprins între 0,3 și 0,6 rezultă valori foarte apropiate ale coeficientului k_{mf} .

În cazul paletelor cu unghiul $\beta'_{R2} = 90^\circ$ din curbele din fig.3.2.10 reprezintă coeficientul k_{mf} în funcție de

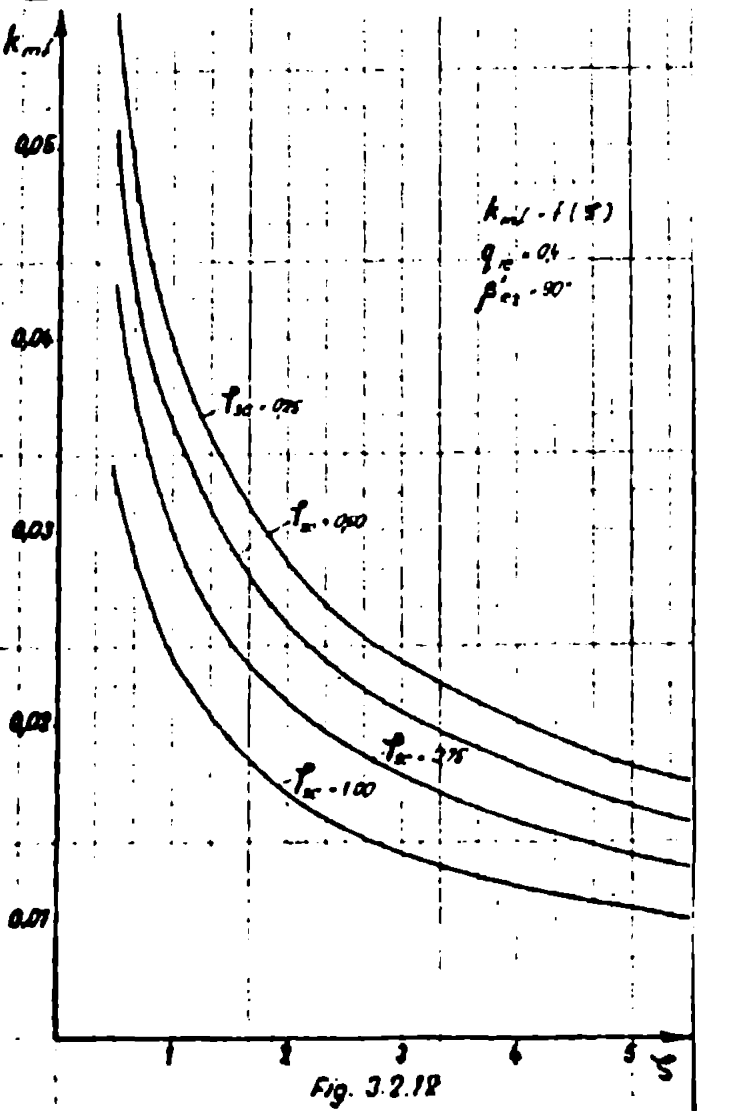
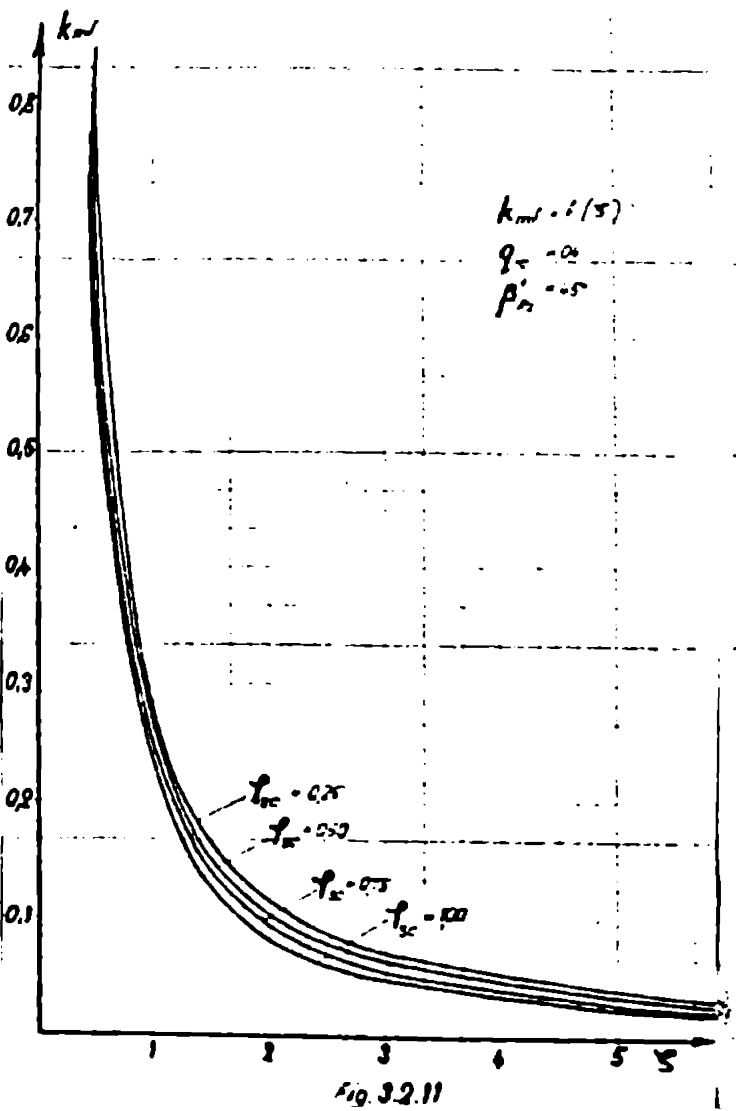
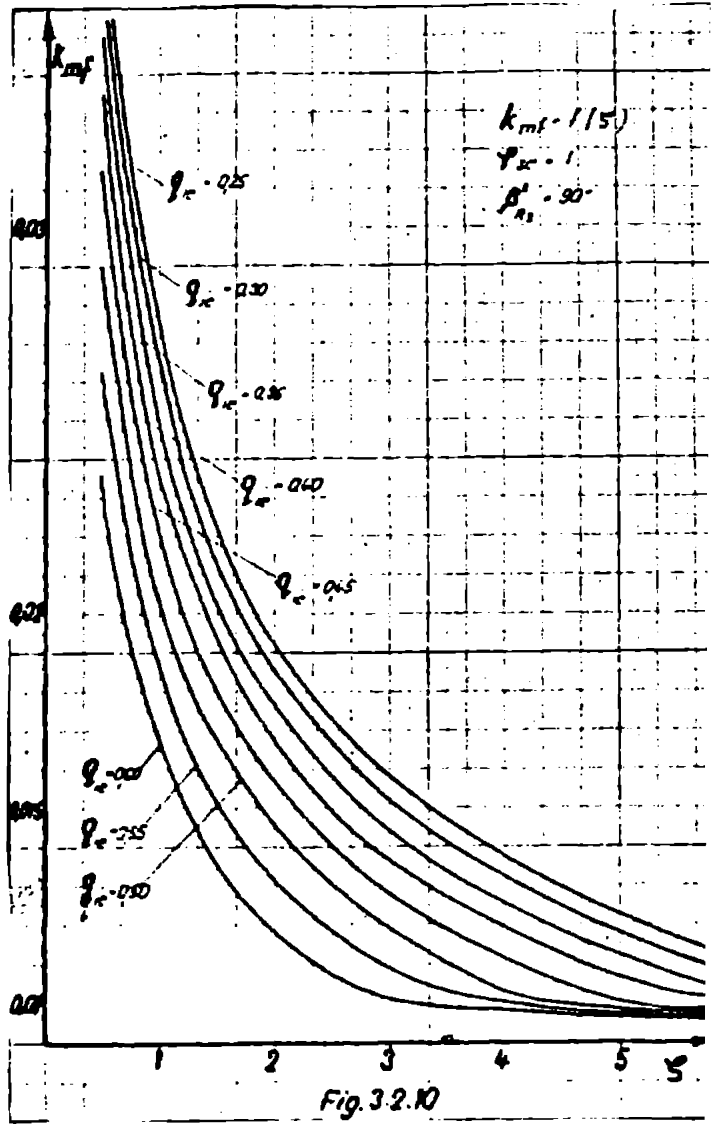
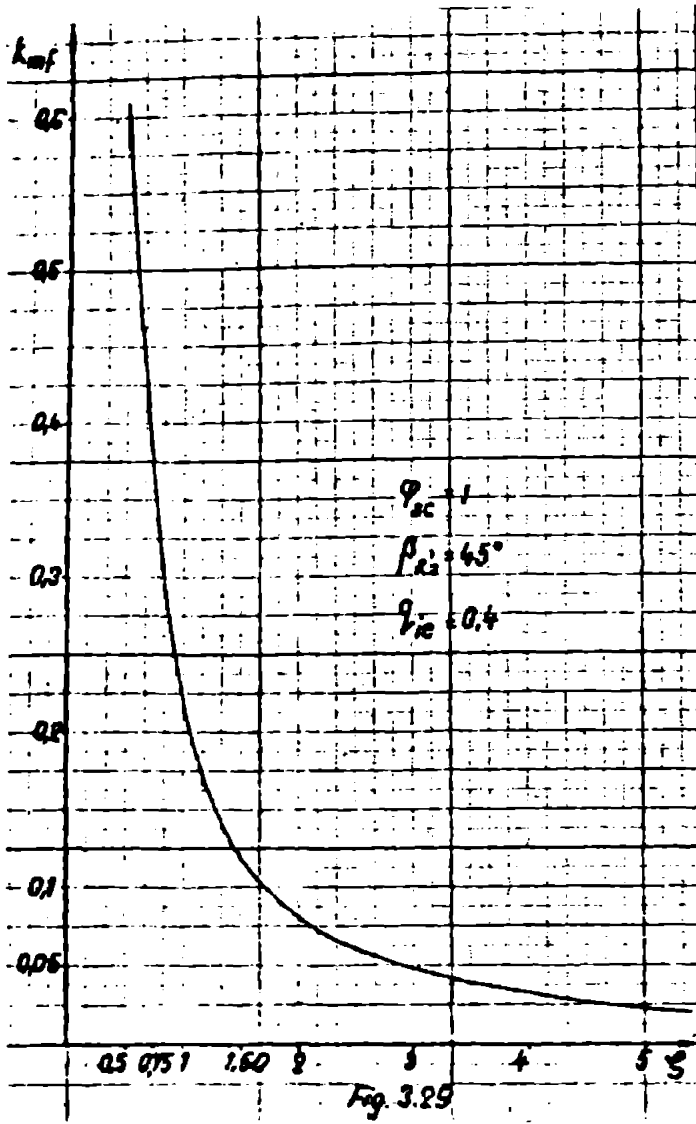


S pentru $\gamma_{sc} = 1$ se observă o departajare a curbelor pentru domeniul de variație a raportului z_{re} între 0,25 și 0,6 păstrându-se aceeași alură.

În fig.3.2.11 este prezentată variația coeficientului k_{mf} în funcție de coeficientul S pentru $z_{re} = 0,4$ și $\beta'_{R2} = 45^\circ$ pentru valorile coeficientului de șoc γ_{sc} de 0,25; 0,5 ; 0,75 și 1 iar în fig. 3.2.12 aceeași variație pentru unghiul $\beta'_{R2} = 90^\circ$. Se observă faptul că în cazul unghiului $\beta'_{R2} = 45^\circ$ curbele pentru diferitele valori ale lui γ_{sc} cuprinse între 0,25 și 1 sînt foarte apropiate spre deosebire de cazul $\beta'_{R2} = 90^\circ$ în care ele se distanțează dar își păstrează alura.

Din fig.3.2.9 3.2.12 se observă de asemenea faptul că pentru valori ale coeficientului global al pierderilor prin frecare $S < 3$ coeficientul capacității de moment al frînei k_{mf} crește rapid pe măsură ce descrește S . Această creștere a mărimii coeficientului k_{mf} este mai pronunțată în cazul unghiului $\beta'_{R2} = 45^\circ$ decât în cazul $\beta'_{R2} = 90^\circ$.

Valorile mari ale coeficientului S duc la mîșorarea vitezei relative v_{R2} și prin aceasta a coeficientului k_{mf} . Ținînd seama de relația 3.1.73 care exprimă $S = \lambda \tau$ este de reținut faptul că în cazul frînelor hidraulice este foarte important ca suprafețele rotorului și statorului care vin în contact cu lichidul să aibă o rugozitate cît mai redusă pentru a se obține performanțe maxime. Faptul că pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ influența defavorabilă a creșterii coeficientului S este simțitor atenuată arată că la frînele reversibile nu este atît de importantă rugozitatea suprafețelor rotorilor și statorilor. De asemenea ținînd seama de aceeași relație 3.1.73 reiese că pentru unghiuri $\beta'_{R2} = 45^\circ$ este important ca și τ



să fie cât mai redus, ceea ce impune ca în acest caz și numărul de palete să fie cât mai mic. La valori $\beta'_{R2} = 90^\circ$ numărul paletelor poate să fie deci mai mare fără a influența în aceeași măsură mărimea coeficientului k_{mf} . Aceste deosebiri trebuie avute în vedere dacă se face o comparație între frânele hidraulice care au în general $\beta'_{R2} = 45^\circ$ și turboambrelaje care au în mod obișnuit $\beta'_{R2} = 90^\circ$.

Aspectele enumerate arată că în cazul frânelor hidraulice cu $\beta'_{R2} = 45^\circ$ trebuie să se țină seama de datele experimentale din /29/ după care pierderile de sarcină în cazul tuburilor sau canalelor rotorului în mișcare de rotație sînt diferite decît în cazul tuburilor aflate în repaus și depind numai de raportul $\frac{\mu}{\omega}$ dintre viteze tangențială și viteza relativă și nu de numărul Reynolds.

3.2.2.4. Influența coeficientului de șoc \mathcal{I}_{sc}

Influența coeficientului de șoc \mathcal{I}_{sc} asupra coeficientului capacității de moment k_{mf} pentru o valoare constantă $Q_{ie} = 0,4$ valori ale coeficientului \mathcal{S} cuprinse între 0,5 și 6 pentru $\beta'_{R2} = 45^\circ$ este scoasă în evidență de curbele din fig.3.2.13 iar la unghiuri $\beta'_{R2} = 90^\circ$ în fig.3.2.14. Se observă faptul că la valori mai mici ale coeficientului \mathcal{I}_{sc} coeficientul k_{mf} crește. De asemenea cu cât \mathcal{S} este mai mic cu atît este k_{mf} mai mare.

În fig.3.1.15 și 3.2.16 este prezentată influența coeficientului de șoc \mathcal{I}_{sc} asupra coeficientului k_{mf} pentru $\beta'_{R2} = 45^\circ$ respectiv 90° pentru o valoare constantă $\mathcal{S} = 2$ la diferite valori ale raportului Q_{ie} cuprinse între 0,25 și 0,6. Se observă aceeași variație crescătoare a coeficientului de moment k_{mf} odată cu scăderea coeficientului \mathcal{I}_{sc} . Pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ se observă că pentru variația raportului

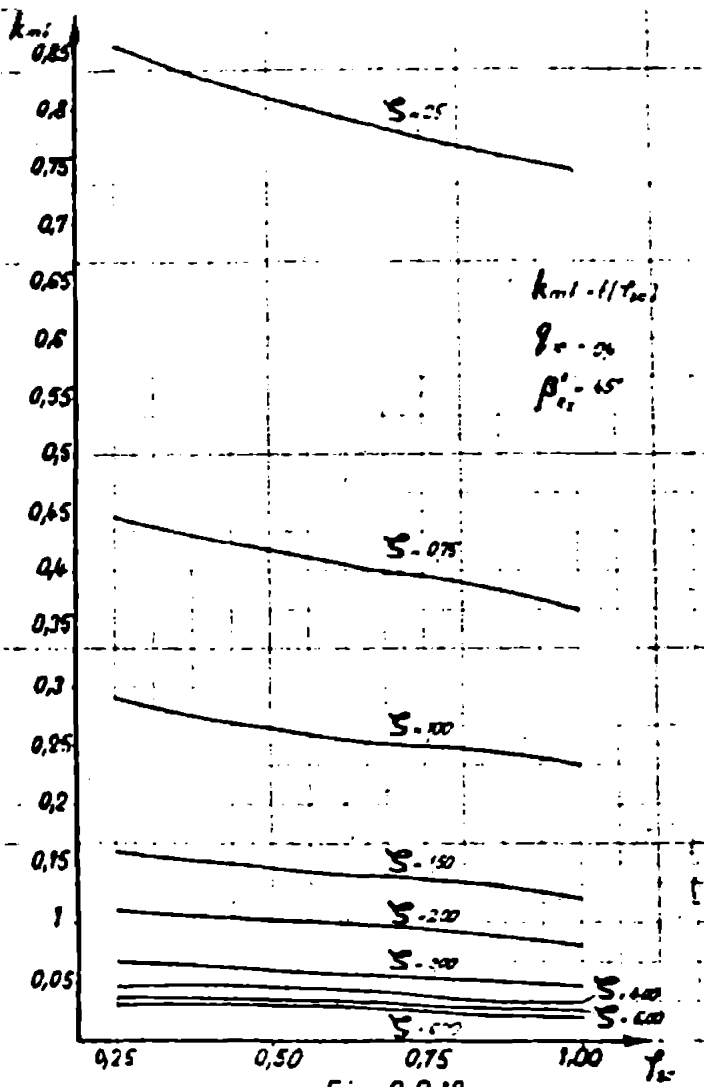


Fig. 3.2.13

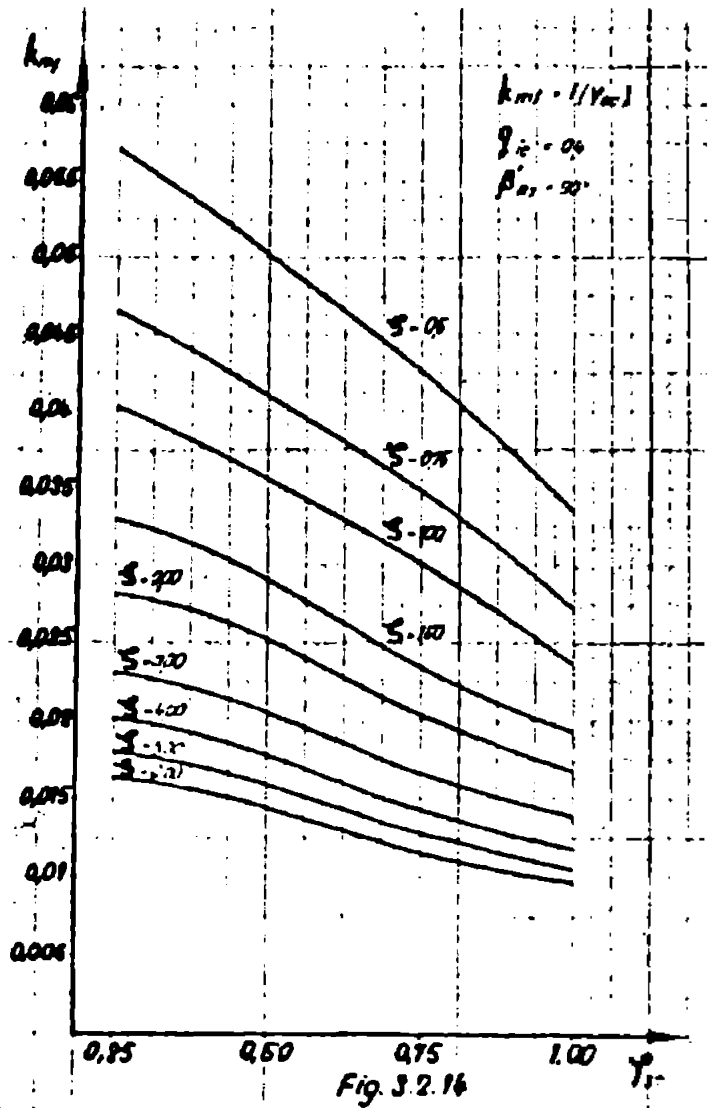


Fig. 3.2.14

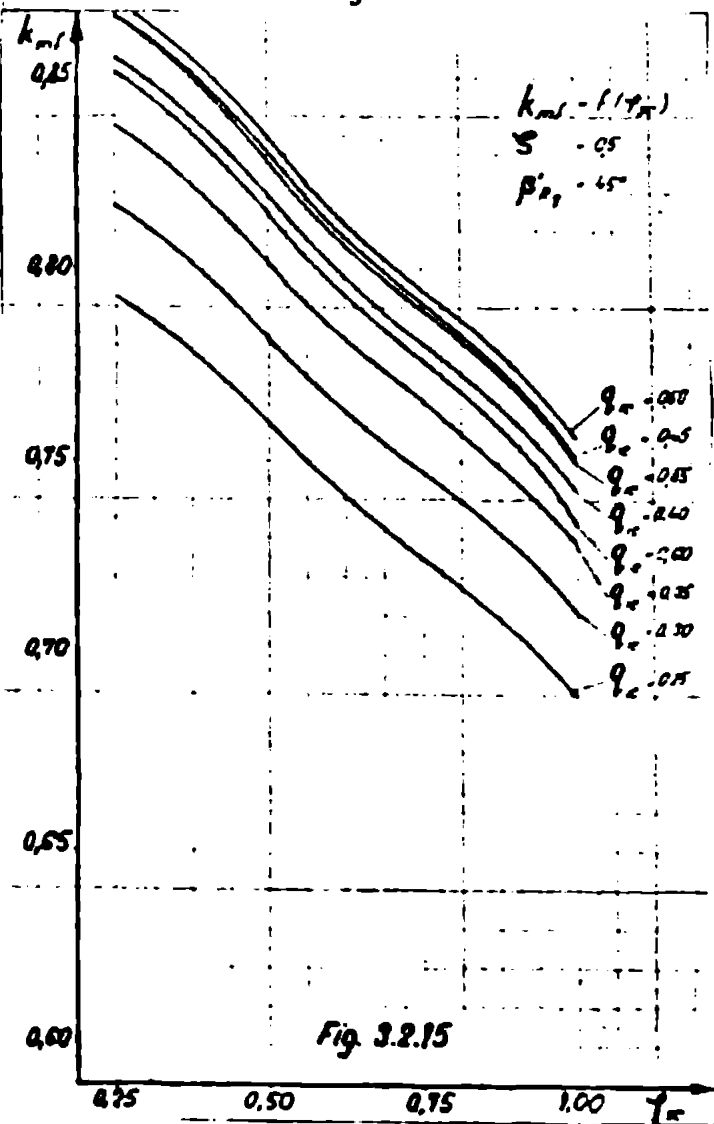


Fig. 3.2.15

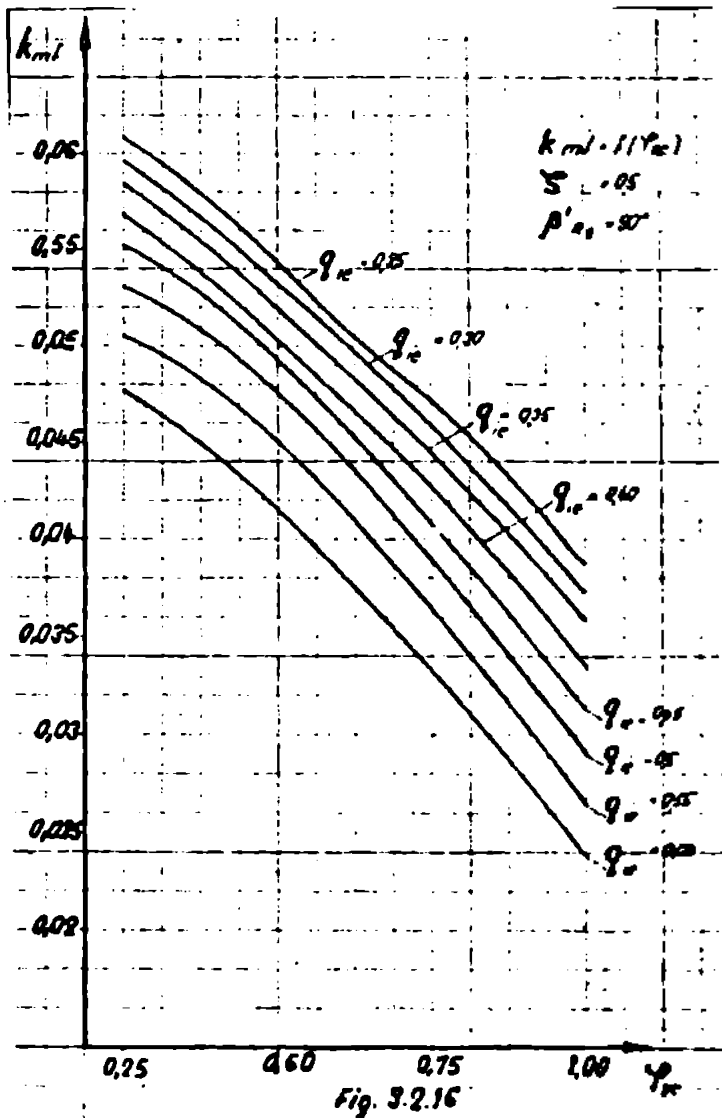


Fig. 3.2.16

Q_{ie} în sensul valorilor crescătoare de la 0,25 la 0,6 se obțin valori descrescătoare ale lui k_{mf} , pentru o aceeași valoare a lui φ_{sc} . Pentru $\beta'_{re} = 45^\circ$ variația amintită nu mai este clară, curbele pentru diferitele valori ale raportului Q_{ie} intersectându-se.

În fig.3.2.17 este prezentată corelația dintre coeficientii φ_{sc} și S pentru valori constante ale coeficientului k_{mf} la unghiuri β'_{re} de 45° și 90° . Se observă că în cazul unghiului paletelor de 45° influența coeficientului φ_{sc} este foarte redusă fapt confirmat de liniile apropiate de verticală în special în cazul valorilor mari ale lui k_{mf} . În cazul unghiului paletelor de 90° influența coeficientului φ_{sc} este mai pronunțată devenind preponderantă la valori mai mici ale lui k_{mf} .

3.2.2.5. Influența coeficientului vitezelor k_v

Influența coeficientului vitezelor k_v asupra mărimii coeficientului de moment k_{mf} nu apare în mod explicit datorită faptului că în relațiile stabilite el este exprimat de asemenea în funcție de aceeași factori Q_{ie} , β'_{re} , S și φ_{sc} . Influența directă a coeficientului vitezelor k_v rezultă din relația (3.2.28) este scoasă în evidență în fig. 3.2.18 în care s-a prezentat variația coeficientului k_{mf} în funcție de k_v pentru $Q_{ie} = 0,4$, $\varphi_{sc} = 1$ pentru $\beta'_{re} = 45^\circ$ (ou $S = 1$ și $S = 3$) și $\beta'_{re} = 90^\circ$ (ou $S = 1$).

Se observă că valorile mari ale coeficientului k_{mf} sînt asociate cu valori mici ale raportului k_v .

3.2.2.6. Influența fluidului utilizat în frînă.

Proprietățile fluidului care pot avea influență directă asupra performanțelor frinei hidraulice sînt greutatea specifică, căldura specifică și viscozitatea.

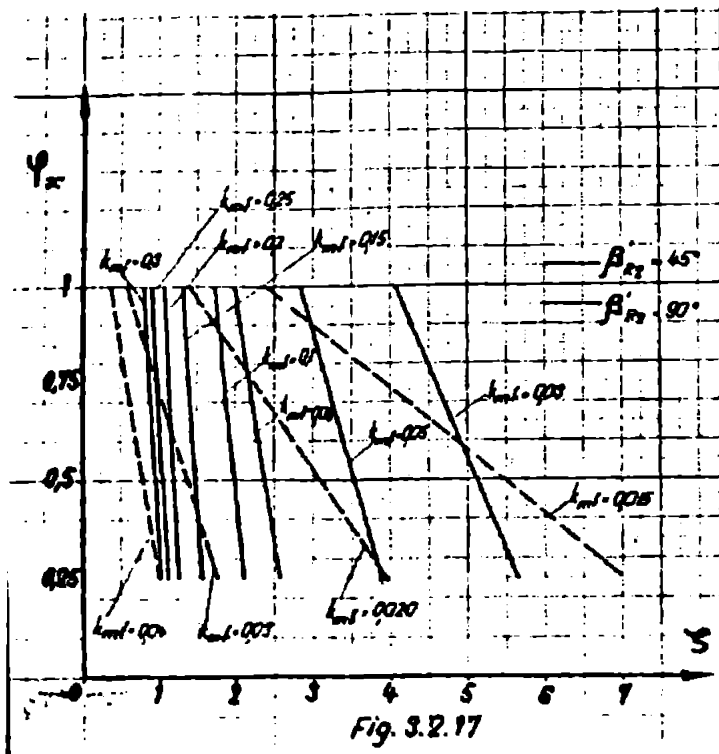


Fig. 3.2.17

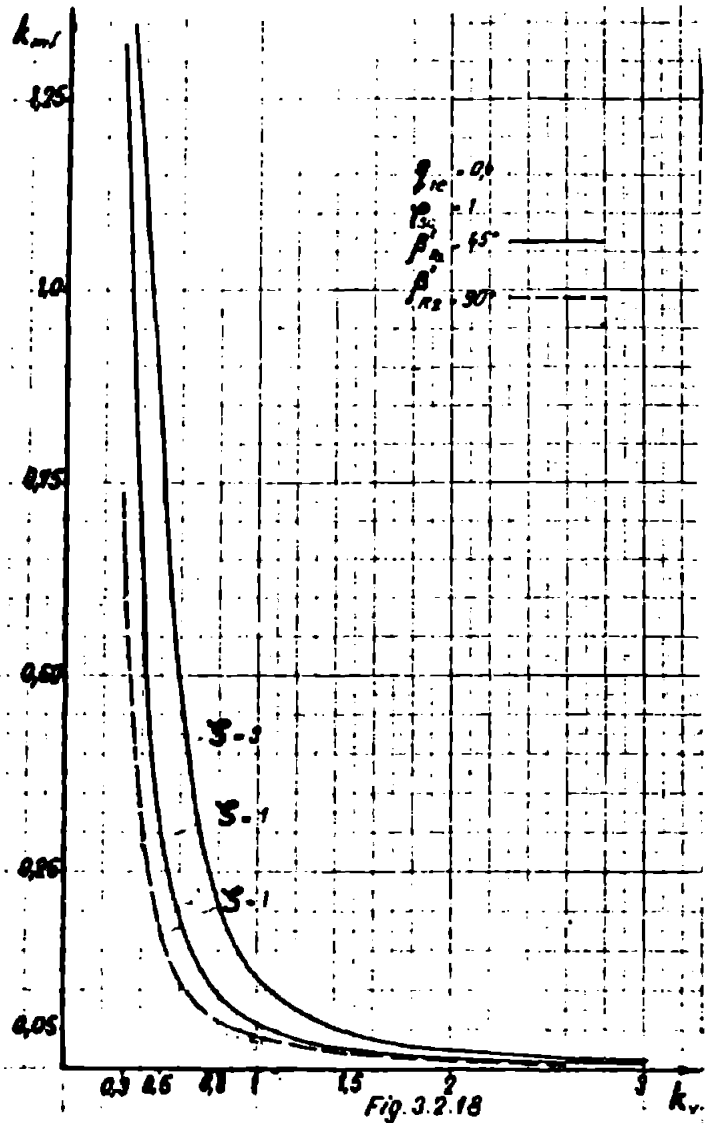


Fig. 3.2.18

Таблица коэффициентов k_{mf} при $q_{ic} = 0.4$ и $\gamma_{sc} = 1.00$

Таблица 3.2.1

β_{mf} \ S	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00
10	0.3868 -0.00067	0.29777 -0.00066	0.17615 -0.00066	0.06796 -0.00067	0.03831 -0.00064	0.02087 -0.00067	0.01358 -0.00061	0.00701 -0.00060	0.00390 -0.00068
20	0.70710 -0.00130	0.52307 -0.00137	0.27718 -0.00136	0.10304 -0.00131	0.05847 -0.00131	0.03197 -0.00128	0.01761 -0.00125	0.01028 -0.00121	0.00550 -0.00119
30	0.85138 -0.00178	0.61972 -0.00176	0.36007 -0.00174	0.13246 -0.00170	0.08475 -0.00167	0.04643 -0.00160	0.02515 -0.00155	0.01451 -0.00150	0.00786 -0.00148
40	0.89331 -0.00227	0.61065 -0.00216	0.36716 -0.00212	0.13377 -0.00208	0.08477 -0.00205	0.04631 -0.00198	0.02517 -0.00193	0.01457 -0.00189	0.00787 -0.00187
50	0.89391 -0.00276	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
60	0.89391 -0.00325	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
70	0.89391 -0.00374	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
80	0.89391 -0.00423	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
90	0.89391 -0.00472	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
100	0.89391 -0.00521	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
110	0.89391 -0.00570	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
120	0.89391 -0.00619	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
130	0.89391 -0.00668	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
140	0.89391 -0.00717	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
150	0.89391 -0.00766	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
160	0.89391 -0.00815	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
170	0.89391 -0.00864	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
180	0.89391 -0.00913	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
190	0.89391 -0.00962	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
200	0.89391 -0.01011	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
210	0.89391 -0.01060	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
220	0.89391 -0.01109	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
230	0.89391 -0.01158	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
240	0.89391 -0.01207	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
250	0.89391 -0.01256	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
260	0.89391 -0.01305	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
270	0.89391 -0.01354	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
280	0.89391 -0.01403	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
290	0.89391 -0.01452	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185
300	0.89391 -0.01501	0.61117 -0.00213	0.36787 -0.00211	0.13409 -0.00207	0.08481 -0.00204	0.04635 -0.00196	0.02521 -0.00191	0.01461 -0.00187	0.00791 -0.00185

Din relația (3.2.28) se observă că există o proporționalitate directă între k_{mf} și γ ceea ce înseamnă că momentul realizat de frână este direct proporțional cu greutatea specifică a fluidului utilizat. Utilizarea unui fluid cu o greutate specifică γ' mai mare decât cea prevăzută inițial γ ceea ce permite reducerea diametrului activ al frânei în proporție $(\gamma/\gamma')^{1/5}$.

Influența căldurii specifice și a viscozității se poate face simțită în sensul necesității unui debit de fluid necesar răcirii mai reduse pentru un fluid cu căldura specifică mai mare și în sensul variației lui γ .

3.2.2.7. Influența grosimii paletelor și a numărului acestora

Comparația relațiilor (3.2.28) și (3.2.29) scoate în evidență faptul că dacă se ține seama de prezența paletelor, de grosimea finită și de numărul paletelor, rezultă o reducere a mărimii coeficientului capacității de moment în proporție

$$\left(1 + Z_{ie} - \frac{Z_{\sigma'}}{\pi}\right) / (1 + Z_{ie})$$

Numărul paletelor rotorului și statorului poate avea asupra coeficientului k_{mf} o influență importantă, care nu este scoasă în evidență în relația 3.2.28.

3.2.2.8. Influența altor factori.

Relația (3.2.28) nu scoate în evidență influența asupra mărimii coeficientului capacității de moment a unor factori ca forma geometrică a secțiunii torului format de rotor și stator, jocul axial dintre rotor și stator, excentricitatea rotorului.

În ceea ce privește influența coeficientului k_v asupra coeficientului k_{mf} aceasta reiese din relația (3.2.28). Din relația (3.2.27) rezultă că factorii care au influență asupra lui k_v și anume Z_{ie} , S , γ_{sc} și β'_{ee} sînt aceiași ca și în cazul lui k_{mf} .

3.3. RELATIILE CARACTERISTICE ALE FRINELOR

HIDRAULICE CU PALETE IN UNGHIU DREPT ($\beta'_{R2} = 90^\circ$)

3.3.1. Ecuațiile fundamentale ale frinelor hidraulice cu palete în unghiu drept ($\beta'_{R2} = 90^\circ$).

La frânele hidraulice având paletele rotorului și statorului în unghiu drept ($\beta'_{R2} = \alpha'_{S2} = \alpha'_{S1} = \beta'_{R1} = 90^\circ$) relațiile caracteristice, stabilite anterior pentru frânele hidraulice cu palete înclinate se vor prezenta într-o formă diferită.

Circuitul hidraulic al unei frâne hidraulice cu paletele în unghiu drept va avea aceeași formă în secțiune ca și în cazul frinelor hidraulice cu palete înclinate (fig. 3.3.1a).

Triunghiurile vitezelor la intrarea în rotor și la ieșirea din rotor vor arăta diferit (fig. 3.3.1b) datorită unghiurilor drepte $\beta'_{R1} = \alpha'_{S2} = \beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 90^\circ$ și a unghiurilor β'_{R0} și α'_{S3} mai mici dar apropiate de 90° și a unghiului β'_{R3} mai mare dar apropiat de 90° .

În același timp se remarcă faptul că la ieșirea din rotor $v_{R3} = Y_R v_{R2}$ ceea ce conduce la $v_{UR3} = Y_R v_{UR2} = Y_R u_{R2}$ iar la intrarea în rotor $v_{R0} = v_{S3} = Y_S v_{S2}$ ceea ce conduce, datorită faptului că v_{S2} este perpendicular pe direcția vitezei tangențiale la $v_{US2} = 0$ și implicit la $v_{UR0} = v_{US3} = 0$ (fig. 3.3.2).

În aceste condiții în relațiile care determină pe H_{Rth} și M , (3.1.1) respectiv (3.1.2) va trebui considerat $v_{UR3} = Y_R v_{UR2}$ și $v_{UR0} = 0$. Aceste relații se vor prezenta succesiv în forma

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} R_2 Y_R u_{R2} \quad (3.3.1)$$

$$M = \frac{Q \beta^4}{g} R_2 Y_R \mu_{R2} \quad (3.3.2)$$

sau, pentru că $\mu_{R2} = \omega R_2$

$$H_{Rth} = \frac{1}{g} \omega^2 R_2^2 Y_R \quad (3.3.3)$$

$$M = \frac{Q \beta^4}{g} \omega R_2^2 Y_R \quad (3.3.4)$$

sau, ținând seama de (3.1.26)

$$H_{Rth} = \frac{1}{g} \omega^2 Q_{2e}^2 R_e^2 Y_R \quad (3.3.5)$$

$$M = \frac{Q \beta^4}{g} \omega Q_{2e}^2 R_e^2 Y_R \quad (3.3.6)$$

3.3.2. Bilanțul energetic la frânelor hidraulice cu $\beta'_{R2} = 90^\circ$

Analizând pierderile de sarcină prin șoc la intrarea în rotor și intrarea în stator se observă că se poate scrie (fig.3.3.2)

$$v_{SCS} = \mu_{R1} - v_{US3} = \mu_{R1} - (1 - Y_S) v_{UR1}$$

$$v_{SCR} = \mu_{R2} - v_{UR3} = \mu_{R2} - (1 - Y_R) v_{UR2}$$

Considerând $Y_S = Y_R = 1$ rezultă

$$v_{SCS} = \mu_{R1}$$

$$v_{SCR} = \mu_{R2}$$

Pierderile de sarcină prin șoc la intrarea în rotor respectiv la intrarea în stator sînt

$$H_{SCR} = \frac{v_{SCR} \mu_{R1}^2}{2g} \quad (3.3.7)$$

$$H_{SCS} = \frac{\varphi_{SCS} \mu_{R2}^2}{2g} \quad (3.3.8)$$

iar pierderea totală de sarcină prin șoc va fi

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} (\mu_{R1}^2 + \mu_{R2}^2) \quad (3.3.9)$$

Evident, aceasta poate fi scrisă succesiv în următoarele forme

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} \left[1 + \left(\frac{Q_{ie} + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\frac{1+Q_{ie}^2}{2}}} \right)^2 \right] \mu_{R2}^2 \quad (3.3.10)$$

sau ținând seama de (3.1.21)

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} (1 + Q_{12}^2) R_2^2 \omega^2 \quad (3.3.11)$$

respectiv ținând seama de (3.1.14)

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g} (1 + Q_{12}^2) Q_{2e}^2 R_e^2 \omega^2 \quad (3.3.12)$$

Cunoscând sarcina de pompare H_{Rth} din relația (3.35) și pierderea de sarcină prin șoc H_{SC} din relația (3.3.12) se poate scrie expresia pierderilor de sarcină prin frecare conform bilanțului energilor ^{specifice} redată prin relația (3.1.42) care ia forma

$$H_{PF} = \frac{Q_{2e}^2 R_e^2 \omega^2}{2g} \left[2 Y_R - \varphi_{SC} (1 + Q_{12}^2) \right] \quad (3.3.13)$$

care pentru $Y_R = 1$ ia forma

$$H_{PF} = \frac{Q_{2e}^2 R_e^2 \omega^2}{2g} \left[2 - \varphi_{SC} (1 + Q_{12}^2) \right] \quad (3.3.14)$$

Dacă se consideră $\varphi_{sc} = 1$ atunci

$$H_{PF} = \frac{q_{20}^2 R_e^2 \omega^2}{2g} (1 - q_{12}^2) \quad (3.3.15)$$

Ținând seama de relația (3.1.66) care definește coeficientul global al pierderilor prin frecare, ținând seama de (3.3.15), (3.3.6) și (3.1.39) se obține

$$\omega_{R2} = \frac{2gM}{\pi \delta \omega^2 q_{2e}^2 R_e^4 (1 - q_{1e})(1 + q_{1e} - \frac{Z\sigma}{\pi})} \quad (3.3.16)$$

și

$$S = \left[\frac{\pi \delta \sqrt{1 - q_{12}^2} q_{2e}^3 R_e^5 (1 - q_{1e})(1 + q_{1e} - \frac{Z\sigma}{\pi})}{2g} \right]^2 \left(\frac{\omega^3}{M} \right)^2 \quad (3.3.17)$$

Relațiile (3.3.16) și (3.3.17) sînt utile pentru analiza frînelor hidraulice la care se cunosc parametrii de funcționare $M = f(n)$.

3.3.3. Determinarea analitică a mărimilor

ζ și λ la frînele hidraulice avînd $\beta_{re}' = 90^\circ$.

La frînele hidraulice cu palete în unghi drept, mărimea ζ , definită prin relațiile (3.1.71) respectiv (3.1.77), poate fi determinată cu ușurință pe cale analitică.

În cazul torului cu secțiune circulară (fig.3.33) determinarea suprafeței totale a paletelor A_p și a suprafeței nete interioare a torului A_{tor} conform relațiilor (3.1.75) și (3.1.76) se face astfel

$$A_p = 2Z \frac{\pi (R_e - R_i)}{i}$$

$$A_p = \frac{\pi}{2} Z R_e^2 (1 - g_{ie})^2 \quad (3.3.18)$$

$$A_{tor} = 2\pi^2 (R_e - R_i) \frac{R_e + R_i}{2} - Z_s \pi (R_e - R_i)$$

$$A_{tor} = \pi^2 R_e^2 (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right) \quad (3.3.19)$$

Se obține deci

$$L_m \chi = \frac{\pi}{2} Z R_e^2 (1 - g_{ie})^2 + \pi^2 R_e^2 (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right)$$

$$L_m \chi = \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - g_{ie}) \left[Z(1 - g_{ie}) + 2\pi \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right) \right] \quad (3.3.20)$$

Ținînd seama de valoarea lui A_2 dată de (3.1.33)

rezultă

$$\tau = \frac{L_m \chi}{4A_2} = \frac{\frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - g_{ie}) \left[Z(1 - g_{ie}) + 2\pi \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right) \right]}{4 \frac{\pi}{2} R_e^2 (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right)}$$

de unde

$$\tau = \frac{Z(1 - g_{ie}) + 2\pi \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}\right)}{1 + g_{ie} - \frac{Z_s}{\pi}} \quad (3.3.21)$$

Pentru torul de secțiune eliptică (fig.3.3.4)

de semiaxe a, b se procedează similar.

Intrucît

$$a = \frac{R_e}{2} (1 - g_{ie}) \quad (3.2.22)$$

$$b = \beta R_e \quad (3.2.23)$$

$$A_p = 2Z\pi ab$$

$$A_p = \pi Z (1 - g_{ie}) \beta R_e^2 \quad (3.3.24)$$

$$A_{tor} = 2\pi \frac{R_e + R_i}{2} \pi \left[\frac{3(a+b)}{2} - \sqrt{ab} \right] - Z s \pi \left[\frac{3(a+b)}{2} - \sqrt{ab} \right]$$

$$A_{tor} = \pi \left[\frac{3(a+b)}{2} - \sqrt{ab} \right] \left(2\pi \frac{R_e + R_i}{2} - Z s \right)$$

$$A_{tor} = \pi \left\{ \frac{3 \frac{R_e}{2} (1 - \varrho_{ie}) + \beta R_e}{2} - \sqrt{\frac{R_e}{2} (1 - \varrho_{ie}) \beta R_e} \right\} \left[2\pi \frac{R_e}{2} (1 + \varrho_{ie}) - Z \sigma R_e \right]$$

$$A_{tor} = \pi R_e^2 \left[\frac{3}{4} (1 - \varrho_{ie} + 2\beta) - \sqrt{\frac{(1 - \varrho_{ie}) \beta}{2}} \right] \left[\pi (1 + \varrho_{ie}) - Z \sigma \right]$$

(3.3.25)

In aceste condiții

$$A_p + A_{tor} = \pi R_e^2 \left\{ \left[\frac{3}{4} (1 - \varrho_{ie} + 2\beta) - \sqrt{\frac{(1 - \varrho_{ie}) \beta}{2}} \right] \left[\pi (1 + \varrho_{ie}) - Z \sigma \right] + Z (1 - \varrho_{ie}) \beta \right\}$$

(3.3.26)

și

$$\tilde{\tau} = \frac{\left[\frac{3}{4} (1 - \varrho_{ie} + 2\beta) - \sqrt{\frac{(1 + \varrho_{ie}) \beta}{2}} \right] \left[\pi (1 + \varrho_{ie}) - Z \sigma \right] + Z (1 - \varrho_{ie}) \beta}{2 (1 - \varrho_{ie}) \left(1 + \varrho_{ie} - \frac{Z \sigma}{\pi} \right)}$$

(3.3.27)

Pentru torul cu secțiune oarecare determinarea mărimii $\tilde{\tau}$ se face conform celor prezentate anterior la punctul ^{3.1.3} cu mențiunea că la frânele hidraulice cu palete în unghi drept paleta apare în secțiunea prin rotor - stator în adevărată mărime.

Relația (3.3.14) permite să se stabilească în continuare o serie de relații interesante pentru frânele hidraulice cu palete în unghi drept. Într-adevăr ținând seama de (3.1.59) se poate scrie

$$\frac{\varrho_{2e}^2 R_e^2 \omega^2}{2g} \left[2 - \varphi_{sc} (1 + \varrho_{12}^2) \right] = \lambda \tau \frac{w_{R2}^2}{2g}$$

(3.3.28)

de unde

$$v_{R2} = g_{2e} R_e \omega \sqrt{\frac{2 - \varphi_{sc} (1 + g_{12}^2)}{\lambda \tau}} \quad (3.3.29)$$

Debitul Q fiind dat de relația $Q = v_{R2} A_2$

$$Q = \frac{\pi}{2} g_{2e} R_e^3 \omega \sqrt{\frac{2 - \varphi_{sc} (1 + g_{12}^2)}{\lambda \tau}} (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_0}{\pi}\right) \quad (3.3.30)$$

Revenind la relația (3.2.1) observăm că ea poate fi scrisă în forma

$$M = 32 \kappa \frac{\mu}{g} \omega^2 R_e^5 \quad (3.3.31)$$

unde κ este un coeficient al capacității de moment, similar coeficientului k_{mf} .

Tinând seama și de (3.36) se elimină M și se obține

$$\kappa = \frac{Q}{\omega R_e^3} \frac{g_{2e}^2}{32} Y_R \quad (3.3.32)$$

Din relația (3.3.30) se poate obține

$$\frac{Q}{\omega R_e^3} = \frac{\pi g_{2e} (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_0}{\pi}\right) \sqrt{2 - \varphi_{sc} (1 + g_{12}^2)}}{2 \sqrt{\lambda} \sqrt{\tau}} \quad (3.3.33)$$

Inlocuind în relația (3.3.32) și considerând $Y_R = 1$ și

$\varphi_{sc} = 1$ rezultă

$$\kappa = \frac{\pi g_{2e}^3 (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_0}{\pi}\right) \sqrt{1 - g_{12}^2}}{64 \sqrt{\lambda} \sqrt{\tau}} \quad (3.3.34)$$

respectiv

$$\sqrt{\lambda} = \frac{\pi g_{2e}^3 (1 - g_{ie}) \left(1 + g_{ie} - \frac{Z_0}{\pi}\right) \sqrt{1 + g_{12}^2}}{54 \kappa \sqrt{\tau}} \quad (3.3.35)$$

3.3.4. Variația componentei meridionale a vitezei absolute în canalul dintre două palete.

Distribuția vitezelor în canalul cuprins între două palete poate fi pusă în evidență în modul următor. Se consideră în masa de fluid o particulă infinit mică de formă paralelipedică de dimensiuni dn , dh , dl cu centrul de greutate în O' (fig.3.3.5).

Pentru a scrie condiția de echilibru a forțelor ce acționează asupra particulei de fluid, aflate în mișcare cu o viteză unghiulară constantă ω după axa $n-n$ trebuie evaluate forțele

Forțele care acționează asupra ^{particulei de} fluid sînt:

- Forța dată de presiunea pe fața I , F_I

$$F_I = \left(p + \frac{\partial p}{\partial n} \frac{1}{2} dn \right) dh dl \quad (3.3.36)$$

- Forța dată de presiunea pe fața II , F_{II}

$$F_{II} = \left(p - \frac{\partial p}{\partial n} \frac{1}{2} dn \right) dh dl \quad (3.3.37)$$

- Forța Coriolis F_C care acționează asupra particulei de fluid aflate în mișcare de rotație odată cu rotorul și avînd o mișcare în direcție radială cu viteza w este

$$F_C = m \sigma_c \quad (3.3.38)$$

unde accelerația lui Coriolis σ_c este dată de

$$\sigma_c = 2 \omega w \quad (3.3.39)$$

Se poate deci scrie

$$F_C = 2 \omega w m$$

și întrucît

$$m = \rho \, dn \, dh \, dl$$

$$F_c = 2 \, \omega \, w \, \rho \, dn \, dh \, dl \quad (3.3.40)$$

Condiția de echilibru a forțelor după axa $n - n$ este

$$-\left(\rho + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho}{\partial n} \, dn\right) dl \, dh + \left(\rho - \frac{1}{2} \frac{\partial \rho}{\partial n} \, dn\right) dl \, dh - 2 \, \omega \, w \, \rho \, dn \, dl \, dh \quad (3.3.41)$$

din care, după simplificări și reduceri rezultă

$$-\frac{\partial \rho}{\partial n} = 2 \, \omega \, w \, \rho \quad (3.3.42)$$

Pentru a stabili o relație între presiunea p și viteza relativă w se utilizează relația lui Bernoulli scrisă în forma

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} = \text{const.} \quad (3.3.43)$$

care se diferențiază în raport cu dn obținându-se succesiv

$$\frac{1}{\rho g} \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{2w}{2g} \frac{\partial w}{\partial n} - \frac{2u}{2g} \frac{\partial u}{\partial n} = 0$$

$$\frac{1}{\rho g} \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{1}{g} \left(w \frac{\partial w}{\partial n} - u \frac{\partial u}{\partial n} \right) = 0$$

Înlocuind $u = \omega r$ rezultă

$$-\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \left[w \frac{\partial w}{\partial n} - \omega r \frac{\partial (\omega r)}{\partial n} \right]$$

Considerînd r const se obține mai departe

$$-\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \, w \, \frac{\partial w}{\partial n} \quad (3.3.44)$$

Egalînd relațiile (3.3.42) și (3.3.44)

rezultă

$$2\omega r \varphi = \int w \frac{\partial w}{\partial n}$$

de unde

$$\frac{\partial w}{\partial n} = 2\omega$$

respectiv

$$\partial w = 2\omega dn \quad (3.3.45)$$

Inlocuind în relația (3.3.45) $dn = r d\varphi$ se obține

$$dw = 2\omega r d\varphi$$

de unde prin integrare rezultă

$$w = 2\omega r \varphi + C_1 \quad (3.3.46)$$

Constanta C_1 se determină din condiția că pt

$$\varphi = 0$$

$$C_1 = w_{med} = \frac{Q}{A_2}$$

de unde

$$w = w_{med} \pm 2\omega r \varphi \quad (3.3.47)$$

Vitezele maximă și minimă se obțin pentru $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$w_{max} = w_{med} + 2\omega r \frac{\pi}{2} \quad (3.3.48)$$

$$w_{min} = w_{med} - 2\omega r \frac{\pi}{2} \quad (3.3.49)$$

Se observă din relațiile (3.3.47), (3.3.48) și (3.3.49) că pentru o valoare determinată a lui r , în secțiunea transversală a canalului dintre două patele, viteza relativă w are o variație liniară (fig.3.36).

Relația (3.3.47) scoate în evidență necesitatea ca pentru a nu apărea desprinderi ale firelor de lichid să fie îndeplinită inegalitatea

$$w_{med} - \omega r \frac{2\pi}{2} > 0 \quad (3.3.50)$$

Această inegalitate permite o explicație a faptu-

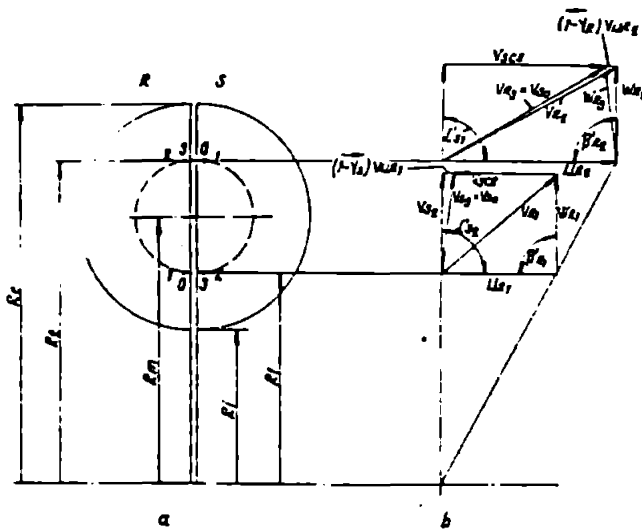


Fig. 3.3.1

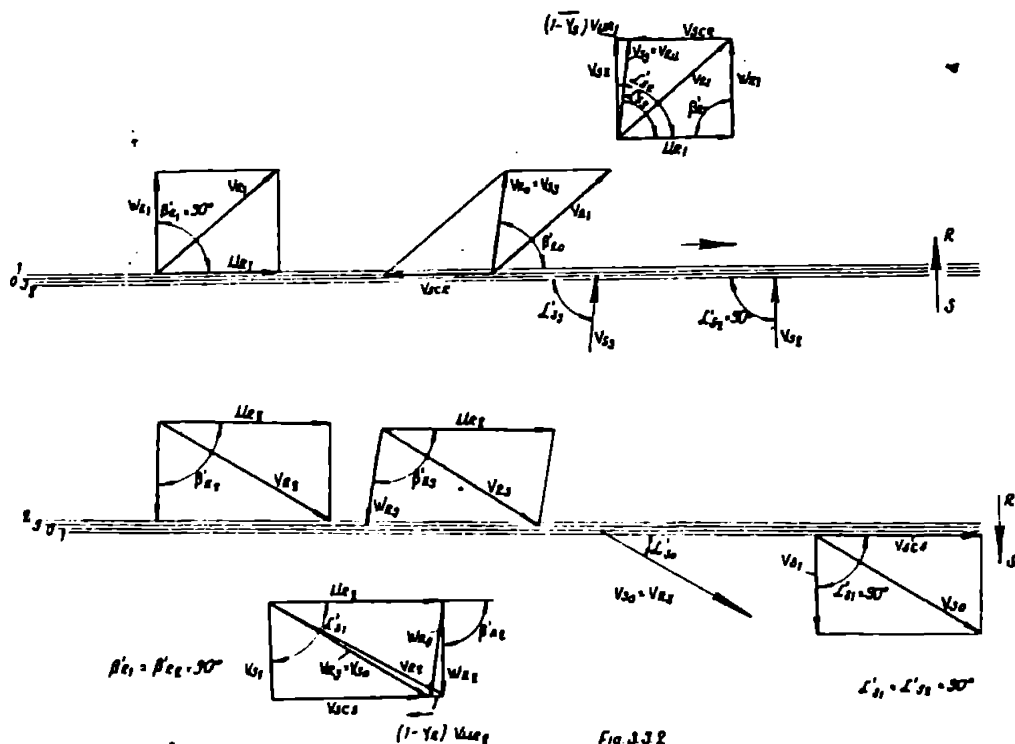


Fig. 3.3.2

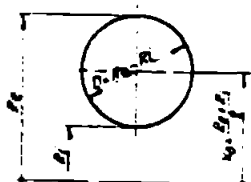


Fig. 3.3.3

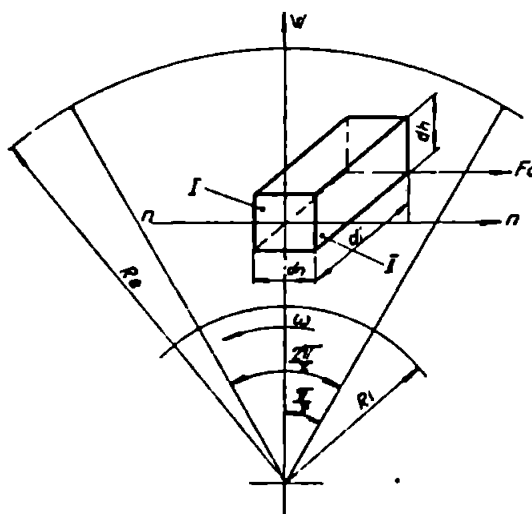


Fig. 3.3.5

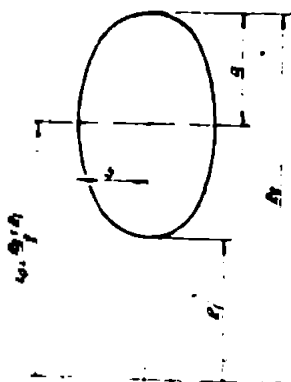


Fig. 3.3.4

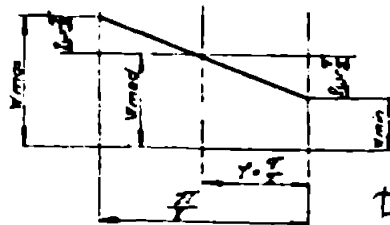


Fig. 3.3.6

lui că la frâne hidrodinamice numărul de palete poate fi mai mic decât în cazul turboambrelajelor.

Intr-adevăr în cazul turboambrelajelor pentru un raport de transmitere i folosind indicii P și T pentru rotorii pompă și turbină se pot scrie succesiv relațiile:

Inălțimea de pompare teoretică a rotorului pompă

$$H_{Pth} = \frac{1}{g} Q_{2e}^2 R_e^2 \omega_p^2 (1 - i Q_{12}^2) \quad (3.3.51)$$

Căderea de sarcină teoretică în rotorul turbină

$$H_{Tth} = \frac{1}{g} Q_{2e}^2 R_e^2 i \omega_p^2 (1 - i Q_{12}^2) \quad (3.3.52)$$

Pierderea de sarcină prin șoc

$$H_{sc} = \frac{1}{2g} Q_{2e}^2 R_e^2 \omega_p^2 (1 + Q_{12}^2) (1 - i)^2 \quad (3.3.53)$$

Pierderea de sarcină prin frecare

$$H_{PF} = H_{Pth} - H_{Tth} - H_{sc}$$

$$H_{PF} = \frac{1}{g} Q_{2e}^2 R_e^2 \omega_p^2 \left[(1 - i Q_{12}^2) (1 - i) - \frac{1}{2} (1 + Q_{12}^2) (1 - i)^2 \right] \quad (3.3.54)$$

$$H_{PF} = \lambda \tau \frac{\omega^2}{2g} \quad (3.3.55)$$

Din ultimele două relații se obține

$$\omega_{m2} = Q_{2e} R_e \omega_p \sqrt{\frac{2(1 - i Q_{12}^2)(1 - i) - (1 + Q_{12}^2)(1 - i)^2}{\lambda \tau}} \quad (3.3.56)$$

sau după explicitarea relației de sub radical

$$\omega_{m2} = Q_{2e} R_e \omega_p \sqrt{\frac{(1 - i^2)(1 - Q_{12}^2)}{\lambda \tau}} \quad (3.3.57)$$

Relația (3.3.57) în coordonate i , w_{m2}

reprezintă elipsă de semiaxe $i = 1$ și $w_{m2} = 2,25 R_e \omega_p \sqrt{\frac{1 - 2i^2}{\lambda \tau}}$

Din relația 3.3.57 se observă că viteza meridională w_{m2} este sensibil mai mare pentru $i = 0$ decât pentru $i = 0,04 \dots 0,06$ domeniul cel mai frecvent de lucru al turboambrelajelor.

Acest lucru înseamnă că dacă se ține seama de variația vitezei relative în secțiunea transversală a canalului dintre două palete, caracterizată prin relația (3.3.57), condiția (3.3.50) scrisă în forma

$$w_{med} > \omega r \frac{2\pi}{Z} \quad (3.3.58)$$

socote în evidență faptul că pentru parametri identici cu excepția lui i , numărul de palete Z trebuie să fie sensibil mai mare la turboambrelaje ($i = 0,04 \dots 0,06$) față de frâne hidraulice ($i = 0$).

Evident numărul de palete diferit conduce la valori diferite a lui τ ceea ce aduce anumite corecții relației (3.3.57).

3.4. RELATII DE ASEMĂNARE, CONSTANTE, FUNCȚII CARACTERISTICE, COEFICIENTI ȘI PARAMETRI DE BAZĂ ÎN STUDIUL FRINELOR HIDRAULICE.

Din numărul de constante, funcții caracteristice, coeficienți și parametri de bază care sînt cunoscute în studiul mașinilor hidraulice este necesară selectarea acelor care într-o formă apropiată prezintă utilitatea maximă în

studiul, experimentarea și proiectarea frinelor hidraulice.

Relațiile de similitudine stabilite în teoria mașinilor hidraulice pentru pompe conduc la o serie de rapoarte constante pentru toate mașinile asemenea care permit exprimarea sarcinii, debitului și puterii în forma :

$$H = k_H \eta_H \frac{n^2 D^2}{g} \quad (3.4.1)$$

$$Q = k_Q \eta_v n D^3 \quad (3.4.2.)$$

$$P = k_P \rho \frac{1}{\eta_m} n^3 D^5 \quad (3.4.3)$$

În aceste relații k_H, k_Q, k_P sînt rapoarte constante pentru toate pompele asemenea.

Evident aceste relații sînt valabile și pentru frîne hidrodinamice.

Presupunînd că randamentele se păstrează la scări geometrice diferite și înglobînd în constante accelerația gravitațională și masa specifică, relațiile anterioare se scriu într-o formă în care apar n_{11}, Q_{11} și P_{11} turația, debitul și puterea unei mașini asemenea avînd diametrul activ D și sarcina H egale cu unitatea.

$$n = n_{11} H^{1/2} D \quad (3.4.4)$$

$$Q = Q_{11} D^2 H^{1/2} \quad (3.4.5)$$

$$P = P_{11} D^2 H^{3/2} \quad (3.4.6)$$

Aceste relații nu sînt adimensionale, ele depind de sistemul de unități de măsură adoptat.

Dintre relațiile anterioare cele mai utile în studiul frânelor hidraulice apar (3.4.1), (3.4.2), (3.4.3) și (3.4.5) care se pot scrie, admitând aproximațiile enunțate, în forma:

$$H = k_H = n^2 D^2 \quad (3.4.7)$$

$$Q = k_Q n D^3 \quad (3.4.8)$$

$$P = k_P n^3 D^5 \quad (3.4.9)$$

și derivat din aceasta

$$M = k_{mf} n^2 D^5 \quad (3.4.10)$$

precum și

$$Q_{11} = Q D^{-2} H^{-1/2} \quad (3.4.11)$$

În teoria mașinilor hidraulice s-au introdus anumite funcții caracteristice, care caracterizează proporțiile geometrice și unghiurile constructive ale rotorilor, dintre care cea mai utilizată este turația specifică n_s . Aceasta a rezultat din formarea produsului $n_{11} P_{11}$ și are expresia cunoscută

$$n_s = n P^{1/2} H^{-5/4} \quad (3.4.12)$$

În cazul pompelor se utilizează o relație derivată

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{75}} n Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (3.4.13)$$

care, pentru $\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$, în forma cunoscută

$$n_s = 3,65 n Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (3.4.14)$$

După definiția lui Proskura se utilizează și turația specifică $(n_s)^*$

$$(n_s)^* = n_s \gamma^{-1/2} (2g)^{-3/4} \quad (3.4.15)$$

care se scrie ținând seama de (3.4.13)

$$(n_s)^* = \frac{1}{\sqrt{75}} n Q^{1/2} (2g H)^{-3/4} \quad (3.4.16)$$

sau similar cu (3.4.14)

$$(n_s)^* = \frac{1}{25,55} n Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (3.4.17)$$

În studiul frânelor hidraulice, așa cum se va confirma din analiza ce urmează, prezintă un interes deosebit unele mărimi care se dovedesc foarte utile, cum sînt coeficientul vitezelor k_v dat de relația (3.2.16) și coeficienții de viteză, preluați din studiul turbinelor axiale elaborat de Acad. Anton [2], scriși în forma

$$k_{uR} = \frac{u_{R2}}{\sqrt{2g H_{Rth}}} \quad (3.4.18)$$

$$k_{vm} = \frac{v_{m2}}{\sqrt{2g H_{Rth}}} \quad (3.4.19)$$

Parametrii k_v , k_{uR} și k_{vm} pot fi exprimați în funcție de alte mărimi caracteristice ale mașinilor hidraulice.

Astfel coeficientul de viteză k_{uR} se poate exprima ținând seama de relația (3.4.4) și de definiția vitezei tangențiale u_{R2} în forma

$$k_{uR} = \frac{\frac{\pi D_2 n}{60}}{\sqrt{2g H_{Rth}}} = \frac{\pi}{60} \frac{n_{11} \sqrt{H_{Rth}}}{\sqrt{2g H_{Rth}}}$$

de unde

$$k_{uR} = \frac{\pi}{60 \sqrt{2g}} n_{11} \quad (3.4.20)$$

La fel, coeficientul de viteză k_{vm} se poate scrie, ținând seama definiția componentei meridionale a vitezei absolute v_{m2} scrisă ca raport între debitul Q și secțiunea exprimată prin relația (3.1.13), respectiv de definiția debitului unitar q_{11} în forma

$$k_{vm} = \frac{\frac{Q}{\pi D_2 B_2 \sigma_2}}{\sqrt{2g H_{Rth}}} = \frac{q_{11} D_2^2 \sqrt{H_{Rth}}}{\pi D_2 B_2 \sigma_2} \sqrt{2g H_{Rth}}$$

de unde ținând seama și de (3.1.25)

$$k_{vm} = \frac{2}{\pi \sqrt{2g} \sigma_2 q_b} q_{11} \quad (3.4.21)$$

Relațiile (3.4.20) și (3.4.21) permit exprimarea coeficientului vitezelor k_v în forma

$$k_v = \frac{u_{R2}}{v_{m2}} = \frac{k_{uR}}{k_{vm}} = \frac{\pi^2 \sigma_2 q_b}{30} \frac{n_{11}}{q_{11}} \quad (3.4.22)$$

Principali parametri ai frânelor hidraulice pot fi exprimați la rândul lor în funcție de mărimile caracteristice definite anterior.

Astfel sarcina creată de rotor dată de relația (3.1.9) în care se consideră $Y_R = 1$; $Y_S = 1$, ia forma

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} \left[R_2 (\mu_{R2} + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) - R_1 v_{s2} \cos \alpha'_{s2} \right] \quad (3.4.23)$$

Ținând seama de relațiile (3.1.46), (3.1.47) valabile pentru palete cu muchia radială, de relația (3.1.79) con-

siderînd că este valabilă și relația (3.1.61) se obține pentru H_{Rth} , ținînd seama că $\omega R_2 = u_{R2}$:

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g} \left[R_2 (R_2 \omega + u_{R2} \cos \beta'_{R2}) + R_1 u_{R2} \cos \beta'_{R2} \right] \quad (3.4.24)$$

Mai departe, ținînd seama de relațiile (3.1.24), (3.2.15) și (3.2.16) se obține:

$$H_{Rth} = \frac{R_2^2 \omega^2}{g} \left[\frac{(1+g_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right] \quad (3.4.25)$$

La rîndul lor coeficienții de viteză definiți prin relațiile (3.4.18) și (3.4.19) se pot exprima de asemenea în funcție de coeficientul vitezelor k_v , utilizînd relația (3.4.25).

Prin definiție rezultă deci:

$$k_{uR} = \frac{R_2 \omega}{\sqrt{2g \frac{R_2^2 \omega^2}{g} \left[\frac{(1+g_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right]}} \quad (3.4.26)$$

și formînd expresia inversă se obține

$$\frac{1}{k_{uR}^2} = \frac{2R_2^2 \omega^2 \left[\frac{(1+g_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right]}{R_2^2 \omega^2}$$

de unde

$$\frac{1}{k_{uR}^2} = 2 \left[\frac{(1+g_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right]$$

respectiv

$$k_{uR} = \sqrt{\frac{k_v}{2[(1+g_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v]}} \quad (3.4.27)$$

Se observă că pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$

$$k_{UR} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (3.4.28)$$

Tot prin definiție

$$k_{vm} = \frac{v_{m2}}{\sqrt{2g \frac{R_2^2 \omega^2}{g} \left[\frac{(1+2_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right]}} \quad (3.4.29)$$

Formind expresia inversă

$$\frac{1}{k_{vm}^2} = \frac{2R_2 \omega^2 \left[\frac{(1+2_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2}}{k_v} + 1 \right]}{v_{m2}^2}$$

ținînd seama de (3.2.16)

$$\frac{1}{k_{vm}^2} = 2 k_v \left[(1+2_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v \right]$$

și explicitînd se obține în final

$$k_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2k_v \left[(1+2_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v \right]}} \quad (3.4.30)$$

Se observă că pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$

$$k_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2} k_v} \quad (3.4.31)$$

Pentru a explicita o relație care să scoată în evidență dependența debitului unitar Q_{11} de diferiți parametri ai frinelor hidraulice se pornește de la relația (3.2.18), care definește pierderea de sarcină prin frecare, în care se ține seama conform (3.1.81) că

$$v_{R2}^2 = \left(\frac{Q}{A_2 \sin \beta'_{R2}} \right)^2 \quad (3.4.32)$$

Astfel

$$H_{Pf} = \frac{\xi Q^2}{2g A_2^2 \sin^2 \beta'_{R2}} = H_{Rth} - H_{sc} \quad (3.4.33)$$

de unde

$$Q^2 = \frac{2g A_2^2 (H_{Rth} - H_{sc}) \sin^2 \beta'_{R2}}{\xi} \quad (3.4.34)$$

Din relația (3.4.11) rezultă

$$Q_{11}^2 = \frac{Q^2}{D^4 H_{Rth}} \quad (3.4.35)$$

Inlocuind în (3.4.35) valoarea lui Q^2 din (3.4.34)

$$Q_{11}^2 = \frac{g A_2^2 (H_{Rth} - H_{sc}) \sin^2 \beta'_{R2}}{8 \xi R_e^4 H_{Rth}}$$

sau

$$Q_{11}^2 = \frac{g A_2^2 \sin^2 \beta'_{R2}}{8 \xi R_e^4} \left(1 - \frac{H_{sc}}{H_{Rth}} \right) \quad (3.4.36)$$

Raportul H_{sc}/H_{Rth} se poate explicita ținând seama de relațiile (3.1.63), (3.1.24) și (3.4.25)

$$\frac{H_{sc}}{H_{Rth}} = \frac{1}{2} \frac{\varphi_{sc} k_v (1 + Q_{12}^2)}{(1 + Q_{12}^2) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v} \quad (3.4.37)$$

Inlocuind în (3.4.36) se obține

$$Q_{11}^2 = \frac{g A_2^2 \sin^2 \beta'_{R2}}{8 \xi R_e^4} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{\varphi_{sc} k_v (1 + Q_{12}^2)}{(1 + Q_{12}^2) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v} \right] \quad (3.4.38)$$

din care după simplificări se obține în final, considerând

$\varphi_{sc} = 1$ și ținând seama de relația (3.1.38) stabilită pentru

A_2

$$Q_{11} \sqrt{\mathcal{S}} = \frac{\pi \sqrt{g}}{4\sqrt{2}} (1 - q_{12}) \left(1 + q_{12} - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right) \sin \beta'_{R2} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \frac{k_v (1 + q_{12}^2)}{(1 + q_{12}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v}} \quad (3.4.39)$$

Se observă că s-a obținut pentru $Q_{11} \sqrt{\mathcal{S}}$ o relație dependentă numai de proporțiile geometrice ale frinei hidraulice, de unghiul paletelor β'_{R2} și de coeficientul vitezelor k_v .

Pentru palete în unghi drept $\beta'_{R2} = 90^\circ$ relația (3.4.39) ia forma simplificată

$$Q_{11} \sqrt{\mathcal{S}} = \frac{\pi \sqrt{g}}{8} (1 - q_{12}) \left(1 + q_{12} - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right) \sqrt{1 - q_{12}^2} \quad (3.4.40)$$

Din ecuația (3.2.26) în care s-a înlocuit valoarea lui $\sqrt{q_{12}}$ dată de relația (3.1.24) se obține pentru coeficientul global al pierderilor prin frecare \mathcal{S}

$$\mathcal{S} = \left[2 - \varphi_{sc} (1 + q_{12}^2)\right] k_v^2 \sin^2 \beta'_{R2} + (1 + q_{12}) k_v \sin 2\beta'_{R2} \quad (3.4.41)$$

iar pentru $\varphi_{sc} = 1$

$$\mathcal{S} = (1 - q_{12}^2) k_v^2 \sin^2 \beta'_{R2} + (1 + q_{12}) k_v \sin 2\beta'_{R2} \quad (3.4.42)$$

pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$

$$\mathcal{S} = (1 - q_{12}^2) k_v^2 \quad (3.4.43)$$

Ținând seama de expresiile obținute pentru \mathcal{S} rezultă că produsul $Q_{11} \sqrt{\mathcal{S}}$ este dependent numai de proporțiile

geometrice ale frinei și de coeficientul vitezelor k_v .

Cum $\mathcal{G} = \lambda \mathcal{Z}$ iar \mathcal{Z} este o mărime determinată de proporțiile geometrice ale rotorului și statorului prezintă interes valoarea coeficientului λ în funcție de k_v , obținându-se pentru $\varphi_{sc} = 1$

$$\lambda = \frac{1}{\mathcal{Z}} \left[(1 - \mathcal{Z}_{12}^2) k_v^2 \sin^2 \beta'_{R2} + (1 + \mathcal{Z}_{12}) k_v \sin 2\beta'_{R2} \right] \quad (3.4.44)$$

Se observă că pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$ din relațiile (3.4.40) rezultă că λ depinde numai de proporțiile geometrice, \mathcal{Z} și de coeficientul vitezelor k_v .

Pentru a se afla o relație între turația specifică n_s și alți parametri ai frinei se înlocuiesc valorile lui n și $Q^{1/2}$ în relația (3.4.13).

Turația n se poate exprima ținând seama de relațiile (3.2.5) și (3.4.18).

$$n = \frac{60 u_{R2}}{\pi D} = \frac{60}{2\pi \mathcal{Z}_{2e} R_e} k_{ur} \sqrt{2g H_{Rth}} \quad (3.4.45)$$

$$n = \frac{30}{\pi \mathcal{Z}_{2e} R_e} k_{ur} \sqrt{2g H_{Rth}} \quad (3.4.46)$$

Debitul Q se poate exprima ținând seama de relația (3.2.22).

$$Q = A_2 v_{m2} = A_2 k_{vm} \sqrt{2g H_{Rth}} \quad (3.4.47)$$

și ținând seama de relația (3.2.29)

$$Q^{1/2} = R_e \sqrt{\frac{\pi}{2} (1 - \mathcal{Z}_{1e}) (1 + \mathcal{Z}_{1e} - \frac{\mathcal{Z}^2}{\pi})} \sqrt[4]{2g H_{Rth}} \sqrt{k_{vm}} \quad (3.4.48)$$

Inlocuind in relația (3.4.13)

$$\eta_s = \frac{\sqrt{\frac{f}{75}} \frac{30}{\pi g_{2e} R_e} \sqrt{2g H_{Rth}} k_{\mu R} R_e \sqrt{\frac{\pi}{2} (1 - g_{ie}) (1 + g_{ie} - \frac{Z\sigma}{\pi})} \sqrt[4]{2g H_{Rth}} \sqrt{k_{vm}}}{\sqrt[4]{H_{Rth}^3}} \quad (3.4.49)$$

respectiv

$$\eta_s = \sqrt{\frac{\gamma^2}{6\pi}} \sqrt[4]{(2g)^3} \frac{1}{g_{2e}} \sqrt{(1 - g_{ie}) (1 + g_{ie} - \frac{Z\sigma}{\pi})} k_{\mu R} \sqrt{k_{vm}} \quad (3.4.50)$$

Ținând seama de relațiile (3.4.27) și (3.4.30) - care exprimă coeficienții $k_{\mu R}$ și k_{vm} în funcție de k_v se obține că :

$$k_{\mu R} \sqrt{k_{vm}} = \sqrt{\frac{k_v}{8[(1 + g_{i2}) \operatorname{ctg} \beta'_{R2} + k_v]^3}} \quad (3.4.51)$$

În final, ținând seama de (3.4.50) se obține

$$\eta_s = \frac{\sqrt{\gamma^2}}{\sqrt{6\pi}} \sqrt[4]{(2g)^3} \frac{1}{g_{2e}} \sqrt{(1 - g_{ie}) (1 + g_{ie} - \frac{Z\sigma}{\pi})} \sqrt[4]{\frac{1}{2\sqrt{2} k_v}} \quad (3.4.52)$$

Pentru $\beta'_{R2} = 90^\circ$

$$\eta_s = \frac{\sqrt{f}}{\sqrt{6\pi}} \sqrt[4]{(2g)^3} \frac{1}{g_{2e}} \sqrt{(1 - g_{ie}) (1 + g_{ie} - \frac{Z\sigma}{\pi})} \sqrt[4]{\frac{1}{2\sqrt{2} k_v}} \quad (3.4.53)$$

Oricum din relațiile (3.4.13) și (3.4.15) rezultă

$$(\eta_s)^* = \gamma^2^{-1/2} (2g)^{-3/4} \eta_s \quad (3.4.54)$$

se obține pentru $(n_s)^*$ valorile

$$(n_s)^* = \frac{1}{\sqrt{6\pi} q_{2e}} \sqrt{(1-q_{ie})(1+q_{ie}-\frac{Z\sigma'}{\pi})} \sqrt[4]{\frac{k_v}{8[(1+q_{ie})\text{ctg}\beta'_{e2} + k_v]^3}} \quad (3.4.55)$$

și pentru $\beta'_{e2} = 90^\circ$

$$(n_s)^* = \frac{1}{\sqrt{6\pi} q_{2e}} \sqrt{(1-q_{ie})(1+q_{ie}-\frac{Z\sigma'}{\pi})} \sqrt{\frac{1}{2\sqrt{2} k_v}} \quad (3.4.56)$$

Se observă că atât n_s cât și $(n_s)^*$ depind numai de proporțiile geometrice, de unghiul paletelor și de coeficientul vitezelor k_v .

Determinarea numărului Reynolds în cazul frinelor hidraulice se face pornind de la expresia cunoscută

$$Re = \frac{v D}{\nu} \quad (3.4.57)$$

unde v este viteza fluidului

ν viscozitatea cinematică

se poate scrie în cazul curgerii prin canalele circuitului hidraulic cu secțiunea totală A , perimetrul udat χ și viteza relativă w

$$Re = \frac{4 w A}{\nu \chi} \quad (3.4.58)$$

sau pentru curgerea prin canalele unui rotor cu Z_R palete

$$Re^* = \frac{w \frac{4A_e}{Z_R}}{\nu} \quad (3.4.59)$$

Se observă că dacă înmulțim numărătorul și numitorul cu lungimea firului mediu echivalent L_m relația (3.4.58) ia forma

$$Re = \frac{w L_m}{\nu} \frac{4 A_2}{L_m \alpha} \quad (3.4.60)$$

Înlocuind valoarea lui τ dată de relația (3.1.57) se obține

$$Re = \frac{w_{R2} L_m}{\nu \tau} \quad (3.4.61)$$

În relația (3.4.61), dacă se admite că rotorul și statorul au în secțiunea firului mijlociu un contur circular, lucru suficient de exact în cazul frânelor hidraulice cu palete înclinată la 45° , cazul cel mai general, valoarea lungimii L_m se poate scrie astfel :

$$\begin{aligned} L_m &= \pi (R_2 - R_1) \\ L_m &= \pi (1 - \rho_{R2}) R_2 \end{aligned} \quad (3.4.62)$$

În aceeași relație, viteza relativă se poate scrie rezolvând ecuația care se obține pornind de la relația (3.1.66) care, dacă sînt satisfăcute relațiile (3.1.41), (3.1.42) și (3.1.43) ia forma

$$M = \frac{Q \gamma}{g} \left[R_2 (R_2 \omega + w_{R2} \cos \beta'_{R2}) + R_1 w_{R2} \cos \beta'_{R2} \right] \quad (3.4.63)$$

Din această relație, introducînd valoarea lui din (3.1.74) se obține

$$A_2 (R_2 + R_1) \frac{\gamma}{g} \frac{\sin 2\beta'_{R2}}{2} w_{R2}^2 + A_2 R_2^2 \omega \frac{\gamma}{g} \sin \beta'_{R2} - M = 0 \quad (3.4.64)$$

de unde

$$w_{R2} = \frac{A_2 R_2^2 \omega \frac{r}{g} \sin \beta'_{R2} \pm \sqrt{\left(A_2 R_2 \omega \frac{r}{g} \sin \beta'_{R2}\right)^2 + 2A_2(R_2 + R_1) \frac{r}{g} M \sin 2\beta'_{R2}}}{A_2 (R_2 + R_1) \frac{r}{g} \sin 2\beta'_{R2}} \quad (3.4.65)$$

Semnul + corespunde sensului de frinare înainte.

Mărimea τ se determină cu una din metodele indicate în cap.3.1 sau 3.2.

Numărul Reynolds se poate determina înlocuind în (3.4.61) pe L_m dat de (3.4.62), w_{R2} dat de (3.4.65), τ și ν .

Din analiza efectuată a rezultat că următoarele mărimi :

- sarcina de pompare H_{Rth} (relația 3.4.25)
- coeficienții de viteză k_{UR} și k_{vm} (relațiile 3.4.26 și 3.4.30)
- debitul unitar Q_{11} (relația 3.4.39)
- coeficientul ξ (relația 3.4.42)
- coeficientul λ (relația 3.4.44)
- turațiile specifice n_s și $(n_s)^*$ (relațiile 3.4.49 și 3.4.55) sînt dependente numai de proporțiile geometrice ale frinei și de coeficientul vitezelor k_v .

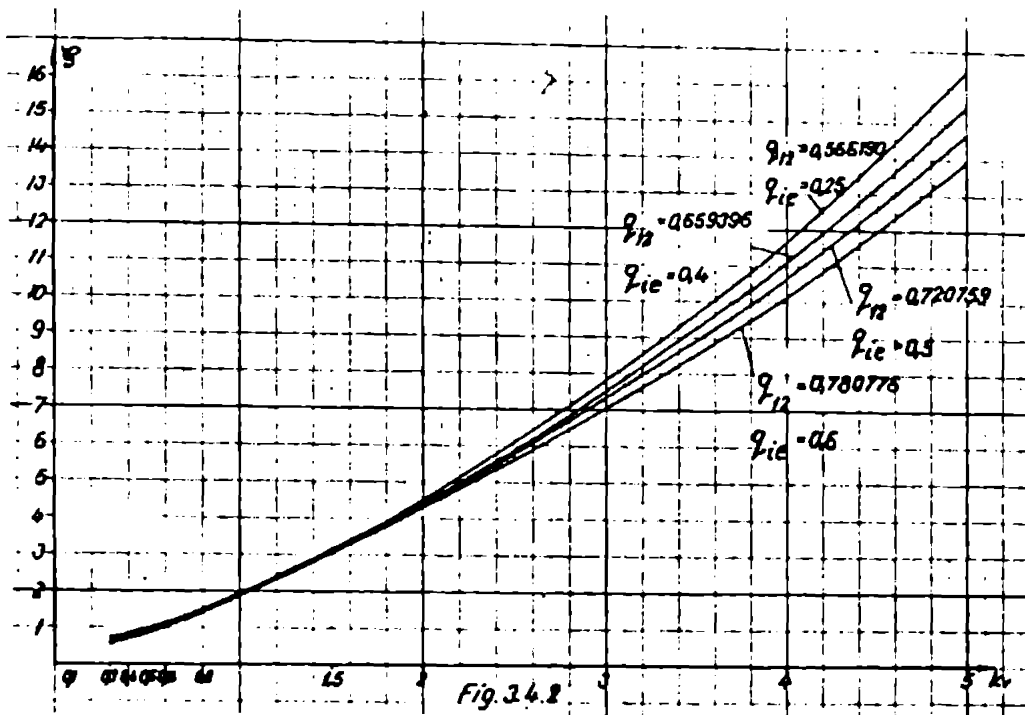
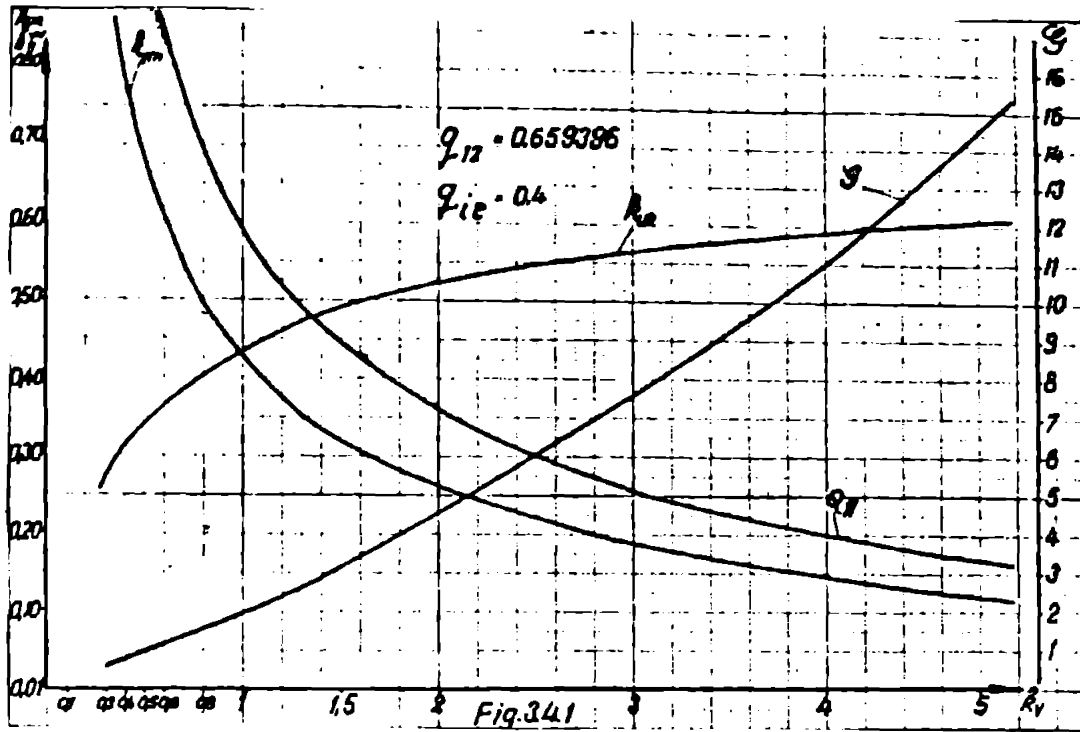
Variația mărimilor k_{UR} , k_{vm} , ξ și Q_{11} în funcție de coeficientul k_v pentru $q_{12} = 0,659396$ ($q_{1e} = 0,4$) și $\beta'_{R2} = 45^\circ$ este scoasă în evidență în reprezentările grafice din fig.3.4.1.

În general variația lui q_{12} în limitele $q_{1e} = 0,3 \dots 0,6$ duce la diferențe minime în cazul coeficientului ξ reprezentat în fig.3.4.2.

x

x

x



În acest capitol al lucrării a fost întreprinsă o cercetare teoretică a frânelor hidrodinamice.

Pornind de la ecuațiile generale ale mașinilor hidraulice rotative s-au stabilit relațiile teoretice ale frânelor hidraulice care exprimă momentul de frinare M și sarcina de pompare H_{Rth} realizate.

De asemenea s-au stabilit o serie de relații geometrice generale care permit definirea proporțiilor circuitului hidraulic al frânelor.

Bilanțul energetic efectuat a scos în evidență pierderile prin frecare și pierderile prin șoc definite prin sarcinile H_{PF} și H_{SC} . Pentru caracterizarea acestor pierderi s-au introdus coeficienții ξ și ζ_{SC} . Prin introducerea unui coeficient de formă τ s-a putut exprima și legătura dintre coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ și coeficientul pierderilor longitudinale prin frecare λ .

Expresia analitică a coeficientului capacității de moment k_{mf} scoate în evidență dependența acestuia de :

- proporțiile geometrice ale circuitului hidraulic caracterizate prin coeficientul q_{ie}
- unghiul de înclinare al paletelor β'_{R2}
- greutatea specifică a fluidului utilizat ρ
- coeficienții pierderilor prin frecare și prin șoc ξ și ζ_{SC} .
- coeficientul vitezelor k_v (dependent la nivelul lui de q_{ie} , β'_{R2} , ρ , ξ și ζ_{SC}).

În baza programului de calcul elaborat, au fost calculate pe un calculator IBM 370 valorile coeficientului pentru întregul domeniu de variație al parametrilor enunțați.

Pentru a se scoate în evidență influența individuală a diferiților parametri asupra coeficientului k_{mf} s-a

recurs la reprezentări grafice.

Ecuațiile generale ale frânelor hidraulice au fost particularizate pentru unghiuri de înclinare ale paletelor β'_{R2} de 45° și 90° .

Pornind de la relațiile de asemănare ale mașinilor hidraulice rotative, de la constantele și funcțiile acestora, au fost selectate mărimile care pot caracteriza cel mai bine funcționarea frânelor hidraulice și asemănarea lor.

Pornind de la relațiile generale de asemănare, de la constantele și funcțiile caracteristice ale mașinilor hidraulice rotative, s-au putut selecta și exprima într-o formă corespunzătoare mărimile caracteristice ale frânelor hidraulice care permit în modul cel mai eficient compararea unor realizări existente, proiectarea unor tipuri noi pornind de la un model redus de laborator și alegerea construcțiilor cu performanțele cele mai bune.

Dintre mărimile la care s-a făcut referire în prezentul capitol cele mai indicate pentru analiza frânelor hidraulice pot fi considerate :

- sarcina de pompare H_{RH} exprimată de relația (3.4.25);

- coeficienții de viteză k_{UR} și k_{VM} dați de relațiile (3.4.18) și (3.4.19).

- debitul unitar Q_{11} exprimat de relația (3.4.40)

- coeficientul global al pierderilor prin frecare

ξ dat de relația (3.4.42).

Toate aceste mărimi caracteristice sînt dependente, așa cum se poate observa din relațiile respective, de coeficientul vitezelor k_v și de proporțiile geometrice ale circuitului hidraulic al frinei (coeficientul Z_c) și de unghiul de înclinare al paletelor β'_{R2} .

4. ANALIZA UNOR CONSTRUCTII DE FRINE HIDRODINAMICE REALIZATE IN STRAINATATE

Aşa cum s-a arătat în concluziile capitolului precedent, relațiile teoretice elaborate pot constitui aparatul de analiză al unor frâne hidraulice existente, realizate în străinătate.

Analiza s-a efectuat pentru două mari grupe de frâne hidraulice și anume frâne cu un singur sens de frinare respectiv cu frinarea în ambele sensuri, reversibile.

La prima grupă se presupune că unghiul de înclinare al paletelor β'_{R2} este de 45° , considerat puțin diferit de valoarea optimă, care dă valoarea maximă a momentului de frinare. Această presupunere pornește de la avantajele tehnologice ale unui unghi de 45° față de unghiul optim (fig.3.2.5) diferența de moment de frinare nefiind apreciazabilă, lucru scos în evidență de variația coeficientului k_{mf} (fig.3.2.2).

Pentru a avea posibilitatea unor comparații concludente, toți parametrii analizați au fost considerați pentru frâne hidraulice simple, cu un singur tor, considerându-se caracteristicile aferente.

Metodologia analizei efectuate se bazează pe relațiile stabilite anterior pornindu-se de la calculul debitului Q respectiv a vitezei w_{R2} cunoscând dimensiunile, proporțiile geometrice ale frinei și momentul de frinare M realizat pentru anumite valori ale turației n .

Pentru frâne hidraulice cu un singur sens de frinare ($\beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 45^\circ$) se va utiliza relația (3.1.87) pentru

calculul debitului Q în care se introduc $\rho \beta_{R2}' = 1$,
 $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, M și ω pentru va-
 lori indicate în diagrame sau măsurate.

Cunoscînd razele R_e și R_i se pot calcula cu
 ajutorul relațiilor (3.1.19) și (3.1.21) razele firului e-
 chivalent, R_2 și R_1 .

Intrucît în majoritatea cazurilor nu se cunosc
 numărul de palete ale rotorului și statorului Z_r și Z_s
 respectiv grosimea paletelor s , secțiunea A_2 se va
 calcula cu ajutorul relației (3.1.90) în care s-a considerat
 pentru coeficientul de obstrucție, datorită prezenței pale-
 telor, valoarea medie $\sigma_2 = 0,93$.

Mărimile w_{R2} , $\frac{w_{R2}^2}{2g}$, H_{eth} , H_{sc} și S se de-
 termină cu ajutorul relațiilor (3.1.88), (3.1.89), (3.1.91)
 (3.1.92) și (3.1.93). În relația (3.1.92) se consideră $\varphi_{sc} = 1$.

Avînd cunoscute mărimile anterioare se pot deter-
 mina k_v , k_{ur} , k_{vm} și Q_{11} din relațiile (3.2.16),
 (3.4.18), (3.4.19) și (3.4.39).

De asemenea a fost calculată, cu ajutorul relației
 (3.4.14) turația specifică n_s .

Rezultatele analizei efectuate pentru 10 frîne
 hidraulice realizate în străinătate sînt înfățișate în tabe-
 lul 4.1 în care frînele hidraulice au fost prezentate în or-
 dinea aferentă mării coeficientului global al pierderilor
 prin frecare S . Valorile din tabel au fost determinate
 pentru un punct de funcționare al frînei.

Se precizează datele utilizate care au avut la ba-
 ză următoarele surse, respectiv au fost deduse astfel:

Pentru frînele hidraulice Parmac V200 și V295 di-
 mensiunile au rezultat din desenele de ansamblu prevăzute
 cu unele cote iar caracteristicile $M_{R2} = f(n)$ au fost extrase

din diagramele din catalogul firmei [58] .

Pentru firma Zöllner tip 12 n 56 aflată în țară (echipează standul de probă pentru motoare diesel de la ICM Reșița) dimensiunile au rezultat din desenul de ansamblu la scară iar caracteristica de moment $M_{fh} = f(n)$ din diagrama $P_{fh} = f(n)$ pentru puterea frânei cuprinsă în instrucțiunile de întreținere și exploatare care au însoțit la livrare frâna [61] .

Pentru frânele Schenck caracteristicile de moment au fost extrase din catalogul firmei [59] iar proporțiile geometrice R_i/R_e au fost deduse din același catalog și din instrucțiunile care au însoțit o frână hidraulică U2-25 (reversibilă) aflată în dotarea I.M. Plopeni, în modul indicat în continuare. Cunoscând dimensiunile exterioare ale acestei frâne considerând că acestea sînt identice cu frâna corespundentă cu un singur sens U1-25 , în baza unor deducții privind proporțiile constructive și valorile corespunzătoare ale coeficientului de moment k_{mf} dependent de $D = 2R_e$ s-a ajuns la concluzia că $D = 0,250$ m dimensiune confirmată de simbolul frânei (cifrele 25).

Luarea în considerare a momentelor de frînare realizate de celelalte tipodimensiuni de frâne hidraulice ale firmei a confirmat că diametrul activ figurează în simbolul fiecărei frâne ($D = 0,300$ m pt. U1-30; $D = 0,100$ m pentru U1-10; $D = 0,130$ pentru U1-13).

Dintre frânele hidraulice ale firmei Voith [60] s-a dispus de date suficiente numai pentru frâna tip 180.

Pentru frâna hidraulică de încetinire pentru vehiculul greu Fuller datele respective au fost obținute din [38] .

Pentru frâna hidraulică TG 1200 dimensiunile și caracteristica de moment au rezultat din [19] .

Pentru a se scoate în evidență variația parametrilor k_{UR} , k_{vm} , Q_{11} , S aceștia au fost reprezentați grafic în diagrama din fig.4.1 în funcție de k_v .

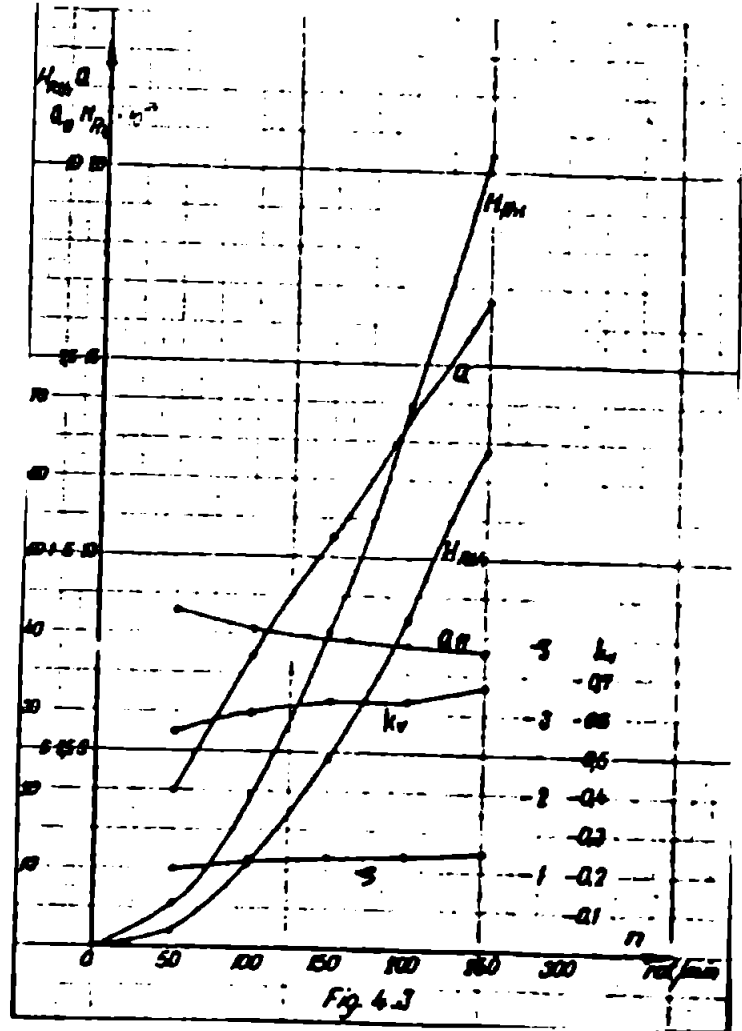
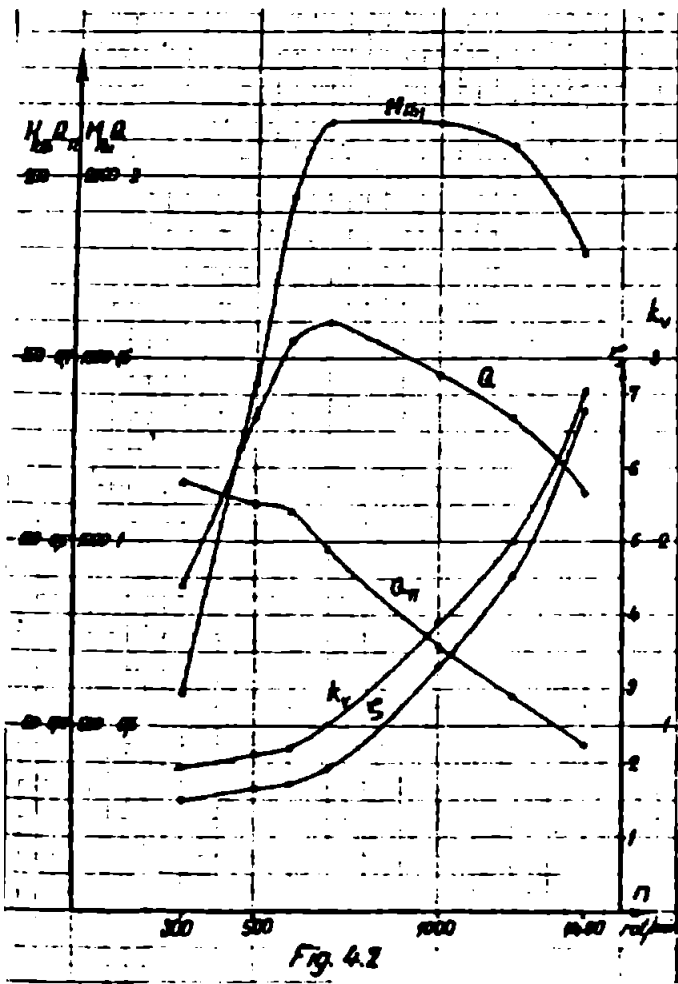
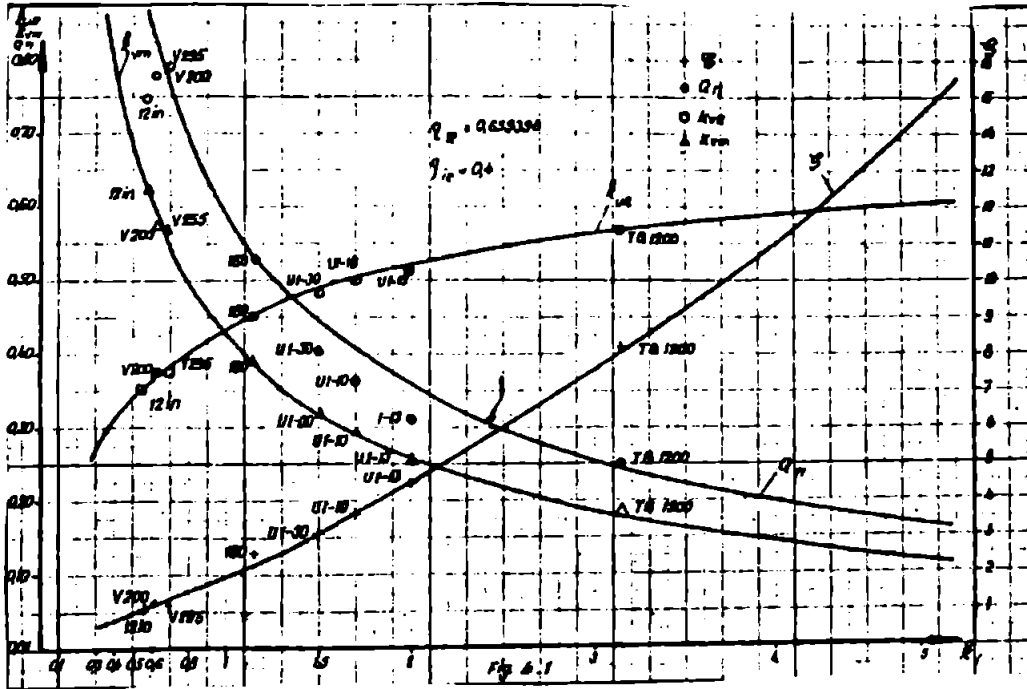
În aceeași diagramă au fost reprezentate grafic funcțiile care exprimă parametrii k_{UR} , k_{vm} , Q_{11} și S în raport cu k_v conform relațiilor (3.4.27), (3.4.30), (3.4.40) și (3.4.43). Se observă o corelare foarte bună a valorilor rezultate din calcul pentru cele nouă frâne hidraulice analizate cu curbele teoretice definite prin relațiile amintite, deși frânele au rapoate Q_{10} și Q_{12} diferite de valorile considerate la determinarea curbelor respective ($Q_{10} = 0,4$; $Q_{12} = 0,659396$) ceea ce justifică unele abateri.

Pentru firma Zöllner tip 12 n 56 în figura 4.2 s-a reprezentat variația, în funcție de turația n , a mărimilor M_{fh} , Q , Q_{11} , H_{Rth} , S și k_v . Este de reținut alura curbei $M_{fh} = f(n)$ care are trei domenii caracteristice, primul în care se respectă proporționalitatea cu pătratul turației, al doilea de moment de frînare constant și al treilea în care momentul de frînare scade.

Este de reținut de asemenea că și la alte frâne, de exemplu Voith 180 curba $M_{fh} = f(n)$ prezintă o abatere asemănătoare de la legea pătratică $M = k_{mf} n^2 D^5$.

Pentru frâna Parmac V200, în figura 4.3 s-a reprezentat variația în funcție de turația n a mărimilor Q , Q_{11} , H_{Rth} , S și k_v . Se remarcă faptul că în domeniul de turație indicat pentru această frână momentul de frînare M_{fh} respectă suficient de exact proporționalitatea cu pătratul turației.

Intrucât din [49] au rezultat caracteristicile $M_{fh} = f(n)$ pentru frâna ATE 360 a firmei TEVE din RFG pentru diferite presiuni ale fluidului de lucru (ulei cu $\rho = 865 \frac{kg}{m^3}$)



INSTITUT TEKNIK
 TERBUKA
 SURABAYA

la intrarea în frînă în tabelul 4.2 au fost indicate aceleași mărimi, ca în tabelul 4.1, determinate pentru puncte de funcționare la presiuni de alimentare crescătoare.

Dependența momentului de frînare de presiunea de alimentare cu lichid a frânei hidraulice constituie un aspect nou care nu a reeșit din cercetarea teoretică efectuată. Acest aspect se reține ca un mijloc de îmbunătățire a performanțelor frânei.

Pentru frâne hidraulice reversibile ($\beta'_{R2} = 90^\circ$) debitul Q poate fi determinat cu ușurință din relația (3.3.4) în care se consideră $\gamma_r = 1$, $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$ $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, pentru valorile aferente ale momentului de frînare M_{fh} și a vitezei unghiulare ω .

Au putut fi analizate 2 tipuri de frâne hidraulice reversibile, o frînă hidraulică model experimental cu diametrul $D = 400 \text{ mm}$ realizată în RDG în trei variante, cu numere diferite de palete la rotor și stator ($Z_R/Z_S = 16/15; 48/15$ și $48/47$) și frîna hidraulică Schenk U2-25.

A fost analizat și cuplajul hidraulic funcționînd în regim de frînare descris în [30]. Acest cuplaj a fost realizat în ceea ce privește calitatea execuției, grosimea paletelor, precizia geometrică și calitatea suprafețelor în trei variante.

Rezultatele analizei efectuate sînt înfățișate în tabelul 4.3 în care au fost indicate aceleași mărimi ca în tabelul 4.1.

Se observă că coeficientul global al pierderilor prin frecare S prezintă un domeniu de variație mare lucru ce se explică în primul rînd prin calitatea concepției și a execuției frânei. Acest domeniu reprezintă în mod practic limitele de funcționare posibile ale frînelor hidraulice cu palete înclinate.

FRINA HIDRAULICĂ REALIZATE ÎN STRĂINĂȚATE

$\beta_{21} = 45^\circ$

Tabelul 61

Parametru	Fuller	Formac	Formac	Föllmer	Walsh	Schenck	Schenck	Schenck	Schenck	UMSS	
	17 m	V 200	V 295	17 n 56	180	U1 30	U1 10	U1 25	U1 15	TE 1200	
D	m	0152	1.104	1.051	0.530	0.180	0.300	0.100	0.250	0.130	1.800
R ₁	m	0.038	0.236	0.236	0.150	0.036	0.072	0.024	0.060	0.032	0.210
R ₂	m	0.5	0.40409	0.3474	0.53035	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5
R ₃	m	0.062	0.516	0.222	0.962	0.072	0.128	0.246	0.115	0.057	0.527
R ₄	m	0.04904	0.306	0.6578	0.488	0.0297	0.048	0.036	0.07901	0.0409	0.597
R ₅	m	0.7205	0.05128	0.0325	0.7967	0.0588	0.788	0.788	0.785	0.788	0.788
A ₂	m ²	0.00628	0.18065	0.40079	0.045787	0.00823	0.0555	0.07206	0.01506	0.0048	0.06747
U ₂₂	m/s	2.502863	12.7719	5.0006	4.8724	12.3636	4.0427	11.0817	5.4277	12.1453	13.2781
U ₂₁	m/s	4.20759	2.12563	2.14073	11.8046	0.84755	9.2715	8.7512	12.7833	4.60636	6.07231
U ₁₂	kg/m	1.18478	13820	10.22	1580	182	974	2.04	5.275	2.632	8750
n	rad/mm	1000	300	75	300	1250	1000	8500	1300	1000	850
Q	m ³ /s	0.0563	0.647915	1.2306	1.581986	0.0089318	0.277407	0.0197378	0.151774	0.038588	2.0170677
M ₂₂	m/s	11.73236	21.74787	11.81593	10.07314	12.0507	12.79126	3.62071	12.54059	4.46307	6.48306
M ₂₁	m/s	12.58102	6.30958	6.3157	14.4012	8.87035	9.38826	0.352044	0.267533	0.00291	6.37062
M ₁₂	m	20.00635	6.93378	11.7250	19.22348	25.00639	42.90727	27.609	16.94764	38.83267	29.22276
M ₁₁	m	3.74022	8.57182	8.27182	20.74923	7.84025	15.00073	11.11675	17.06032	11.29378	13.01774
S	-	1.007707	1.204927	1.247401	1.094878	2.297732	2.02472	3.05275	3.05052	4.22401	0.25812
L ₁	-	0.90079	0.05594	0.078978	0.674025	1.150735	1.49131	1.704285	1.712097	0.078765	3.93067
L ₂₀	-	0.24229	0.37554	0.2374	0.400637	0.46311	0.483074	0.480099	0.500757	0.500686	0.573925
L ₂₁	-	0.0711	0.57835	0.581228	0.40232	0.19175	0.27257	0.27315	0.292497	0.28729	0.472
Q ₁₁	-	0.53945	0.77677	0.79421	0.66208	0.403291	0.403291	0.364929	0.303700	0.34988	0.259209
n ₁	-	0.52706	10.08789	10.43500	10.4208	11.94153	100.157	100.480	100.4267	98.4877	100.6783
$\lambda = \frac{2\pi}{D} \cdot \frac{Q}{Q_0}$	-	0.027708	0.076376	0.075319	0.071804	0.078857	0.07056	0.070787	0.070772	0.071997	0.072432
$\lambda_{rel} = \frac{\lambda}{n_1}$	-	0.052728	0.007472	0.007284	0.006937	0.006633	0.007028	0.007028	0.007028	0.007028	0.007028

FRINA HIDRAULICĂ ATE 360 - TEVE

Tabelul 62

p	d ₀ / cm	1	2	3	4	5	6
D	m	0.360					
R ₁	m	0.0975					
R ₂	m	0.561666					
R ₃	m	0.102789					
R ₄	m	0.171259					
A ₂	m ²	0.7458367					
A ₁	m ²	0.0364419					
U ₂₂	m/s	1.8015376	2.50198202	11.90277512	13.0037187	15.30356801	16.30356801
U ₂₁	m/s	0.073707828	0.342137806	4.8789922	10.7641905	11.61586711	11.61686711
U ₁₂	kg/m	40	50	150	212	875	880
n	rad/mm	600	500	200	800	900	900
Q	m ³ /s	0.17541764	0.200991781	0.348353226	0.47588836	0.477448	0.49325286
M ₂₂	m/s	7.407827967	8.76763226	11.767713	17.0763979	20.1892007	20.1892007
M ₂₁	m/s	5.03223467	6.90279872	10.4728844	12.6381702	14.2759827	14.2759827
M ₁₂	m	11.0878107	17.01347478	35.5015951	68.1217243	62.7507790	61.0620042
M ₁₁	m	3.05988771	5.73427518	11.2391796	14.0787507	18.5790397	18.5790397
S	-	1.007707	1.204927	1.247401	1.094878	2.297732	2.02472
L ₁	-	0.90079	0.05594	0.078978	0.674025	1.150735	1.49131
L ₂₀	-	0.24229	0.37554	0.2374	0.400637	0.46311	0.483074
L ₂₁	-	0.0711	0.57835	0.581228	0.40232	0.19175	0.27257
Q ₁₁	-	0.53945	0.77677	0.79421	0.66208	0.403291	0.403291
n ₁	-	0.52706	10.08789	10.43500	10.4208	11.94153	100.157
$\lambda = \frac{2\pi}{D} \cdot \frac{Q}{Q_0}$	-	0.027708	0.076376	0.075319	0.071804	0.078857	0.07056
$\lambda_{rel} = \frac{\lambda}{n_1}$	-	0.052728	0.007472	0.007284	0.006937	0.006633	0.007028

FRINA HIDRAULICĂ REALIZATE ÎN STRĂINĂȚATE

$\beta_{21} = 90^\circ$

Tabelul 63

Parametru	F 600 - 906			Schenck	Cupaj hidrode (30) variabile			
	15/5	48/15	68/47		U 2 25	1	8	11
D	m	1.400			0.750	0.770		
R ₁	m	0.200			0.125	0.110		
R ₂	m	0.070			0.069	0.059		
R ₃	m	0.380			0.440	0.527277		
R ₄	m	0.19406			0.115276	0.0980634		
R ₅	m	0.09915			0.0780276	0.0779638		
A ₂	m ²	0.0788184			0.2045706	0.1772809		
A ₁	m ²	0.057825192	0.04530774	0.04447787	0.0084296	0.0103677	0.0103677	0.0090631
U ₂₂	m/s	9.518606			8.17637	11.906725		
U ₂₁	m/s	5.752182			12.75205	13.987605		
U ₁₂	kg/m	51	686	51.13	8.57097	8.05726	8.170128	8.2728677
n	rad/mm	500			300	440		
Q	m ³ /s	0.55707790	0.60000996	0.313287591	0.005888	0.0054667	0.015187	0.0714838
M ₂₂	m/s	12.3721907	13.7289867	6.8647739	10.14892	17.14509	3.9977299	8.2756389
M ₂₁	m	8.56400637	4.54040674	6.34004782	12.67137	12.60000702	12.600006	12.600006
M ₁₂	m	5.57307	11.57307	11.57307	11.070015	3.7320796	6.3009589	17.09337
S	-	0.9980589	0.9980589	1.0000000	1.1120015	3.7320796	6.3009589	17.09337
L ₁	-	0.80565576	0.9980589	1.0000000	1.1120015	3.7320796	6.3009589	17.09337
L ₂₀	-	0.207160743	0.27160743	0.27160743	0.27160743	0.27160743	0.27160743	0.27160743
L ₂₁	-	0.029445236	0.17115786	0.17115786	0.17115786	0.17115786	0.17115786	0.17115786
Q ₁₁	-	1.19297	0.04067029	0.03989288	0.0112648	0.272728199	0.17926271	0.09320587
n ₁	-	1.19297	10.08789	10.43500	10.4208	11.94153	100.157	100.157
$\lambda = \frac{2\pi}{D} \cdot \frac{Q}{Q_0}$	-	0.027708	0.076376	0.075319	0.071804	0.078857	0.07056	0.07056
$\lambda_{rel} = \frac{\lambda}{n_1}$	-	0.052728	0.007472	0.007284	0.006937	0.006633	0.007028	0.007028

x

x x

Analiza efectuată confirmă concluzia teoretică anterioară ^{că} ^{cît si} în coeficientul global al pierderilor prin frecare S ^{coefficientii} de viteză k_{UR} și k_{vm} și debitul unitar Q_{II} sînt dependenți de coeficientul vitezelor k_v . În fig.4.1 în care au fost indicate valorile respective determinate pentru diferitele frîne analizate, au fost reprezentate și curbele $k_{UR} = f(k_v)$ conform relației (3.4.27); $k_{vm} = f(k_v)$ conform relației (3.4.30), $Q_{II} = f(k_v)$ conform relației 3.4.40 și $S = f(k_v)$ conform relației 3.4.43 pentru $q_{ie} = 0,4$ și $\beta_{R2} = 45^\circ$.

Se observă așa cum s-a arătat o foarte bună corespondență a punctelor calculate cu curbele teoretice deși frînele respective au rapoarte q_{ie} diferite de valoarea luată în calcul.

Analiza efectuată la frîne hidraulice realizată în străinătate confirmă deci toate concluziile cercetării teoretice întreprinse.

5. INCERCARI EXPERIMENTALE LA FRINA

HIDRAULICA FH 200.

Cercetarea teoretică întreprinsă în capitolul 3 a permis stabilirea relațiilor fundamentale ale frînelor hidraulice. Intrucît parametrul de bază al unei frîne hidraulice este momentul de frînare, realizat la o turație dată, pentru caracterizarea acestuia, independent de dimensiunile frînei și turația aleasă, s-a folosit coeficientul capacității de moment al frînei k_{mf} . Relația analitică stabilită pentru acesta scoate în evidență dependența acestuia de factori ca proporțiile geometrice ale circuitului hidraulic, coeficientul Q_{ic} , unghiul de înclinare al paletelor β'_{R2} , coeficienții caracterizînd pierderile globale prin frecare S respectiv pierderile prin șoc Y_{sc} și indirect de coeficientul vitezelor k_v .

Pornind de la relațiile de asemănare ale mașinilor hidraulice s-a putut stabili pentru frîne hidraulice dependența unor mărimi cum sînt coeficienții k_{ur} , k_{vm} , debitul unitar Q_{11} , coeficientul S ca și însăși coeficientul k_{mf} de coeficientul vitezelor k_v .

Relațiile teoretice stabilite au permis și elaborarea unei metodologii de analiză a unor tipuri de frîne hidraulice existente, metodologie aplicată pentru analiza unor frîne realizate în străinătate. Analiza efectuată în capitolul 4 al lucrării a confirmat rezultatele cercetării teoretice întreprinse în capitolul 3 arătînd că aceasta poate sta la baza realizării unor frîne hidraulice noi, cu performanțe superioare.

Cercetarea teoretică și analiza efectuată nu au putut însă stabili în mod concret care este cauza că mărimile caracteristice k_{mf} , S dependente de k , au un domeniu de variație atât de larg, care sînt valorile reale care pot fi obținute în condiții concrete și cum trebuie acționat pentru a se obține performanțele cele mai bune caracterizate prin valori mari ale coeficientului k_{mf} , și valori mici ale coeficientului S .

Pentru verificarea experimentală a rezultatelor cercetării teoretice întreprinse, a unei construcții concepute în concordanță cu aceste rezultate s-a considerat necesară realizarea unei frîne hidraulice model experimental la scară redusă, care să fie încercată pe stand.

5.1. FRÎNA HIDRAULICĂ MODEL EXPERIMENTAL LA SCARA REDUSĂ FH 200.

Frîna hidraulică FH 200, model experimental la scară redusă a fost concepută ținînd seama de necesitatea încercării în condițiile stațiunii de încercări ce putea fi adaptată în Laboratorul de mașini hidraulice de la Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara.

În funcție de aceste condiții, prezumînd un coeficient al capacității de moment $k_{mf} = 0,150$ rezultat ca posibil în urma analizei construcțiilor de frîne hidraulice cunoscute pe plan mondial efectuată în cap.4 s-a ales diametrul activ $D = 0,200$ m. Elementele geometrice ale circuitului hidraulic al rotorului și statorului sînt prezentate în figura 5.1. Proporțiile geometrice au fost stabilite în jurul valorilor rezultate pentru construcțiile de frîne analizate.

Raportul $Q_{ie} = \frac{R_1}{R_e}$ 0,4 a rezultat în mod obiectiv din soluțiile constructive posibile la o frână hidraulică de dimensiuni mici. El se încadrează între valorile cele mai uzuale la frânele hidrodinamice de uz general.

Pentru valoarea Q_{ie} aleasă a rezultat

$$R_2 = 0,088078865$$

$$R_1 = 0,058078865$$

$$Q_{12} = 0,659396155$$

Frâna hidraulică FH 200 (fig.5.2), dublă, cu două toruri a fost concepută inițial cu execuția rotorului și statorilor din aliaj siluminic AT Si 12 Cu elaborat după norma NU 02-40 a Intreprinderii 1 Mai - Ploiești, prin turnare obișnuită. Unghiul paletelor β'_{R2} s-a ales de 45° respectiv 35° pentru a putea evidenția influența acestui unghi asupra coeficientului capacității de moment al frânei, influență evidențiată în expresia analitică stabilită pentru coeficientul k_{mf} .

Conform analizei efectuate în cap.3, ținând seama de concluzia că la frâne hidraulice numărul de palete rotative respectiv statorice poate fi sensibil mai mic decât la turboambreiaje s-a ales $Z_R = 9$, $Z_S = 8$.

Rotorul respectiv statorul în varianta turnată sînt prezentați în fig.5.3 și 5.4.

Grosimea paletelor prevăzută inițial $S = 3$ mm a fost modificată la cererea turnătoriei la $S = 4$ mm.

Încercarea acestei prime variante a frânei hidraulice FH 200 a condus la determinarea unui coeficient al capacității de moment $k_{mf} = 0,0325$ independent de valoarea unghiului paletelor $\beta'_{R2} = 45^\circ$ sau $\beta'_{R2} = 35^\circ$, mult inferior valorii prezumate. În baza măsurătorilor efectuate a rezultat

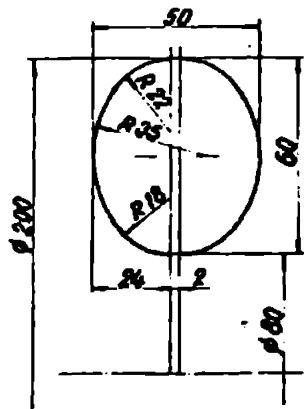


Fig. 5.1

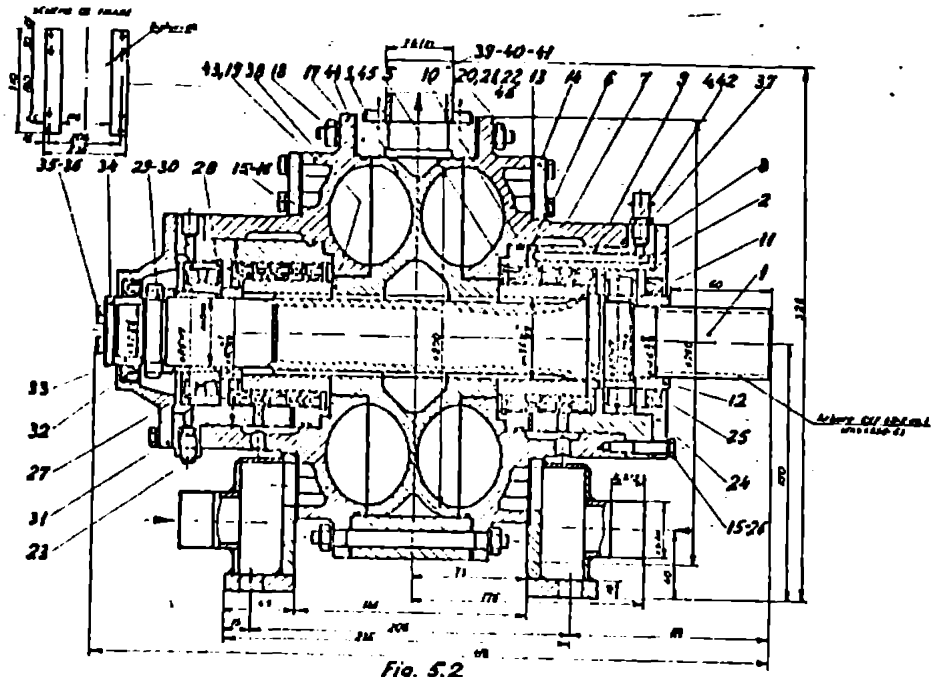


Fig. 5.2

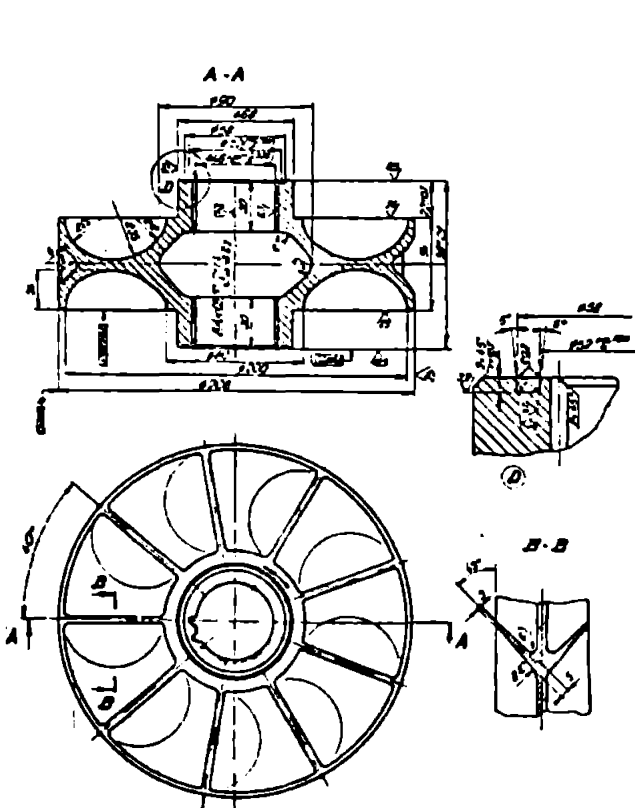


Fig. 5.3

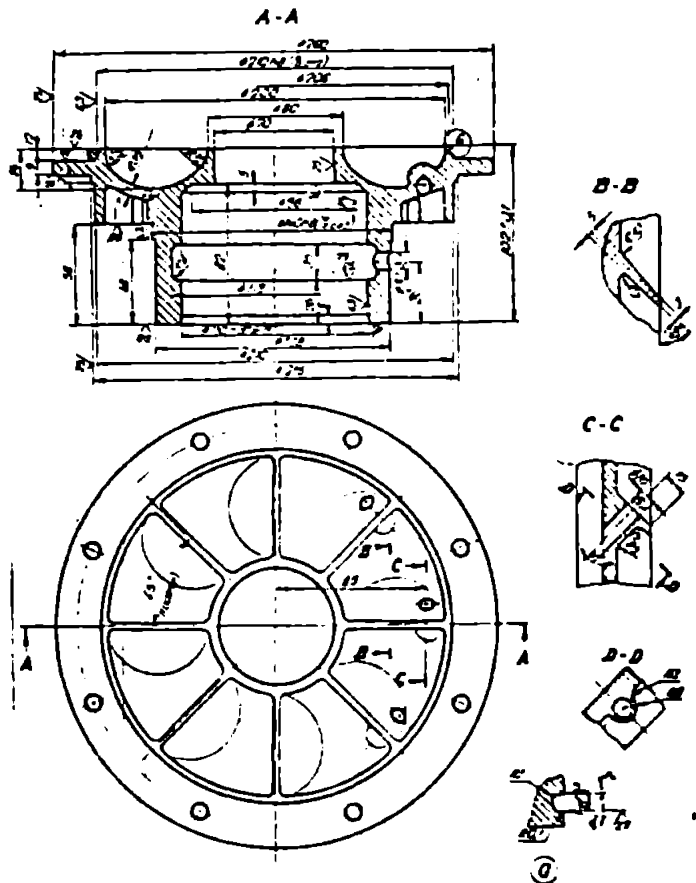


Fig. 5.4

că grosimea paletelor rotorului era de 4...5 mm iar grosimea paletelor statorului era de 6...8 mm. Muchia paletelor nu era radială iar calitatea suprafețelor, care vin în contact cu apa, rugoasă .

Din analiza efectuată s-a conchis că pentru a se obține valori mai mari ale coeficientului capacității de moment k_{mf} ar trebui să se acționeze în direcția măririi preciziei geometrice a construcției rotorului și statorilor și a calității suprafețelor care vin în contact cu apa ale acestora precum și în direcția măririi numărului de palete rotorice și statorice.

Corespunzător acestor necesități întrucât execuția prin turnare de precizie a rotorului și statorilor era extrem de scumpă (apreciată de ICPTSC la cca. 1.500.000 lei) și necesită un timp de execuție foarte lung s-a recurs la execuția acestora în construcție combinată cu corpul rotorului și statorului din oțel laminat din semifabricat masiv, la suprafețele de contact cu apa prelucrate prin strunjire și cu palete decupate din tablă și asamblate prin sudură în rotor respectiv stator (fig.5.5 și 5.6). Dat fiind faptul că în această execuție rotorul și statorii erau mai ușor de realizat decât în relația turnată, care avea și un ciclu de fabricație mai lung, necesitând modele pentru turnare, s-au putut executa în scurt timp trei variante de rotor stator cu 9/8, 13/12 și 17/16 palete având elementele geometrice din tabelul 5.1.

Variantele realizate au fost simbolizate prin T 9/8, A 9/8, A 13/12 și A 17/16, prin T și A notându-se varianta turnată respectiv asamblată prin sudură iar prin cifre numărul de palete rotorice și statorice.

La variantele asamblate prin sudură grosimea paletelor din tablă a fost în așa fel aleasă ca să rezulte secțiuni nete A_2' cât mai apropiate așa cum rezultă din tabelul 5.1.

5.2. STATIUNEA PENTRU INCERCAREA FRINEI HIDRAULICE MODEL EXPERIMENTAL LA SCARA REDUSA FH 200 și METODOLOGIA INCERCARILOR.

Pentru încercarea frinei hidraulice model experimental la scară redusă a fost amenajată în vadrul Laboratorului de mașini hidraulice a Inst. Politehnic Trăian Vuia Timișoara o stațiune de încercări reprezentată schematic în fig.5.7.

Stațiunea are ca element principal un motor electric asincron ME tip UCMR ASI de putere $P = 120 \text{ kW}$ la $n = 960$ rot/min. care antrenează printr-un arbore cardanic frâna hidraulică FH 200.

Pentru reglarea turației motorului electric a fost prevăzut un grup Ward Leonard de frecvență variabilă GFV care, împreună cu sursa dublă de tensiune SDT, permite modificarea comodă, în mod continuu, a turației de antrenare a frinei hidraulice. A fost experimentat și sistemul de variație a turației motorului electric cu ajutorul unui reostat cu apă dovedindu-se însă inferior sistemului cu frecvență variabilă.

Aparatura de măsură a fost formată dintr-o trusă wattmotrică TW tip QW 111 - Metra pentru măsurarea puterii absorbite de instalație, un dinamometru constituit dintr-un traductor mecano-electric torsionometric TM tip Huggenberger 15 - 9 - 30/32 care permite citirea momentului la un tensometru electronic TE tip N 2301 și un traductor electromagnetic de turație ET tip LMH care afișează secțional numeric,

luminos, valcarea turației, direct în rotații pe minut la un numărător universal amplificator NU tip FE o2o2A.

Pentru înregistrarea caracteristicilor energetice ale frinei s-a utilizat un coordonatograf C trasatori de diagramă tip ENDIM 62001 alimentat cu semnale analoge prin tahogeneratorul TG tip G Kobold și tensometrul electronic TE.

Circuitul hidraulic de alimentare a fost prevăzut cu o pompă centrifugă etajată PCB antrenată de un motor electric M și cu robinetele V1, V2 și V3 amplasate pe conducta de intrare și de ieșire din frână respectiv pe o conductă de ocolire a acesteia. Sistemul de robinete V1, V2 și V3 permit diferite combinații debit - presiune de alimentare a frinei în domeniul de funcționare al pompei centrifuge.

Debitul a fost măsurat cu o turbină turboquant TQ și s-a citit la numărătorul universal NU în afișaj numeric, secvențial, luminos după prelucrarea și amplificarea semnalului în amplificatoarele ATQ și A.

Presiunea și temperatura apei la intrarea și ieșirea din frâna hidraulică s-au măsurat cu manometrele M1, M2 și termometrele T1 și T2. Temperatura în interiorul frinei s-a măsurat cu termocuplul TC iar presiunea (la peretele torului) cu manometrul M3.

În primele etape ale încercărilor alimentarea frinei s-a realizat dintr-un rezervor cilindric RA cu volumul de 2 m³ având prevăzute un robinet de reglare un manometru și un termometru.

Componența stațiunii de încercare împreună cu o serie de caracteristici ale elementelor respective este indicată în figura 5.7.

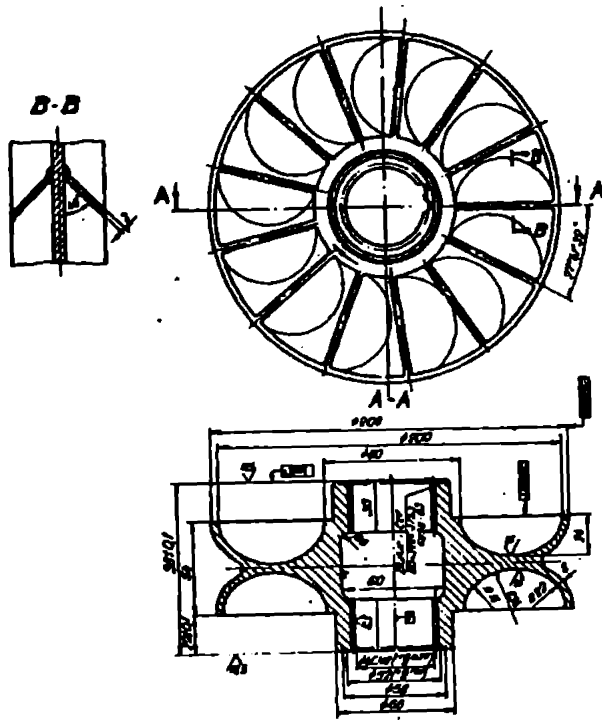


Fig. 5.5

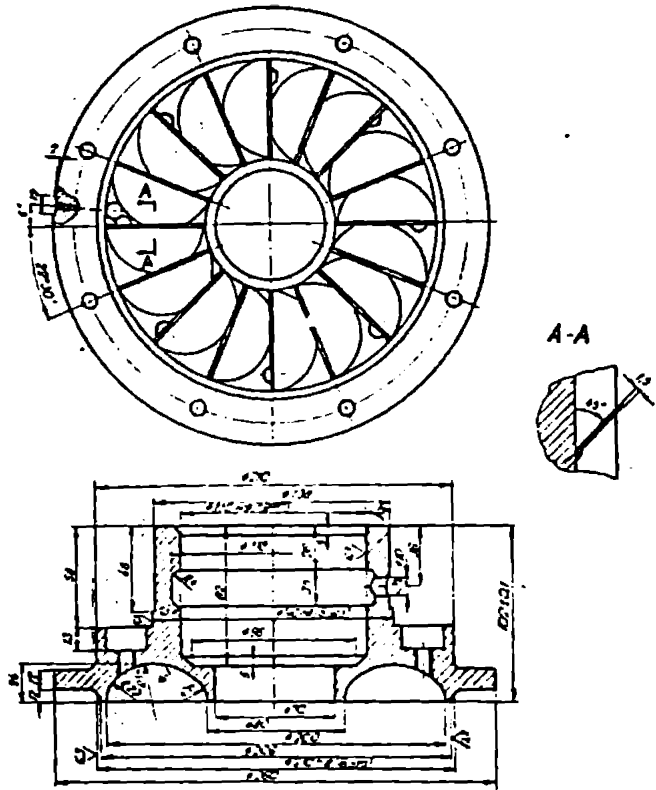
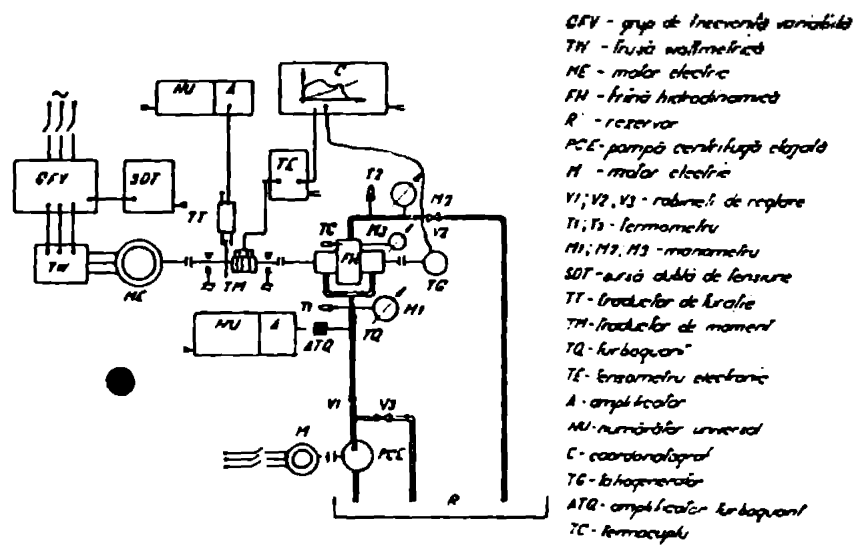


Fig. 5.6



Simbol

Tip

Caracteristici

CFV

517/6

P=120 kw; n=980 rot/min la 50 Hz;

ME

Q=3 l/s; H = 60 m H₂O; n=3000 rot/min

PCE

P=0...100kw; n=100...1000 rot/min

Fig 5.7

Inercarea diferitelor variante ale frânei hidraulice FH 200 s-a rezumat la înregistrarea momentului de frinare mecanic dezvoltat de frână, în funcție de turație, variind diferiți parametri printre care numărul paletelor, presiunea de alimentare și la prima variantă și unghiul paletelor, excentricitatea rotorului față de stator și jocul axial.

Curba $M_{FH} = f(n)$ a fost parcursă în ambele sensuri cu o reglare a turației motorului electric în așa fel ca efectele dinamice să fie minime.

Etalonarea instrumentelor de măsură s-a executat conform schemelor bloc din fig.5.8 . Pentru turație s-a legat în serie un generator de joasă frecvență G tip F 0501 de instrumentele digitale și înregistratorul din stațiune. Pentru momentul mecanic s-a montat un sistem static de torsionare SS cu greutatea pe arbore și de instrumentele din stațiune s-a obținut curba de etalonare din fig.5.9.

Precizia măsurătorilor de turație a fost de 1% , înregistrarea turației fiind făcută cu eroarea de 1% .

Măsurătorile de moment s-au înregistrat cu o eroare de 2% .

5.3. REZULTATELE INCERCĂRILOR EXPERIMENTALE ALE FRINEI HIDRAULICE MODEL FH 200

Inercările frânei hidraulice model experimental la scară redusă FH 200, în stațiunea descrisă, au constat în determinarea și înregistrarea momentului mecanic realizat de frână în funcție de turația de antrenare, modificată continuu.

Curba de moment a fost parcursă în ambele sensuri dus și întors.

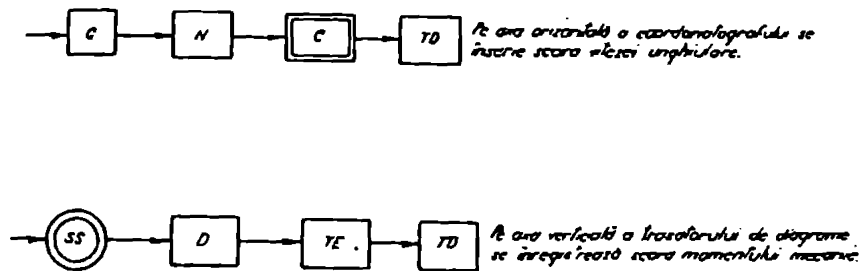
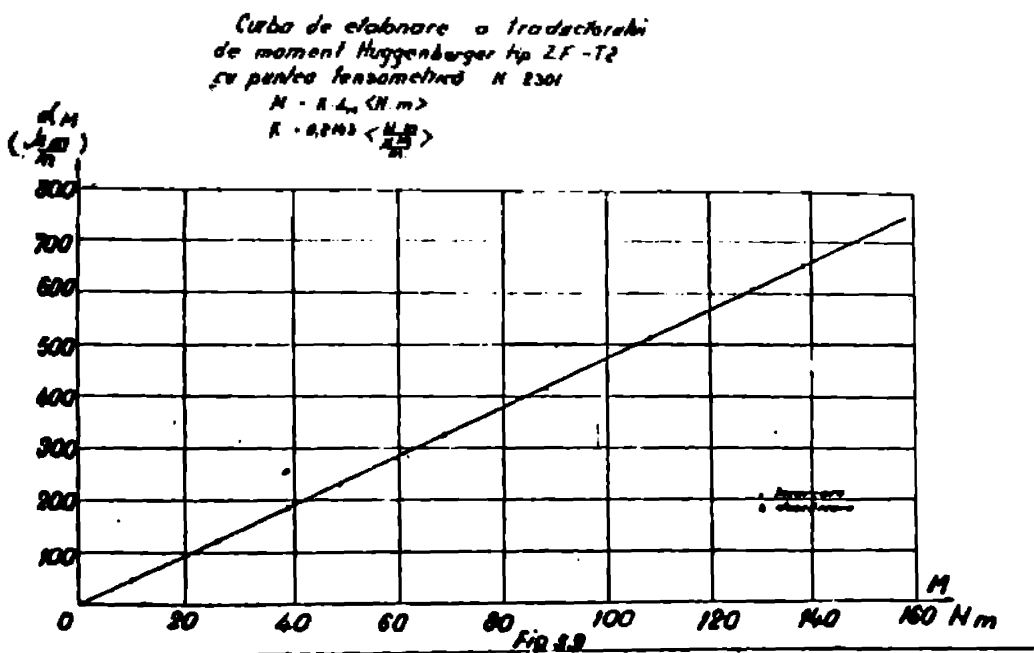


Fig.58 Scheme bloc de realizare a măsurării a momentului mecanic și a luirotiei



CARACTERISTICILE VARIANTELOR INCERCATE DE ROTORI-STATORI

Tabela 5.1

Varianta	Nr. palete		Grosime palete δ mm	$\beta' = \frac{3}{\cos^2 \beta_0}$ mm	A_2 m ²	T	Unghiul palete β_0'
	Exter Z_1	Inter Z_2					
T 3/8	9	8	5 ^e	7,077035	0,001391875	0,00000035	$\beta_0' = 65^\circ$ $(\alpha_2' = 30^\circ)$
A 3/8	9	8	3	1,24262	0,000000021	0,000000068	$\beta_0' = 65^\circ$
A 12/12	12	12	2	2,82861	0,00000000024	0,00000000021	$\beta_0' = 65^\circ$
A 17/16	17	16	1,5	2,12131	0,00000000044	0,00000000021	$\beta_0' = 65^\circ$

* Valoare medie rezultată din măsurători

Reglarea turației a fost făcută în așa fel ca efectele dinamice să fie neglijabile.

Curbele de moment au fost parcurse cu determinarea și înregistrarea unor parametri de funcționare diferiți în ceea ce privește presiunea lichidului de alimentare și debitul, valori obținute prin diferite combinații ale robinetelor V1, V2 și V3.

De asemenea a fost măsurată temperatura lichidului la intrarea și ieșirea din frână.

Încercările au fost efectuate cu diferite excentricități ale rotorului față de camera rotorilor și cu diferite jocuri axiale între rotor și stator.

Încercările frânei hidraulice FH 200 au fost repetate în mai multe etape, cu variantele de rotor și stator descriși anterior.

Încercările inițiale au fost efectuate cu alimentarea frânei din rezervor, cu diferite excentricități și jocuri axiale, în circuit deschis și cu frâna inclusă, cu diferite grade de umplere.

Încercările inițiale au condus la concluzia că modificarea jocului axial Δ dintre rotor și stator în domeniul 1,5 ... 4,5 mm a avut o acțiune nesemnificativă asupra funcționării frânei.

De asemenea modificarea excentricității e dintre rotor și camera statorilor în limitele 0... 2% a avut o acțiune reușă și contradictorii.

În prima etapă au fost încercate variantele turnate cu unghiul paletelor $\beta'_{R2} = 45^\circ$ și $\beta'_{R2} = 35^\circ$. Din cauza valorilor mici ale momentului respectiv ale coeficientului k_{mf} , influența unghiului paletelor a fost neînsemnată lucru explicabil prin prisma analizei acestui coeficient efectuată în cap.3 (fig.3 2).

În etapele următoare încercările au fost efectuate numai în circuit deschis, la variante având unghiul paletelor

$$\beta'_{ee} = 45^\circ .$$

O curbă tipică $M_{fh} = f(n)$ din prima etapă este prezentată în fig.5.10.

Încercările din etapele următoare sînt redată prin curbele $M_{fh} = f(n)$ din figurile 5.11 ... 5.24.

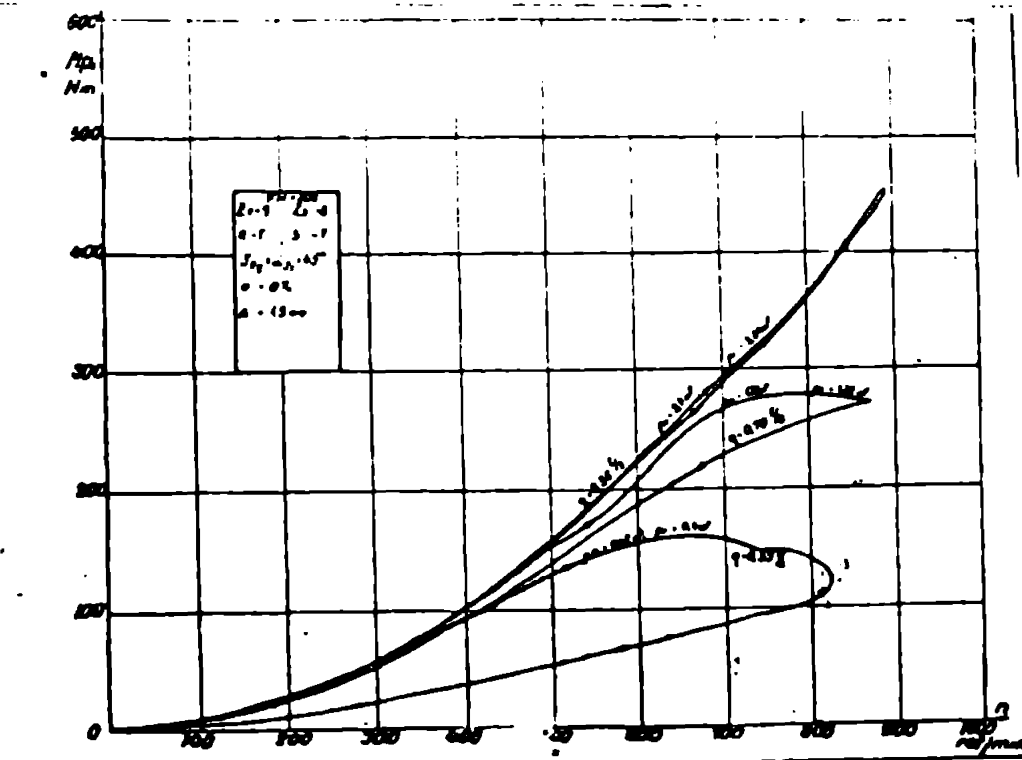
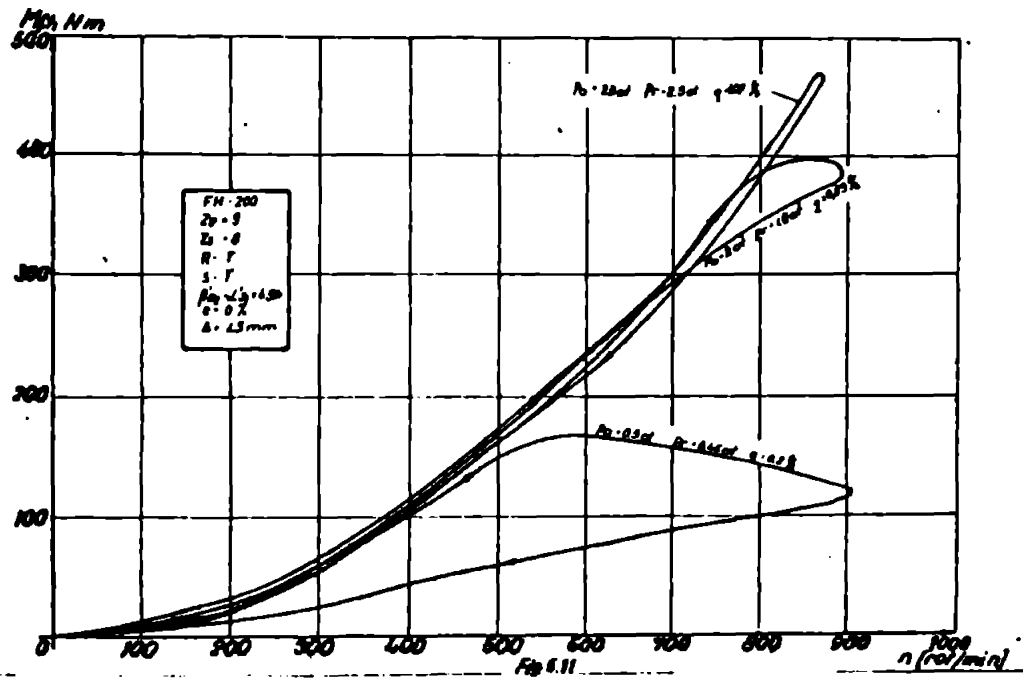
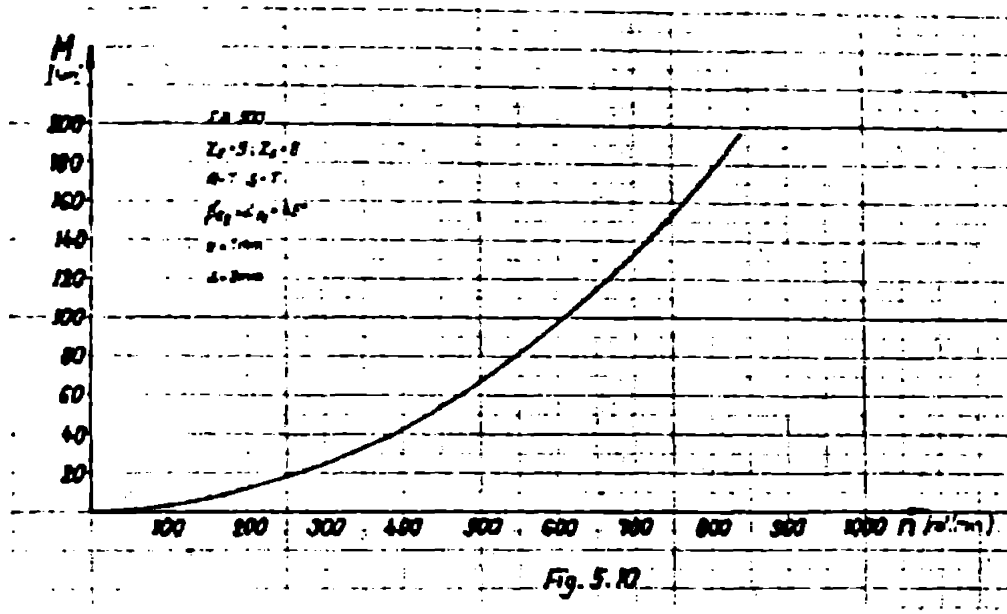
Aceste încercări au scos în evidență influența importantă a presiunii lichidului de alimentare asupra valorii momentului de frînare.

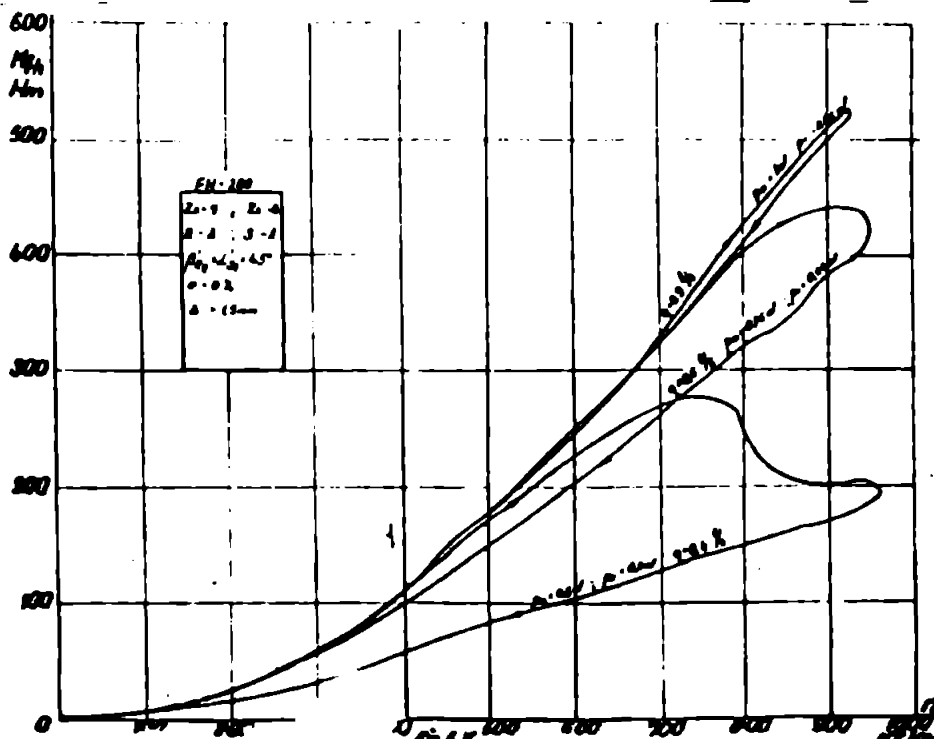
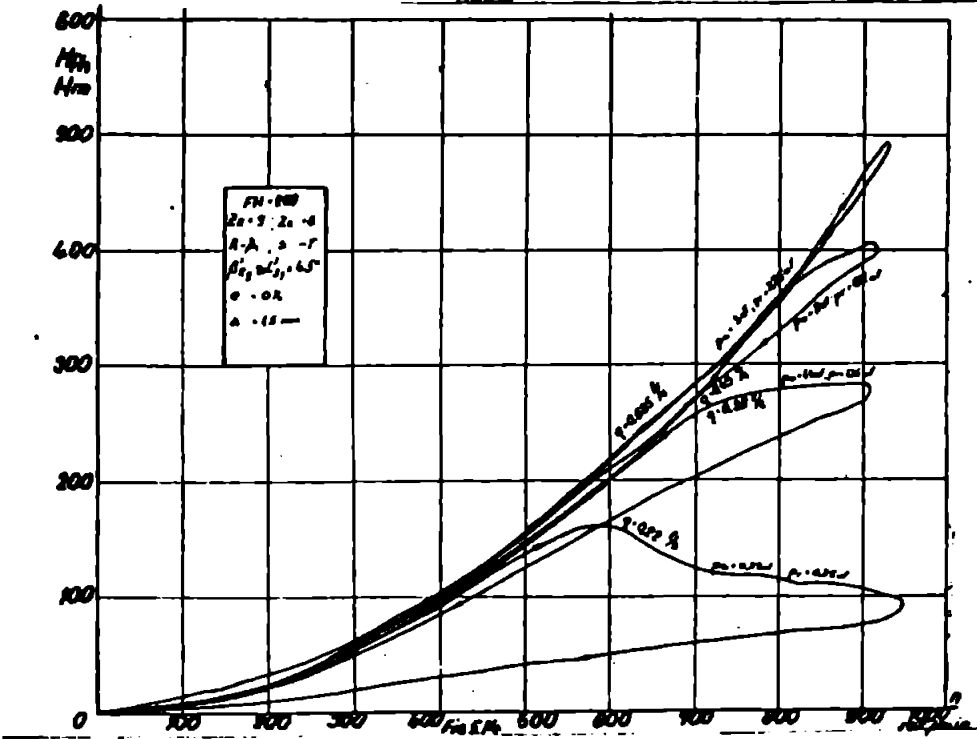
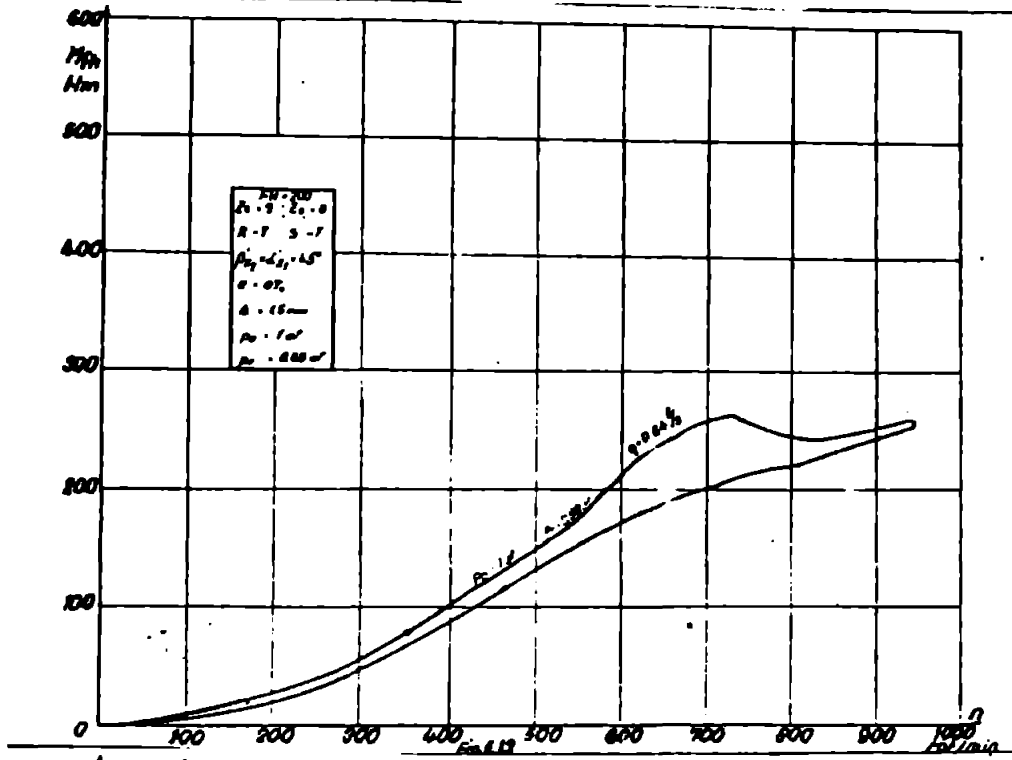
Momentul de frînare a crescut de asemenea odată numărul paletelor rotorului și statorului.

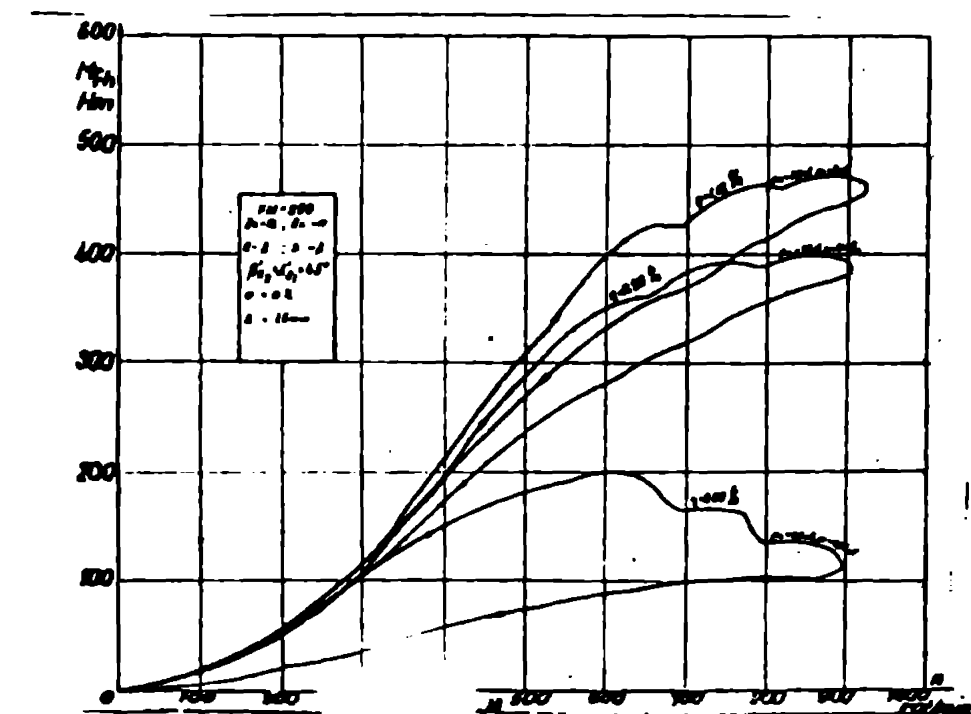
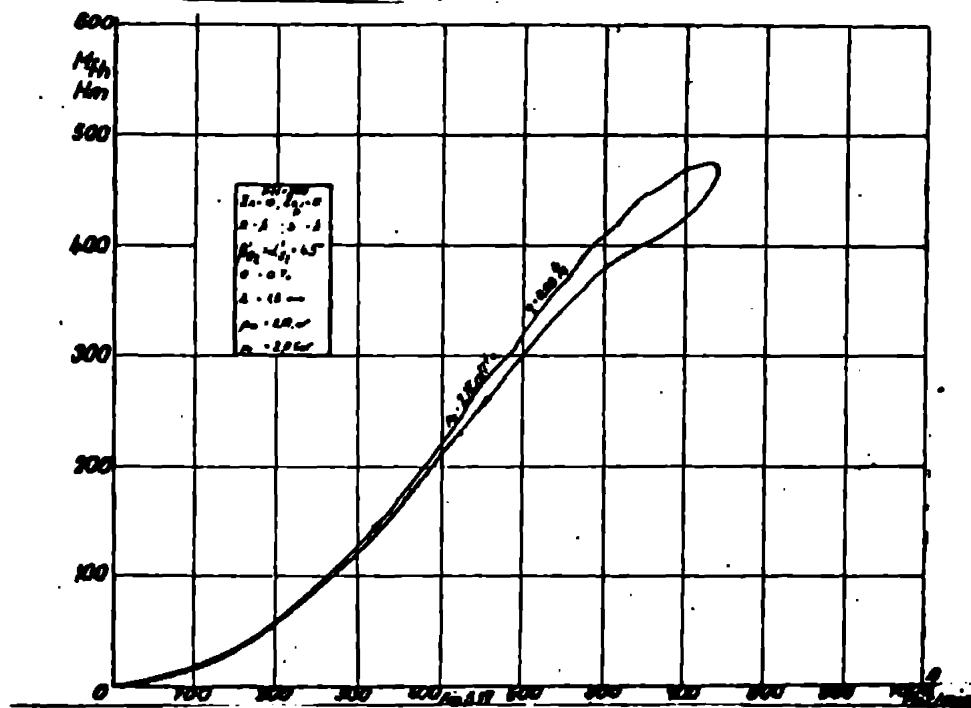
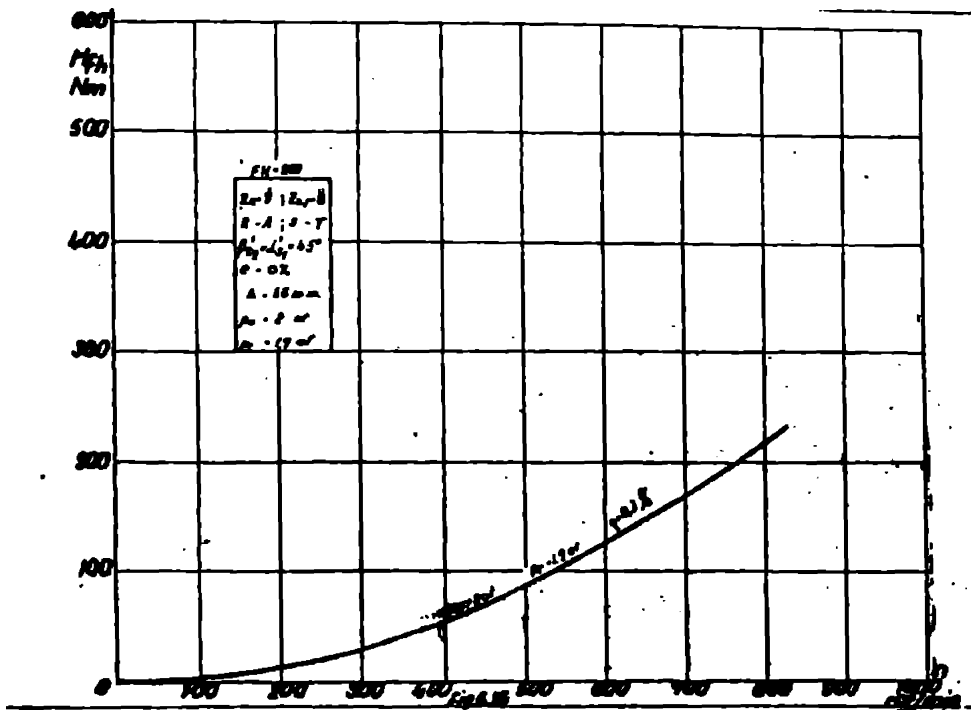
Așa cum reiese din curbele din fig.5.11...5.24 apare un histerezis între curbele "dus" și "întors" cu momente crescătoare și descrescătoare. Inițial acest fenomen a fost pus pe seama sistemului de alimentare, presupunînd că prin aceasta se introduce aer în frînă. Repetarea unor măsurători cu alimentare de la rețeaua de apă au confirmat fenomenul și au eliminat presupunerea.

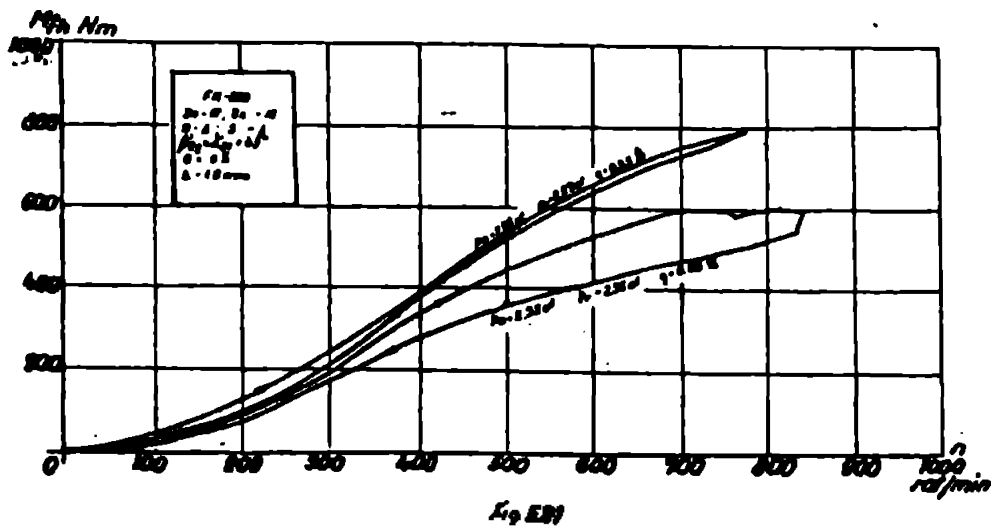
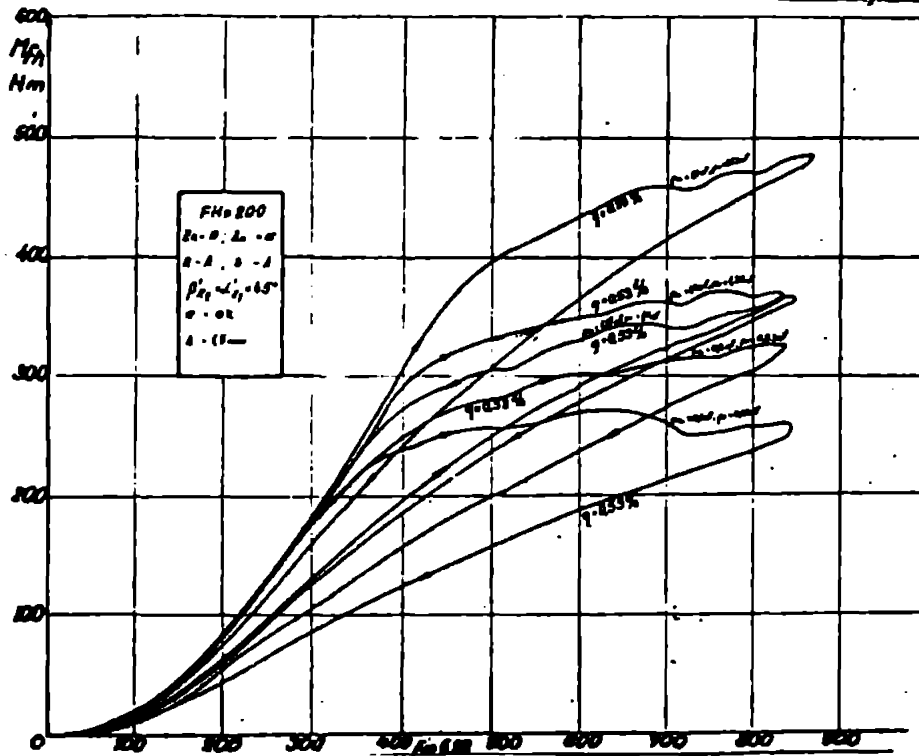
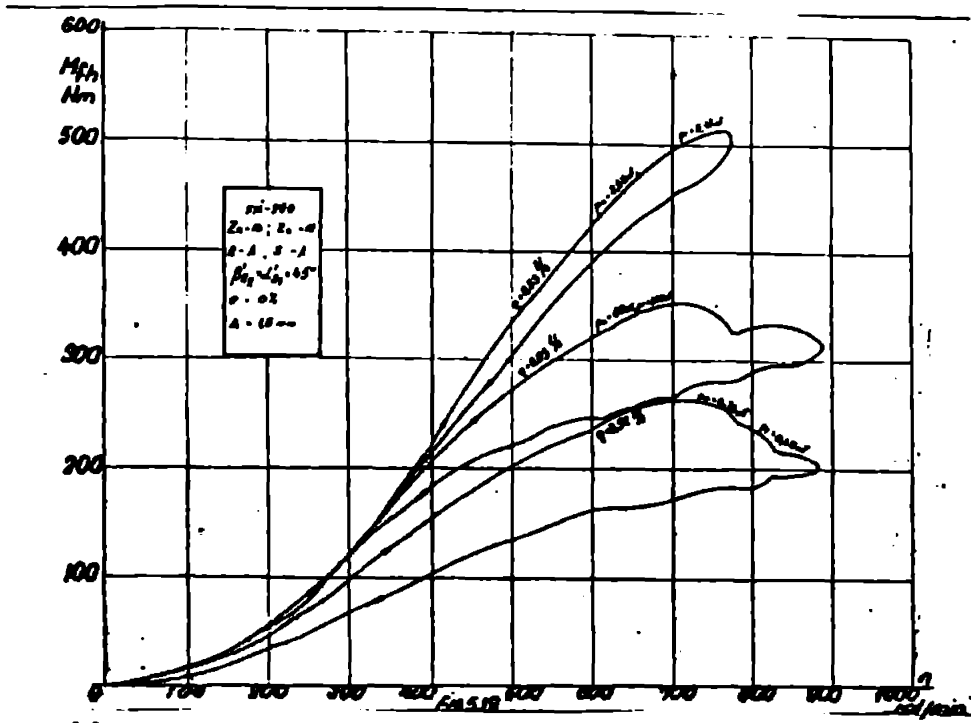
Prin măsurători de presiune în interiorul frinei și prin urmărirea variației presiunii în funcție de turație s-a ajuns la concluzia că momentul desprinderii de pe parabolă a curbei $M_{fh} = f(n)$ coincide cu apariția unor zone de depresionare în frînă și cu funcționarea pe curbe diferite la "dus" respectiv "întors".

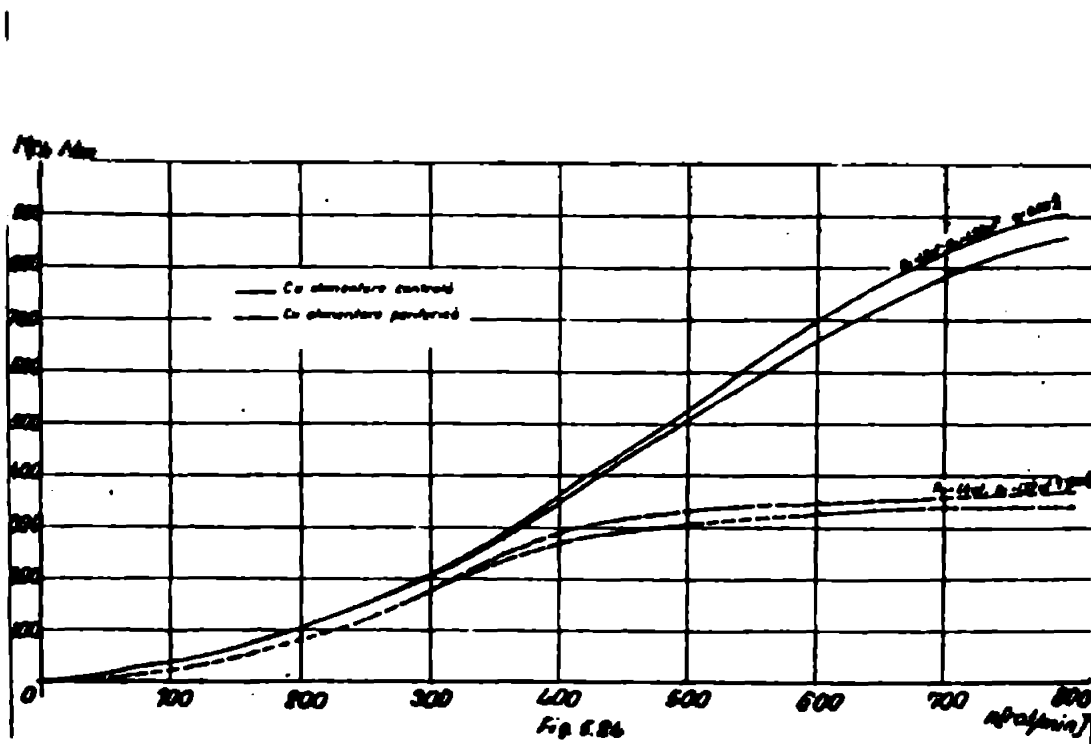
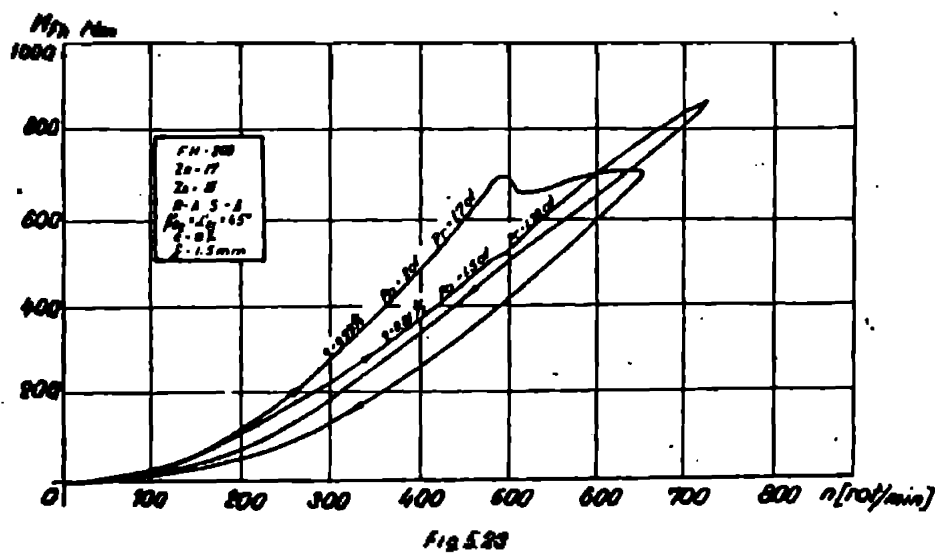
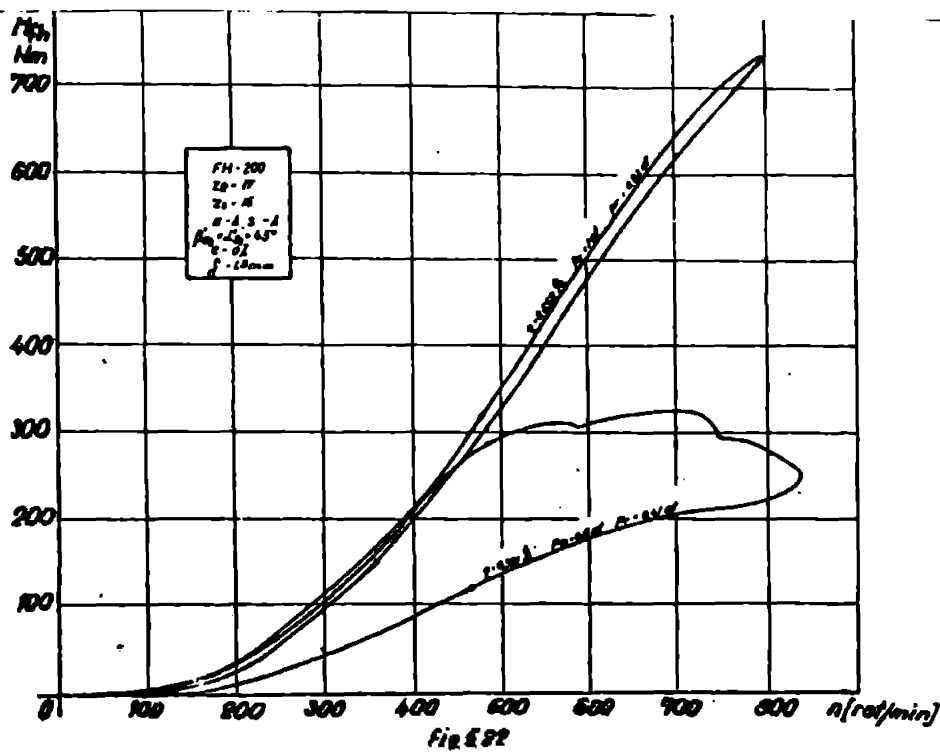
În ceea ce privește fenomenul de desprindere de pe parabolă și apariția zonei de depresionare, reanalizarea unora din lucrările sau realizările citate în bibliografie [60], [61], [37], [49] și [38] conduce la confirmarea acestui fenomen, care apare foarte bine în evidență în curba $M_{fh} = f(n)$ din fig.4.2.











Din încercările efectuate a rezultat că desprinderea de pe parabolă a curbei $M_{fh} = f(n)$ are loc la turații mai mari, pentru presiuni mai mari ale lichidului de alimentare, lucru confirmat și prin încercările redată în [49].

Alimentarea centrală redată în fig.5.25 (inițial alimentarea s-a făcut prin simple găuri prevăzute în peretele statorului, fig.5.6) a avut ca efect atenuarea fenomenului de desprindere de pe parabolă.

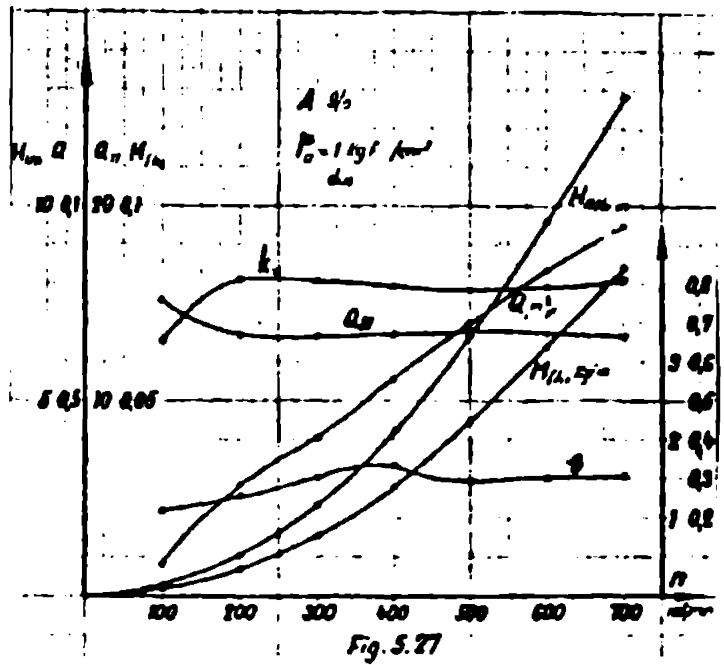
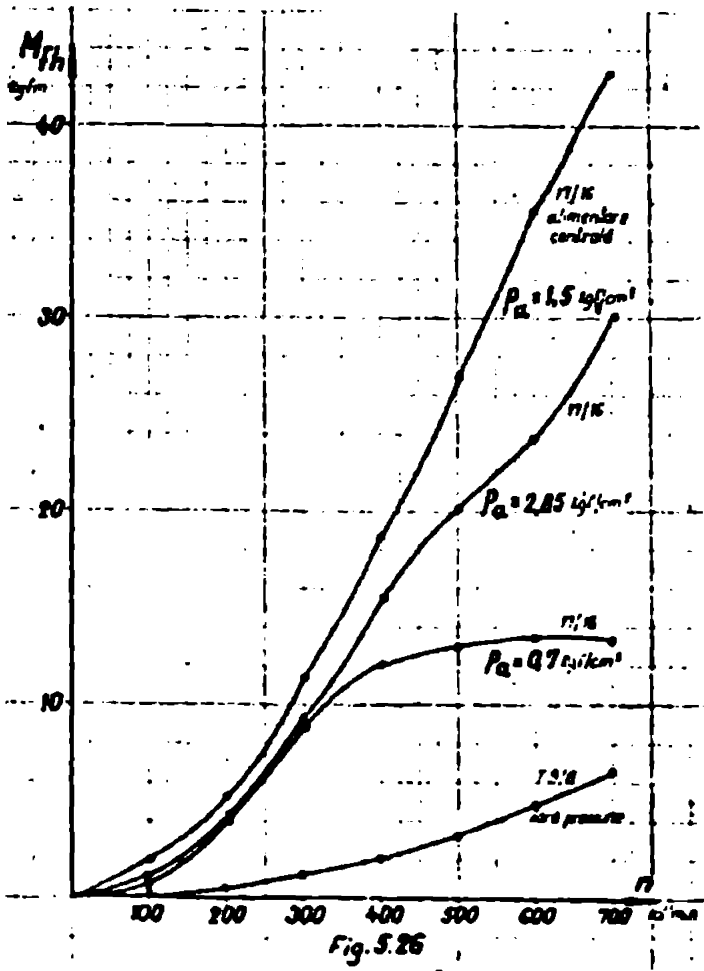
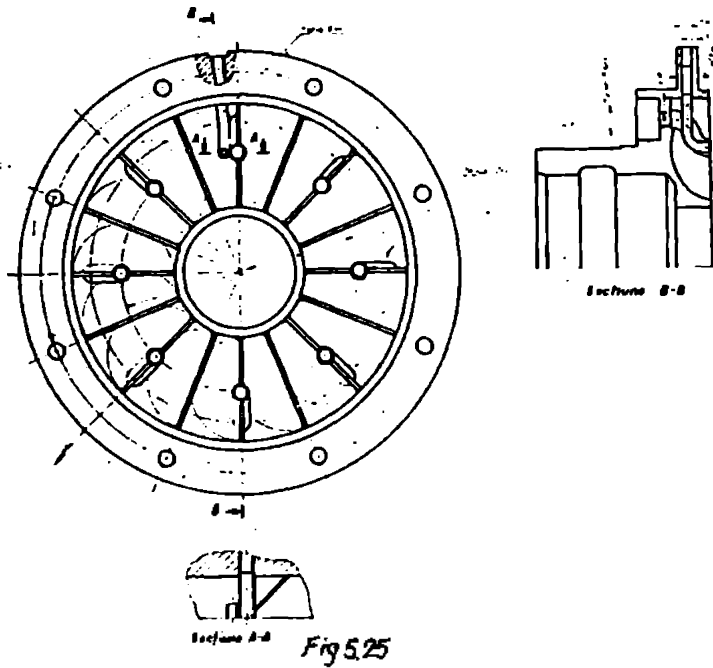
Influența creșterii presiunii de alimentare și a introducerii alimentării centrale asupra momentului de frinare este scoasă în evidență în curbele din fig.5.26.

Pentru fiecare din variantele încercate au fost determinați o serie de parametri de funcționare ca sarcina de pompare H_{Rth} , debitul Q debitul unitar $Q_{//}$, coeficientul global al pierderilor prin frecare S (pentru coeficientul de șoc $\gamma_{sc} = 1$) și coeficientul vitezelor k_v .

Rezultatele calculelor efectuate sînt prezentate în tabelele 5.2 ; 5.3; 5.4; 5.5; 5.6 respectiv în curbele din fig.5.27 ; 5.28; 5.29 și 5.30.

Pentru a se putea scoate în evidență influența presiunii lichidului de alimentare concomitent cu a numărului de palete, s-au determinat pentru toate variantele, pornind de la valorile momentului de frinare M_{fh} pentru o aceeași turație $n = 400$ rot/min., parametrii de funcționare sarcina de pompare H_{Rth} , debitul Q debitul unitar $Q_{//}$, coeficientul global al pierderilor prin frecare S și coeficientul vitezelor k_v . Rezultatele calculelor respective sînt prezentate în tabelele 5.7 ; 5.8 și 5.9.

In baza rezultatelor obținute se pot trasa, pentru variantele caracterizate prin numere diferite de palete



**Determinarea principalilor parametri
la varianta T^{9/10}**

Tabela 5.2

n	100	200	300	400	500	600	700
M ₀	0,1572	0,5606	1,7142	2,1661	3,3830	4,9629	6,7157
Q	0,008048399	0,005370800	0,003133331	0,0023968677	0,001487856	0,000335573	0,000176449
M ₁	1,003833885	1,307083379	1,871866026	2,70852532	4,0540235	6,00009778	8,00000078
M ₂	0,71123948	1,344987186	2,00078597	2,630316376	3,292804689	3,90627767	4,46004998
M ₃	0,19762988	0,76630032	1,70048731	3,02874056	4,70076407	6,74897777	9,04479658
S	2,66000634	2,40633389	2,30458025	2,08220608	1,8701452	1,65217528	1,43458856
L ₁	1,29604357	1,7158729	2,351806378	3,00044529	3,60076126	4,16995327	4,71829398
Q ₁	0,45616376	0,47528894	0,45867304	0,43045425	0,40074174	0,37058564	0,34060078
Q ₂	1,02596904	1,0377591	1,02871485	1,00093479	0,97007383	0,93615355	0,90038872
L	0,00009718	0,00767186	0,00716820	0,00712545	0,00711519	0,00703804	0,007076268
L _{inf}	0,0477815	0,06328675	0,04163055	0,04200661	0,06230625	0,04891578	0,043231805
L	1,30804777	1,38094076	1,37335372	1,41964813	1,47000005	1,404619049	1,38944375
T ₁₀ -T ₀	1,043168704	0,386306837	0,30785712	0,264476006	0,265337185	0,283309449	0,27808305

**Determinarea principalilor parametri
la varianta A^{9/10}-P1**

Tabela 5.3

n	100	100	200	300	400	500	600	700	800
M ₀	0,4201	1,0823	0,1009	5,7076	2,0875	17,8491	16,4897	17,316	17,316
Q	0,007008781	0,02150749	0,04180264	0,055796389	0,07101873	0,080295174	0,085787879	0,0874778	0,0874778
M ₁	1,363030150	3,11180077	4,07190328	6,535476471	8,150166309	9,805593681	11,4001307	12,10129530	12,10129530
M ₂	1,40600112	2,870900350	3,309756836	4,651000768	5,83947888	6,830616779	7,805300461	8,66068036	8,66068036
M ₃	0,20766667	1,154518978	2,37198668	4,07188866	6,75201645	9,67219297	12,8038369	16,0000391	16,0000391
S	1,09010600	1,53444019	1,77007500	1,8968132	1,86881136	1,50451351	1,34376168	1,246863219	1,246863219
L ₁	0,653749876	0,87835928	0,87000018	0,79835968	0,70879579	0,59876284	0,48178116	0,381876156	0,381876156
Q ₁	0,769148216	0,66335878	0,66484889	0,67000000	0,681966154	0,677000007	0,66626108	0,646167151	0,646167151
Q ₂	115,743185	116,265985	116,265985	116,265985	116,265985	116,265985	116,265985	116,265985	116,265985
L	0,004569295	0,00000000	0,00365097	0,00551087	0,00000000	0,003762041	0,003681886	0,003655669	0,003655669
L _{inf}	0,2566625	0,10000000	0,10000000	0,1142887	0,1142887	0,1142887	0,1142887	0,1142887	0,1142887
L	0,007149308	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000
T ₁₀ -T ₀	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000

**Determinarea principalilor parametri
la varianta A^{10/11}-p2,58**

Tabela 5.4

n	100	100	200	300	400	500	600	700
M ₀	0,3843	7,7946	1,0768	11,3009	16,1107	17,7873	18,0097	18,0097
Q	0,000077356	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000
M ₁	1,00000000	1,00000000	1,00000000	1,00000000	1,00000000	1,00000000	1,00000000	1,00000000
M ₂	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
M ₃	0,10000000	0,10000000	0,10000000	0,10000000	0,10000000	0,10000000	0,10000000	0,10000000
S	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
L ₁	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
Q ₁	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
Q ₂	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
L	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
L _{inf}	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
L	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000
T ₁₀ -T ₀	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000	0,30000000

Determinarea principalilor parametri la varianța A¹¹₁₆-p 1,5 C

Tabelul 5 6

n	100	200	300	400	500	600	700
M ₁₁	2,038	5,351	11,805	18,756	27,013	35,677	42,456
Q	0,057592758	0,059637615	0,062676653	0,110881687	0,132647397	0,151680456	0,162588111
W ₁₁	4,3694008	6,944672485	9,818717687	12,9183632	15,42209639	17,62944757	19,08557631
V ₁₁	3,089656683	4,910612006	6,538670804	8,00875334	9,30582563	10,4302976	11,4555394
H ₁₁	0,568771815	1,879201869	4,02812826	7,085479453	10,67894225	14,79819199	18,90847967
S	0,570572343	0,663254809	0,76702037	0,716708826	0,738531636	0,791897702	0,858576316
A ₁₁	0,28051555	0,375659781	0,39790383	0,404026765	0,42287677	0,43628978	0,478417859
Q ₁₁	1,843863385	1,0761109	1,049648533	1,061387713	1,013253779	0,986443546	0,940259501
n ₁₁	107,8534876	111,0715877	111,7915653	111,965863	112,631573	112,970155	113,7132384
K	0,0287165213	0,027394326	0,027063066	0,026390885	0,026753074	0,026492135	0,026104867
A ₁₁	0,636875	0,618046875	0,5717361	0,505328185	0,5376725	0,50869618	0,470765306
A	0,177878205	0,220261891	0,234690519	0,238014004	0,246907857	0,262583713	0,285186546
A ₁₁ - A	0,79657851	0,590518263	0,650154533	0,646583476	0,610010022	0,648046308	0,68048605
2T ₁₁ - A ₁₁	0,9072	3,7767	9,531	14,634	21,5331	32,724	41,2844
Q	0,024027069	0,04916317	0,078596445	0,09680961	0,118280361	0,145383906	0,163364816
W ₁₁	2,797880558	5,728581183	8,152371784	11,2572288	16,94351033	16,92255553	18,78635837
V ₁₁	1,97848972	4,066494578	6,971698214	8,971698214	10,55852211	10,57094825	11,96609417
H ₁₁	0,395394718	1,609561849	3,809883969	6,352680716	10,67487934	16,3832814	18,75731883
S	0,655063349	0,81526115	0,767085963	0,80008188	0,777741202	0,87398101	0,873263467
A ₁₁	0,466812183	0,455880887	0,482566159	0,463738889	0,436871035	0,462486607	0,46020865
Q ₁₁	0,953266367	0,968888977	1,006748328	0,95870712	0,994534398	0,95895055	0,971970486
n ₁₁	113,4671426	113,9467948	112,5855338	113,4653369	112,735473	113,3888574	113,8587855
K	0,026836166	0,026353007	0,026684983	0,026363383	0,026580608	0,026877259	0,026825496
A ₁₁	0,2835	0,295054687	0,3003375	0,286199818	0,3191815	0,287581597	0,283293367
A	0,27731883	0,27030832	0,25775099	0,275339156	0,258828071	0,274640433	0,28004288
A ₁₁ - A	0,63874506	0,760400636	0,616781859	0,666790108	0,619383652	0,678194555	0,607176389
2T ₁₁ - A ₁₁	0,9072	3,7767	9,531	14,634	21,5331	32,724	41,2844

Determinarea principalilor parametri la varianța A¹¹₁₆-p 2,85

Tabelul 5 5

n	100	200	300	400	500	600	700
M ₁₁	2,7276	6,577	12,493	19,19	27,4299	33,6501	38,1877
Q	0,046899109	0,067800268	0,091887688	0,116494983	0,137061017	0,16600706	0,18480379
W ₁₁	4,18290637	7,77632461	10,6278181	13,4600949	15,55767006	17,07181507	17,9773431
V ₁₁	3,86996659	5,68976845	7,5870557	9,509850315	11,00096619	12,07182689	12,7181187
H ₁₁	0,807162592	2,889117071	6,292700883	10,92464743	17,94953871	24,4271557	28,13251547
S	0,53381653	0,58807336	0,61945688	0,666312108	0,715318794	0,82016913	0,83906418
A ₁₁	0,283381929	0,332781191	0,36823294	0,393564	0,40921888	0,43645849	0,507914843
Q ₁₁	1,50746728	1,16230431	1,00776873	1,067018343	1,01271567	0,965074891	0,906364913
n ₁₁	116,602075	109,601581	110,81828	111,4640293	112,3811209	113,265072	114,2466331
K	0,027188481	0,028044049	0,027508445	0,02714738	0,028199458	0,028452286	0,028168464
A ₁₁	0,852375	0,843281885	0,84795884	0,834335937	0,84281735	0,82921566	0,84354005
A	0,11866947	0,12513911	0,12593289	0,127191169	0,127516631	0,127587	0,1278647
A ₁₁ - A	1,10181112	1,25723112	1,1336216	1,168960905	1,16496425	1,178011205	1,170269315
2T ₁₁ - A ₁₁	1,9272	5,9485	11,0637	19,5872	26,5122	32,4284	36,9038
Q	0,028400959	0,050088834	0,085116385	0,113383489	0,131096572	0,163584308	0,180485671
W ₁₁	4,292504525	6,78129426	9,37498387	11,9018929	15,865805	16,7199643	17,58358449
V ₁₁	2,997475017	4,78143477	7,05854997	9,336282041	10,9482008	11,88885419	12,31910183
H ₁₁	0,556389742	1,87989068	4,07406781	7,184043659	10,58995369	14,18964808	17,8825434
S	0,53737977	0,690278907	0,69888691	0,69899388	0,760335697	0,82863778	0,863881649
A ₁₁	0,37718273	0,388807848	0,3879846	0,38518013	0,40721865	0,40029871	0,391080816
Q ₁₁	1,52889435	1,07056485	1,0469072	1,055329548	1,07171728	0,98820093	0,98216764
n ₁₁	108,593026	111,387807	111,8331004	111,6247013	112,5688978	113,5080166	114,4585089
K	0,028560196	0,027245582	0,027182716	0,027112918	0,028691381	0,028615664	0,028588118
A ₁₁	0,60225	0,598829312	0,58475675	0,581292685	0,5744025	0,571479166	0,572813775
A	0,17545912	0,22551298	0,237893454	0,23943116	0,23788851	0,238517326	0,2385887
A ₁₁ - A	0,5347731	0,3733162	0,346863355	0,341861445	0,33651405	0,332961439	0,334224971
2T ₁₁ - A ₁₁	1,9272	5,9485	11,0637	19,5872	26,5122	32,4284	36,9038

Determinarea principalilor parametri la varianța A¹¹₁₆-n 400

Tabelul 6 1-1

n	1	2	3	4	5	6	7	8
M ₁₁	2,867	4,3872	6,08	8,075	10,298	13,1084	16,2069	20,887
Q	0,02867677	0,04616203	0,064698918	0,08390000	0,10206233	0,119877013	0,137171449	0,153859788
W ₁₁	3,18087532	5,78288008	8,1373575	10,348899	12,4660063	14,5499216	16,5831338	18,5556173
V ₁₁	2,62041378	4,09355344	5,52886495	6,82988374	8,0780186	9,2837875	10,4578978	11,7018396
H ₁₁	0,807162592	2,889117071	6,292700883	10,92464743	17,94953871	24,4271557	28,13251547	32,5370000
S	0,53381653	0,58807336	0,61945688	0,666312108	0,715318794	0,765318794	0,816318794	0,868318794
A ₁₁	0,283381929	0,332781191	0,36823294	0,393564	0,40921888	0,42487376	0,44052864	0,45618352
Q ₁₁	1,50746728	1,16230431	1,00776873	1,067018343	1,01271567	0,965074891	0,917434105	0,870000000
n ₁₁	116,602075	109,601581	110,81828	111,4640293	112,3811209	113,265072	114,149023	115,033074
K	0,027188481	0,028044049	0,027508445	0,02714738	0,028199458	0,028452286	0,028705114	0,028957942
A ₁₁	0,852375	0,843281885	0,84795884	0,84795884	0,84795884	0,84795884	0,84795884	0,84795884
A	0,17545912	0,22551298	0,237893454	0,237893454	0,237893454	0,237893454	0,237893454	0,237893454
A ₁₁ - A	0,67691588	0,617768905	0,610065386	0,610065386	0,610065386	0,610065386	0,610065386	0,610065386
2T ₁₁ - A ₁₁	1,9272	5,9485	11,0637	19,5872	26,5122	32,4284	36,9038	41,3792

Determinarea principalilor parametri
la varianța $A^3/8 - n 400$
(continuare)

Tabelul 5.7.2

P_0	2°	2°	2°	2°	3°	3.4°			
M_{01}	5,0968	5,3771	5,7594	5,8715	5,31	5,7903			
σ	0,057014220	0,057205028	0,056716917	0,056925291	0,057287029	0,057052235			
M_{02}	6,37709049	6,94520967	6,570760433	6,646193631	6,54309862	6,57690643			
M_{03}	4,447070057	4,481632857	4,645096855	4,62358940	4,626833857	4,57690476			
M_{04}	4,181532915	4,70506985	4,206975362	4,370484132	4,70506985	4,24236021			
S	1,657101829	1,502180721	1,496003776	1,476798331	1,502180721	1,502351999			
R_v	0,020367291	0,793005303	0,794129449	0,785043436	0,793005303	0,020367291			
Q_{01}	0,670370477	0,670370477	0,670370477	0,670370477	0,670370477	0,670370477			
r_{01}	112,7691277	112,7691277	112,7691277	112,7691277	112,7691277	112,7691277			
R	0,074837122	0,074837122	0,074837122	0,074837122	0,074837122	0,074837122			
R_{01}	0,009546875	0,10507186	0,112488	0,116677234	0,10507186	0,009546875			
I	0,768307646	0,768307646	0,768307646	0,768307646	0,768307646	0,768307646			
$\frac{M_{01}}{M_{02}}$	1,640660329	1,656506691	1,700376481	1,727711954	1,696536431	1,677926471			

* Varianta RT/AT

Determinarea principalilor parametri
la varianța $A^{13}/12 - n 400$

Tabelul 5.8

P_0	0,5	0,76	1,18	1,8	2,72	2,4	2,58
M_{01}	7,7037	7,9	8,6291	10,1627	11,266	10,9072	11,3302
σ	0,066246316	0,067863248	0,075176487	0,076285666	0,082723558	0,081721571	0,082543881
M_{02}	7,704786488	7,902492669	8,753868204	9,728708479	9,692532803	9,51623331	9,784940187
M_{03}	5,304767102	5,56576486	6,183967746	6,453001059	6,853686789	6,72902325	6,876607635
M_{04}	4,825780876	4,877201082	5,953965562	5,435525071	5,668554875	5,90686999	5,689868706
S	1,94070447	1,72000191	1,090321974	1,041807351	0,975958057	0,985584061	0,979433776
R_v	0,6703717291	0,660389146	0,596037188	0,5715226	0,538314488	0,548887089	0,5565906
Q_{01}	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981
r_{01}	115,8281697	115,8281697	115,8281697	115,8281697	115,8281697	115,8281697	115,8281697
R	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464
R_{01}	0,180416015	0,154936875	0,181162809	0,190009609	0,180416015	0,180416015	0,180416015
I	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435
$\frac{M_{01}}{M_{02}}$	2,969071586	3,01591946	3,337712082	3,400636397	3,695672586	3,66916216	3,708004301

Determinarea principalilor parametri
la varianța $A^{17}/16 - n 400$

Tabelul 5.9

P_0	0,7	0,9	1	1,4	1,7	2°	2,57	2,65	2,7°
M_{01}	7,1044	7,7168	11,2402	14,8878	18,7038	24,7871	17,4968	19,0271	18,9664
σ	0,06665875	0,06570707	0,082763988	0,08766368	0,08440402	0,079113188	0,076481206	0,07502918	0,07502918
M_{02}	7,104777819	7,14480638	8,632970741	11,33116405	12,6829471	12,02186585	12,02186585	12,02186585	12,02186585
M_{03}	5,31270092	5,77823334	6,812904436	6,06945879	6,78356823	6,5118945	6,787764947	6,40006371	6,40006371
M_{04}	5,81077405	5,97746748	5,629839043	6,297079005	6,548506079	6,073322748	6,853218075	7,177613087	7,177613087
S	0,93112643	0,940000976	0,9440717	0,97970634	0,97970634	0,97970634	0,97970634	0,97970634	0,97970634
R_v	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291	0,6703717291
Q_{01}	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981	0,760768981
r_{01}	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659	116,7158659
R	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464	0,076550464
R_{01}	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217
I	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435	0,439076435
$\frac{M_{01}}{M_{02}}$	3,08039461	3,0778965	3,08039461	3,08039461	3,08039461	3,08039461	3,08039461	3,08039461	3,08039461

* cu abateri control

rotorice și statorice, la turația de funcționare $n = 400$ rot/min. în funcție de presiunea lichidului de alimentare, p_a curbele M_{fh} (fig.5.31), H_{Rth} (fig.5.32) Q (fig.5.33), Q_{11} (fig.5.34), S (fig.5.35) și k_v (fig.5.36).

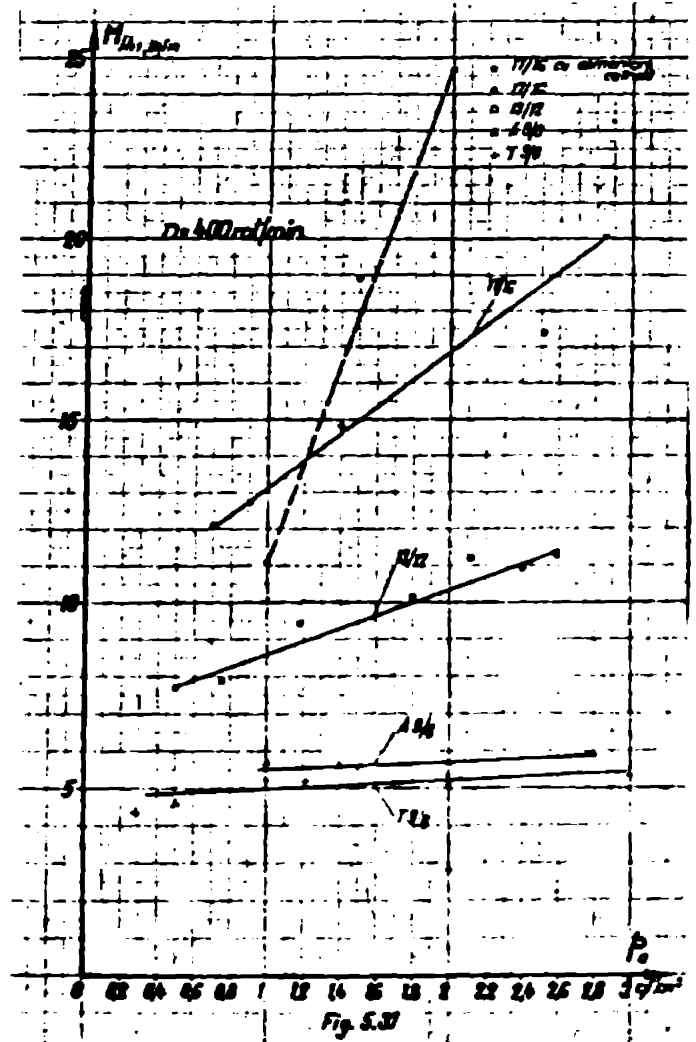
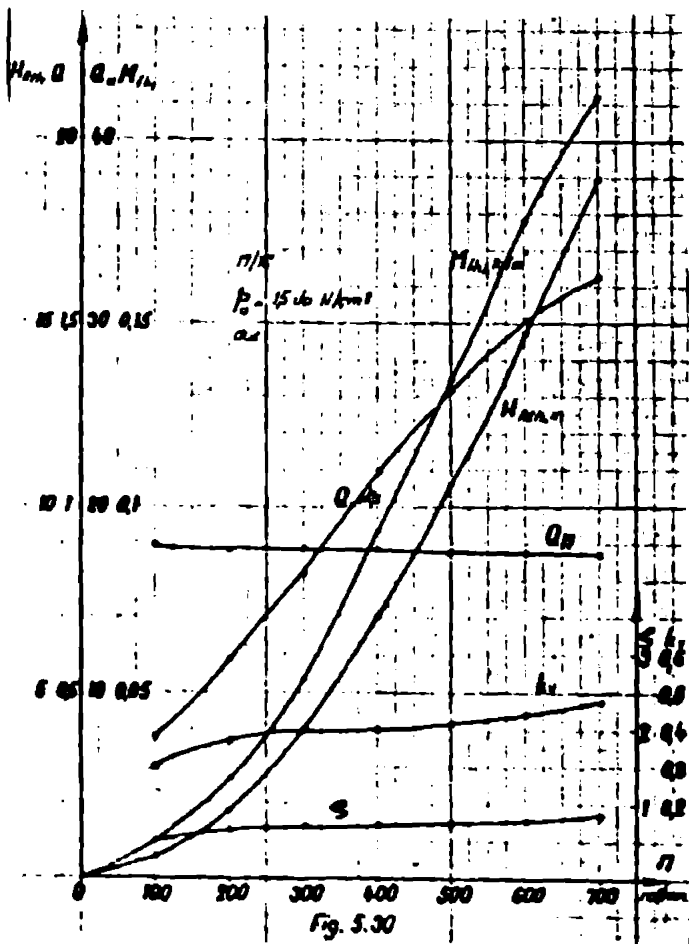
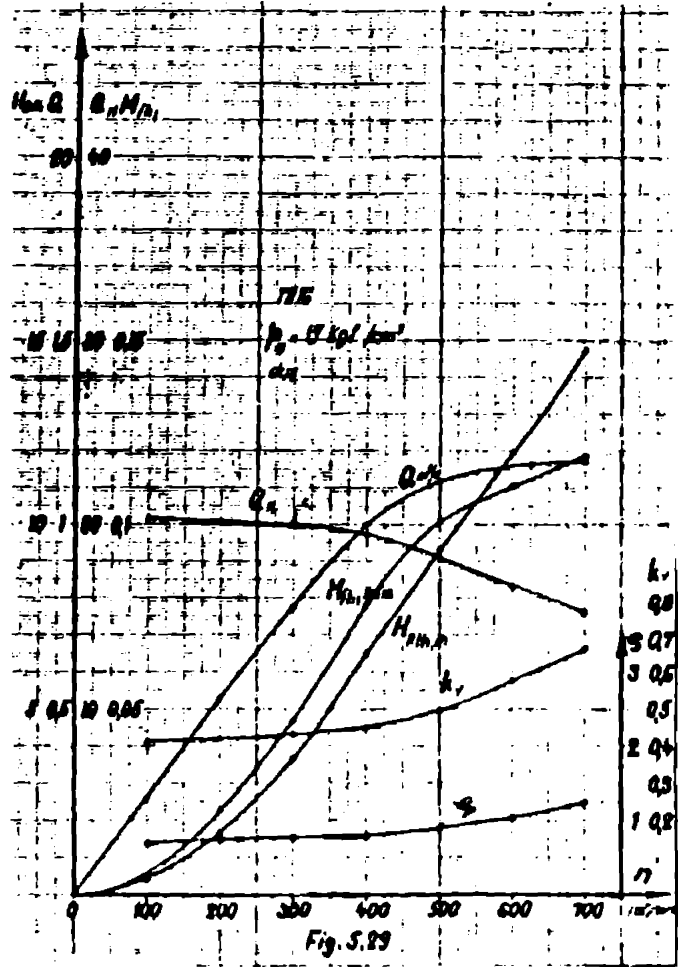
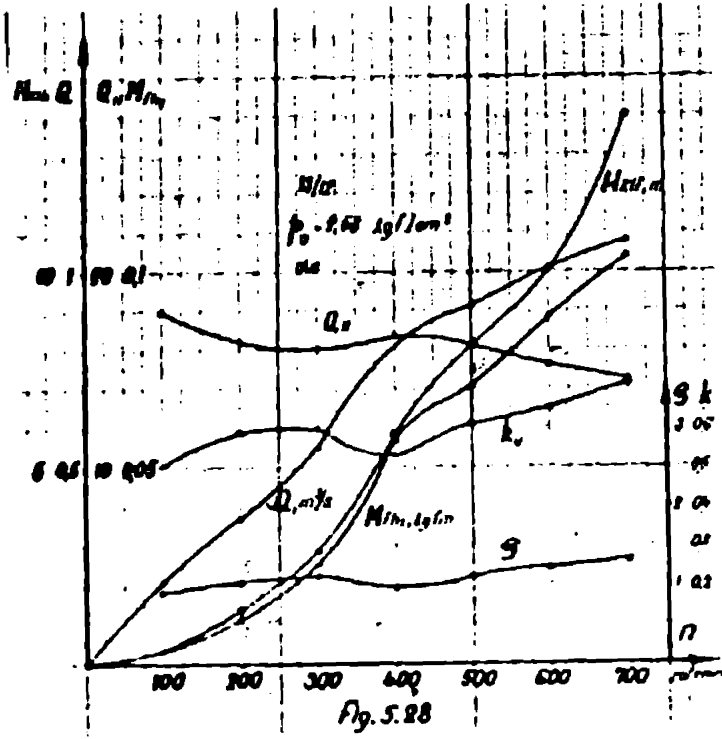
S-a ales turația de 400 rot/min. pentru a se considera numai regimuri de funcționare la care la nici o presiune nu apar desprinderi sensibile de la parabola corespunzătoare curbei teoretice $M = k_{mf} n^2 D^5$.

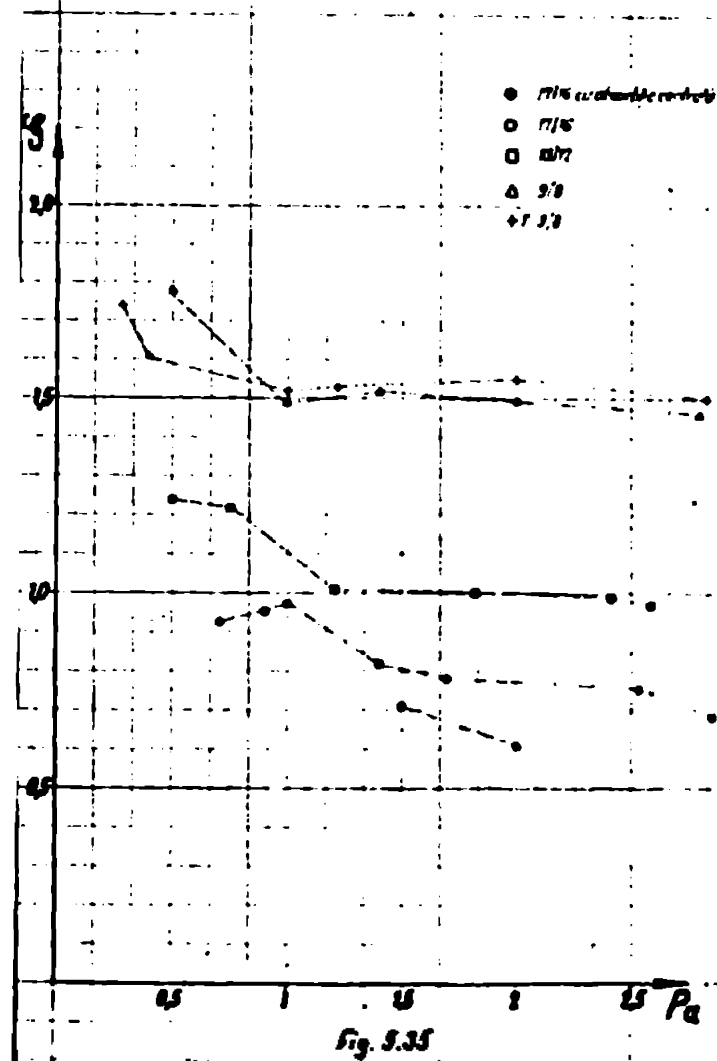
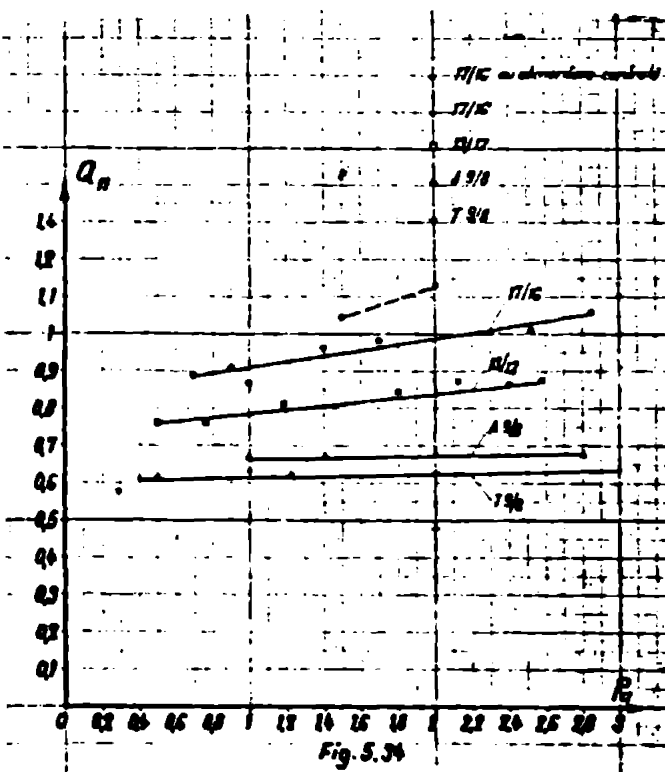
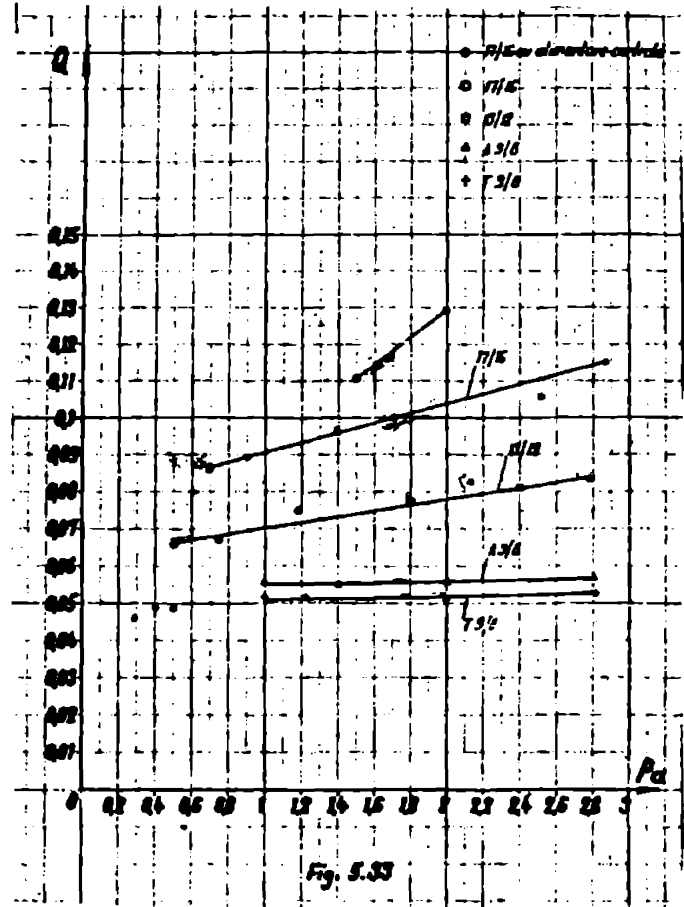
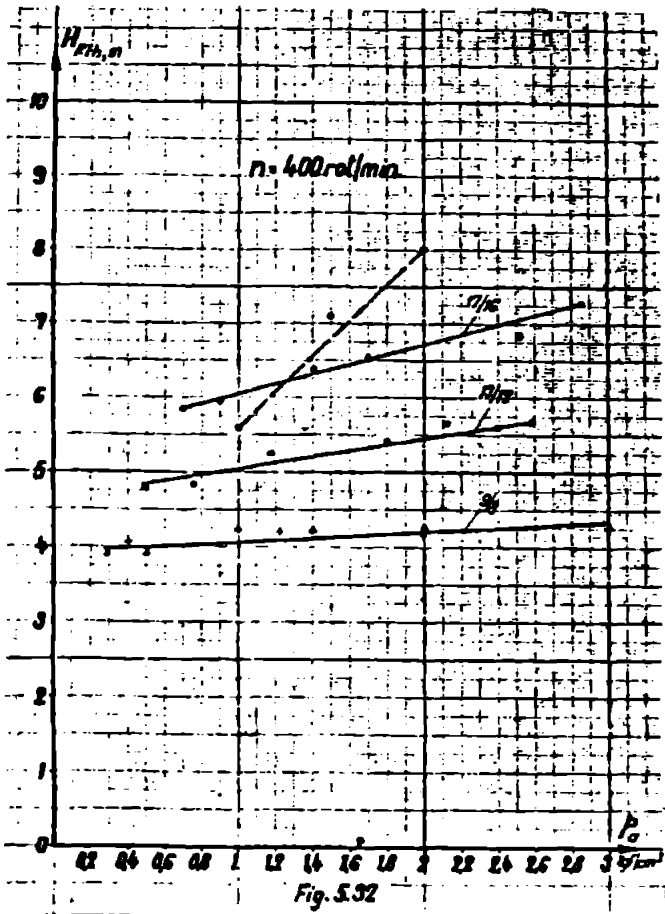
Din curbele respective reese în mod pregnant în evidență influența deosebită a numărului de palete, a presiunii lichidului de alimentare și a alimentării centrale în zona depresionară.

Prelucrarea rezultatelor experimentale a permis verificarea relațiilor dintre unii parametri ai frinelor hidraulice.

Astfel considerînd numai valori rezultate pentru funcționarea la aceeași turație de 400 rot/min. la care nu apar desprinderi de la parabola curbei teoretice de moment de frînare se poate verifica relația dintre k_{mf} și S . Se observă din fig.5.37 că toate punctele de funcționare se situează în apropierea curbei din fig.3.2.11 pentru $\varphi_{sc} = 1,00$, $\beta'_{R2} = 45^\circ$ și $z_{R2} = 0,4$. Creșterea presiunii lichidului de alimentare la fiecare din variantele cu numere diferite de palete are ca efect micșorarea coeficientului S și creșterea corespunzătoare a coeficientului k_{mf} .

De asemenea se constată că valorile rezultate pentru mărimile Q_{11} , S , k_{ur} și k_{vm} arată o bună dependență a acestora de coeficientul vitezelor k_v corespunzător relațiilor (3.4.39), (3.4.42), (3.4.27) și (3.4.30). Această situație este scoasă în evidență pentru debitul unitar Q_{11} și





coeficientul global al pierderilor prin frecare \mathcal{S} în fig. 5.38.

De asemenea se pot reprezenta într-o diagramă prin puncte perechile de valori ale coeficienților λ și k_v corespunzătoare aceluiași regimuri de funcționare. Din fig. 5.39 se observă că pentru fiecare variantă de numere de palete la rotor și stator punctele sînt grupate pe o dreaptă diferită trecînd prin origine. Relația dintre λ și k_v este lineară dar cu pantă diferită pentru fiecare variantă. Creșterea presiunii lichidului de alimentare acționează în sensul micșorării coeficientului pierderilor prin frecare longitudinale λ .

Pentru caracterizarea prin puncte a diferitelor regimuri de funcționare a turboambreiajelor poate fi preluată reprezentarea utilizată în [41] prin perechea de valori coeficientul λ_R caracterizînd pierderile de sarcină prin frecare (similar cu \mathcal{S} , pentru oă $\lambda_R = H_{PF} / \omega^2 / 2g$)

și mărimea $\frac{Z}{2\pi} \varphi$ unde Z este numărul de palete iar φ coeficientul de viteză $\varphi = \omega_2 / \mu_2$, ω_2 fiind viteza relativă la ieșirea din rotor iar μ_2 viteza tangențială în același punct.

Reprezentarea respectivă se referă la turboambreiaje cu unghiul de înclinare al paletelor de 90° la care ω_2 și μ_2 sînt perpendiculare, ceea ce face ca mărimea φ să poată fi considerată echivalentă cu inversul coeficientului vitezelor $k_v = \mu_{R2} / \omega_{MB}$ utilizat în lucrare.

În fig. 5.40 s-au reprezentat în coordonate logaritmice punctele de funcționare pentru cele 3 variante de numere de palete Z la aceeași turație de 400 rot/min. caracterizate prin perechile de valori $\mathcal{S} = \lambda_R$ și $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v} = \frac{Z}{2\pi} \varphi$

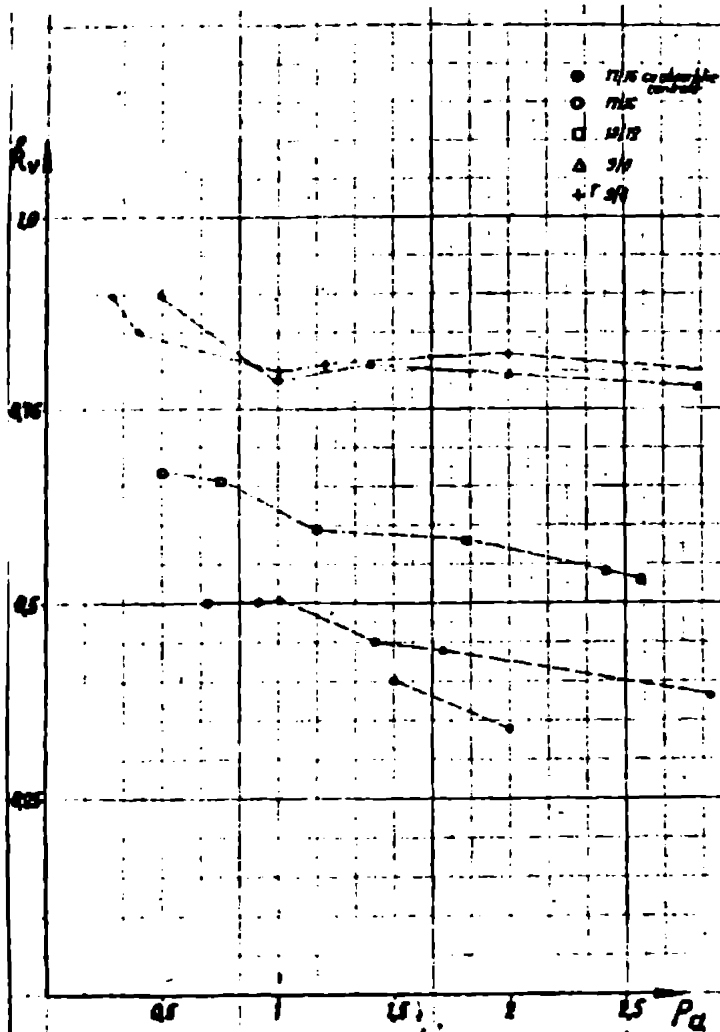


Fig. 5.36

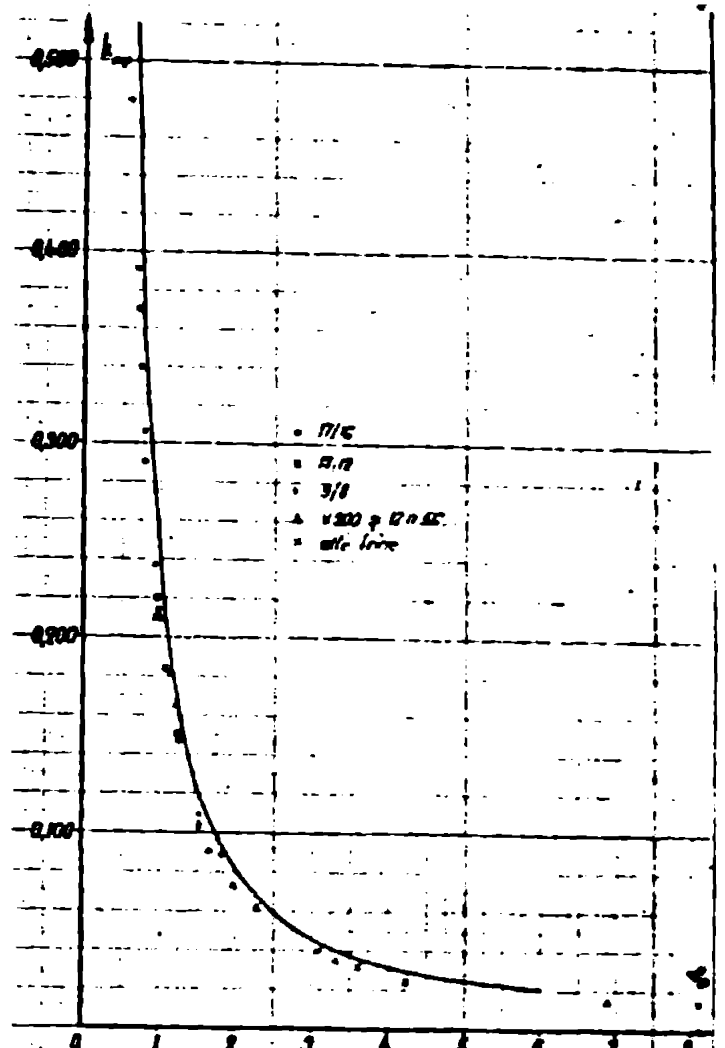


Fig. 5.37

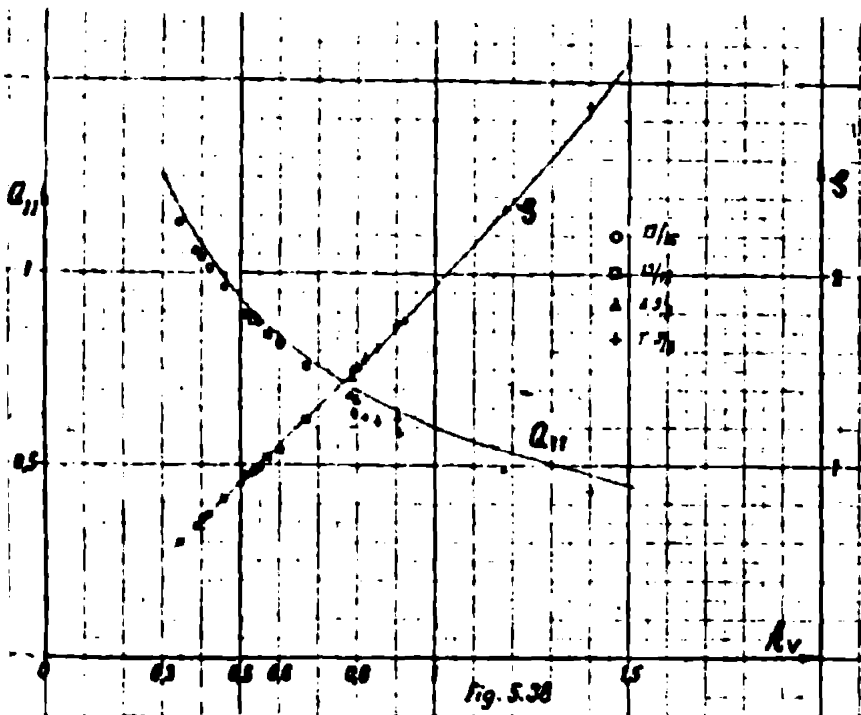


Fig. 5.38

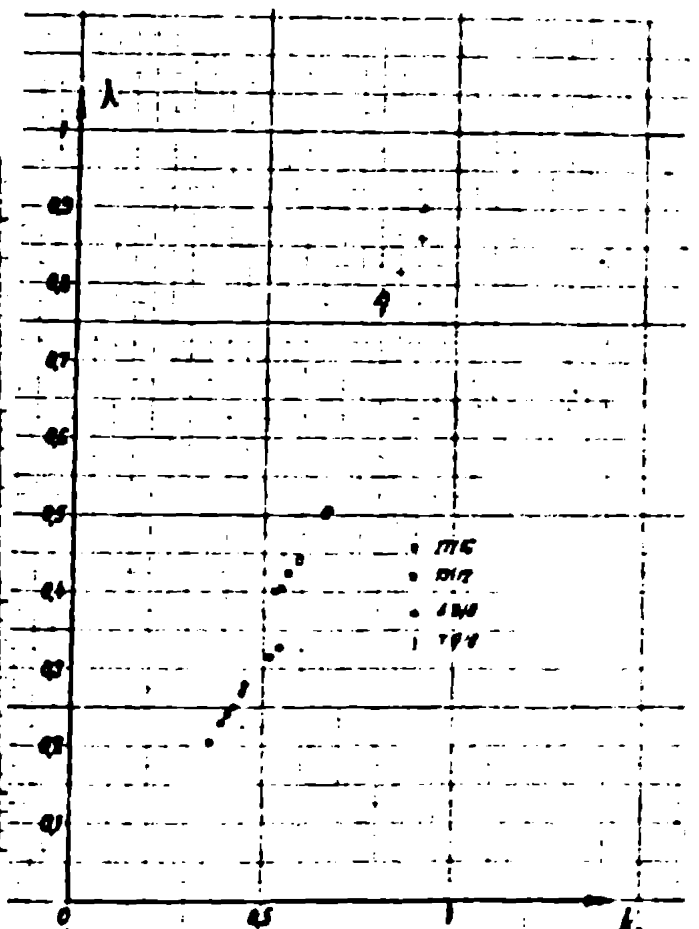


Fig. 5.39

Se observă că valorile coeficienților ξ se situează pentru cele 3 variante pe 3 drepte definite cu înclinare. În figură este reprezentată și porțiunea de curbă $\lambda_R = f\left(\frac{Z}{2\pi} \varphi\right)$, [41] care în domeniu aferent este tot o dreaptă.

În [41] este indicată relația

$$\lambda_R \left(\frac{Z}{2\pi} \varphi\right)^2 = 1,1 \quad (5.1)$$

care acoperă însă întreg domeniul considerat de punctul de funcționare, mai extins decât porțiunea lineară aferentă valorilor $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$ rezultate din încercările efectuate la frâne hidraulice în cadrul lucrării de față.

În fig. 5.41 s-a reprezentat în coordonate logaritmice punctele de funcționare la aceeași turație de 400 rot/min. pentru cele trei variante de numere de palete Z caracterizate prin perechile de valori λ și $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$. Se observă că toate punctele de funcționare rezultate din încercări se situează în această reprezentare pe o singură dreaptă înclinată la cca. 45° . Ecuația dreptei este

$$\lambda \frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v} = 1,5 \quad (5.2)$$

Se observă că varianta cu 17/16 palete se diferențiază prin valorile cele mai mici ale coeficientului pierderilor prin frecare longitudinală λ acestea scăzând odată cu creșterea presiunii lichidului de alimentare.

Relația (5.1) preluată din [41] nu este singura indicată în literatură. Astfel în [28] figurează o relație care exprimă coeficientul λ_R în funcție de numărul Reynolds

$$\lambda_R = 7,1 Re^{-0,25}$$

rezultă din încercări la convertizoare hidraulice de cuplu. Relația concordă cu aceea a lui Blasius. Valorile reale, indicate în lucrarea citată pentru λ_p se situează în domeniul 0,2 ... 0,55.

În aceeași lucrare sînt indicate valori rezultate din încercările efectuate de Tomo - O - Ishihara cuprinse în domeniul 0,2... 1,2. Aceste valori sînt de același ordin de mărime cu valorile lui ξ rezultate din încercările efectuate în cadrul lucrării de față, cu frîne hidraulice, situate în domeniul 0,6 - 2,83. Este de reținut însă că la încercările cu varianta optimă cu 17/16 palete domeniul lui ξ se situează între limitele 0,6..0,94.

Încercările efectuate în [51] cu turboambreiaje în diverse regimuri, dau pentru condiții de frînare valori ale coeficientului λ în domeniul 0,0361...0,16, considerate ca dependente de Re . Considerînd numai valorile corespunzătoare regimurilor de frînare dependența rezultată din diagrama din [51] este de tipul

$$\lambda = (0,62 \dots 1) Re \quad (5.3)$$

Atît din încercările efectuate cu variantele de rotor și stator în cadrul lucrării cît și din analiza frînurilor hidraulice realizate în străinătate, la care s-au recalculat o serie de parametri, a rezultat că există o mărime aproape constantă care prezintă, pentru toate punctele de funcționare considerate, o variație minimă, caracterizată prin expresia

$$K = \frac{\xi^{3/4} Q}{D^3 n} \quad (5.4)$$

Valorile obținute pentru această constantă sînt indicate în tabelele 4.1... 4.3 și 5.2 ... 5.9. Pentru variantele de rotor-stator încercate s-a reprezentat variația

constantei k în funcție de presiunea de alimentare în fig. 5.42. Se observă că valoarea lui k se menține constantă dar diferă într-o mică măsură crescând la variantele cu mai multe palete.

Pentru toate variantele de rotor-stator încercate cît și pentru toate frînele hidraulice analizate constanta k a luat valori cuprinse între 0,019 și 0,03.

5.4. CONCLUZII PRIVIND INCERCĂRILE EFECTUATE.

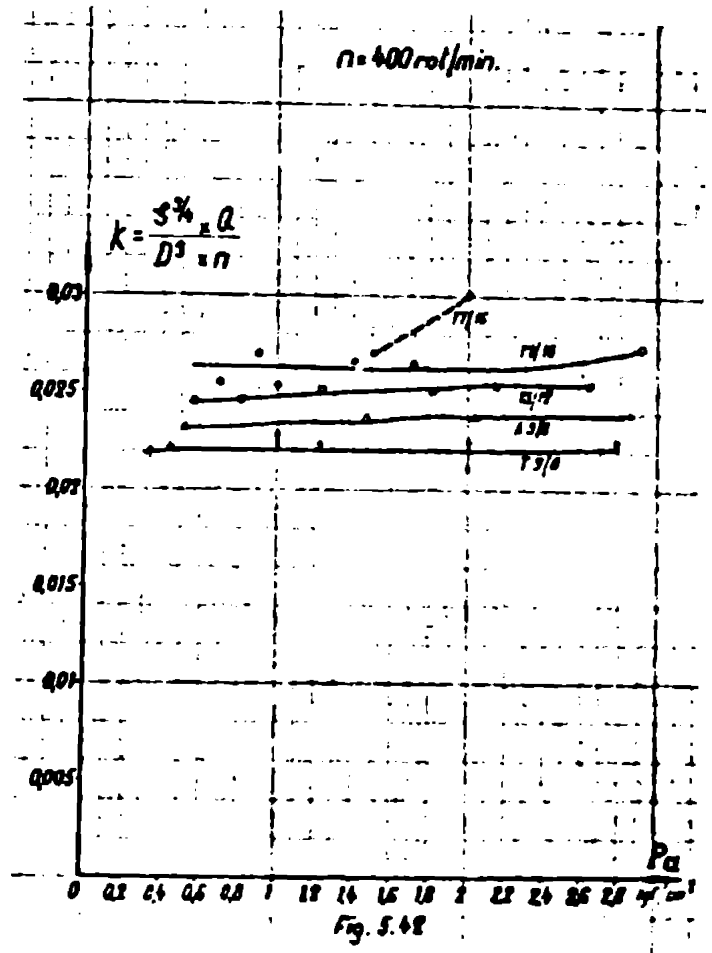
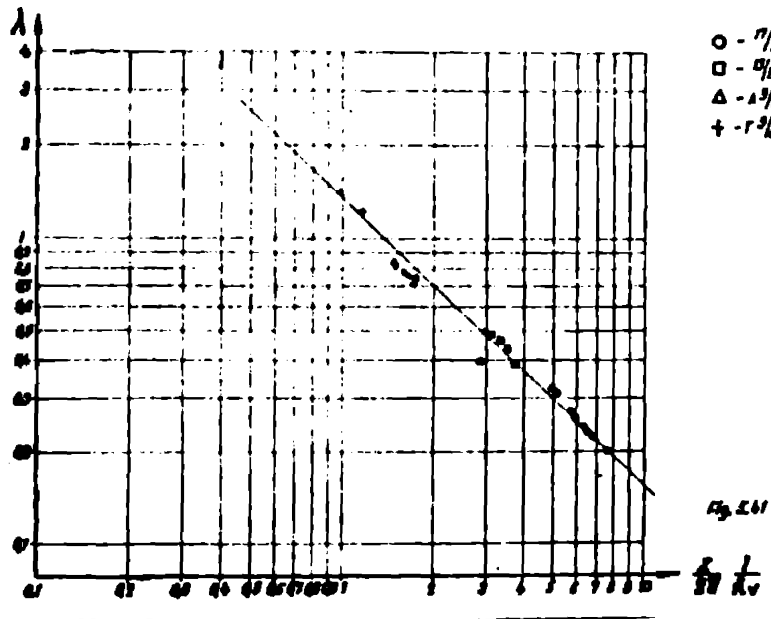
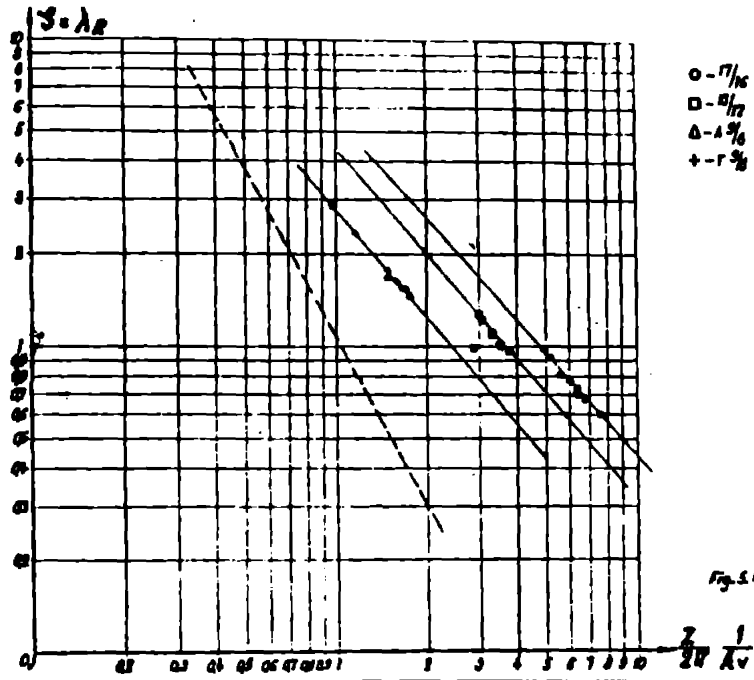
Încercarea frînei hidraulice model experimental la scară redusă FH 200 și prelucrarea rezultatelor acestei încercări permit să se execute următoarele concluzii :

- În urma încercării pe stand a variantelor de rotor și stator s-au putut determina valorile reale ale coeficientului capacității de moment a frînei k_{mf} .

Valorile obținute pentru această mărime specifică, ce permite comparația diferitelor construcții, sînt influențate de calitatea execuției elementelor circuitului hidraulic de la rotor și stator și, în cea mai mare măsură, de numărul paletelor rotorului și statorului.

La o variantă dată, creșterea presiunii lichidului de alimentare a frînei are ca urmare valori mai mari ale coeficientului k_{mf} .

Odată cu creșterea turației rotorului apar în frînă zone depresionare care duc la micșorarea momentului de frînare și deci la micșorarea coeficientului k_{mf} . Apariția acestui fenomen poate fi eliminată sau atenuată prin mărirea presiunii lichidului de alimentare și prin introducerea lichidului în zona centrală a rotorului circuitului hidraulic.



Incercările efectuate au confirmat concluziile teoretice anterioare privitor la dependența parametrilor sarcină de pompare H_{RTH} , debitul unitar q_{11} și coeficientul global al pierderilor prin frecare \mathcal{S} și a coeficienților de viteză k_{UR} și k_{vm} de coeficientul vitezelor k_v . Valorile acestor parametri respectă relațiile teoretice stabilite, indiferent de apariția zonei depresionare și de mărimea presiunii lichidului de alimentare.

De asemenea încercările au confirmat relația teoretică stabilită dintre valoarea lui k_{mf} și coeficientul \mathcal{S} , restul parametrilor (q_{1e} , β'_{R2} și \mathcal{I}_{SC}) fiind constanți.

Datorită utilizării mărimii geometrice τ se poate determina, cunoscînd coeficientul global al pierderilor prin frecare \mathcal{S} și presupunînd $\mathcal{I}_{SC} = 1$, coeficientul pierderilor prin frecare longitudinale λ , care apare dependent de coeficientul vitezelor k_v și de condițiile de funcționare (presiunea lichidului de alimentare).

Rezultatele încercărilor au permis să se stabilească o dependență între coeficientul pierderilor prin frecare longitudinale λ , numărul paletelor Z și coeficientul vitezelor k_v , dată de relația (5.2).

Rezultatele experimentate obținute completează relațiile teoretice elaborate și permit elaborarea unei metode de proiectare a frînelor hidraulice.

6. CALCULUL SI PROIECTAREA FRINELOR HIDRAULICE

Cercetarea teoretică și experimentală efectuată și relațiile cu caracter general stabilite între parametrii frânelor hidraulice permit elaborarea unei metodologii pentru calculul și parametrii frânelor hidraulice.

După datele inițiale ale problemei, se pot prezenta următoarele situații :

a. Se dă valoarea cerută a momentului de frînare pentru o turație dată - un punct obligatoriu al curbei

$M = f(n)$ și se cer dimensiunile frânei.

b. Se dă diametrul frânei rezultat din considerente particulare și se cere determinarea curbei teoretice $M = f(n)$.

Situația de la punctul a este cea mai frecventă și conduce la problema cu caracterul cel mai general, metodologia propusă în continuare referindu-se la această situație.

Sub rezerva verificării experimentale ulterioare a coeficientului capacității de moment k_{mf} , diametrul activ D al rotorului frânei se determină cu ajutorul relației (3.2.1) scrisă în forma

$$D = \left(\frac{M}{k_{mf} n^2} \right)^{1/5} \quad (6.1)$$

Stabilirea unei valori probabile a coeficientului k_{mf} presupune anumite opțiuni pentru o serie de mărimi care au o influență majoră asupra acestui coeficient și anume :

- unghiul paletelor rotorului β'_{R2} și statorului α'_{S1}
- coeficienții pierderilor globale prin frecare \mathcal{E} și coeficientul pierderilor prin șoc \mathcal{Y}_{SC}
- coeficientul vitezelor k_v
- coeficienții k_{UR} și k_{VM}

În ceea ce privește unghiul paletelor rotorului și statorului se consideră conform presupunerilor făcute în Cap.2 că $\beta'_{R2} = \alpha'_{S1}$, alegerea valorii acestora făcându-se ținând seama de următoarele considerente :

- dacă se cere frînarea într-un singur sens de rotație cu obținerea momentului maxim, se alege $\beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 45^\circ$ întrucît această valoare este, după cum s-a arătat, suficient de apropiată de valoarea optimă a unghiului β'_{R2} care dă valoarea maximă a coeficientului k_{mf} .

- dacă se cere frînarea în ambele sensuri de rotație, cu aceleași caracteristice de frînare se alege $\beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 90^\circ$.

Admițînd $\mathcal{Y}_{SC} = 1$ coeficientul \mathcal{E} se poate estima în corelare cu coeficientul k_v , ținînd seama de relația (3.4.42) care este reprezentată grafic pentru $\beta'_{R2} = 45^\circ$ în figura 6.1. Analiza unui număr de frîne hidraulice realizate în străinătate efectuată în Cap.4 și cercetările experimentale expuse în Cap.5, permit ca să se considere domeniul de variație al lui \mathcal{E} cuprins între 1....2 valorile aferente ale lui k_v fiind cuprinse în domeniul 0,5 ... 1.1.

Pentru o valoare dată a coeficientului k_v rezultă imediat, tot din fig.6.1 și valoarea coeficientului k_{mf} .

De aceea în fig.6.1 s-a considerat valoarea teoretică a coeficientului k_{mf} dat de relația (3.2.28) care

nu ține seama de prezența paletelor este necesar ca la determinarea diametrului activ D cu ajutorul relației (6.1) să se considere o valoare corectată a coeficientului capacității de moment $k'_{mf} = (0,85... 0,9) k_{mf}$.

Valorile corespunzătoare k_v , k_{vf} , k_{vm} și S din fig.6.1 se determină pentru valoarea teoretică a lui k_{mf} .

Valorile din fig.6.1 sînt determinate pentru un raport $l_{ie} = \frac{D_i}{D} = 0,4$ dar, după cum s-a arătat, diferențele rezultate, pentru alte valori ale acestui raport, sînt neesențiale.

Alegerea valorilor coeficienților S , k_v și k_{mf} ținînd seama de curbele din fig.6.1 trebuie să aibă în vedere posibilitățile tehnologice de execuție a rotorului și statorului, precizia execuției și calitatea suprafețelor care vin în contact cu lichidul de lucru, care vor putea fi realizate. Cu cît precizia de execuție va fi mai mare și cu cît suprafețele vor fi mai puțin rugoase cu atît valorile lui S și k_v se pot situa la limita inferioară a intervalelor indicate.

În cazul unui unghi $\beta'_{R2} = 90^\circ$, S se poate determina în funcție de k_v cu ajutorul relației (3.4.43).

Cunoscînd în afara momentului M și a turației n date prin temă și valoarea coeficientului k_{mf} estimat în modul expus anterior din relația (6.1) se determină diametrul activ al rotorului D .

În funcție de diametrul activ al rotorului D se pot stabili celelalte elemente geometrice ale circuitului hidraulic. În acest scop în fig.6.2 sînt indicate aceste elemente în funcție de diametrul D , proporțiile geometrice fiind rezultate din analiza unui număr de frîne executate.

Alegerea numărului paletelor rotorului reprezintă o problemă dificilă din cauza datelor foarte reduse existente în literatura tehnică. Considerațiile din capitolul 2 au scos în evidență faptul că la frâne hidraulice numărul de palete poate fi mai mic decât la un turboambrelaj de aceeași dimensiuni. Incercările efectuate cu variantele cu 9, 13 și 17 palete la rotorul frânei hidraulice model experimental cu diametrul activ de 0,2 m au arătat că cele mai bune rezultate s-au obținut cu 17 palete. Presupunând că mărirea numărului de palete la această frână nu mai putea să ducă la creșterea momentului de frînare realizat se poate considera că la frâne hidraulice numărul de palete la rotor poate fi ca ordin de mărime jumătate din numărul de palete recomandat pentru turboambrelaje [43]. Pe această bază în fig.6.3 s-a indicat numărul de palete recomandat în funcție de diametrul activ al rotorului.

Numărul de palete la stator Z_s se va alege mai mic cu 1 - 2 palete

$$Z_s = Z_r - (1 \dots 2) \quad (6.2)$$

Pentru determinarea în continuare a parametrilor frânei hidraulice este necesară cunoașterea diametrelor $D_2 = 2R_2$ și $D_1 = 2R_1$ date de relațiile (3.1.19) respectiv 3.1.21.

$$D_2 = R_e \left(1 + \sqrt{\frac{1 + q_{ie}^2}{2}} \right) \quad (6.3)$$

$$D_1 = R_e \left(q_{ie} + \sqrt{\frac{1 + q_{ie}^2}{2}} \right) \quad (6.4)$$

Din relația de definiție a coeficientului k_{UR}

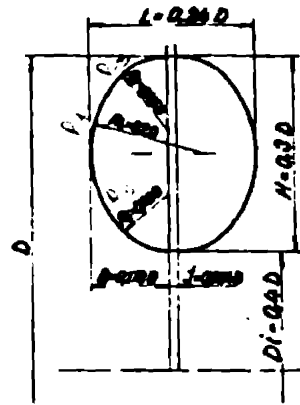
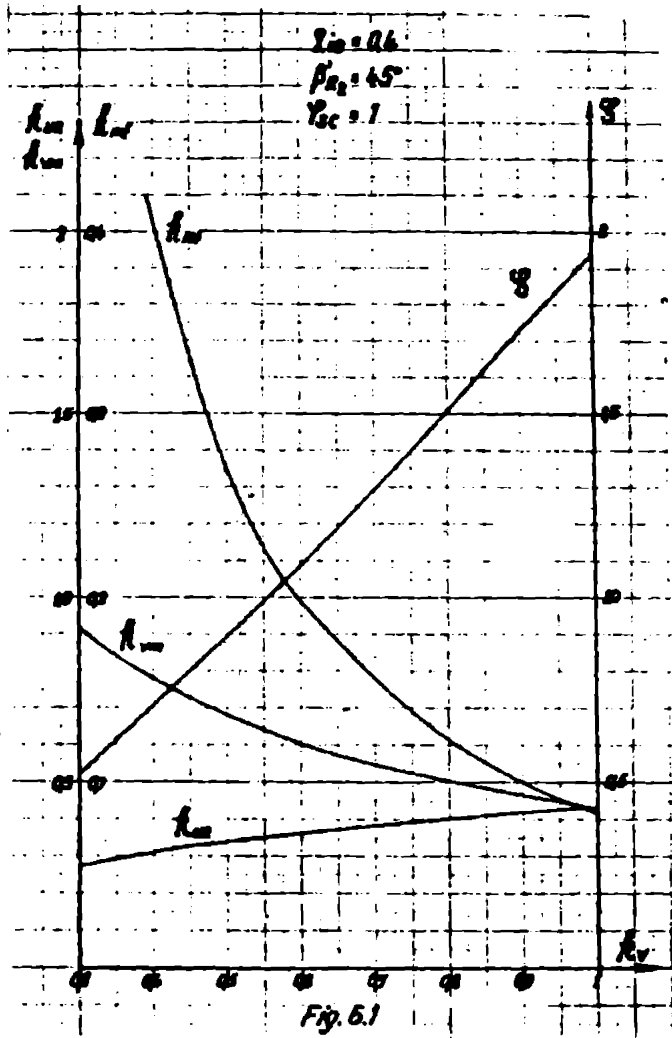
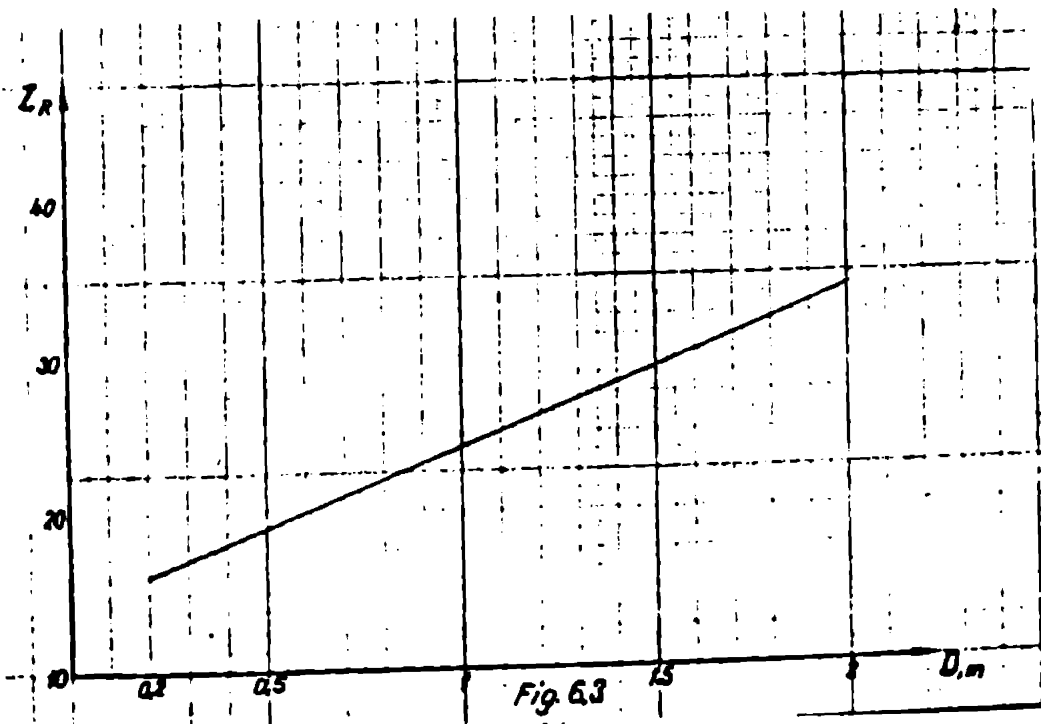


Fig. 6.2



(3.4.18) rezultă

$$H_{Rth} = \frac{\mu_{R2}}{2g k_{UR}^2} \quad (6.5)$$

în care viteza tangențială μ_{R2} se determină pentru turația n dată prin temă și pentru D_2 rezultat din relația (6.3).

Cunoscând sarcina creată de rotor H_{Rth} se poate determina cu ajutorul relației (3.4.19) componenta meridională a vitezei absolute la ieșirea din rotor

$$v_{m2} = k_{vm} \sqrt{2g H_{Rth}} \quad (6.6)$$

Pentru a se determina debitul este necesar să se determine în prealabil secțiunea A_2 la ieșirea din rotor dată de relația (3.1.37)

$$A_2 = \frac{\pi}{2} (R_e^2 - R_i^2) - \frac{R_e - R_i}{2} s'Z \quad (6.7)$$

în care conform relației (3.1.34)

$$s' = \frac{s}{\cos \beta'_{R2}} \quad (6.8)$$

Cu elementele cunoscute se poate determina și coeficientul grosimii paletelor σ' dat de relația (3.1.36)

$$\sigma' = \frac{s'}{R_e} \quad (6.9)$$

De asemenea se poate determina coeficientul de corectie al coeficientului de moment

$$k_{mf}' = \frac{1 + 2ie - \frac{Z\sigma'}{\pi}}{1 + 2ie} k_{mf} \quad (6.10)$$

Debitul care circulă prin frână este

$$Q = v_{m2} A_2 \quad (6.11)$$

Viteza relativă la ieșirea din rotor este

$$w_{R2} = \frac{v_{m2}}{\sin \beta'_{R2}} \quad (6.12)$$

Cu elementele cunoscute se poate recalcula coeficientul global al pierderilor prin frecare

$$\xi = \frac{H_{Rth} - H_{sc}}{\frac{w_{R2}^2}{2g}} \quad (6.13)$$

în care pierderea de sarcină prin șoc se determină considerând $\psi_{sc} = 1$ în relația (3.1.63)

$$H_{sc} = \frac{1}{2g} (1 + \eta_{12}^2) u_{R2}^2 \quad (6.14)$$

Valoarea recalculată a lui ξ trebuie să fie apropiată de valoarea inițială.

7. ANALIZA TEHNICO ECONOMICA A CONSTRUCTIILOR DE FRINE HIDRAULICE

In realizarea unor noi constructii de frine hidraulice, ca și in realizarea oricărui produs nou, analiza tehnico-economică permite aprecierea nivelului tehnico al soluțiilor constructive aplicate, a competitivității pe plan intern și internațional, respectiv a eficacității economice a produsului nou cît și pentru caracterizarea acestuia în raport cu alte produse similare.

Orice utilaj are un anumit nivel tehnico care este dat de valoarea sa de întrebuințare, raportată la o valoare de referință, pe care acest utilaj o cîștigă ca expresie globală cu caracteristicile sale tehnice, constructive, funcționale de fabricație și exploatare, a performanțelor sale.

Nivelul tehnico al unui utilaj definit prin caracteristicile care-i conferă valoarea de întrebuințare exprimă de fapt calitatea acestuia sub aspectul competitivității, a eficienței atît la producătorul utilajului cît și la beneficiarul său.

Nivelul tehnico al diferitelor utilaje se exprimă obiectiv și univoc prin anumiți parametri tehnico economici. Chiar dac̃ comparația este limitată la utilaje avînd aceeași destinație, aceleași funcțiuni și din aceeași clasă, parametrii considerați permit o durificarea a acestor utilaje numai din punctul de vedere al acestora. Dac̃ utilajele sînt din clase diferite atunci comparația nu poate fi efectuată decît recurgînd la indici specifici.

Este posibil în majoritatea cazurilor să se poată stabili indicii specifici capabili să exprime nivelul tehnic relativ al utilajelor avînd aceeași destinație.

Principalii parametri ai frînelor hidraulice sînt următorii :

- Diametrul activ al rotorului D m
- Momentul de frînare realizat M_{fh} ; kgm în funcție de turația și rot/min.
- Puterea de frînare realizată P_{fh} ; CP, în funcție de turația n
- Masa frinei G ; kg

Momentul de frînare realizat de frînă poate fi exprimat prin relația

$$M_{fh} = i k_{mf} n^2 D^5 \quad (7.1)$$

unde i este numărul de circuite hidraulice.

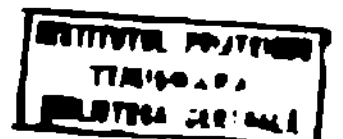
Puterea de frînare realizată se exprimă prin relația

$$P_{fh} = i k_{pf} n^3 D^5 \quad (7.2)$$

Între coeficientul capacității de moment a frinei k_{mf} și coeficientul k_{pf} există evident relația

$$k_{mf} = 716,2 k_{pf} \quad (7.3)$$

În relațiile (7.1) și (7.2) apar coeficienții k_{mf} și k_{pf} care reprezintă de fapt indicii specifici ai frînelor hidraulice care permit comparația nu numai a frînelor avînd același diametru ca în cazul parametrilor ci a oricăror mărimi de frîne.



Masa frinei se poate exprima analitic prin relația

$$G = A D^{\sigma} \quad (7.4)$$

în care A este un coeficient și σ un exponent ce pot fi determinați pe cale statistică.

De exemplu analizând frinele hidraulice din programul de fabricație al firmei Parmac SUA de tip vechi, ambele de tip nou simple sau de tip nou, duble, rezultă pe bază statistică.

Tabelul 7.1.

T i p u l	σ	$A = \bar{x}$	σ_n
Frine hidraulice vechi, duble	2,45	1685	345
Frine hidraulice noi, simple	2,40	1970	412
Frine hidraulice noi, duble	2,45	3304	297

Comparînd două construcții de frine a și b de același tip (fie simple fie duble) caracterizate prin anumiți parametri sau indici, condiția de superioritate a frinei hidraulice a față de frina b rezultă astfel :

- pentru coeficientul capacității de moment

$$k_{mfa} > k_{mfb}$$

- pentru masa frinei

$$G_a < G_b$$

În analiza nivelului frinelor hidraulice este necesar să introducă și alte performanțe legate de destinația lor, de rolul lor funcțional.

Daoa de exemplu se limitează analiza la frinele hidraulice ale troliilor de foraj și intervenție, cuplate direct cu arborele tobei de manevră, trebuie să se țină seama de faptul că ele sînt frine auxiliare de încetinire și că

parametrul cel mai important este viteza de introducere a garniturii de foraj care din motive tehnologice trebuie să poată fi cât mai mică.

În condițiile de utilizare a frinelor hidraulice la trolii de foraj și intervenție punctul de funcționare caracterizat prin viteza de introducere a garniturii v_c este influențat de următorii factori :

- diametrul de înfășurare al cablului de toba de manevră D_{tu}
- numărul de fire al înfășurării cablului pe rolele mecanismului macara - geamblac $2z$ (z fiind numărul de role al macaralei)
- randamentul mecanismului macara - geamblac η_r
- masa maximă a garniturii de foraj suspendate la cârligul instalației, Q_c
- momentul de frinare respectiv puterea de frinare realizate de frîna hidraulică pentru condițiile date.

Punctul de funcționare al frinei hidraulice se determină prin egalarea puterii frinei hidraulice P_{fh} ou puterea de frinare dezvoltată la introducerea garniturii, P_{fi} .

Puterea frinei hidraulice se poate exprima ținînd seama de relațiile (7.1) și (7.3)

$$P_{fh} = \frac{i k_{mf} n^3 D^5}{716,2} \quad (7.5)$$

Puterea de frinare P_{fi} dezvoltată la introducerea garniturii de foraj de masă Q_c , ou viteza v_c este dată de relația

$$P_{fi} = \frac{Q_c v_c}{75} \eta_r \quad (7.6)$$

Relația dintre viteza de introducere v_c și turația

n a frinei cuplate direct cu toba de manevră este

$$v_c = \frac{\pi D_{tu} n}{120z} \quad (7.7)$$

Egalarea relațiilor (7.5) și (7.6) ținând seama de (7.7) permite exprimarea vitezei de introducere prin relația

$$v_c = \sqrt{\frac{716,2}{75} \left(\frac{\pi}{60}\right)^3 \frac{Q_c \eta_r D_{tu}^3}{(2z)^3 k_{mf} D^5}} \quad (7.8)$$

Relația (7.8) care pune în evidență toți factorii care influențează viteza de introducere v_c devine mai rapidă dacă se compară două frâne funcționând în aceleași condiții. Notînd cu indicii a și b parametrii celor două frâne hidraulice componente pentru aceleași valori $Q_c, \eta_r, D_{tu}, 2z$

și rezultă

$$\frac{v_{cb}}{v_{ca}} = \sqrt{\frac{k_{mfa} D_a^5}{k_{mfb} D_b^5}} \quad (7.9)$$

Luîndu-se ca produs de referință frîna cu indicele a cu ajutorul relației (7.9) se pot determina performanțele relative ale oricărei frîne hidraulice notate cu indicele i cu ajutorul relației

$$v_{ci} = v_{ca} \sqrt{\frac{k_{mfa} D_a^5}{k_{mfi} D_i^5}} \quad (7.10)$$

Din punct de vedere funcțional condiția de superioritate a frinei b dată de frîna a este dată de condiția

$$v_{cb} < v_{ca}$$

Corespunzător vitezelor de introducere v_{co} și v_{ci} a aceleiași sarcini Q , debitele de apă de răcire cu care trebuie alimentate cele două frâne hidraulice comparate q_o respectiv q_i se află în raportul

$$\frac{q_i}{q_o} = \sqrt{\frac{k_{mfo} D_o^5}{k_{mfi} D_i^5}} \quad (7.11)$$

Se observă că frâna cu capacitate de frînare mai mare permite realizarea unei viteze de introducere mai mici și corespunzător acesteia și necesită un debit de alimentare mai redus.

Evident comparația poate fi făcută și între frâne simple și duble. La o asemenea comparație se pune problema raportului dintre diametrele active ale rotorilor frinelor simplă D_s și dublă D_d care realizează un același moment de frînare respectiv au același coeficient al capacității de moment k_{mf} , condiții care se exprimă prin relația

$$M_{fh} = k_{mf} n^2 D_s^5 = 2 k_{mf} n^2 D_d^5$$

de unde rezultă

$$D_s^5 = 2 D_d^5$$

respectiv

$$D_s = 1,1486 D_d$$

(7.12)

Cunoscînd relația (7.4) și datele statistice din tabelul 7.1 se poate face comparație între greutatea frinei simple G_s și a frinei duble G_d în aceleași condiții (același moment de frînare și același coeficient k_{mf})

$$G_s = 1970 D_s^{2,4}$$

$$G_d = 3304 D_d^{2,45}$$

(7.13)

Considerând conform celor arătate anterior

$D_s = 1,1486 D_d$ rezultă

$$\frac{G_s}{G_d} = \frac{1970}{3304} D_d^{0,05}$$

Cum $D^{0,05}$ este foarte apropiat de 1 (în intervalul $D = 0,56 \dots 1,5$ m ia valoarea $0,9714 \dots 1,0204$) rezultă

$$G_s = 0,5962 G_d \quad (7.14)$$

Se observă că frânele hidraulice simple apar ca foarte avantajoase sub aspectul greutateii.

Pentru a se exprima nivelul tehnic relativ al frinelor hidraulice este necesară determinarea unei mărimi care să fie influențată de coeficientul de moment k_{mf} (parametru legat de momentul de frinare realizat dar independent de turație și de diametrul activ al frinei) și de indicele de greutate A_i (legat de greutatea frinei și diametrul acestuia).

Pentru a exprima nivelul tehnic ținând seama deci de moment (prin coeficientul de moment k_{mf} și de indicele de greutate A_i s-a considerat mărimea

$$H_t = \frac{k_{mf}}{A_i} \quad (7.15)$$

Luând ca element de referință nivelul tehnic al unei frîne hidraulice considerate produs etalon H_{t0} se poate exprima nivelul tehnic relativ al altor frîne hidraulice i (notate cu b, c) prin relația

$$H_{tri} = \frac{H_{ti}}{H_{t0}} 100 \quad (7.16)$$

De aceea în general produsele noi sînt superioare produsului etalon, acesta va avea un nivel tehnic relativ de 100% iar produsele noi un nivel caracterizat prin valori mai mari.

Analiza comparativă în raport cu un produs etalon reprezentat de o frînă hidraulică existentă de tip vechi, caracterizată prin indicele a unor construcții noi de frîne caracterizate prin indicii b, c, \dots trebuie făcută prin compararea indicilor specifici $k_{mf}, v_{ci}/v_{cc}, A_i, H_{ti}$ și a nivelului tehnic relativ H_{tri} .

Un exemplu de asemenea analiză este efectuată în anexă, pentru o frînă hidraulică FH 1000 de tip nou proiectată în baza metodologiei propuse în prezenta lucrare, în raport cu o frînă hidraulică de tip vechi FH 60 și o frînă hidraulică de construcție americană, recentă, V 200.

Realizarea unui produs nou, trebuie analizată și sub aspectul eficienței economice a introducerii progresului tehnic.

Indicatorii privind această eficiență se referă

la :

- Beneficiu
- Reducerea costurilor de producție
- Reducerea consumurilor de materiale, energie, combustibil, etc.
- Creșterea productivității muncii
- Reducerea importului
- Creșterea exportului.

Eficiența economică estimată a asimilării frinei hidraulice FH 1000 în raport cu frîna de construcție veche FH 60 și cu frîna hidraulică realizată recent în SUA este prezentată în anexă.

8. CONCLUZII GENERALE

Teza de doctorat reprezintă o sinteză a cercetărilor teoretice și experimentale privind frânele hidraulice cunoscute pe plan mondial și contribuția autorului la rezolvarea problemelor de bază a acestora. Printre problemele abordate trebuie citate în primul rând următoarele :

1. Elaborarea unei teorii unitare a frânelor hidraulice care să stabilească ecuațiile fundamentale și relațiile cu caracter general dintre parametrii geometrici și funcționali ai acestora.

2. Verificarea experimentală a teoriei elaborate prin încercarea pe stand a unor modele experimentale la scară redusă, proiectate în baza acestora și stabilirea unor relații noi, cu caracter experimental, între parametrii caracteristici ai frânelor hidraulice.

3. Elaborarea unei metode de calcul și proiectare a frânelor hidraulice care să constituie aplicarea în producție a rezultatelor obținute și care să conducă la realizarea de frâne hidraulice cu indici tehnico-economici superiori, la nivelul celor mai bune realizări cunoscute în străinătate.

Cercetările teoretice și experimentale efectuate în cadrul lucrării permit să se prezinte în mod succint, în lumina problemelor abordate, următoarele rezultate și concluzii cu caracter general :

1.1. Pornind de la relațiile generale cunoscute ale mașinilor hidraulice s-au formulat într-o formă apropiată ecuațiile fundamentale ale frânelor hidraulice care exprimă momentul

de frînare M_{fh} și înălțimea de pompare H_{Rth} realizate de frîna hidraulică. Ecuațiile stabilite țin seama de particularitățile de funcționare a frînelor hidraulice și nu au fost pînă în prezent formulate în literatura tehnică în forma lor generală.

1.2. S-au stabilit o serie de relații generale care definesc proporțiile circuitului hidraulic al frinei în funcție de raportul $q_{ie} = \frac{R_i}{R_e}$ al diametrelor interior și exterior al rotorului.

1.3. S-a efectuat un bilanț ^{al} ^{specifice} V energiilor V definindu-se pierderile de sarcină prin frecare H_{pf} și pierderile de sarcină prin șoc H_{sc} caracterizate prin coeficientul global al pierderilor de sarcină prin frecare S și coeficientul de șoc ψ_{sc} . Prin introducerea coeficientului de formă τ , pentru care s-au indicat metode originale de determinare, s-a stabilit o relație între coeficientul S și coeficientul de frecare λ .

1.4. Pentru coeficientul capacității de moment k_{mf} care caracterizează performanțele energetice ale frinei hidraulice s-a stabilit o relație de caracter general în funcție de proporțiile geometrice ale frinei caracterizate de raportul

$q_{ie} = \frac{R_i}{R_e}$, unghiul paletelor β'_{R2} , coeficienții S , ψ_{sc} , coeficientul vitezelor k_v și greutatea specifică γ a lichidului utilizat în frînă.

1.5. Pentru coeficientul k_{mf} a fost elaborat un program de calcul care a fost rulat pe un calculator electronic IBM 370. Valorile obținute pentru k_{mf} acoperă întreg domeniul de variație al parametrilor q_{ie} , β'_{R2} , S , ψ_{sc} . Influența individuală a acestora asupra valorii lui k_{mf} a fost evidențiată prin reprezentări grafice.

1.6. Pornind de la relațiile de asemănare generale ale mașinilor hidraulice, la constantele și funcțiile acestora

au fost selectate mărimile care pot caracteriza cel mai bine frânele hidraulice.

Cercetarea teoretică efectuată a permis să se stabilească relații care scot în evidență dependența coeficienților k_{mf} , S , a coeficientului vitezei tangențiale k_{ur} , a coeficientului vitezei meridionale k_{vm} a sarcinii H_{Rth} și a debitului unitar Q_{11} de coeficientul vitezelor k_v , de proporțiile geometrice ale circuitului hidraulic al frinei (raportul z_{12}) și de unghiul paletelor β'_{e2} .

Relațiile generale stabilite au un caracter original și permit precizarea parametrilor de funcționare k_{mf} , k_{ur} , k_{vm} , S , H_{Rth} și Q_{11} în funcție de coeficientul k_v .

1.7. Relațiile teoretice stabilite au fost utilizate la analiza unui număr de 14 frâne hidraulice realizate în străinătate. Din analiza efectuată a rezultat o foarte bună corespondență între parametrii determinați conform relațiilor teoretice stabilite și valorile rezultate din parametrii indicați de constructor.

2.1. Pentru verificarea experimentală a teoriei elaborate pentru frânele hidraulice, au fost proiectate, realizate și încercate două tipuri de frâne hidraulice, modele experimentale la scară redusă, cu diametrul activ al rotorului de 200 mm și cu cinci variante de rotor-stator cu 9/8, 13/12 și 17/16 palete rotorice respectiv statorice.

Variantele realizate și încercate succesiv au condus în final la performanțe energetice deosebite, depășind toate valorile de coeficient de moment k_{mf} rezultate din recalcularea performanțelor celor mai bune frâne hidraulice realizate în străinătate.

2.2. Performanțele energetice caracterizate prin momentul de frînare realizat au crescut sensibil datorită

- măririi numărului de palete rotorice și statorice .
- măririi presiunii lichidului de alimentare
- introducerii alimentării centrale în zona centrală a torului circuitului hidraulic.

Optimizarea variantelor a permis și atenuarea accentuată a fenomenelor de histerezis între curbele dus și întors și evitarea desprinderii curbei de moment de parabola teoretică.

2.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale a confirmat toate concluziile teoretice stabilite în lucrare și în special corelația dintre valorile adiacente ale coeficienților k_{mf} și S și dependența mărimilor și coeficienților H_{Roh} , k_{UR} , k_{vm} , Q_{II} și S de coeficientul vitezelor k_v , proporțiile geometrice și unghiul paletelor, conform relațiilor cu caracter general stabilite în lucrare.

2.4. Influența mărimii presiunii lichidului de alimentare a frânei, alimentarea centrală, alegerea corespunzătoare a numărului de palete rotorice și statorice precum și execuția îngrijită a elementelor circuitului hidraulic s-a dovedit determinante pentru obținerea unor performanțe de frinare ridicate.

2.5. Prelucrarea rezultatelor experimentale a scos în evidență și dependența dintre coeficientul de frecare λ și mărimea $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$ sub forma unei drepte în coordonate logaritmice, deosebit de utilă pentru proiectarea unor frâne hidraulice noi.

3.1. În baza cercetării teoretice și experimentale efectuate s-a elaborat o metodologie de calcul și proiectare a frânelor hidraulice care a fost aplicată la proiectarea unei frâne hidraulice cu diametrul activ al rotorului de 1000 mm.

3.2. În cadrul tezei a fost elaborată și o metodologie de analiză tehnico-economică a frânelor hidraulice care a fost

aplicată concret la aprecierea eficienței economice a asimilării frânei hidraulice FH 1000.

Teza de doctorat elaborată deschide perspectiva adâncirii și aprofundării rezultatelor obținute, în special în privința influenței presiunii de alimentare asupra performanțelor energetice ale frinelor hidraulice.

Contribuția autorului prin cercetările teoretice și experimentale efectuate în cadrul lucrării va conduce la asimilarea unei noi familii de frâne hidraulice, cu caracteristici mult superioare celor existente în țară, la nivelul celor mai bune realizări din străinătate, prin efort propriu, fără import de licență sau de modele experimentale.

EXEMPLU DE CALCUL

1. Proiectarea frinei hidraulice FH 1000

Se cere o frână hidraulică dublă cu un singur sens de frinare având caracteristicile :

$$M_{fh} = 3200 \text{ kgfm}$$
$$n = 100 \text{ rot/min.}$$

Pentru un singur sens de frinare se consideră

$$\beta'_{R2} = \alpha'_{S1} = 45^\circ$$

și preliminar

$$k_{mf} = 0,185$$

Valoarea aleasă are în vedere faptul că așa cum rezultă din relația (6.10) trebuie să se țină seama de prezența paletelor . În aceste condiții între valoarea teoretică k_{mf} care este indicată în fig.6.1 și valoarea reală k'_{mf} care ține seama de prezența paletelor există relația 6.2 presupunându-se deco o valoare corectată a coeficientului capacității de moment

$$k'_{mf} = 0,160$$

Diametrul frinei rezultă din relația (6.1)

$$D = \left(\frac{M_{fh}}{2k'_{mf} n^2} \right)^{1/5} = 0,9713811$$

Valoarea obținută se rotunjește la

$$D = 1,000 \text{ m}$$

Raportul $g_{ie} = R_i/R_e$ se alege $g_{ie} = 0,4$ valoarea

foarte frecventă așa cum rezultă din datele statistice. Rezul-

tă deci

$$D_i = 2 \cdot r_e \quad D = 0,400 \text{ m}$$

Diametrul de ieșire și de intrare la rotor ale firului echivalent de lichid se determină cu ajutorul relațiilor (6.3) respectiv (6.4) rezultând

$$D_2 = R_e \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 2r_e^2}{2}} \right) = 0,880 \text{ m}$$

$$D_1 = R_e \left(2r_e + \sqrt{\frac{1 + 2r_e^2}{2}} \right) = 0,580 \text{ m}$$

Celelalte elemente geometrice ale circuitului hidraulic se adoptă conform figurii 6.3 având valorile

$$R_3 = 115 \text{ mm}$$

$$R_4 = 175 \text{ mm}$$

$$R_5 = 90 \text{ mm}$$

$$H = 118 \text{ mm}$$

$$L = 240 \text{ mm}$$

$$j = 4 \text{ mm}$$

Numărul paletelor rotorului se alege conform fig.6.4.

$$Z_R = 24$$

iar numărul paletelor statorului

$$Z_S = 23$$

Grosimea paletelor se alege preliminar

$$S = 0,008 \text{ m}$$

Grosimea aleasă corespunde execuției rotorului și statorului prin asamblare prin sudură corpul fiind realizat din oțel turnat iar paletele din tablă laminată.

Grosimea paletelor în planul frontal este dată de relația 3.1.34

$$s' = \frac{s}{\cos \beta'_{Re}} = 0,011313 \text{ m}$$

Coefficientul grosimii paletelor σ' este dat de relația (3.1.36).

$$\sigma' = \frac{s'}{R_e} = 0,022627 \text{ m}$$

Cu aceste elemente se poate determina coeficientul de corecție al coeficientului de moment

$$\frac{1 + \lambda_{ie} - \frac{Z \sigma'}{\pi}}{1 + \lambda_{ie}} = 0,8791009$$

Coefficientul capacității de moment

$$k_{mf} = 0,185$$

Pentru această valoare a coeficientului capacității de moment rezultă din fig.6.1.

$$k_r = 0,625$$

$$S = 1,140$$

$$k_{uR} = 0,365$$

$$k_{vm} = 0,590$$

Cunoscând diametrele D_2 și D_1 se pot calcula vitezele tangențiale pentru $n = 100 \text{ rot/min}$.

$$u_{R2} = \frac{\pi D_2 n}{60} = 4,607669 \text{ m/s}$$

$$u_{R1} = \frac{\pi D_1 n}{60} = 3,036892 \text{ m/s}$$

Relația (6.5) permite să se calculeze sarcina creiată de rotor H_{Rth}

$$H_{Rth} = \frac{u_{R2}^2}{2g k_{uR}^2} = 8,122278 \text{ m}$$

Relația 6.6 permite să se calculeze componența meridională a vitezei absolute la ieșirea din rotor

$$v_{me} = k_{vm} \sqrt{2g H_{rel}} = 7,448013 \text{ m/s}$$

Secțiunea de trecere a fluidului A_2 este dată de relația (6.8)

$$A_2 = \frac{\pi}{2} (R_e^2 - R_i^2) - \frac{R_e - R_i}{2} s'z = 0,289986588 \text{ m}^2$$

Debitul de fluid ce trece prin frână este dat de relația (6.10)

$$Q = v_{me} A_2 = 2,159823937 \text{ m}^3/\text{s}$$

Viteza relativă la ieșirea din rotor

$$w_{R2} = \frac{v_{me}}{\sin \beta'_{R2}} = 10,53303334 \text{ m/s}$$

Cu valorile obținute se poate recalcula coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ .

Pierderea de sarcină prin șoc H_{sc} dată de (6.14) este pentru $\psi_{sc} = 1$

$$H_{sc} = \frac{1}{2g} (1 + \eta_{12}^2) w_{R2}^2 = 1,5521515 \text{ m}$$

ξ se recalculează din relația (6.12).

$$\xi = \frac{H_{rel} - H_{sc}}{\frac{w_{R2}^2}{2g}} = 1,162004712$$

Coeficientul de formă τ se determină cu ajutorul relației (3.1.77) în care conform relației (3.1.75)

$$A_p = 2 (Z_R + Z_S) A_{1p} = 3,71441$$

respectiv conform relației (3.1.76)

$$A_{1or} = 2\pi \frac{R_e + R_i}{2} S_p - \frac{Z_R + Z_S}{2} s' S_p = 1,5814061$$

Suprafața paletelor $A_{1p} = 0,039515 \text{ m}^2$ și lungimea arcului paletelor $S_p = 0,818 \text{ m}$ s-au determinat prin planimetrare respectiv măsurare pe paletă în mărime naturală, construită conform indicațiilor privind fig.3.1.7.

În aceste condiții conform (3.1.77)

$$\tau = \frac{A_p + A_{cor}}{4 A_2} = 4,5655699$$

Relația (3.1.73) permite determinarea coeficientului de frecare longitudinal λ

$$\lambda = \frac{\xi}{\tau} = 0,2545147$$

Curba din figura 5.41 care exprimă relația determinată experimental dintre λ și mărimea $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$ permite recalcularea lui k_v

Pentru $\lambda = 0,25451$ rezultă din fig.5.41 $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v} = 6$ de unde

$$k_v = 0,62335$$

valoare foarte apropiată de aceea rezultată din fig.6.1.

Cu elementele cunoscute, cu ajutorul relației (3.1.91) se poate recalcula momentul de frinare

$$M_{fx1} = \frac{Q H_{R14} \gamma}{\omega} = 1675,203565 \text{ kgfm}$$

$$M_{fh} = 3350,40713 \text{ kgfm}$$

Ansamblul frinei hidraulice este prezentat în figura A₁.

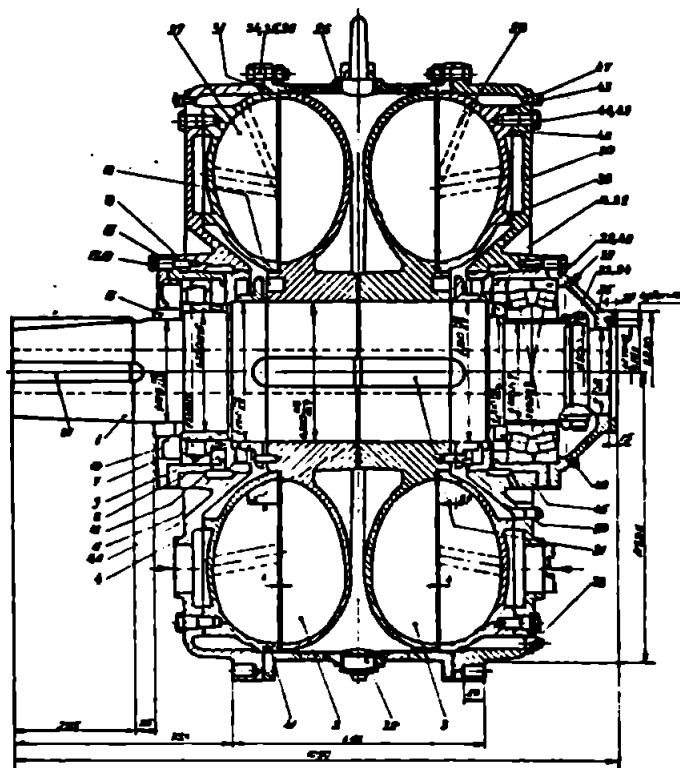


Fig. A1

2. Analiza tehnico economică a frinei hidraulice FH 1000 și determinarea eficienței economice a asimilării.

Nivelul tehnic al frinei hidraulice FH 1000 va fi analizat în comparație cu frina hidraulică de construcție veche FH 60 realizată în țara noastră, cu frina hidraulică V 200 de construcție nouă, realizată în SUA și frina hidraulică TG 1200, realizată recent în URSS.

Caracteristicile tehnice care definesc nivelul tehnic, precizate în capitolul 7, ale celor 3 tipuri de frine sînt indicate în tabel

Parametrul sau indicele	U.M.	Tipul frinei hidraulice			
		FH60	FH1000	V200	TG1200
Indicele caracteris.		a	b	c	d
Diametrul activ D	m	1,524	1	1,168	1,200
Greutatea proprie G	kg	3500	2382	4120	2730
Moment de frinare la $n = 100 \text{ rot/min}$	kgfm	1808	3350	6899	713
Coefficient de moment k_{mf}		0,011	0,1675	0,1587	0,014342
Raport v_{ci}/v_{co}		1	0,751	0,512	1,591845
Indice $A_i = G/D^2$		1531	2382	2816	1746,5
Exponent statistic α		2,45	2,45	2,45	2,45
Coefic. statistic A		1685	3304	3304	1685
Indice al niv.tehn. $H_i = (k_{mf}/A_i) \times 10^6$		7,1848	70,319059	56,356534	8,2118522
Nivel tehn. relativ $H_{tri} = (H_{ci}/H_{to}) \times 100$	%	100	978,719	784,385	114,294

Din tabel se observă următoarele .

Frânele FH 1000 și V 200 realizează viteze de introducere v_{ci} sensibil mai mici decât frâna de referință FH 60 ceea ce așa cum s-a arătat este avantajos.

Atât coeficientul de moment k_{mf} cât și indicele de greutate $A_i = \frac{G_i}{D_i \sigma}$ au valori avantajoase în raport cu valorile statistice. Frâna hidraulică FH 1000 cu parametrii estimați în baza încercării modelului experimental se apreciază ca superioară frânei hidraulice V 200, una dintre cele mai bune ale firmei americane Parmac.

Pentru caracterizarea nivelului tehnic relativ s-a considerat indicele $(k_{mf} / A_i) \times 10^6$ raportat la indicele corespunzător al frânei hidraulice FH 60.

Se observă că frâna hidraulică FH 1000 are un nivel tehnic superior în proporție de aproape 100% mai ridicat ea la frâna hidraulică de referință FH 60.

Eficiența economică a asimilării frânei hidraulice FH 1000 se determină considerând că ea va înlocui frâna hidraulică veche FH 60 la o parte din trolurile de foraj pentru adâncimi de foraj pînă la 4000 - 5000 m.

Eficiența economică a introducerii progresului tehnic datorită realizării frânei hidraulice FH 1000 se evidențiază prin indicatorii :

- reducere consum net de metal Δm_n
- modificare preț datorită creșterii calității producției Δb
- creștere export ΔE_x
- reducere import E_v

Reducerea consumului de metal Δm_n se evidențiază cu ajutorul relației

$$\Delta m_n = \Delta M Q_1$$

în care

ΔM este economia de metal pe unități de produs
 Q_1 producția de unități fizice după aplicarea
progresului tehnic.

Considerând un volum de fabricație de 20 buc. fr-
ne hidraulice pe an rezultă pe 5 ani și $\Delta M = 3500 - 2382 =$
 $= 1118 \text{ kg.}$

$$\Delta m_n = 1118 \times 20 \times 5$$

$$\Delta m_n = 111,8 \text{ tone metal pe cincinal.}$$

Având în vedere că s-au considerat greutatele ne-
te economia reală va fi mai mare, de ordinul a 130 tone.

Sporul de beneficiu Δb ca urmare a modificării
prețurilor datorită creșterii calității producției (creșterea
performanțelor și parametrilor tehnico-economici) se determină
cu ajutorul relației

$$\Delta b = Q_1 (p_1 - p_0)$$

în care p_0 și p_1 sînt prețurile de producție înainte și
după aplicarea progresului tehnic.

Prețul de producție al frinei hidraulice FH 60 este
de $p_0 = 93700 \text{ lei.}$

Prețul de producție al frinei hidraulice noi
FH 1000 nu a fost considerat egal cu al frinei hidraulice
vechi FH 60 ci s-a determinat pe considerentul echivalenței
funcționale.

Ca parametru de referință pentru stabilirea prețu-
lui s-a luat momentul de frinare realizat la 100 rot/min.

Tinând seama de momentele de frinare rezultă :

$$p_1 = 93700 \frac{3350}{1808}$$

$$p_1 = 173000 \text{ lei}$$

Sporul de beneficiu pe 5 ani este în aceste condiții

$$\Delta b = 20 \times 5 \times (17300 - 93700)$$

$$\Delta b = 7930000 \text{ lei}$$

Datorită performanțelor superioare frina hidraulică nouă poate fi exportată atât în cadrul instalațiilor de foraj oit și individual pentru înlocuirea frinelor existente.

Considerând că oca. 70% din instalațiile de foraj pe care le echipează sînt exportate rezultă că un număr de 14 buc. frine hidraulice FH 1000 se vor livra la export.

Se apreciază că numărul de frine hidraulice FH 1000 exportate individual poate fi în medie de 6 buc. anual lucru care nu a fost avut în vedere anterior.

În aceste condiții creșterea exportului ΔE_x pe 5 ani se determină astfel

$$\Delta E_x = \Delta E_{x_1} - \Delta E_{x_0}$$

Considerînd că o frină hidraulică FH 60 este vîndută cu un preț extern de 28000 \$ iar o frină hidraulică FH 1000 poate avea un preț extern de ordinul a 42.500 \$.

Acest preț a fost stabilit pornind de la prețul din 1972 al frinelor hidraulice Parmac tip 342 și V 200 de 15903 \$ respectiv 26535 \$ (pentru care există prețuri de catalog). Conform escaladării prețurilor în perioada 1972 - 1979 ar rezulta practic o dublare a prețurilor ceea ce ar reprezenta 31806 \$ respectiv 53070 \$. S-a considerat frina hidraulică FH 1000 ca fiind la mijlocul intervalului (diametre active de 0,863 m respectiv 1,168 m în raport cu 1 m) pentru care s-a luat exact valoarea medie de 42500 \$.

Se menționează că acest preț nu este exagerat întrucît la cererea de ofertă pentru o frină hidraulică model tip Parmac 481 (greutate 1765 kg) s-a primit în 1978 o ofertă cu un preț de vînzare de 64405 \$.

Creșterea exportului pe o perioadă de 5 ani indicat în lei valută este deci

$$\Delta E_x = 5 \times 14 \times 4,97 (42500 - 28000) + 5 \times 6 \times 4,97 \times 42500$$

$$\Delta E_x = 11381300 \text{ lei valută}$$

Reducerea importului E_v rezultă din economia de valută

$$E_v = V_0 - V_1$$

unde

V_0 reprezintă cheltuielile în valută înainte de aplicarea progresului tehnic.

V_1 cheltuielile în valută după aplicarea progresului tehnic.

Se are în vedere economia rezultată datorită renunțării la modelul experimental Parmac 451.

$$E_v = 64405 \times 4,97$$

$$E_v = 320092 \text{ lei valută.}$$

B I B L I O G R A F I E

1. Alexopolski D : Ghidrodinamiceskie peredaci. Maşghiz
Moskva 1963
2. Anton I : Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici
asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale tur-
binelor axiale I şi II. Studii şi cercetări de mecanică apli-
cată 1971 Tomul 30 nr. 3 şi 4.
3. Anton I : Curbe caracteristice de cavitaţie la maşinile hidrau-
lice (turbine şi pompe). Comunicările conferinţei de maşini
hidraulice Timişoara 1964.
4. Anton V, Popovici M : Hidraulică şi maşini hidraulice
Editura Didactică şi Pedagogică Bucureşti 1979
5. Bărglăzan A : Maşini hidraulice Vol. I şi II Litografia
IPT Timişoara 1951
6. Bărglăzan A, Dobînda V : Turbo transmisile hidraulice
Editura Tehnică Bucureşti 1957
7. Bărglăzan A, Anton V, Anton I, Preda I: Incercările maşinilor
hidraulice şi pneumatice. Editura Tehnică Bucureşti 1959
8. Berzănescu A : Calculul şi construcţia utilajului petrolier;
Maşini hidraulice petroliere Editura de Stat Didactică şi
Pedagogică Bucureşti 1961
9. Public A, Cristea V, Hirsch I, Peligrad M, Silion Gh: Utilaj
petrolier pentru foraj şi extracţie. Editura Tehnică Bucureşti
1968.
10. Cristea V : Aspecte ale utilizării frinelor hidraulice la
trotliile de foraj . Petrol si Gaze XIX (1960) Nr. 10
11. Cristea V, Crota G, Ivan DD, Ardeleanu P: Etanşări Editura
Tehnică Bucureşti 1973.
12. Csanady GT; Theory of Turbomachines ,Mc Graw Hill Book Company,
New York, San Francisco, Toronto, London 1964
13. Daugerty R, Franzini J: Fluid Mechanics with Engineering Applica-
tions. Mc Graw-Hill Book Company. New York, San Francisco,

14. Dobîndă V : Contribuția laboratorului de mașini hidraulice din Timișoara la stadiul formelor optime ale unor organe de mașini hidraulice. Comunicările conferinței de mașini hidraulice Timișoara 1964.
15. Dumitrescu D, Cazacu M : Stadiul teoretic și experimental al curgerii lichidelor reale prin labirintii turbomașinilor hidraulice. Comunicările conferinței de mașini hidraulice Timișoara 1964.
16. Eck Bruno, Technische Strömungslehre. Springer Verlag Berlin Göttingen, Heidelberg 1957.
17. Eck Bruno Ventilatoren . Springer Verlag Berlin, Göttingen, Heidelberg 1957.
18. Erdöcseny A : A comparison of the unsteady operating properties of two dissimilar types of hydraulic brakes. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae. Akademiai Kiado Budapest Tomus XXII Fasciculi 1 - 2.
19. Efendiev TH. Novii gidrodinamiceskii tormaz izgotavlennii zavodom im leit Smidta, Mașini i hefteanoe oborudovanie 1975 nr. 2.
20. Fataliev MD: Gidrodinamiceskii tormoz burovoi lebedki. Azerneftneşr Baku 1960.
21. Gavrilenko BA, Minin V.A, Olovnikov IS: Gidrovlicheskie tormoza . Maşghiz Moskva 1961.
22. Gavrilenko BA, Miniu V.A, Gidrodinamiceskie mufti, Oboronghiz 1959.
23. Grabow G : Einfluss der Schaufelform an das Kennlinienverhalten von Peripherial Seiten Kanal pumpen und hydrodynamischen Strömungskupplungen (Föttinger rinzip). Maschinenbau technic 31 (1972)3.
24. Gyulay F, Anton V, Deleanu M : Cîteva probleme actuale in cercetarea fenomenului de cavitație. Comunicările conferinței de mașini hidraulice Timișoara 1964.
25. Hutarew G : Einführung, in die Technische Hydraulik Springer Verlag Berling, Heidelberg, New - York 1973.
26. Iaremenko O V : Ispitaniia nasosov. Maşinostroiie Moskva 1976.
27. Ketala HN, Mc. Grew JM : Pressure, Frictional Rezistance and Flow Characteristics of the Partially Wetted Rotating Disk. Journal ob Lubrication Technology April 1968.

28. Kickbusch F : Föttinger - Kupplungen und Föttinger Getriebe. Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg 1963
29. Kisbocskoy L: Über die Änderung des Strömungswiderstandes in Schnell rotierenden Rohrleitungen. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae. Academiai Kiadó Budapest Tomus XXII Fasciculi 1-2
30. Kisbocskoy L, Stvrteczky F: Calculul influenței factorilor care fac să varieze puterea asupra parametrilor de calcul ai turboambrelajelor. Comunicările conferinței de mașini hidraulice. Timișoara 1966
31. Kober K.I. : Funktion von Strömungs - Bremsen VDIZ 108 (1966) 22 - Aug. și VDIZ 108 (1966)-Sept.
32. Kocikarev A : Ghidrodinamiceskieperedaci Mașghiz Moskva 1971
33. Kosynu G : Untersuchung an radial durchströmten Dichtspalten mit ebenen Spaltwandungen unter Berücksichtigung von Parallelitätsfehlern. Dissertation, Technische Hochschule Braunschweig 1976.
34. Kugel Fritz: Hydrodynamische Kraftübertragung Krausskopf Verlag Wiesbaden 1962.
35. Luser R : Der hydraulische Drehmomentwandler und die hydraulische Kupplung. Carl Hauser Verlag, München 1961.
36. Moering UK : Untersuchung des radialen druckverlaufes und des übertragenen Drehmomentes in Radseitenraum von Kreiselpumpen bei glatter, ebenen Radseitenwand und bei Anwendung von Rückenschauflächen . Dissertation Technische Hochschule Braunschweig 1976.
37. Müller H: Möglichkeiten der hydrodynamischen Bremsung von Schnellstfahrzügen . Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge Heft 4, 1996
38. Nagel W.S : Truck Retarder - Design and Development. SAE Paper 650266 August 1966.
39. Nagopian N.K: Rasclot osevih sil v ghidrodinamiceskihperedaci Mașinostroenie . Moskva 1975.
40. Narayan Rao The Basic Theory of Hydraulic Dynamometers and Retarders SAE Paper 680178.
41. Oprecht Ulrich: Untersuchungen von hydrodynamischen Kupplungen MTZ 16 (1955) Okt. 1955.
42. Osipov KG : Truboperedaci burovih ustanovok Gosoptehizdat Moskva 1975

43. Peligrad N : Unele probleme, teoretice și experimentale ale turboambrelajelor. Construcția de Mașini 1964 nr.1.
44. Pfleiderer C: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase Springer Verlag Berlin 1955.
45. Pfleiderer - Peterman Strömungsmaschinen Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg 1964.
46. Preda I Fenomenul de cavitație la turbinele hidraulice. Cercetări efectuate la laboratorul de mașini hidraulice din Timișoara 1964
47. Praskura G F : Ghidrodinamica turbomașin Mașghiz Moskva 1954.
48. Rumiński LZ : Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Editura Tehnică București 1974.
49. Schmidt H : Funktion und Anwendung der der hydrodynamischen Strömungsbremse als verschleiss und wartungsfreie Bremse in Schwerfahrzeugen Öl hydraulik und Pneumatik 18(1974)2.
50. Stesin SP, Iakovenko : Ghidrodinamiceskie peredaci Mașinostroenie Moskva 1973.
51. Timm K: Untersuchungen an Föttinger-Kupplungen Dissertation, Technische Hochschule Hannover 1958.
52. Timm K: Untersuchungen an Föttinger - Kupplungen ATZ 61(1959)3
53. Trutnovsky K: Berührungs freie dichtungen VDI Verlag Düsseldorf 1964.
54. Vasilescu AI : Analiză dimensională și teoria similitudinii. Editura Academia RSR București 1969.
55. Walden F, Nüssler L, Liebau G Köhler H: Erfahrungen bei der Drehmomentmessung mit Torsionsdynamometern, Pendel motoren und Wasserbremsen. Maschinenbautechnik 12 (1963)10 și 12(1963)11.
56. Wolf M: Strömungskupplungen und Strömungswandler Springer Verlag Berlin, Göttingen und Heidelberg 1962.
- * 57. Parkersburg Hydromatic Brakes . The Parkersburg Rig Reel Company Coffeyville Kansas.
- ✓ 58. Hydromatic Brakes and Hydrotarders Parmac INC Coffeyville, Kansas 67337-1966
- ✓ 59. Hydraulische Leistungsbremsen Carl Schneck AG Darmstadt. 1969
- * 60. Hydrodynamische Getriebe Kupplungen Bremsen Voith Getriebe KG Heidenheim Mainz. Krausskopf 1970.
- ✓ 61. Fring Zöllner 12 n 56 - Instrucțiuni exploatare 1969