

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

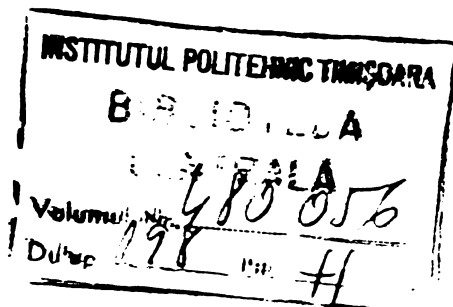
ING. NICULAE D. PELIGRAD

PIERDERILE HIDRAULICE IN CIRCUITUL CONVERTIZOARELOR
HIDRAULICE DE CUPLU IN DIFERITE REGIMURI DE LUCRU .

CONDUCATOR STIINTIFIC

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

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



TIMISOARA 1984

C U P R I N S

INTRODUCERE.....1-4

CAPITOLUL I...

CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU CU TREI TREPTE
REALIZATE IN R.S.ROMANIA PENTRU UTILAJ PETROLIER.....5-14

CAPITOLUL II.

CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA
IN R.S.ROMANIA PENTRU UTILAJ PETROLIER.....15-19

CAPITOLUL III.

CARACTERISTICILE ENERGETICE ALE CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA.

- 3.1. Caracteristicile funcționale exterioare și interioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu.....20-23
- 3.2. Triunghiurile de viteză la intrarea și ieșirea din rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.....24-30
- 3.3. Influența numărului finit de palete la rotorul pompă, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizoarelor hidraulice.....30-36
- 3.4. Sarcinile și momentele de rotație teoretice ale rotorului pompă și rotorului turbină.....37-39

CAPITOLUL IV.

PIERDERILE HIDRAULICE IN CIRCUITUL CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA, IN DIFERITE REGIMURI DE LUCRU.

- 4.1. Pierderile hidraulice prin șoc la intrarea în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizoarelor hidraulice.....40-50
- 4.2. Pierderile hidraulice prin frecare în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic.....51-73

- 4.3. Aplicarea studiului pierderilor hidraulice
la calculul hidraulic al convertizoarelor
hidraulice de cuplu cu o treaptă.....78-129

CAPITOLUL V.

PIERDERILE MECANICE SI DE DISC IN CONVERTIZOARELE HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA, PENTRU DIFERITE REGIMURI DE LUCRU.

- 5.1. Definirea pierderilor mecanice și de disc
pentru convertizoarele hidraulice de cuplu
cu o treaptă.....130-137
- 5.2. Determinarea coeficienților de frecare
 f_{ps} și $f_{\gamma s}$ 137-143
- 5.3. Calculul randamentelor mecanice pentru diferite
regimuri de lucru ale convertizoarelor hidraulice 144-151

CAPITOLUL VI.

CALCULUL HIDRAULIC AL CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA.

- 6.1. Calculul hidraulic al convertizoarelor de cuplu
cu o treaptă, pentru obținerea unor caracteristici
energetice optime.....152-161
- 6.2. Calculul caracteristicilor energetice a converti-
zoarelor cu o treaptă la care se cunoaște geo-
metria circuitului hidraulic.....162-168
- 6.3. Rezultate experimentale obținute cu converti-
zoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă rea-
lizate în R.S.România. Comparații între rezul-
tatele experimentale și cele din calcule. Com-
parații cu produse similare străine.....169-170

CONCLUZII GENERALE.....171-174

BIBLIOGRAFIE175-177

INTRODUCERE

Convertizoarele hidraulice de cuplu se utilizează în cele mai frecvente cazuri pentru acționările diesel hidraulice la instalațiile și agregatele care au în funcționarea lor regimuri variabile. Marele avantaj al convertizoarelor hidraulice este că realizează aceste variații de cupluri și turații în funcție de cuplul rezistent, în mod automat, fără să necesite echipamente speciale de comandă, fapt ce atrage după sine o robustețe în funcționare și o exploatare simplă.

Acționările diesel hidraulice, cu convertizoare de cuplu, cunosc o largă aplicație în utilajul petrolier (instalații de foraj și intervenție, agregate de cimentare și stimulare), în tracțiunea feroviară (locomotive diesel-hidraulice), în utilajele de construcții, la tractoarele industriale, la mașinile grele de transport, la autobuze urbane etc.

Aplicațiile lor sînt fie sub formă de construcții independente cuplate cu motoarele diesel, fie în cadrul unor transmisii hidromecanice sau hidraulice cu schimbarea vitezelor sub sarcină.

Directivele Congresului al XII-lea al Partidului Comunist Român cu privire la dezvoltarea economico-socială a României în cincinalul 1981-1985 și orientările de perspectivă pînă în 1990 și Documentele Conferinței Naționale a Partidului Comunist Român din decembrie 1982, prevăd realizarea unei cotituri radicale în domeniul calității produselor prin îmbunătățirea performanțelor tehnice ale acestora, asigurîndu-se creșterea gradului lor de competitivitate la nivelul celor mai bune realizări pe plan mondial.

Programul-Directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981-1990 și direcțiile principale pînă în anul 2000, precizează că în industria construcțiilor de mașini, cercetarea științifică va urmări asigurarea utilajelor de înaltă performanță necesare echipării tehnice moderne a tuturor ramurilor economiei naționale.

În aceste documente de importanță deosebită sînt prevăzute realizarea de noi tipuri de motoare termice, inclusiv sisteme de acționări, care vor avea ca scop principal reducerea consumului de carburanți, prin obținerea unor randamente superioare.

În vederea realizării acestor obiective, a măririi duranței și a fiabilității în exploatare a agregatelor componente ale instalațiilor de foraj staționare cu acționare diesel-hidraulică, în țara noastră se asimilează o nouă gamă de motoare diesel și o nouă gamă de convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă.

În cadrul tezei de doctorat s-a studiat și cercetat "Pierderile hidraulice în circuitul convertizoarelor hidraulice de cuplu, în diferite regimuri de lucru", problemă esențială pentru determinarea caracteristicilor energetice a convertizoarelor de cuplu, domeniu în care literatura tehnică de specialitate oferă mai mult date calitative, lipsind valori referitoare la coeficienții pierderilor hidraulice în funcție de regimurile de lucru.

Pe baza cercetărilor teoretice s-au stabilit relații pentru determinarea coeficientului global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , inclusiv a tuturor caracteristicilor energetice, în funcție de coeficientul de debit γ_2 și a caracteristicilor geometrice ale circuitului hidraulic. Pentru coeficientul μ de influență a numărului de palete și a unghiului β_{p2} asupra sarcinii teoretice a rotorului pompă, a fost utilizată relația $\mu = f(\eta_s, \beta_{p2}, Z)$ stabilită de Academicianul Ioan Anton, valabilă pentru mașinile aerohidrodinamice radiale și radial axiale, inclusiv pentru convertizoare hidraulice.

Avînd la bază coeficienții pierderilor hidraulice pentru diferite regimuri de lucru, s-au elaborat metode pentru: optimizarea calculului hidraulic al convertizoarelor cu o treaptă pe baza unor relații între unghiurile paletajelor și caracteristicilor energetice; calculul hidraulic pentru proiectarea convertizoarelor de cuplu cu o treaptă; calculul caracteristicilor energetice ale unui convertizor hidraulic, la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

Valorile obținute pentru coeficientul global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , avînd la bază caracteristicile funcționale exterioare obținute la standuri de

probă cu convertizoare de fabricație românească și străină, sînt confirmate de unele rezultate experimentale publicate în literatura tehnică, obținute la țevi rotitoare curbate și la cuplaje hidraulice.

Luînd ca bază valorile coeficientului ζ_{med} , s-au determinat valorile coeficientului mediu al pierderilor hidraulice prin frecare longitudinală λ'_{med} , pentru toate regimurile de lucru de la blocarea pînă la ambalarea convertizorului. Valorile obținute pentru coeficientul λ'_{med} , pentru întregul domeniu de lucru, integrează și unele valori izolate indicate de literatura tehnică de specialitate pentru acest coeficient, scoțînd totodată în evidență că la convertizoarele hidraulice nu pot fi utilizate valorile coeficientului λ a pierderilor hidraulice prin frecare în conducte drepte. Este de remarcă faptul că valorile și modul de variație al acestor coeficienți reprezentînd pierderile hidraulice au un caracter de noutate în literatura de specialitate și pot fi utilizate pentru toate convertizoarele hidraulice cu o treaptă de tipul celor studiate în prezenta lucrare.

Metodele de calcul cuprinse în teza de doctorat referitoare la caracteristicile energetice ale convertizoarelor hidraulice cu o treaptă au fost verificate prin compararea valorilor obținute prin calcul, cu cele obținute experimental, atît la convertizoare de fabricație românească CHC-850 și CHC-1-750 (cu diametre maxime ale circuitului hidraulic de 850 mm și 750 mm), cît și convertizoare de fabricație străină de 15 in. (cu diametru maxim al circuitului hidraulic cca. 380 mm).

Teza de doctorat conține și o comparație între caracteristicile energetice ale unor convertizoare străine de renume mondială și caracteristicile energetice ale convertizoarelor de fabricație românească, rezultînd că produsele românești au caracteristici funcționale la același nivel cu cele mai bune performanțe mondiale.

Activitatea de cercetare și proiectare pentru convertizoare hidraulice a început în 1955 la Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier (IICUP), cînd pe bază de concepție proprie s-a lansat realizarea convertizoarelor cu trei trepte.

Intreprinderea Hidromecanica Brașov pe baza unor tehnologii proprii a realizat aceste convertizoare la un nivel calitativ recunoscut în țară și pe plan mondial.

La Laboratorul de Mașini Hidraulice al Inst. Politehnic

Timișoara s-au încercat primele cuplaje și convertizoare hidraulice, toate aceste trei unități legînd în mod armonios lanțul cercetare-producție-învățămînt. Incepînd cu perioada 1978-80 și pînă în prezent s-au realizat tot pe bază de concepție proprie, pentru prima dată în țară, convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă CNC-350 și CNC-1-750, proiectele fiind elaborate de IPCUP, iar tehnologiile de turnare și turnarea rotorilor și statorilor fiind asigurate de ICSIT-PSC Buc. Execuția ansamblelor convertizoarelor cu o treaptă aparține Intr. Hidromecanica Brașov, care a asigurat și efectuarea probelor experimentale pe standurile sale.

În cursul elaborării tezei de doctorat am primit în permanență îndrumări și sugestii de o înaltă competență științifică din partea conducătorului științific Acad. Ioan Anton, care m-a ajutat la fundamentarea și elaborarea unor relații teoretice și la orientarea cercetărilor experimentale, efectuate în Lab. de Mașini Hidraulice, referitoare la profile de palete și circuite hidraulice specifice convertizoarelor hidraulice de cuplu.

Cu această ocazie autorul amintește cu recunoștință de prof. Aurel Bîrglăzan, fondatorul școlii de mașini hidraulice de la Inst. Politehnic Timișoara, care mi-a călăuzit primii pași în domeniul mașinilor hidraulice în cadrul facultății și apoi în producție.

Pentru rodnică colaborare a peste 28 de ani în domeniul transmisiilor hidrodinamice, aduc mulțumiri conducerii Intr. Hidromecanica Brașov și tuturor colectivelor de lucru care au sprijinit acest domeniu de activitate. Realizarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă a fost sprijinită în mod deosebit de conducerea Intr. Mai Floiești și de conducerea Centralei Industriale de Utilaj Petrolier. Centrul de statistică Matematică prin tovarășul Boșcaiu Voicu m-a ajutat prin punerea la dispoziție a unor valoroase rezultate obținute prin programare pe calculatoare electronice.

În final îmi îndrept gândurile către Inst. de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier, IPCUP, în cadrul căruia am împlinit 28 ani de activitate continuă în domeniul transmisiilor hidrodinamice, aducînd pe această cale mulțumiri tov. Director Ing. A. Mihăilescu și tov. Director Tehnic Inginer Al. Rădulescu pentru sprijinul acordat în decursul anilor în activitatea profesională. Mulțumesc în mod deosebit colectivului de transmisiile hidrodinamice din cadrul IPCUP, pentru sprijinul acordat în realizarea materialului grafic al acestei lucrări, pentru fructoasa colaborare și pentru atașamentul avut pentru acest domeniu de activitate de la înființarea acestui colectiv și pînă în prezent.

C A P I T O L U L I

CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU CU TREI TREPTE REALIZATE IN R.S.ROMANIA PENTRU UTILAJ PETROLIER.

1.1 Convertizoarele hidraulice de cuplu sînt agregate de primă importanță în acționările diesel hidraulice datorită faptului că pot realiza o variație continuă a cuplului și turației la arborele de ieșire în funcție de cuplul rezistent precum și o amortizare a șocurilor și a vibrațiilor torsionale.

În general converțizoarele hidraulice sînt prezente în instalațiile și agregatele care au regimuri variabile de funcționare, cu demarări și opriri frecvente și cu mase mari în mișcare. Datorită adaptabilității instantanee la regimurile de lucru solicitate de utilizator, convertizoarele hidraulice de cuplu îmbunătățesc simțitor regimul solicitărilor din întreaga instalație, mărind duranța acestora. Din punct de vedere constructiv, convertizoarele hidraulice sînt agregate robuste în funcționare, fiind mașini rotative care în acționările diesel-hidraulice (unde sînt consacrate) nu necesită sisteme de comandă și reglare pentru variațiile de cuplu și turație.

Printre domeniile de aplicare mai importante ale convertizoarelor hidraulice, atît ca agregate independente, cît și ca construcții integrate în cadrul turbotransmisiilor sau transmisiilor hidromecanice, se pot enumera ; utilajul petrolier (instalații de foraj și intervenție), tracțiunea feroviară, tractoarele industriale, vehiculele grele de transport pe pneuri și șenile, utilaje de construcții, autobuze de oraș, etc.

În țara noastră s-au realizat primele convertizoare hidraulice de cuplu pentru instalațiile de foraj, pe bază de concepție proprie, începînd din anul 1955, acumîndu-se în acest domeniu o experiență bogată atît în concepție cît și în fabricație, realizîndu-se pînă în prezent mii de bucăți de convertizoare hidraulice de cuplu cu o comportare foarte bună în exploatare, majoritatea fiind livrate la export, în peste 20

de țări.

Se poate spune că în domeniul convertizoarelor hidraulice de cuplu s-a format o școală românească originală care a contribuit la dezvoltarea acestui domeniu atât din punct de vedere al concepției cât și din punct de vedere al tehnologiilor de fabricație.

Prima aplicație a convertizoarelor hidraulice de cuplu în țara noastră a fost în cadrul instalațiilor de foraj staționare, cu acționare diesel hidraulică, unde puterile instalate sînt situate între 1000 și 5500 CP, necesitînd pentru fiecare instalație de foraj între 3 și 6 bucăți convertizoare hidraulice.

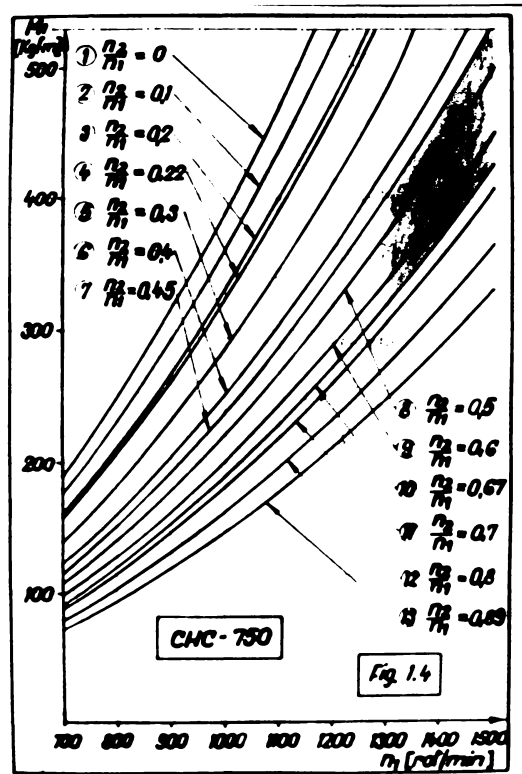
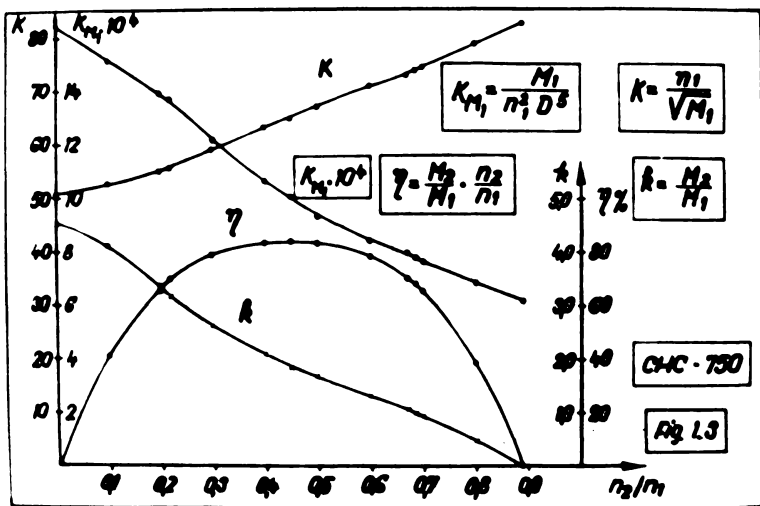
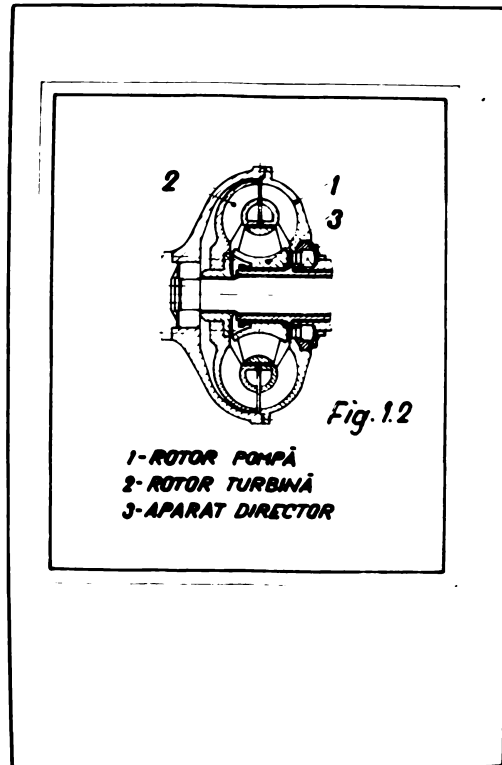
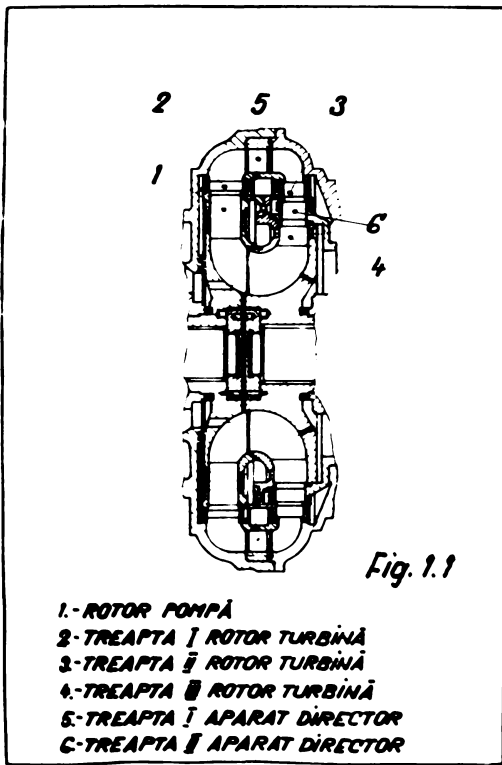
Pe plan mondial, pentru instalațiile de foraj staționare, se folosesc în principal două tipuri de convertizoare hidraulice ;

- cu trei trepte, de preferință pentru motoarele diesel cu turații cuprinse între 1200-1500 rot/min. Denumirea acestor convertizoare provine de la faptul că au rotorul turbină-prevăzut cu 3 etaje de palete, intercalate cu cîte 2 etaje de palete ale aparatului director. De regulă paletajul acestor convertizoare este realizat din palete profilate din oțel, obținute prin laminare și tragere. Forma schematică a unui circuit hidraulic pentru un asemenea convertizor este arătată în fig. 1.1.

- cu o treaptă, de preferință pentru motoarele diesel cu turații cuprinse între 1000-1200 rot/min. Aceste tipuri de convertizoare au rotorul turbină cu un singur rînd de paletaj. Rotorul pompă, turbină și aparatul director au paletaje curbate în spațiu și sînt realizate, prin diferite procedee speciale de turnare, din aliaje de aluminiu. În fig.1.2 este prezentată schematic forma unui circuit hidraulic pentru aceste tipuri de convertizoare.

Alegerea tipului de convertizor pentru instalațiile de foraj staționare din țara noastră a fost determinată de turațiile motoarelor diesel care s-au asinilat (1300-1500 rot/min) și de domeniul optim al turațiilor transmisiilor intermediare echipate cu lanțuri cu role (400-800 rot/min) care se cuplază cu arborii de la ieșirea din convertizoare.

Amplasînd în vedere aceste condiții, intruse de rezolvarea în ansamblu a circulației instalațiilor de foraj, a rezultat că



convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte sînt cele mai potrivite, deoarece au randamentul maxim pentru $n_2/n_1=0,45$ (raportul dintre turația de ieșire și cea de intrare), asigurînd astfel la ieșire turațiile optime pentru transmisiile intermediare.

Dintre convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte realizate în țara noastră pentru utilaj petrolier se pot cita ;

1.2. Convertizorul hidraulic CHC -750. Acesta se cuplează de regulă cu motorul diesel MB 820. și se poate executa în diferite variante constructive care să acopere un domeniu de puteri ale motoarelor diesel cuprinse între 700-900 CP la 1300-1400 rot/min. sau un domeniu de puteri între 900-1100 CP pentru motoare diesel la 1500 rot/min. În mii de exemplare s-a executat convertizorul CHC-750-2 cuplat cu grupuri de foraj cu motor MB 820 Bb (890 CP și 1400 rot/min) .

Caracteristicile fundamentale funcționale ale acestui tip de convertizor în funcție de raportul turațiilor n_2/n_1 sînt indicate în fig.1.3 . Variația momentelor de rotație la intrarea în convertizorul hidraulic în funcție de turația de la intrare , pentru diferite rapoarte n_2/n_1 , (dela blocarea arborelui de ieșire $n_2=0$, pînă la ambalare $M_2=0$) sînt prezentate în fig.1.4.

Modul de cuplare al convertizorului CHC-750-2 cu grupul de foraj cu motor MB 820 Bb (890 CP la 1400 rot/min) rezultă din fig. 1.5. Se remarcă faptul că zona randamentelor maxime se situează pentru turații la ieșirea din convertizor cuprinse între 400-800 rot/min, adică în zona optimă de funcționare a transmisiilor intermediare cu lanțuri cu role, care se cuplează cu ieșirile din convertizor prin intermediul unor ambreiaje pneumatice. Puterea nominală a motorului diesel este preluată de convertizor pentru o turație de 650 rot/min. la ieșirea din convertizor, situată în dreptul randamentului maxim. Variația turației la intrarea în convertizor (de fapt variația turației motorului diesel) este cuprinsă între 1440 rot/min și 1400 rot/min, atît timp cît motorul diesel funcționează pe curba de regulator, variînd între 1400 și 1080 rot/min. pentru funcționarea motorului diesel pe curba de cuplu maxim. Din această diagramă rezultă că pentru injecția maximă a motorului diesel, turația acestuia nu poate scădea sub 1080 rot/min, ceace consti-

taie o protecție bună pentru motorul diesel, evitându-se astfel funcționările periculoase accidentale ale acestuia la turații mici și injecție maximă. Rezultă foarte clar că un motor diesel cuplat cu un convertizor hidraulic nu poate cala niciodată, indiferent de cuplurile rezistente de la ieșirea din convertizor.

Variația mare a turației motorului diesel în funcție de turația la ieșire din convertizor este o consecință a gradului de transparentă a convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte. Pentru a scoate în evidență gradul de transparentă a convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte, în fig. 1.6 sînt expuse caracteristicile funcționale exterioare ale convertizorului CHC-750-2, la o turație de antrenare constantă, $n_1 = 1350$ rot/min.

Se remarcă faptul că momentul de rotație la intrare crește de la 272 Kgfm, pentru ambalare ($M_2 = 0$), pînă la 720 Kgfm, pentru blocare ($n_2 = 0$). Momentele M_1 și M_2 sînt egale pentru raportul $n_2/n_1 = 0,584$, avînd valoarea $M_1 = M_2 = 340$ Kgfm. Ca de regulă convertizoarele hidraulice de cuplu se utilizează pentru zone $M_2 \geq M_1$, rezultă că gradul de transparentă (modul în care variază momentul de la intrarea în convertizor, în funcție de variația momentului rezistent de la ieșirea din convertizor) se poate defini prin raportul ;

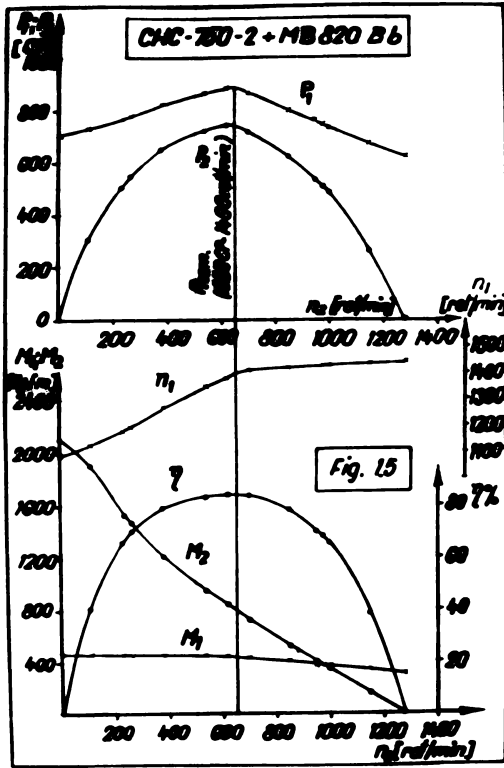
$$\frac{M_1 (n_2/n_1 = 0)}{M_1 (M_1 = M_2)} = \Delta T$$

Pentru convertizorul CHC-750-2 gradul de transparentă este ;

$$\Delta T = \frac{720}{340} = 2,117$$

Valorile din diagrama 1.6 au fost obținute pe standul de probă al Intr. Hidromecanica Brașov, reprezentînd verificarea de performanță a acestui convertizor din punct de vedere mecanic, realizîndu-se la blocare ($n_2 = 0$) puterea $P = 1307$ CP și cuplul maxim $M_2 = 3180$ Kgfm.

Convertizorul CHC-750-2 se cuplează cu motoare diesel, avînd caracteristicile arătate în fig. 1.5. datorită gradului de transparentă al convertizorului, după ce motorul diesel a ajuns la puterea nominală, va urma o scădere mai accentuată a turației acestuia, ca să mențină cuplul la intrarea în convertizor, la valorile cuplului maxim al motorului diesel.



Tabelul Nr. 1

$$K_{M1} = \frac{M_1}{n_1^2 D^5}$$

$$K_{M1} = \frac{1}{K^2 D^5}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{K_{M1} D^5}}$$

$$K = \frac{n_1}{\sqrt{P_1}}$$

$\frac{P_2}{P_1}$	η	K	K_{M1}	K_{M2}
0	0	4.415	32.039	15.404
0.1	0.440	4.100	32.342	15.265
0.2	0.650	3.300	35.065	13.858
0.22	0.700	3.182	35.821	13.670
0.3	0.780	2.630	40.076	12.075
0.4	0.830	2.082	43.063	10.584
0.45	0.840	1.865	44.885	10.075
0.5	0.835	1.670	47.457	9.341
0.6	0.780	1.300	50.704	8.430
0.67	0.700	1.045	52.686	7.974
0.68	0.684	1.000	53.187	7.746
0.7	0.655	0.935	54.308	7.632
0.8	0.385	0.481	78.522	6.535
0.89	0	0	82.404	6.197

$D = 750 \text{ mm}$
(CMC-750)
 $D = 650 \text{ mm}$
(CMC-650)
 $D = 420 \text{ mm}$
(CMC-420)

$$\eta = \frac{P_2 \cdot D_2}{M_1 \cdot D_1}$$

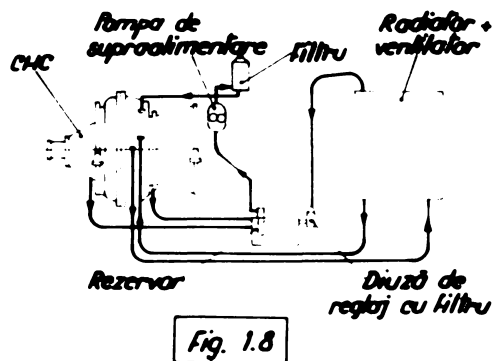
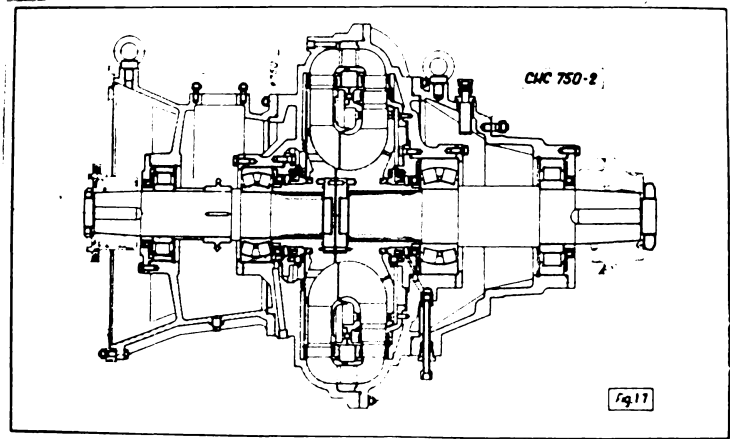
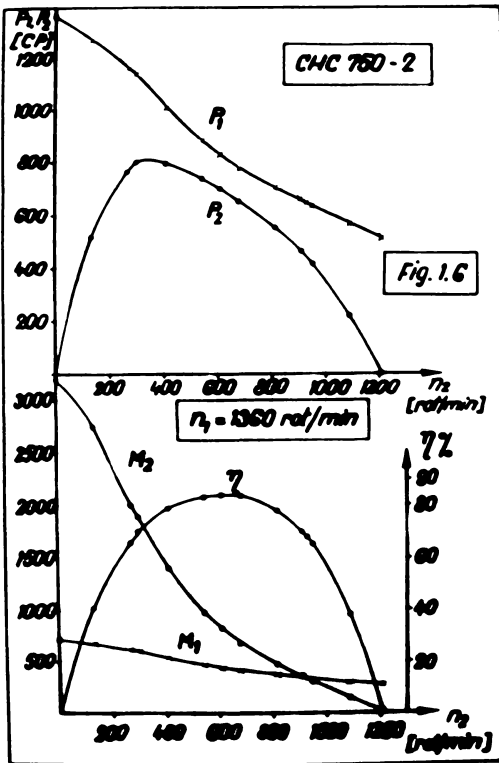
$$K = \frac{M_1}{D_1^5}$$

Tabelul Nr. 2

$\frac{P_2}{P_1}$	η	K	K_{M1}	K_{M2}
0	0	4.520	64.535	20.70
0.1	0.380	3.800	68.270	18.50
0.2	0.605	3.025	71.847	16.70
0.25	0.700	2.632	74.361	15.60
0.3	0.745	2.483	75.063	14.80
0.37	0.800	2.152	78.678	13.60
0.4	0.818	2.037	81.123	13.10
0.45	0.830	1.854	85.481	11.80
0.6	0.800	1.333	91.924	10.20
0.7	0.700	1.000	98.978	8.80
0.8	0.525	0.656	105.828	7.70
0.9	0.180	0.220	112.867	7.00
0.99	0	0	112.808	6.80

Tabelul Nr. 3

$\frac{P_2}{P_1}$	η	K	K_{M1}	K_{M2}
0	0	4.000	2015	18.84
0.1	0.370	3.700	2100	17.34
0.2	0.620	3.100	2180	15.70
0.24	0.700	2.985	2245	15.04
0.3	0.770	2.855	2280	14.09
0.4	0.840	2.700	2355	12.69
0.48	0.895	1.877	2510	11.95
0.6	0.838	1.678	2580	11.40
0.6	0.770	1.388	2740	10.19
0.65	0.700	1.077	2880	9.55
0.68	0.655	1.000	2880	8.35
0.7	0.620	0.867	292.8	8.94
0.8	0.28	0.388	317.5	7.89
0.85	0	0	336	5.77



Avîni la bază probele efectuate pe standul Intr.Hidromecanica Braşov la 1360 rot/min = const. s-au determinat caracteristicile funcţionale fundamentale pentru convertizorul CHC-750-2, indicate în tabelul Nr.1.

O secţiune prin convertizorul CHC-750-2 este arătată în fig. 1.7. Construcţia acestui convertizor este astfel realizată, încît se cuplează cu motorul diesel prin intermediul unui ax cardanic, avînd un sistem propriu de răcire al fluidului de lucru (radiator + ventilator), montat deasupra convertizorului.

Circulaţia fluidului de lucru prin instalaţia de răcire este asigurată de diferenţa de presiune ce se realizează prin două prize, luate din carcasa convertizorului, una după treapta 1 a rotorului turbină şi a doua de la intrarea în rotorul pompă, rezultînd că la acest tip de convertizor nu este necesară o pompă specială pentru asigurarea debitului de răcire. În fig.1.8 se indică sistemul de circulaţie a fluidului de lucru, inclusiv conexiunile pentru filtrarea parţială şi conexiunile pentru colectarea scurgerilor şi a aerisirilor.

Pompa cu roţi dinţate G3/8 in, este necesară pentru asigurarea filtrării parţiale a uleiului, a umplerii complete a circuitului hidraulic şi a creierii unei presiuni de lucru în interiorul circuitului hidraulic. Se precizează că presiunea de lucru necesară asigurării parametrilor maximi de lucru ai convertizorului se situează între 3-4 Kgf/cm² la intrarea în rotorul pompă, variînd în acest interval cu turaţia de la intrarea în convertizor şi cu turaţia de la ieşirea din convertizor.

În general la presiuni sub valori de 2,5 Kgf/cm² parametri funcţionali ai convertizorului scad datorită apariţiei fenomenului de cavitaţie. Aceleaşi consecinţe se constată şi cînd datorită unor neetanşităţi pe aspiraţia pompei G 3/8 in. se introduce aer în circuitul de lucru.

1.3. Convertizorul hidraulic CHC-650 care de regulă se cuplează cu motorul MB 836, s-a executat în mii de exemplare pentru acţionările diesel-hidraulice ale instalaţiile de foraj staţionare sau pentru instalaţiile de foraj şi intervenţie transportabile pe remorci sau semiremorci. S-au realizat următoarele trei variante ; - CHC-650-2 (350 CP la 1300 rot/min),

- CHC-650-2L (350 CP şi 1300 rot/min) cu tracere laterală a arborelui de ieşire prin transmisie cu lanţ cu role

- CHC-650-5A (430-500 CP la 1500 rot/min).

Circuitul hidraulic este similar cu cel al convertizorului CHC-750-2, având însă diametrul maxim $D = 650$ mm. Din punct de vedere constructiv aceste convertizoare au sistemul de răcire al fluidului de lucru inclus în sistemul de răcire al motorului diesel, utilizând ventilatorul destinat răcirii motorului diesel și un radiator special pentru convertizor (integrat în ansamblul radiatorului motorului diesel), montat la distanță de convertizor.

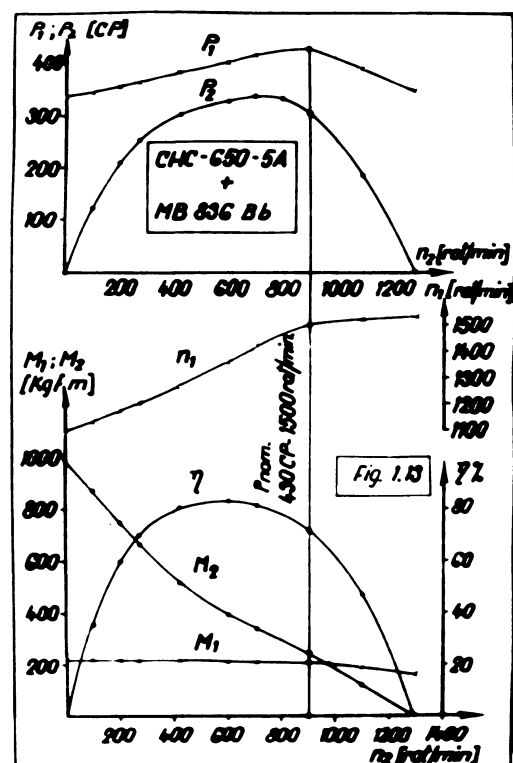
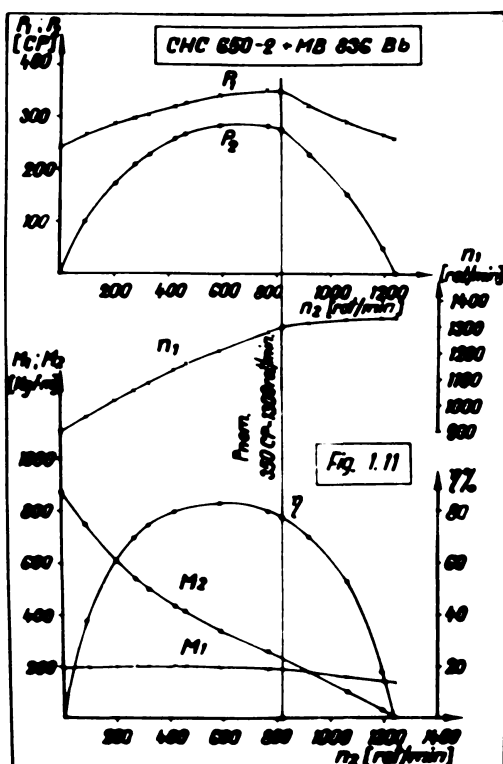
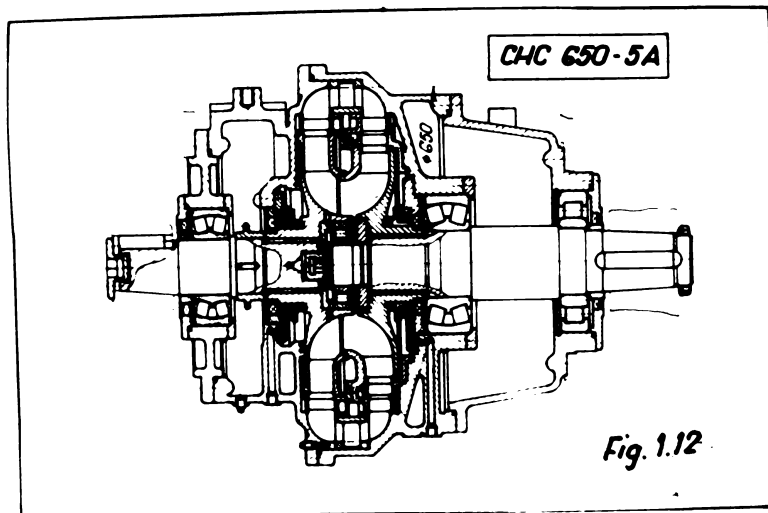
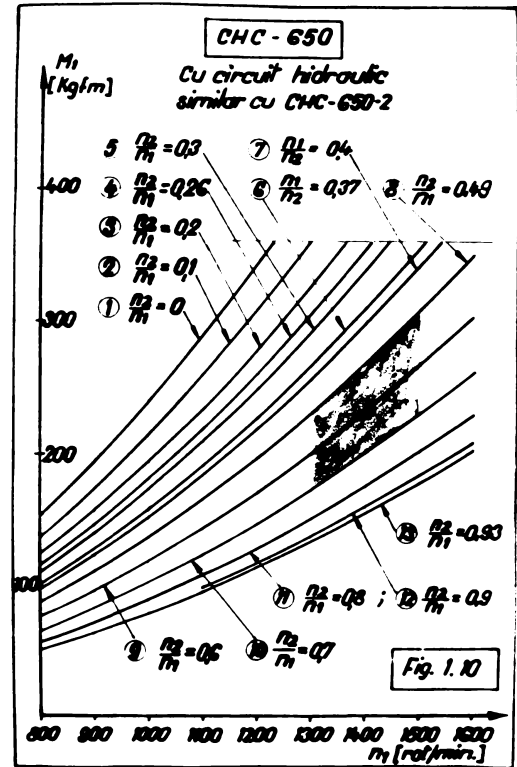
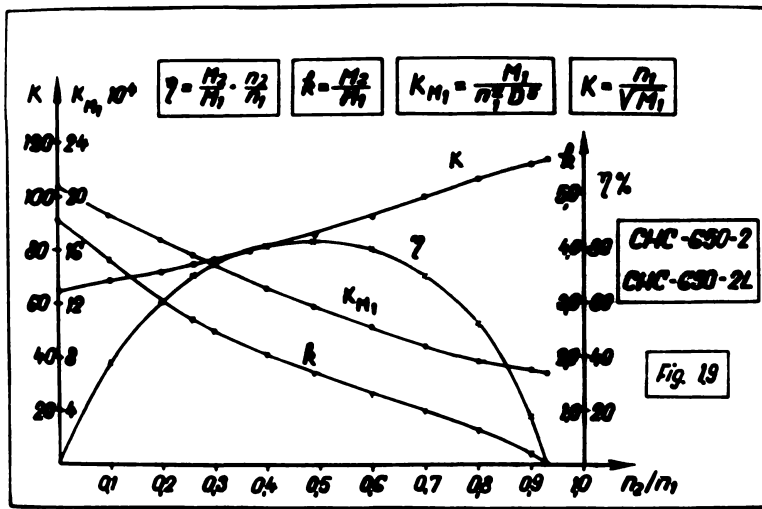
Caracteristicile fundamentale funcționale ale convertizorului CHC-650-2 și CHC-650-2L sînt arătate în fig.1.9, rezultate din măsurătorile efectuate pe standul de probă al Inr.Hidromecanica Brașov. Valorile randamentului η , ale raportului de amplificare a momentelor k și ale coeficienților de moment la intrare în convertizor K și K_{M_1} sînt prezentate în tabelul Nr.2, în funcție de raportul n_2/n_1 , pentru convertizoarele CHC-650, cu circuit similar cu CHC-650-2 și CHC-650-2L.

Variația momentelor de rotație la intrarea în convertizoarele CHC-650, cu circuit hidraulic similar cu CHC-650-2 și CHC-650-2L este indicată în fig.1.10.

Caracteristicile funcționale exterioare ale convertizoarelor CHC-650-2 și CHC-650-2L cuplate cu un grup de foraj cu motor diesel MB 836 Bb (350 CP la 1300 rot/min) sînt prezentate în diagrama din fig.1.11.

Varianta convertizorului CHC-650-5A este arătată în fig.1.12 (în secțiune), fiind diferită din punct de vedere constructiv de convertizorul CHC-650-2 și CHC-750-2, prin modul de lăgăruire a rotorilor pompă și turbină. În acest caz rotorul pompă se sprijină pe capătul arborelui turbinei prin intermediul unui rulment, care funcționează numai la diferența de turație dintre cei doi rotorii. Pentru a se cupla în mod corespunzător cu grupurile de foraj cu motorul MB 836 Bb (430 CP la 1500 rot/min) și cu motor 836 SR (550 CP la 1500 rot/min), s-a modificat puțin așezarea paletajului de la convertizorul CHC-650-2, utilizându-se aceleași profile de palete, doar paletele rotorului pompă și unele trepte ale rotorului turbinei au fost plasate pe diametre diferite.

Caracteristicile funcționale exterioare ale acestui tip de convertizor cuplat cu grupurile de foraj cu motoare diesel MB 836 Bb (430 CP la 1500 rot/min) sînt reprezentate în diagramele din fig.1.13.



1.4. Convertizorul hidraulic CHC-42o este cea mai mică dimensiune din gama convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte realizate pentru utilajul petrolier, la noi în țară. Convertizorul propriu zis are o construcție similară cu convertizorul CHC-65o-5A (fig.1.14) avînd rotorul pompă sprijinit pe capătul arborelui rotorului turbină, prin intermediul unui rulment care funcționează la diferența de turație a rotorilor.

Instalația de răcire la acest convertizor este proprie, avînd un radiator și ventilator așezat lîngă convertizor datorită condițiilor de gabarit impuse de instalațiile de intervenție transportabile montate pe autosaziuri.

Caracteristicile fundamentale funcționale ale acestui convertizor η , k , K și K_M , sînt trasate în fig.1.15, iar valorile numerice corespunzătoare, sînt prezentate în tabelul Nr. 3.

Variația momentelor la intrarea în convertizor în funcție de turația de intrare și pentru diferite rapoarte n_2/n_1 este oglindită în diagrama din fig.1.16.

Cuplarea convertizorului CHC-42o-2 cu un motor diesel al unui autogasiu ROMAN 34256, care are disponibil pentru operațiuni de foraj și intervenție 195 CP la 2100 rot/min, (la intrarea în convertizor), este reprezentată prin caracteristicile funcționale exterioare din fig.1.17.

Caracteristic pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte este faptul că la turații constante la intrare, momentele de rotație de la intrare cresc continuu pe măsură ce cresc momentele rezistente de la ieșirea din convertizor (adică pe măsură ce scad rapoartele n_2/n_1). Această caracteristică a convertizoarelor hidraulice de cuplu este cunoscută sub denumirea "transparentă", adică variațiile momentelor rezistente la arborele de ieșire, produc variații ale momentelor de rotație la arborele de intrare.

În funcție de tipurile de convertizoare hidraulice existente și în funcție de construcția lor, această "transparentă" poate să fie mai mare sau mai mică, intervenind noțiunea de "grad de transparentă" care permite compararea diferitelor tipuri de convertizoare hidraulice din acest punct de vedere. Practic nu există construcții de convertizoare hidraulice care să nu aibă un anumit grad de transparentă, adică să fie opace.

In general, gradul de transparență poate fi definit în următoarele două feluri ;

$$\Delta T = \frac{M_1(n_2/n_1 = 0)}{M_1(M_1 = M_2)} \quad \Delta T' = \frac{M_1(n_2/n_1 = 0) - M_1(M_1 = M_2)}{M_1(M_1 = M_2)}$$

unde $M_1(n_2/n_1 = 0)$ este momentul de rotație la intrarea în convertizor pentru $n_2/n_1 = 0$.

$M_1(M_1 = M_2)$ este momentul de rotație la intrarea în convertizor pentru raportul n_2/n_1 , în care $M_1 = M_2$.

Ținând seama de faptul că în general momentele la intrarea în convertizor se pot scrie sub forma ;

$$M_1 = K_{M_1} n_1^2 D_5 \quad (1.1)$$

și de faptul că pentru raportul n_2/n_1 , în care $M_1 = M_2$, $\eta = \frac{n_2}{n_1}$, rezultă că gradul de transparență poate fi scris sub formele ;

$$\Delta T = \frac{K_{M_1}(n_2/n_1 = 0)}{K_{M_1}(\frac{n_2}{n_1} = \eta)} \quad \Delta T' = \frac{K_{M_1}(n_2/n_1 = 0) - K_{M_1}(n_2/n_1 = \eta)}{K_{M_1}(n_2/n_1 = \eta)}$$

Pentru o analiză mai completă a comportării convertizoarelor hidraulice în raport cu diferite regimuri de funcționare, nu este suficient să se definească numai gradul de transparență prin comparația regimului de funcționare pentru $n_2/n_1 = \eta$ cu regimul de funcționare pentru $n_2/n_1 = 0$, apărînd necesitatea cunoașterii modului cum variază gradul de transparență în raport cu toate regimurile de funcționare cuprinse între cele două regimuri extreme.

În această situație gradele de transparență pentru diferite regimuri de funcționare pot fi definite ;

$$\Delta T = \frac{K_{M_1}(n_2/n_1 = i)}{K_{M_1}(n_2/n_1 = \eta)} \quad (1.2)$$

$$\Delta T' = \frac{K_{M_1}(n_2/n_1 = i) - K_{M_1}(n_2/n_1 = \eta)}{K_{M_1}(n_2/n_1 = \eta)} \quad (1.3)$$

$$i = 0; 0,1; 0,2; \dots \eta$$

În diagrama din fig.1.18 sînt prezentate gradele de transparență pentru diferite regimuri de funcționare, pentru convertizoarele hidraulice de cuplu, CHC-75o-2, CHC-65o-2 și CHC-42o-1. De remarcă faptul că în cazul gradului de transparență după relația 1.2, aceasta variază la convertizorul CHC-75o-2

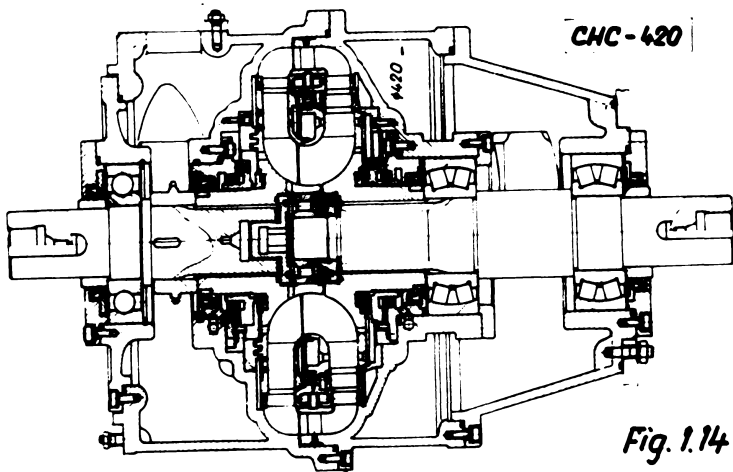


Fig. 1.14

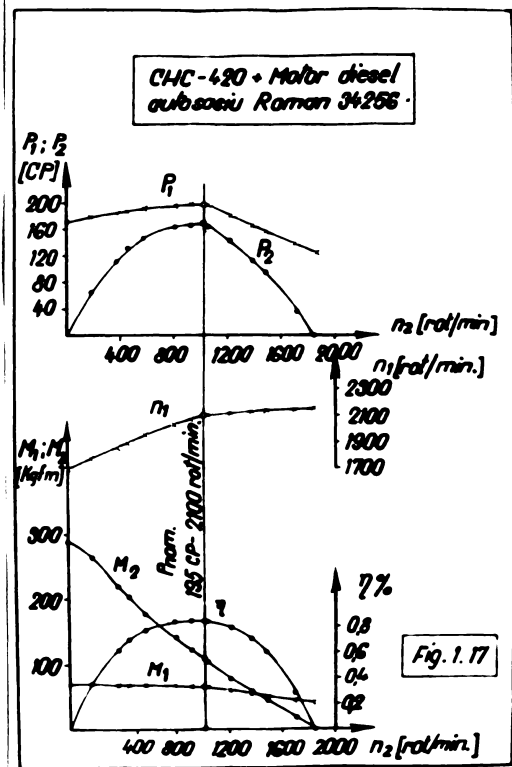
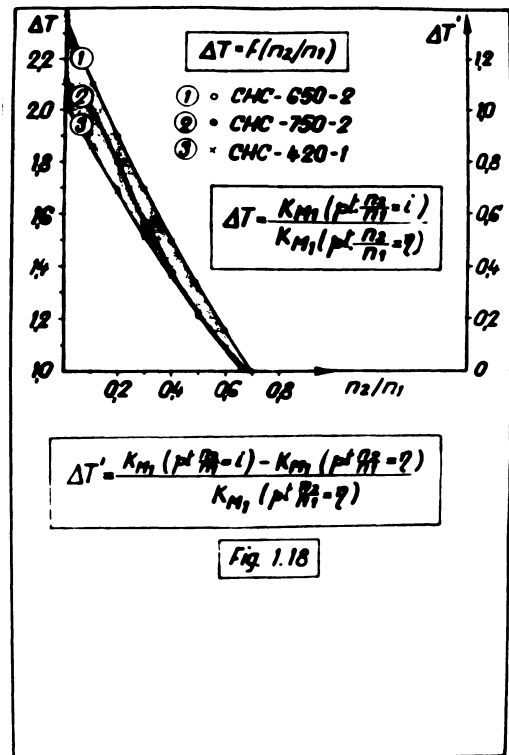
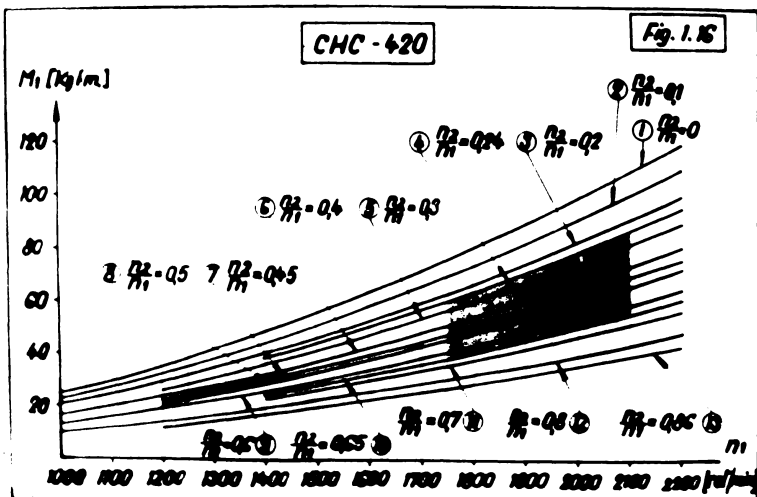
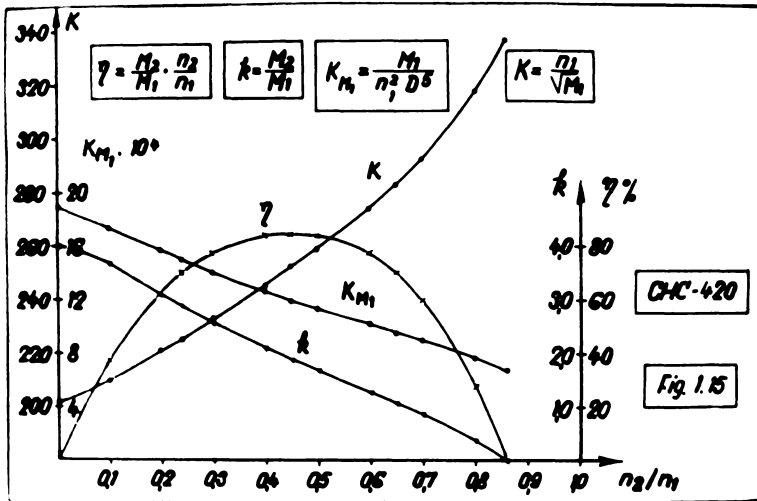


Fig. 1.17



între 1,0 și 2,117, la convertizorul CHC-650-2 între 1,0 și 2,352, iar la convertizorul CHC-420-1 între 1,0 și 2,015. Dacă definirea gradului de transparență se face după relația 1.3 valorile variază între 0 și 1,117 la convertizorul CHC-750-2, între 0 și 1,352 la convertizorul CHC-650-2 și între 0 și 1,015 la convertizorul CHC-420-1.

Datorită acestor valori ridicate ale gradului de transparență, turația motoarelor diesel variază în intervalul $n_2/n_1 = \eta$ și $n_2/n_1 = 0$, neputându-se obține puterea nominală decât pentru un anumit regim de lucru. În schimb datorită gradului de transparență se poate realiza obținerea cuplului maximal motorului diesel pentru $n_2/n_1 = 0$, realizându-se cupluri mai mari la ieșirea din convertizor.

O altă caracteristică a convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte este aceea că în cazul funcționării în gol, $M_2 = 0$, (denumită și ambalare) există un consum de putere, evidențiat de valorile K_{M_1} .

În cazul convertizoarelor hidraulice de cuplu CHC-750-2, CHC-650-2 și CHC-420-1 acest consum de putere, raportat la consumul de putere pentru cazul $M_1 = M_2$, are valorile;

$$\frac{K_{M_1}(M_2=0)}{K_{M_1}(M_1=M_2)} = \frac{6,197 \cdot 10^4}{7,746 \cdot 10^4} = 0,8 \text{ (pt. CHC-750-2)}$$

$$\frac{K_{M_1}(M_2=0)}{K_{M_1}(M_1=M_2)} = \frac{6,80 \cdot 10^4}{8,80 \cdot 10^4} = 0,773 \text{ (pt. CHC-650-2)}$$

$$\frac{K_{M_1}(M_2=0)}{K_{M_1}(M_1=M_2)} = \frac{6,77 \cdot 10^4}{9,35 \cdot 10^4} = 0,724 \text{ (pt. CHC-420-1)}$$

Există convertizoare hidraulice de cuplu cu trei trepte, la care această valoare poate să ajungă pînă la 0,9. Datorită acestui fapt convertizoarele hidraulice cu trei trepte, cu palete fixe, nu pot funcționa în gol la turația nominală de antrenare, deoarece consumă o putere mare, care produce încălzirea imediată a fluidului de lucru (1-2 minute). Aceasta este una din explicațiile pentru care convertizoarele hidraulice cu trei trepte, cu palete fixe, nu pot fi acționate cu motoare electrice de curent alternativ,

În cazul cuplării cu motoare diesel, în momentul dispariției sarcinii ($M_2=0$), se reduce turația motorului diesel pînă la turația de mers în gol a acestuia, 600-700 rot/min, (con-

tru motoarele diesel cu turații nominale cuprinse între 1200 și 1500 rot/min), micșorându-se mult puterea consumată, nemai existând nici probleme de încălzire, deoarece se știe că ;

$$P = K p_1 n_1^3 D^5 \quad (1.4)$$

Acestea sînt tipurile de convertizoare hidraulice de cuplu cu trei trepte, care s-au realizat pentru utilaj petrolier iar cele trei măriri "CHC-750", "CHC-650" și "CHC-420" (cu toate variantele lor), au apărut datorită tipurilor de motoare diesel fabricate pentru instalațiile de foraj și intervenție în țara noastră. În felul acesta, pînă în prezent, marea majoritate a instalațiilor de foraj executate la Intr, 1 Mai Ploiești și IUP Tîrgoviște au fost livrate cu motoare diesel și convertizoare hidraulice de cuplu de fabricație românească, mărindu-se astfel furnitura destinată exportului.

După cum este cunoscut din totalul fabricației de utilaj petrolier din țara noastră 65-70% este destinată exportului.

Avînd în vedere prestigiul obținut pe plan mondial în utilajul petrolier prin instalațiile de foraj și intervenție cu acționare diesel-hidraulică, livrate în peste 20 de țări, este normal ca în acest domeniu să se țină pasul cu tendințele pe plan mondial, fiind în permanentă competiție cu cele mai moderne realizări străine.

În domeniul acționărilor diesel hidraulice, în prezent pe plan mondial se utilizează, în utilajul petrolier, motoare diesel cu turații nominale cu 1200 rot/min, asigurînd o durabilitate de peste 30-40.000 ore funcționare pînă la prima reparație capitală.

În cazul acestor tipuri de motoare diesel, sînt solicitate convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă.

În capitolul care urmează se va analiza utilizarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă pentru acționările diesel hidraulice destinate instalațiilor de foraj staționare.

..///..

C A P I T O L U L I I

CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA
IN R.S.ROMANIA PENTRU UTILAJ PETROLIER.

2.1. Introducerea motoarelor diesel cu turatii 1100-1200 rot/min, pentru instalațiile de foraj staționare cu acționare hidraulică.

In prezent instalațiile de foraj staționare care se realizează în țara noastră sînt echipate cu motoare diesel MB 820 la o turație nominală de 1400 rot/min. Aceste motoare sînt cuplate de regulă cu convertizoare hidraulice de cuplu cu trei trepte GHC-750. Așa după cum s-a arătat anterior la Cap.I, fig. 1.5, turația la ieșirea din convertizor pentru randamentul maxim este 650 rot/min, obținîndu-se pentru randamente mai mari ca 0,7 un domeniu de turații cuprins între 300-950 rot/min.

Acest domeniu de turații corespunde condițiilor de turații impuse de transmisiile intermediare cu lanțuri cu role, care se cuplează cu arborii de ieșire din convertizor, prin intermediul unor ambreiaje pneumatice cu burduf.

Avînd în vedere condițiile grele de lucru în cadrul instalațiilor de foraj, duranța motoarelor diesel cu turații 1400-1500 rot/min, este cuprinsă între 15.000-25.000 ore de funcționare pînă la prima reparație capitală.

In vederea mării acestei duranțe la valori de 30.000-40.000 ore funcționare, s-au realizat pe plan mondial motoare diesel cu turații nominale de funcționare 1100-1200 rot/min.

Asemenea preocupări există și în țara noastră, realizîndu-se motoare diesel de 1100 rot/min, cu duranță peste 40.000 ore funcționare, urmînd a se realiza și motoare diesel de 1200 rot/min, cu asemenea duranță. Aceste motoare diesel urmează să fie cuplate cu convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă.

Introducerea motoarelor diesel de 1100-1200 rot/min, permite utilizarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, deoarece la aceste turații de antrenare, cu toate că randamentul maxim se realizează pentru $n_2/n_1 = 0,7$, se obțin

la ieșirea din convertizor turații cuprinse între 700-800 rot/min. pentru randamentul maxim și un domeniu de turații cuprins între 400 și 1100 rot/min, pentru randamente mai mari ca 0,7. Aceste turații sînt în domeniul de turații recomandate pentru transmisiile intermediare cu lanțuri cu role.

Realizarea unor anduranțe sporite la motoarele diesel în condițiile de lucru din șantier/e petroliere, este o problemă deosebit de importantă, deoarece o reducere a costurilor de întreținere și exploatare a motoarelor diesel, va contribui la reducerea cheltuielilor pe metru forat.

Utilizarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă cuplate cu motoare diesel de 1100-1200 rot/min, va conduce la îmbunătățirea parametrilor energetici ai acționării diesel-hidraulice evidențiată și prin economii de combustibil lichid.

2.2. Situația realizărilor pe plan mondial a convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, pentru instalațiile de foraj staționare.

Pe plan mondial s-au realizat convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă, folosite în instalațiile de foraj staționare. Printre aceste realizări de acest fel de convertizoare pentru instalații de foraj staționare, sînt și cele ale firmei National, și mai recent ale firmei Twin Disc SUA, utilizîndu-le în modul cel mai frecvent cu motoare diesel de 1200 rot/min, pentru regimuri de lucru continuu (pentru pompe de noroi și mese rotative) și la 1300 rot/min, pentru regimuri de lucru intermitente (trolii de foraj).

În afară de domeniul puterilor pînă la 1200 CP, frecvent utilizate în instalațiile de foraj, au apărut în ultimul an informații tehnice prin care se precizează că s-au realizat și sînt în curs de realizare convertizoare hidraulice cu o treaptă pentru utilaj petrolier pînă la 2000 CP.

Domeniul de puteri între 1200 și 2000 CP este realizat pentru motoare diesel care au turații cuprinse între 1000 și 1200 rot/min.

Nu există informații asupra formei paletajului, numărului de palete, și a dimensiunilor circuitului hidraulic, cunoscîndu-se doar din prospecte, că întreaga gamă de puteri pînă la 2000 CP a firmei National este realizată cu 4 mărimi de convertizoare C-346, C-300, C-245, și C-195.

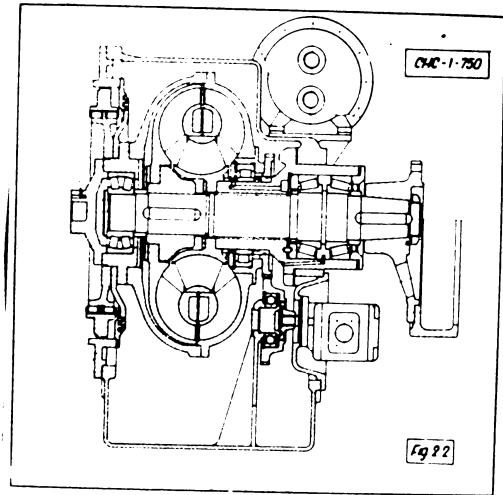
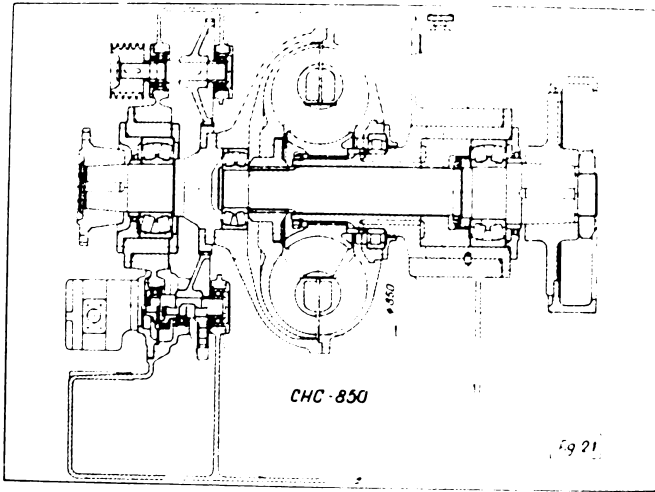


Fig. 2.3

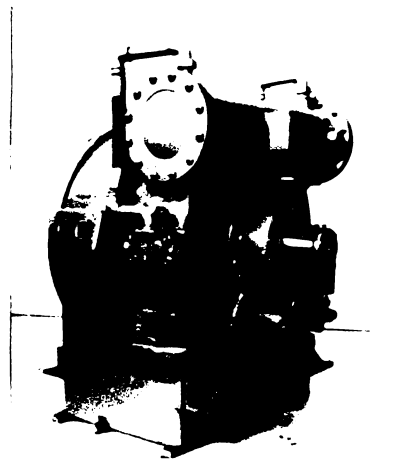


Fig. 2.4

Pentru instalațiile de foraj staționare cu acționare diesel hidraulică cea mai răspândită utilizare o au convertizoarele hidraulice C-300 (700-1200 CP la 1200 rot/min), care au randamente maxime cuprinse între 0,85-0,87, coeficientul maxim de transformare al momentului 2,6-2,7, iar randamentele $\eta \geq 0,7$ se realizează pentru $n_2/n_1 = 0,37-0,9$.

În majoritatea cazurilor sistemul de răcire al fluidului convertizorului este inclus în cel al motorului diesel prin intermediul unui schimbător de căldură. Există și construcții independente, în care caz convertizorul hidraulic are sistem propriu de răcire (radiator și ventilator).

Firma Twin Disc recent a realizat o gamă de convertizoare cu o treaptă care cuprinde 4 mărimi de convertizoare 4-2020, 4-2220, 4-2620, 4-3420 pentru diferite domenii de utilizare. Pentru instalații de foraj staționare la 1200 rot/min, tipul cel mai potrivit este 4-3420, acoperind un domeniu de puteri între 750-1500 CP. Aceste tipuri de convertizoare au turații de ambalare pînă la $n_2/n_1 = 1,4-1,6$, necesitînd dispozitive de limitarea turației la ieșirea din convertizor.

Convertizoare hidraulice cu o treaptă de tipul complex (cu aparatul director montat pe cuplaj de mers liber) s-au realizat în U.R.S.S. pentru utilaj petrolier. Nu se cunosc informații despre utilizarea acestor convertizoare, cuplate cu motoare diesel de 1200-1300 rot/min.

În general, în literatura tehnică de specialitate nu sînt publicate suficiente date pentru calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice cu o treaptă, lipsind mai ales date referitoare la coeficienții pierderilor hidraulice din circuitul de lucru.

Avînd în vedere această situație lucrarea de doctorat și-a propus studiul pierderilor hidraulice pentru toate regimurile de lucru din domeniul tracțiunii, de la blocarea pînă la ambalarea convertizorului, pentru a fundamenta un calcul hidraulic care să conducă la rezultate cît mai apropiate de cele verificate experimental.

2.3. Convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă pentru instalații de foraj staționare realizate în R.S.ROMANIA.

Primul convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă realizat în R.S.ROMANIA pe bază de concepție proprie a fost în 1980, pentru utilaj petrolier, cunoscut sub denumirea CHC-850 (fig.2.1) a fost proiectat pentru 1480 CP la 1100 rot/min, fiind utilizat la

480.000

la grupurile moto-pompă din cadrul instalațiilor de foraj acționate cu motoare diesel 6R251-ICM Reșița. Tot pentru utilaj petrolier s-a realizat în 1982 convertizorul hidraulic de cuplu cu o treaptă CHC-1-750 A₂ (fig.2.2) pentru 800 CP la 1200 rot/min, pentru instalațiile de foraj staționare cu acționare diesel-hidraulică care utilizează grupuri de foraj cu motoare diesel executate de Intreprinderea 23 August București. Familia de convertizoare hidraulice CHC-1-750 este destinată unui domeniu de puteri 700-1200 CP la 1200/de rotații pe minut.

Toate aceste convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă pe bază de concepție proprie au fost proiectate de Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier (IPCUP), execuția lor fiind realizată la Intreprinderea Hidromecanica Brașov. Rotorii pompă, turbină și statorii pentru prototipurile acestor convertizoare au fost realizate de Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Sectoare Calde București (ICSIT) pe baza proiectelor și mulajelor de palete concepute de IPCUP. În cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice a Institutului Politehnic Timișoara s-au efectuat cercetări în tunelul aerodinamic referitoare la unele profile de palete utilizate la convertizoarele hidraulice cu trei trepte, realizate în R.S.România pe bază de concepție proprie după documentația tehnică elaborată de IPCUP.

Convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă pentru utilaj petrolier au fost concepute de IPCUP într-o gamă tipizată cuprinzând trei mărimi de convertizoare și anume; CHC-1-850 , CHC-1-750 și CHC-1-630, destinate să acopere un domeniu de puteri cuprind între 300-1800 CP și turații 1000-1500 rot/min. Cele trei mărimi de convertizoare au diametre maxime „D” ale circuitului hidraulic de; 850, 750 și 630 mm. Aceste mărimi acoperă în mod armonios gama de puteri solicitată de utilajul petrolier și se integrează în șirul numerelor normale din STAS. 283-69.

Caracteristicile energetice ale convertizoarelor hidraulice CHC-850 (CHC-1-850 după ultima denumire) și CHC-1-750 A₂ sînt prezentate în această lucrare în cap.6.

În fig.2.3 este prezentată o fotografie a convertizorului cu o treaptă CHC-850 în timpul probelor pe standul Intr.Hidromecanica Brașov, iar în fig.2.4 este prezentată o fotografie a convertizorului cu o treaptă CHC-1-750 A₂. Convertizorul CHC-850 este de construcție independentă avînd un sistem propriu de răcire (ra-

diator-ventilator), pe cînd convertizorul CHC-1-750 A₂ are sistemul de răcire inclus în cel al motorului diesel, răcirea fluidului de lucru făcîndu-se cu apa de răcire a motorului diesel prin intermediul unui schimbător de căldură.

Avînd în vedere dezvoltarea construcției de convertizoare hidraulice cu o treaptă ce se realizează în acești ani în țara noastră, a rezultat ca necesitate imediată elaborarea unor metodologii pentru calculul hidraulic al acestor convertizoare, care să asigure realizarea unor caracteristici energetice optime, competitive cu ale celor mai renumite firme străine din acest domeniu.

Avînd în vedere lipsa din literatura tehnică de specialitate a unor informații privind în special coeficienții pierderilor hidraulice pentru diferite regimuri de lucru, teza de doctorat a abordat studierea pierderilor hidraulice din circuitul acestor convertizoare, care în final să conducă la elaborarea unei metodologii de optimizare a calculului hidraulic, pe baza unor relații între parametrii energetici și elementele geometrice ale circuitului hidraulic.

..///..

C A P I T O L U L III

CARACTERISTICILE ENERGETICE ALE CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA .

3.1. Caracteristicile functionale exterioare si interioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu.

Caracteristicile energetice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu pot fi împărțite în două categorii :

- Caracteristici energetice exterioare, care pot fi determinate prin calcul și pot fi verificate prin măsurători pe standuri de probă sau pot fi calculate direct din măsurătorile efectuate pe standurile de probă. Aceste caracteristici sînt de fapt caracteristicile functionale exterioare, care caracterizează convertizoarele hidraulice, pe baza cărora se analizează cuplarea convertizoarelor hidraulice cu motoarele diesel, rezultînd caracteristicile funcționale ale acționărilor diesel-hidraulice.

Caracteristicile energetice exterioare reprezintă parametrii funcționali care trebuie să fie garantate, deoarece pe baza lor se face integrarea acționărilor diesel-hidraulice în ansamblul instalațiilor, utilajelor și agregatelor.

- Caracteristici energetice interioare, care pot fi determinate prin calcul și care nu pot fi verificate prin măsurători pe standul de probă sau care nu pot fi deduse direct din măsurătorile efectuate pe standul de probă. Aceste caracteristici sînt de fapt caracteristicile functionale interioare ale convertizoarelor hidraulice și care de fapt se determină prin calculele hidraulice destul de laborioase care se efectuează asupra circuitelor hidraulice. Se poate spune de fapt că aceste caracteristici sînt caracteristicile fundamentale ale convertizoarelor hidraulice de cuplu, deoarece ele depind direct de forma, poziția și elementele componente ale circuitului hidraulic. Din aceste caracteristici derivă caracteristicile funcționale exterioare, prin includerea pierderilor mecanice, care sînt direct legate de soluțiile constructive adoptate pentru diferite forme de circuite hidraulice.

În lucrarea de față sînt studiate convertizoarele hi-

draulice de cuplu a căror circuit hidraulic este indicat în fig.3.1, cu rotorul pompă în poziție centrifugală, rotorul turbină în poziție centripetală și aparatul director fix, în poziție axială. Această formă de circuit hidraulic asigură randamente superioare, o variație mică a turației motorului diesel în zona rapoartelor $n_2/n_1 = \eta$ ($M_1 = M_2$) și $n_2/n_1 = 0$, consum de puteri foarte mici la mersul în gol ($M_2 = 0$). Construcțiile realizate pe baza acestui circuit hidraulic sînt robuste, deoarece aparatul director este fix și spațiul rămas deoparte și alta a axului convertizorului permite dezvoltarea corespunzătoare a arborelui turbină, a fixării aparatului director de carcasă, a intrării și ieșirii fluidului de lucru din interiorul circuitului hidraulic.

Aceste cerințe sînt consecința cuplării acestor convertizoare hidraulice cu motoare diesel de turații relativ joase (1100-1200 rot/min), transmițîndu-se la ieșirea din convertizor cupluri pînă la 2500-3000 Kgfm, în cazul celor mai mari dimensiuni. Studiul și calculul hidraulic care urmează în acest capitol și în următoarele se bazează pe teoria firului de curent, care presupune ipoteza că acțiunea tuturor firelor de curent din circuitul hidraulic poate fi înlocuită cu acțiunea firului mediu de curent indicat în fig.3.1.

Caracteristicile funcționale exterioare principale ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă pot fi determinate prin mărimile ;

$$M_1 = f(n_2/n_1) ; M_2 = f(n_2/n_1) ; P_1 = f(n_2/n_1) ; P_2 = f(n_2/n_1) ;$$

$$n_1 = f(n_2/n_1) ; \eta = f(n_2/n_1) ; k = f(n_2/n_1) ; \quad \text{unde}$$

M_1 și M_2 = momentele de rotație la arborele de intrare, respectiv la arborele de ieșire.

P_1 și P_2 = puterile la arborele de intrare, respectiv la arborele de ieșire.

n_1 și n_2 = turațiile la arborele de intrare, respectiv la arborele de ieșire.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \text{randamentul convertizorului hidraulic.}$$

$$k = \frac{M_2}{M_1} = \text{coeficientul de transformare a momentului .}$$

Caracteristicile funcționale interioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă pot fi definite prin următoarele relații mai importante ;

$$H_{thp} = f(Q) ; H_{tht} = f(Q) ; M_{thp} = f(Q) ; M_{tht} = f(Q)$$

$$P_{thp} = f(Q) ; P_{tht} = f(Q) ; \eta_r = f(Q) ; k' = f(Q) ; \eta_v = f(Q)$$

Foarte aceste mărimi pot fi exprimate și în funcție

$n_t/n_p = n_2/n_1$, în acest caz apărînd și relația $Q = f(n_t/n_p)$.
Desigur că există și alte caracteristici funcționale interioare care pot să completeze această suită de relații, care pe parcursul lucrării vor fi scoase în evidență.

M_{thp} și M_{tht} = momentele de rotație teoretice ale rotorului pompei, respectiv ale rotorului turbinei.

P_{thp} și P_{tht} = puterile teoretice ale rotorului pompei, respectiv ale rotorului turbinei.

n_p și n_t = virațiile rotorului pompei, respectiv ale rotorului turbinei (în cazul că nu există angrenaje la intrare sau la ieșire $n_t = n_1$ și $n_t = n_2$).

$$\eta_h = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \text{randamentul hidraulic al convertizorului.}$$

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_p} = \text{randamentul volumetric al convertizorului.}$$

H_{thp} și H_{tht} = sarcinile teoretice ale rotorului pompei, respectiv ale rotorului turbinei.

Q_p și Q_t = debitul rotorului pompei, respectiv al rotorului turbinei.

Caracteristicile funcționale exterioare se pot obține prin calcul din caracteristicile funcționale interioare după cum urmează :

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad \text{unde} \quad (3.1)$$

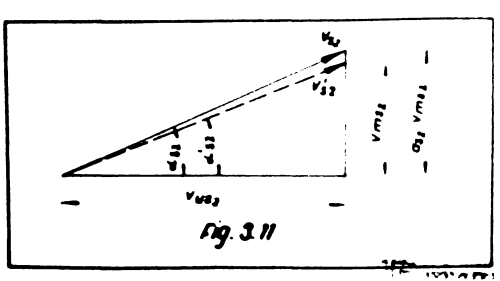
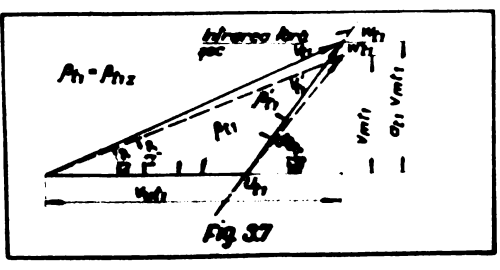
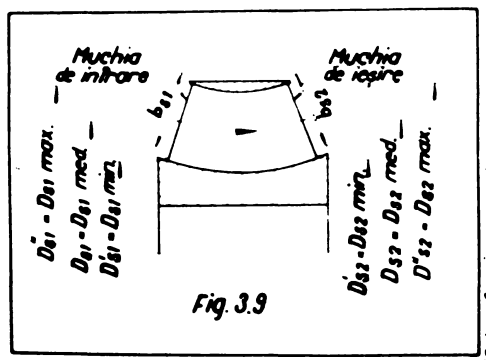
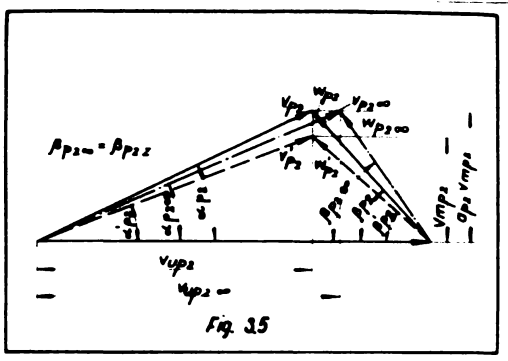
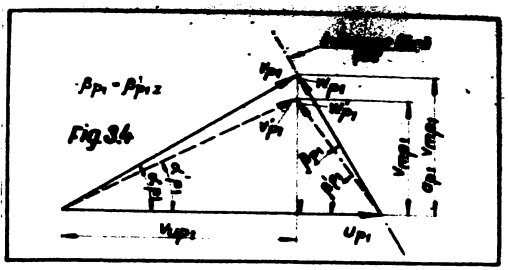
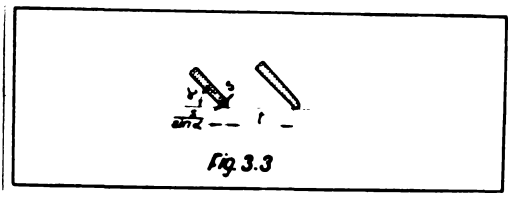
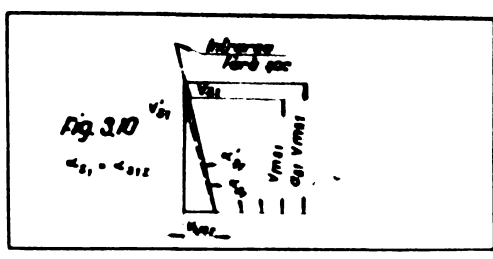
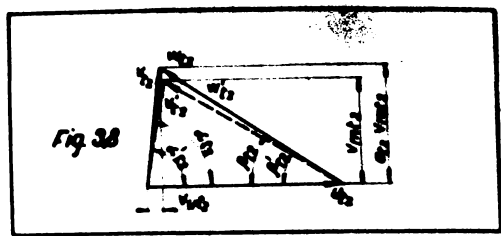
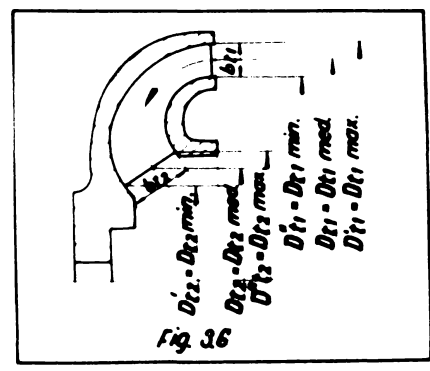
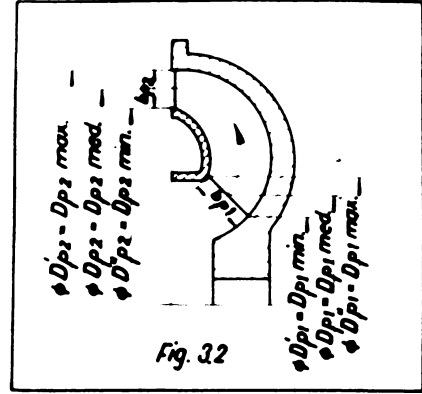
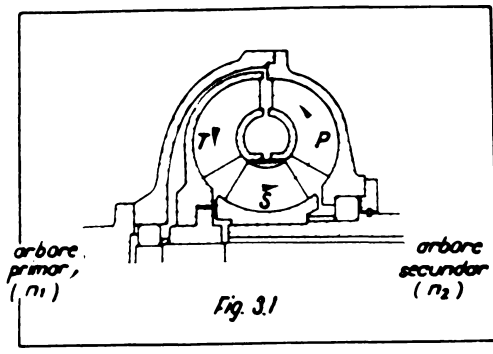
η_m = randamentul mecanic al convertizorului hidraulic.

$$\eta_m = \eta_{mp} \cdot \eta_{mt} \quad \text{unde}$$

η_{mp} și η_{mt} = sînt randamentele mecanice ale părții primare, respectiv ale părții secundare ale convertizorului hidraulic.

$$P_1 = \frac{P_{thp}}{\eta_{mp}} ; P_2 = \frac{P_{tht}}{\eta_{mt}} = \frac{\eta_m}{\eta_{mp}} P_{tht} \quad (3.2)$$

$$M_1 = \frac{M_{thp}}{\eta_{mp}} ; M_2 = \frac{M_{tht}}{\eta_{mt}} = \frac{\eta_m}{\eta_{mp}} M_{tht}$$



Rezultă că pentru calculul caracteristicilor exterioare ale unui convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă este necesar cunoașterea unor caracteristici interioare și a randamentelor

$$\eta_m = f(n_t/n_p) \text{ și } \eta_{mp} = f(n_t/n_p)$$

Calculul randamentelor mecanice η_m și η_{mp} presupune cunoașterea pierderilor mecanice ale convertizorului hidraulic.

Caracteristicile funcționale interioare pot fi determinate pe baza calculului hidraulic al convertizorului, unde o deosebită importanță o are calculul pierderilor hidraulice. Toate caracteristicile funcționale exterioare și interioare pot fi exprimate în funcție de n_2/n_1 sau n_t/n_p , deoarece aceste rapoarte exprimă diferite regimuri de lucru ale convertizoarelor hidraulice, fiecărui regim corespunzându-i anumite caracteristici funcționale.

Rezultă că pe bază de calcul se pot determina caracteristicile funcționale exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, efectuînd mai întîi calculul hidraulic și apoi calculul pierderilor mecanice. Verificarea caracteristicilor exterioare astfel calculate, se poate face prin măsurători pe standul de probă, unde se pot măsura direct M_1, M_2, n_1 și n_2 , iar pe baza măsurătorilor se pot calcula P_1, P_2, η și k .

Dacă pe bază de măsurători s-ar putea determina pierderile mecanice, s-ar putea verifica și caracteristicile funcționale interioare determinate prin calcul.

Pentru a putea efectua cît mai exact calculul caracteristicilor exterioare, rezultă că este foarte important să se aprofundeze calculul hidraulic și calculul pierderilor mecanice, ținîndu-se seama și de rezultatele obținute prin măsurători sau prin calculele la construcțiile existente.

Cunoscîndu-se că la majoritatea construcțiilor de convertizoare hidraulice, care au un circuit hidraulic ca cel din fig.3.1, raportul n_2/n_1 , respectiv $n_t/n_p = 1/10$, pentru mersul în gol ($M_2 = 0$), în calculele care urmează s-a considerat că regimurile de lucru ale acestor convertizoare, în cadrul instalațiilor de foraj, sînt cuprinse între $n_t/n_p = 0 \dots 10$.

Avînd în vedere că caracteristicile funcționale interioare sînt de fapt cele de bază, ele rezultînd direct din calculul hidraulic, în cadrul acestui capitol se vor analiza în cel

special aceste caracteristici pentru diferite regimuri de funcționare.

3.2. Trunchiurile de viteză la intrarea și ieșirea din rotorul pompă, rotorul turbinei și aparatul director.

În fig.3.2 este reprezentat schematic rotorul pompă a unui convertizor hidraulic cu o treaptă. S-au considerat și diametrele de pe torul interior și exterior, care determină intrarea și ieșirea paletei rotorului pompă, pentru determinarea diametrelor medii ale paletei la intrare și ieșire și pentru a fi utilizate la determinarea unghiurilor paletei la intrare și ieșire, corespunzător acestor puncte. Asemenea diametre s-au luat în considerare și la rotorul turbinei și la aparatul director.

Diametrele medii de la intrarea și ieșirea din rotorul pompă se pot determina cu una din relațiile :

$$D_{med} = \frac{1}{2} (D_{max.} + D_{min.}) ; D_{med} = \sqrt{\frac{1}{2} (D_{max.}^2 + D_{min.}^2)}$$

Aceste relații sînt valabile pentru toate cele trei elemente componente ale circuitului hidraulic (rotor pompă, rotor turbinei, aparat director),

Dacă se notează cu "Q" debitul fluidului de lucru din circuitul hidraulic, în calculele care urmează se va considera;

$$Q_p = Q_t = Q_s = Q \quad (\text{randament volumetric } \eta_v = 10).$$

La intrarea în rotorul pompă se poate scrie relația ;

$$Q = \pi D_{p1} \cdot b_{p1} \cdot v_{mp1} \quad (3.3)$$

Se consideră $v_{mp1} = \text{const.}$ pentru toate firele de lichid ale circuitului hidraulic. Modificarea suprafeței secțiunii la intrarea în rotorul pompă, datorită prezenței paletelor, poate fi evidențiată prin expresia ;

$$a_{p1} = \frac{1}{\frac{Z_p \cdot S_{p1}}{\pi D_{p1} \sin \beta_{p1z}}} \quad (3.4)$$

β_{p1z} este unghiul paletei la intrarea în rotorul pompă corespunzător diametrului mediu.

S_{p1} este grosimea paletei la intrarea în rotorul pompă, corespunzător diametrului mediu.

Z_p este numărul paletelor rotorului pompă.

În fig.3.3 este arătat modul cum se ia în considerare influența grosimii paletelor asupra secțiunii de intrare sau

ieșire din elementele circuitului hidraulic.

Triunghiul de viteză la intrarea fără șoc în rotorul pompei, pentru firul de lichid mediu, este prezentat în fig.3.4.

$$V_{mp1} = \frac{Q}{\pi D_{p1} b_{p1}} ; V_{up1} = V_{us2} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} ; U_{p1} = \frac{\pi D_{p1} n_p}{60} ;$$

$$W_{p1} = \frac{\sigma_{p1} \cdot V_{mp1}}{\sin \beta_{p1}} ; V_{p1} = \frac{\sigma_{p1} \cdot V_{mp1}}{\sin \alpha_{p1}} ; \operatorname{tg} \beta_{p1} = \frac{\sigma_{p1} \cdot V_{mp1}}{U_{p1} - V_{up1}} ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{p1} = \frac{\sigma_{p1} \cdot V_{mp1}}{V_{up1}} ;$$

$$\beta_{p1} = \beta_{p1z} \quad (\text{intrare fără șoc}).$$

β_{p1} este unghiul la intrarea în rotorul pompei a firului mediu, de lichid când se ține seama de prezența paletelor, la micșorarea secțiunii de intrare.

În cazul intrării fără șoc acest unghi devine chiar unghiul paletei la intrarea în rotorul pompei, adică $\beta_{p1} = \beta_{p1z}$.

β'_{p1} este unghiul la intrarea în rotorul pompei a firului mediu de lichid, neținându-se seama de prezența paletelor în secțiunea de intrare a rotorului pompei.

Secțiunea reală la intrarea în rotorul pompei este

$$S_{p1} = \frac{\pi D_{p1} \cdot b_{p1}}{\sigma_{p1}}$$

La ieșirea din rotorul pompei, se poate scrie relația similară cu cea de la intrare ;

$$Q = \pi D_{p2} \cdot b_{p2} \cdot V_{mp2} \quad (3.5)$$

Se consideră $V_{mp2} = \text{const.}$ pentru toate firele de lichid ale circuitului hidraulic.

$$\sigma_{p2} = \frac{1}{1 - \frac{z_p \cdot S_{p2}}{\pi D_{p2} \cdot \sin \beta_{p2z}}} \quad (3.6)$$

β_{p2z} și S_{p2} este unghiul respectiv grosimea paletei la ieșirea din rotorul pompei, corespunzător firului mediu de lichid.

În fig.3.5 este trasat triunghiul de viteză la ieșirea din rotorul pompei, rezultând următoarele relații ;

$$V_{mp2} = \frac{Q}{\pi D_{p2} b_{p2}} ; U_{p2} = \frac{\pi D_{p2} n_p}{60} ; V_{up2} = U_{p2} - \frac{\sigma_{p2} V_{mp2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} ;$$

$$w_{p2} = \frac{a_{p2} v_{mp2}}{\sin \beta_{p2}} ; v_{p2} = \frac{a_{f2} v_{mp2}}{\sin \alpha_{p2}} ; \operatorname{tg} \beta_{p2} = \frac{a_{p2} v_{mp2}}{u_{p2} - v_{up2}} ;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{p2} = \frac{a_{p2} v_{mp2}}{v_{up2}}$$

β_{p2}^{∞} este unghiul la ieșirea din rotorul pompă a firului mijlociu de lichid, dacă numărul de palete ar fi infinit.

β'_{p2} este unghiul la ieșirea din rotorul pompă a firului mijlociu de lichid, în cazul numărului finit de palete, ținându-se seama de grosimea paletelor în secțiunea de ieșire.

β_{p2} este unghiul la ieșirea din rotorul pompă a firului mijlociu de lichid, în cazul numărului finit de palete, ținându-se seama de micșorarea suprafeței secțiunii la ieșire datorită grosimii paletelor.

Pentru ca unghiul, la ieșirea din rotorul pompă, a firului de lichid să fie β_{p2} este necesar ca unghiul paletelor la ieșirea din rotorul pompă să fie egal cu $\beta_{p2z} = \beta_{p2}^{\infty}$. Secțiunea reală la ieșirea din rotorul pompă este ;

$$S_{p2} = \frac{\pi D_{p2} \cdot b_{p2}}{a_{p2}}$$

Influența numărului finit de palete se poate exprima printr-un coeficient „ μ ” care poate fi calculat cu ajutorul unor relații indicate în literatura de specialitate. Asupra acestei probleme deosebit de importantă se va reveni în subcapitolul următor. Pentru influența numărului finit se utilizează relația ;

$$\mu = \frac{H_{thp}}{H_{thp}^{\infty}} ; \mu = \frac{1}{1+p}$$

H_{thp}^{∞} este sarcina teoretică a rotorului pompă în cazul unui număr infinit de palete.

H_{thp} este sarcina teoretică a rotorului pompă pentru un număr finit de palete.

Rotorul turbinei.

O reprezentare schematică a rotorului turbinei este arătată în fig.3.6. La intrarea în rotorul turbinei se poate scrie relația ;

$$Q = \pi D_t b_t v_{mt1} \quad (3,7)$$

Se consideră că $v_{mt1} = \text{const}$, pentru toate firele de lichid ale

circuitului hidraulic, la un anumit regim de lucru. Prezența paletelor în secțiunea de intrare în rotorul turbină poate fi pusă în evidență prin relația ;

$$\sigma_{t1} = \frac{1}{1 - \frac{Z_t \cdot s_{t1}}{\pi D_{t1} \sin \beta_{t1z}}} \quad (3.8)$$

β_{t1z} este unghiul paletei la intrarea în rotorul turbină corespunzător diametrului mediu.

s_{t1} este grosimea paletei la intrarea în rotorul turbină, corespunzătoare diametrului mediu.

Z_t este numărul paletelor rotorului turbină.

Triunghiul de viteză la intrarea fără șoc în rotorul turbină pentru firul de lichid mediu este reprezentat în fig.3.7, în baza căruia se pot scrie relațiile ;

$$v_{mt1} = \frac{Q}{\pi D_{t1} b_{t1}} ; u_{t1} = \frac{\pi D_{t1} n_{t1}}{60} ; v_{ut1} = v_{up2} \frac{D_{p2}}{D_{t1}} ;$$

$$w_{t1} = \frac{\sigma_{t1} v_{mt1}}{\sin(180^\circ - \beta_{t1})} ; v_{t1} = \frac{\sigma_{t1} \cdot v_{mt1}}{\sin \alpha_{t1}}$$

$$\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1}) = \frac{\sigma_{t1} v_{mt1}}{v_{ut1} - u_{t1}} ; \operatorname{tg} \alpha_{t1} = \frac{\sigma_{t1} \cdot v_{mt1}}{v_{ut1}}$$

β_{t1} este unghiul la intrarea în rotorul turbină a firului mediu de lichid, ținându-se seama de prezența paletelor la micșorarea secțiunii de intrare. În cazul intrării fără șoc acest unghi devine chiar unghiul paletei la intrarea în rotorul turbină, adică $\beta_{t1} = \beta_{t1z}$.

este unghiul la intrarea în rotorul turbină a firului mediu de lichid, neținându-se seama de prezența paletelor, în secțiunea de intrare a rotorului turbină.

Secțiunea reală la intrarea în rotorul turbină este :

$$S_{t1} = \frac{\pi D_{t1} \cdot b_{t1}}{\sigma_{t1}}$$

La ieșirea din rotorul turbină se poate scrie ca și la rotorul pompă relația :

$$Q = \pi D_{t2} \cdot b_{t2} \cdot v_{mt2} \quad (3.9)$$

Se consideră $v_{mt2} = \text{const.}$ pentru toate firele de lichid ale circuitului hidraulic, pentru un anumit regim de lucru.

Coefficientul care ține seama de micșorarea suprafeței datorită prezenței paletelor, în secțiunea de ieșire, se poate scrie sub forma :

$$\sigma_{t2} = \frac{1}{1 - \frac{Z_t \cdot s_{t2}}{\pi D_{t2} \sin \beta_{t2} z}} \quad (3.10)$$

β_{t2} și s_{p2} este unghiul respectiv grosimea paletelor la ieșirea din rotorul turbină, corespunzător firului mediu de lichid.

Triunghiul de viteză la ieșirea din rotorul turbină este indicat în fig.3.8, în baza căreia se pot scrie relațiile :

$$v_{mt2} = \frac{Q}{\pi D_{t2} b_{t2}} ; u_{t2} = \frac{\pi D_{t2} n_t}{60} ; v_{ut2} = u_{t2} \frac{\sigma_{t2} v_{mt2}}{\tan \beta_{t2}} ;$$

$$w_{t2} = \frac{\sigma_{t2} \cdot v_{mt2}}{\sin \beta_{t2}} ; v_{t2} = \frac{\sigma_{t2} v_{mt2}}{\sin \alpha_{t2}} ;$$

$$\tan \beta_{t2} = \frac{s_{t2} \cdot v_{mt2}}{u_{t2} \cdot v_{ut2}} ; \tan \alpha_{t2} = \frac{\sigma_{t2} v_{mt2}}{v_{ut2}}$$

β_{t2} este unghiul la ieșirea din rotorul turbină a firului mediu de lichid, ținându-se seama de micșorarea secțiunii de ieșire datorită prezenței paletelor.

β_{t2} este unghiul la ieșirea din rotorul turbină a firului mediu de lichid, neținându-se seama de prezența paletelor în secțiunea de ieșire.

Secțiunea reală la ieșirea din rotorul turbină se poate scrie :

$$s_{t2} = \frac{\pi D_{t2} \cdot b_{t2}}{\sigma_{t2}}$$

Aparatul director.

În fig.3.9 este prezentat schematic aparatul director al unui convertitor hidraulic cu o treaptă. La intrarea în aparatul director se poate scrie relația :

$$Q = \pi D_{s1} \cdot b_{s1} \cdot v_{ms1} \quad (3.11)$$

Se consideră $v_{ms1} = \text{const}$, pentru toate firele de lichid ale circuitului hidraulic, pentru un anumit regim de lucru.

Influența datorită prezenței paletelor în secțiunea de intrare este evidențiată de relația :

$$\alpha_{s1} = \frac{1}{1 - \frac{Z_s \cdot S_{s1}}{\pi D_{s1} \sin \alpha_{s1z}}} \quad (3.12)$$

α_{s1z} și S_{s1} este unghiul respectiv grosimea paletelor la intrarea în aparatul director, corespunzător firului mediu de lichid.

Z_s este numărul paletelor aparatului director.

În fig.3.10 este arătat triunghiul vitezelor de la intrarea în aparatul director, rezultând următoarele relații ;

$$v_{ms1} = \frac{Q}{\pi D_{s1} \cdot b_{s1}} \quad ; \quad v_{us1} = v_{ut2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}}$$

$$v_{s1} = \frac{\alpha_{s1} \cdot v_{ms1}}{\sin(180^\circ - \alpha_{s1})} \quad ; \quad \text{tg}(180^\circ - \alpha_{s1}) = \frac{\alpha_{s1} v_{ms1}}{v_{us1}}$$

α_{s1} este unghiul la intrarea în aparatul director a firului mediu de lichid, ținându-se seama de micșorarea secțiunii la intrare datorită grosimii paletelor. În cazul intrării fără șoc acest unghi devine unghiul paletelor la intrarea în aparatul director, adică $\alpha_{s1} = \alpha_{s1z}$.

este unghiul la intrarea în aparatul director a firului mediu de lichid, neținându-se seama de prezența paletelor, în secțiunea de intrare a aparatului director.

Secțiunea reală la intrarea în aparatul director se poate scrie conform relației :

$$S_{s1} = \frac{\pi D_{s1} \cdot b_{s1}}{\alpha_{s1}}$$

Pentru ieșirea din aparatul director rezultă relația ;

$$Q = \pi D_{s2} \cdot b_{s2} \cdot v_{ms2} \quad (3.12)$$

Se consideră $v_{ms2} = \text{const}$, pentru toate firele de lichid ale circuitului hidraulic, pentru un anumit regim. Micșorarea secțiunii la ieșire datorită grosimii paletelor, este evidențiată de relația ;

$$\alpha_{s2} = \frac{1}{1 - \frac{Z_s \cdot S_{s2}}{\pi D_{s2} \sin \alpha_{s2z}}} \quad (3.13)$$

α_{S2} și S_{S2} este unghiul respectiv grosimea paletelor la ieșirea din aparatul director, corespunzător firului mediu de lichid.

Triunghiul vitezelor la ieșirea din aparatul director este arătat în fig.3.11. Se pot scrie relațiile :

$$v_{ms2} = \frac{Q}{\pi D_{S2} \cdot b_{S2}} ; v_{us2} = \frac{\alpha_{S2} \cdot v_{ms2}}{\tan \alpha_{S2}} ; v_{S2} = \frac{\alpha_{S2} v_{ms2}}{\sin \alpha_{S2}}$$

α_{S2} este unghiul la ieșirea din aparatul director a firului mediu de lichid, ținându-se seama de micșorarea secțiunii de ieșire datorită grosimii paletelor.

α'_{S2} este unghiul la ieșirea din aparatul director a firului mediu de lichid, neținându-se seama de influența grosimii paletelor în secțiunea de ieșire.

Secțiunea reală la ieșirea din aparatul director se poate calcula din relația :

$$S_{S2} = \frac{\pi D_{S2} \cdot b_{S2}}{\alpha_{S2}}$$

3.3. Influența numărului finit de palete la rotorul pompei, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic de cuplu.

După cum este cunoscut în funcționarea mașinilor radiale și radial-axiale aerohidrodinamice, energia specifică

H_t transmisă de rotor fluidului este mai mică decât $H_{t\infty}$ obținută prin relația lui Euler. Această problemă este studiată în literatura de specialitate, atât în privința cauzei care conduce la micșorarea valorii energiei specifice cât și în vederea stabilirii unor relații care să evidențieze prin calcul acest fenomen.

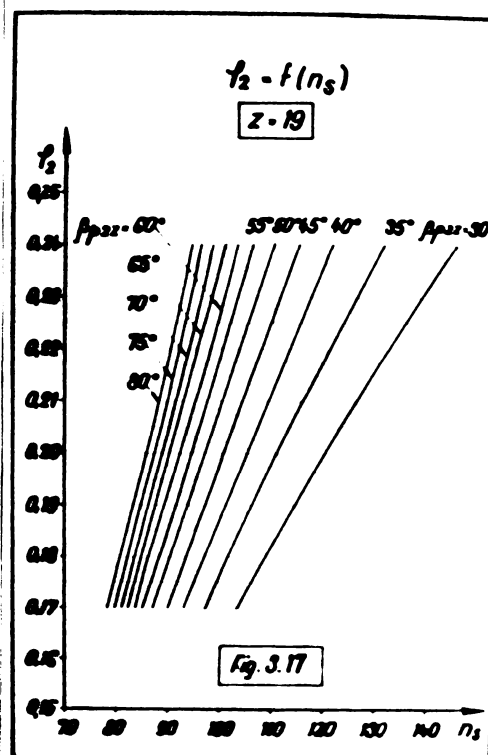
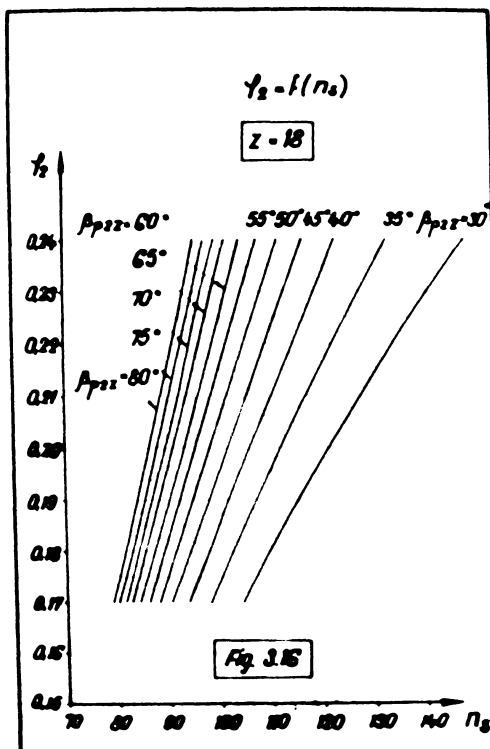
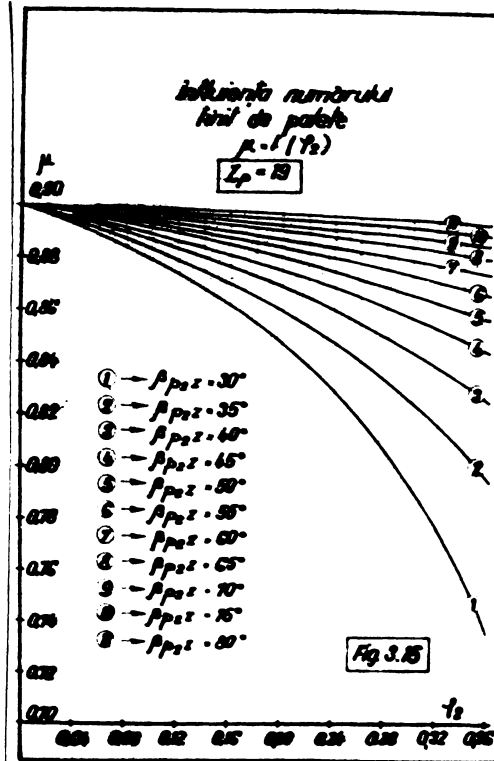
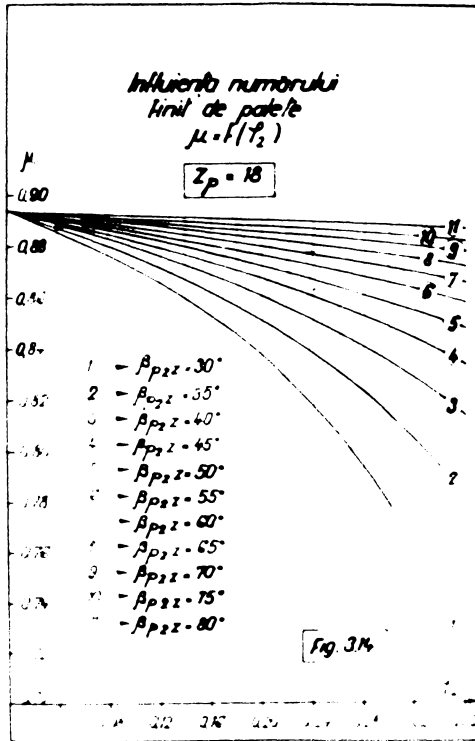
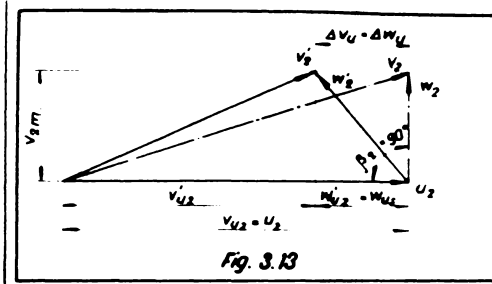
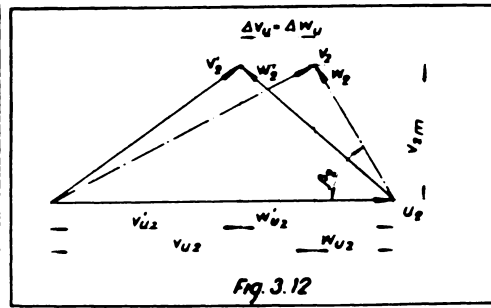
De regulă reducerea sarcinii $H_{t\infty}$ este cunoscută prin intermediul coeficientului " μ " ;

$$\mu = \frac{H_t}{H_{t\infty}} = \frac{1}{1+p} \text{ unde}$$

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} (U_2 v_{U2} - U_1 v_{U1}) \text{ este relația lui Euler}$$

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 v'_{U2} - U_1 v'_{U1})$$

Notațiile privesc triunghiurile la ieșirea din rotorul pompei sînt indicate în fig.3.12. În studiile efectuate în litera-



tura de specialitate s-a admis ipoteza intrării radiale în rotor ($V_{U1} = 0$), precum și faptul că influența numărului finit de palete la intrare în rotor este neglijabilă.

În literatura de specialitate [19], [28], [46] există diferite formule de calcul pentru coeficientul $\mu = f(z, D_1, D_2, \beta_2)$ sau $\mu = f(z/\sin \beta_2)$ [26], dar acești coeficienți nu pot fi departajați în raport cu regimurile de funcționare ale mașinilor centrifugale, de care de fapt depinde și coeficientul " μ ", neputând scoate în evidență această dependență.

Cercetări teoretice și experimentale mai recente [3] [18] asupra influenței numărului finit de palete la pompele centrifuge, au condus la stabilirea unei relații pentru coeficientul " μ ", care ia în considerare și influența regimului de funcționare asupra acestui coeficient.

K. Fujie [18] presupune că intrarea în rotorul pompelor centrifuge se face radial ($V_{U1} = 0$), că influența numărului finit de palete la intrare în rotor este neglijabilă, iar coeficientul " μ " poate fi exprimat prin relațiile :

$$\mu = \frac{V'_{U2}}{V_{U2}} = \frac{U_2 - W'_{U2}}{U_2 - W_{U2}} = \frac{U_2 - (W_{U2} + \Delta W_U)}{U_2 - W_{U2}}$$

$$\mu = 1 - \frac{\Delta W_U}{U_2 - W_{U2}} \quad ; \quad \mu = 1 - \frac{\Delta W_U}{U_2 - v_m \operatorname{ctg} \beta_2}$$

$$\mu = 1 - \frac{\frac{\Delta W_U}{U_2}}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2}$$

$\varphi_2 = \frac{V_{m2}}{U_2}$ este coeficientul de debit.

Dacă se ia ca bază ipoteza lui K. Fujie [18] prin care viteza de alunecare $\Delta W_U = \Delta V_U$ este aceeași pentru toate unghiurile ale paletelor rotorului pompă și deci egală cu aceea a rotorului pompă cu palete radiale ($\beta_2 = 90^\circ$), unde $\Delta W_U = W_{U3}$ (fig. 3.13) rezultă că pentru acest caz, coeficientul " μ " se poate scrie :

$$\mu_s = \frac{U_2 - \Delta W_U}{U_2} = 1 - \frac{\Delta W_U}{U_2} = 1 - \frac{W_{U3}}{U_2}$$

$$\mu_s = 1 - \frac{\Delta W_U}{U_2} \quad (3.14) \quad \frac{\Delta W_U}{U_2} = 1 - \mu_s$$

Inlocuind această valoare în relația coeficientului μ se obține:

$$\mu = 1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \quad (3.15)$$

În urma studiilor teoretice și experimentale K. Fujie a definit coeficienții μ_s și μ sub forma următoarelor relații :

$$\mu_s = (693 + 15,8z - 0,258z^2) 10^{-3} \quad (3.16)$$

$$\mu = 1 - \frac{1 - (693 + 15,8z - 0,258z^2) 10^{-3}}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \quad (3.17)$$

Calculul coeficientului μ după relația 3.17 presupune cunoașterea coeficientului de debit în funcție de turația specifică $\varphi_2 = f(n_s)$ sau presupune o proiectare iterativă a rotorului pompelor centrifuge.

Pornind de la această observație Academician Ioan Anton [3] a stabilit o relație mai generală pentru calculul coeficientului μ sub forma :

$$\mu = f(n_s, \beta_2, z)$$

Introducând coeficienții de debit și de înălțime de pompare :

$$\varphi_{2e} = \frac{v_{m2e}}{u_{2e}} ; \psi_2 = \frac{H}{\frac{u_{2e}^2}{2g}} \quad \text{și știind că :}$$

$$H = \eta_{hp} \cdot H_t = \eta_{hp} \mu H_{t\infty} \quad , \text{ rezultă ;}$$

$$\varphi_{2e} = 2 \eta_{hp} \mu (1 - \varphi_{2e} \operatorname{ctg} \beta_{2e}) \quad (3.18)$$

Turația specifică a mașinii se poate scrie sub forma :

$$n_s = \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad n = \left(\frac{r}{75}\right)^{1/2} \frac{60}{\pi^{1/2}} (2g)^{3/4} \frac{1}{\eta_p} \left(\frac{b_{2e}}{D_{2e}}\right)^{1/2} \varphi_{2e}^{1/2} \psi_{2e}^{-3/4} \quad (3.19)$$

Din relațiile (3.15) și (3.18) se obține :

$$\varphi_{2e} = 2 \eta_{hp} \mu \frac{1 - \mu_s}{1 - \mu_s} \quad (3.20)$$

$$\rho_{2e} = \left(1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \mu}\right) \operatorname{tg} \beta_{2e} \quad (3.21)$$

Cu aceste valori relația (3.19) devine :

$$n_s^2 = \frac{f}{75} \frac{60^2}{\pi} (eg)^{3/2} \cdot \frac{1}{\eta_p (2\eta_{hp})^{3/2}} \cdot \frac{1}{\mu^{3/2}} \left(\frac{1 - \mu}{1 - \mu_s}\right)^{3/2} \cdot \left(1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \mu}\right) \frac{b_{2e}}{D_{2e}} \operatorname{tg} \beta_{2e} \quad (3.22)$$

Dacă se admite $\eta_{hp} = 0,95$ și $\eta_p = 0,88$ se obține :

$$n_s^2 = 576136,71 \frac{b_{2e}}{D_{2e}} \frac{1}{\mu^{3/2}} \left(\frac{1 - \mu}{1 - \mu_s}\right)^{3/2} \cdot \left(1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \mu}\right) \operatorname{tg} \beta_{2e} ; \quad (3.23)$$

Dacă în relația (3.23) se introduce relația obținută pe cale statistică [3]:

$$\frac{b_{2e}}{D_{2e}} = (8,50 n_s - 130) 10^{-4}, \quad \text{rezultă}$$

$$\frac{n_s^2}{489,7 n_s - 7489,7} = \frac{1}{\mu^{3/2}} \left(\frac{1 - \mu}{1 - \mu_s}\right)^{3/2} \left(1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \mu}\right) \operatorname{tg} \beta_{2e} ; \quad (3.24)$$

Ecuția (3.23) ordonată după variabila $\mu = f(n_s, Z, \beta_{2e})$ conduce la ecuația :

$$\left[1 + (1 - \mu_s)^3 N^2\right] \mu^3 - (1 + 2\mu_s) \mu^2 + (2 + \mu_s) \mu_s \mu - \mu_s^2 = 0 \quad (3.25)$$

unde $N = \frac{n_s^2}{576136,71 \frac{b_{2e}}{D_{2e}} \operatorname{tg} \beta_{2e}}$ și μ_s este conform

relației (3.16) a lui K. Fujie.

Ecuția (3.25) stabilită de Academician Ioan Anton [3], a fost rezolvată cu ajutorul calculatorului electronic obținându-se diagrame $\mu = f(n_s)$ pentru diferite numere de vârlate Z și diferite unghiuri de ieșire β_2 , precum și diagrame $\mu = f(Z)$ pentru diferite valori ale turației specifice n_s și diferite unghiuri de ieșire β_{2e} . Valorile din diagrame au fost calculate pentru valori maxime ale randamentelor. Relația (3.25) este valabilă pentru întregul domeniu al mașinilor aeronautice-

namice radiale și radial axiale, inclusiv în cazul convertizoarelor hidraulice, conform precizărilor din lucrarea menționată.

Dacă în relația (3.25) se introduc notațiile utilizate în prezenta lucrare pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, precum și unele valori numerice specifice acestor mașini, se obține aceeași expresie (3.25) unde N are următoarele valori:

$$N = \frac{n_s^2 \eta_p (2 \eta_{hp})^{3/2}}{1328,484 \gamma \frac{b_{p2}}{D_{p2}} \operatorname{tg} \beta_{p2z}}$$

Dacă se admite pentru $\gamma = 900 \text{ Kgf}$ și $\frac{b_{p2}}{D_{p2}} = 0,06$ rezultă

$$N = \frac{n_s^2 \cdot \eta_p (2 \eta_{hp})^{3/2}}{71738,14 \operatorname{tg} \beta_{2z}} \quad ; \text{ în cazul regimului de lucru}$$

corespunzător randamentului maxim, admitând $\eta_p = 0,92$ și $\eta_{ph} = 0,95$, rezultă :

$$N = \frac{n_s^2}{29774,42 \operatorname{tg} \beta_{p2z}} \quad ;$$

sau ;

$$N = \frac{n_s^2}{496240,40 \frac{b_{p2}}{D_{p2}} \operatorname{tg} \beta_{p2z}}$$

Din analiza expresiei N rezultă că pentru calculul coeficientului " μ " pentru toate regimurile de funcționare cuprinse între $n_t/n_p = 0$ și $1,0$ este necesară cunoașterea valorilor randamentelor η_p și η_{ph} corespunzătoare acestor regimuri de funcționare.

Relația lui K. Fujie (3.15) scrisă cu notațiile din prezenta lucrare, pentru convertizoare hidraulice de cuplu se prezintă sub forma ;

$$\mu = 1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} \quad (3.26) \quad ; \quad \varphi_2 = \frac{v_{mp2}}{u_{p2}}$$

$$\mu = 1 - \frac{1 - (693 + 15,8 Z_p - 0,258 Z_p^2) 10^{-3}}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} \quad (3.27)$$

Rezultă că se poate calcula coeficientul " μ " pentru diferite regimuri de funcționare cuprinse între rapoartele $n_t/n_p = 0$ și $n_t/n_p = 10$, dacă se cunosc valorile coeficientului de debit , corespunzătoare acestor regimuri de funcționare.

Utilizând relația (3.27) și introducând valori pentru Z_p , β_{p2z} și φ_2 corespunzătoare convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă studiate în prezenta lucrare, se obțin valori $\mu = f(\varphi_2)$, valabile pentru convertizoare hidraulice.

S-au calculat aceste valori pentru rotorii pompă cu număr de palete $Z_p = 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25$ și 26 și cu unghiuri de ieșire $\beta_{p2z} = 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80$, pentru valori ale coeficientului $\varphi_2 = 0 \dots \dots 0,36$. Valorile numerice au fost rezolvate cu ajutorul calculatorului electronic, obținându-se diagramele din fig. 3.14; 3.15; (s-au anexat ca exemplu numai două diagrame), care pot fi utilizate la calculul coeficientului " μ " pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, pentru diferite regimuri de funcționare. Pentru a găsi o relație $n_s = f(\varphi_2)$ se vor rezolva ecuațiile (3.25) și (3.26):

$$\mu = 1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} = \frac{\mu_s - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z}}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} \quad (3.26)$$

$$[1 + (1 - \mu_s)^3 N^2] \mu^3 - (1 + 2\mu_s) \mu^2 + (2 + \mu_s) \mu_s \mu - \mu_s^2 = 0 \quad (3.25)$$

$$N = \frac{n_s^2}{A \operatorname{tg} \beta_{p2z}} \quad A = \frac{1328,484 \sigma^{b_{p2}}}{\eta_p (2 \eta_{hp})^{2/3}}$$

Relația (3.25) se poate scrie sub forma :

$$N^2 = \frac{(1 + 2\mu_s) \mu^2 - (2 + \mu_s) \mu_s \mu + \mu_s^2 - \mu^3}{\mu^3 (1 - \mu_s)^3}$$

$$N^2 = \frac{(1 - \mu)(\mu - \mu_s)^2}{\mu^3 (1 - \mu_s)^3} ; \quad N^2 = \frac{\varphi_2^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{p2z}}{(\mu_s - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z})^3}$$

$$n_s^2 = N A \operatorname{tg} \beta_{p2z} ; \quad n_s^4 = N^2 A^2 \operatorname{tg}^2 \beta_{p2z}$$

$$n_s^4 = \frac{A^2 \varphi_2^2 \operatorname{tg}^2 \beta_{p2z} \cdot \operatorname{ctg}^2 \beta_{p2z}}{(\mu_s - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z})^3} = \frac{A^2 \varphi_2^2}{(\mu_s - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z})^3}$$

$$n_s = \frac{\sqrt{A \varphi_2}}{(\mu_s - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{p2z})^{3/4}} \quad (3.28)$$

Relația (3.28) reprezintă de fapt turația specifică n_s în funcție de coeficientul de debit φ_2 , adică $n_s = f(\varphi_2)$. Această relație se poate aplica, ca și relația (3.25), la toate mașinile aerohidrodinamice radiale și axial radiale, inclusiv la convertizoarele hidraulice de cuplu.

Valoarea coeficientului "A", depinde de raportul b_{p2}/D_{p2} și de randamentul rotorului pompă η_p , de randamentul hidraulic al rotorului pompă η_{hp} și de greutatea specifică a fluidului de lucru. În cazul convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă se remarcă faptul că coeficientul "A" depinde prin intermediul randamentului hidraulic η_{hp} și de regimul de lucru. După cum se poate vedea din relația (3.28) turația specifică depinde de regimul de lucru prin intermediul coeficientului de debit φ_2 și prin intermediul coeficientului A. În cazul zonei de randamente maxime pentru convertizoarele hidraulice cu o treaptă coeficientul $A = 29774,42$, conform celor arătate anterior.

Cu ajutorul unui calculator electronic s-a rezolvat ecuația (3.28) pentru zona de randamente maxime, pentru valori $\varphi_2 = 17 \dots 24$, pentru un număr de palete $Z_p = 15 \dots 26$ și pentru unghiuri $\beta_{p2z} = 30^\circ \dots 80^\circ$ și s-au obținut curbe $n_s = f(\varphi_2)$ reprezentate în diagramele 3.16. 3.17. (spre exemplu).

Cu ajutorul relației (3.28) se pot calcula $n_s = f(\varphi_2)$ pentru toate valorile coeficientului de debit, dela $\varphi_2 = 0 \dots 0,36$ care acoperă de fapt toate regimurile de funcționare, introducându-se în valoarea coeficientului "A" mărimile corespunzătoare de randamente.

Dacă la un convertizor hidraulic se cunoaște turația specifică n_s se poate imediat afla coeficientul de debit φ_2 și invers.

Relația (3.23) poate fi utilizată la proiectarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă.

3.4. Sarcinile și momentele de rotație teoretice ale rotorului pompei și rotorului turbină.

In conformitate cu ecuația fundamentală a pompelor hidrodinamice, se pot scrie pentru rotorul pompei ;

$$H_{thp\infty} = \frac{1}{g} (U_{p2} v_{up2\infty} - U_{p1} v_{up1}) \quad (3.29)$$

$$H_{thp} = \frac{\mu}{g} (U_{p2} v_{up2\infty} - U_{p1} v_{up1}) \quad (3.30) \quad ; \quad \mu = \frac{H_{thp}}{H_{thp\infty}}$$

$$H_{thp} = \frac{1}{g} (U_{p2} v_{up2} - U_{p1} v_{up1}) \quad (3.31)$$

Relația (3.31) se mai poate scrie și sub forma ;

$$\boxed{H_{thp} = A_{p1} n_p^2 - B_{p1} n_p Q} \quad (3.32) \quad \text{unde}$$

$$A_{p1} = \frac{\pi^2 D_{p2}^2}{g \cdot 60^2} ; \quad B_{p1} = \frac{1}{g \cdot 60} \left(\frac{\sigma_{p2}}{b_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{\sigma_{s2}}{b_{s2} \operatorname{tg} \alpha_{s2}} \right)$$

Ecuația rotorului pompei mai poate fi scrisă și sub forma ;

$$\boxed{H_{thp1} = A_{p2} n_p^2 - B_{p2} n_p Q} \quad (3.33) ; \quad B_{p2} = \frac{1}{g \cdot 60} \left(\frac{\sigma_{p2}}{b_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{\sigma_{p1}}{b_{p1} \operatorname{tg} \beta_{p1z}} \right)$$

$$A_{p2} = \frac{\pi^2 D_{p2}^2}{g \cdot 60^2} \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \right] = A_{p1} \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \right]$$

Din intersecția dreptelor reprezentate de ecuațiile (3.32) și (3.33) rezultă debitul Q^* și sarcina teoretică a rotorului pompei H_{thp}^* pentru intrarea fără șoc.

$$Q^* = \frac{(A_{p1} - A_{p2}) n_p}{B_{p1} - B_{p2}} ; \quad (3.34) ; \quad H_{thp}^* = \left(\frac{A_{p2} B_{p1} - A_{p1} B_{p2}}{B_{p1} - B_{p2}} \right) n_p^2 ; \quad (3.35)$$

Momentul de rotație teoretic al rotorului pompei se poate exprima sub forma ;

$$\boxed{M_{thp}} = \frac{P_{thp}}{\omega_p} = \frac{\tau Q H_{thp}}{\omega_p} = \frac{30 \delta Q H_{thp}}{\pi n_p} \quad (3.36)$$

$$\boxed{M_{thp} = B_{p3} n_p Q - A_{p3} Q^2} \quad (3.37) ; \quad B_{p3} = \frac{\pi \tau}{2 g \cdot 60} D_{p2}^2 = A_{p1} \frac{30 \delta}{\pi}$$

Din relația (3.37) rezultă că momentul $M_{thp} = 0$, pentru $Q = 0$ sau pentru $Q = B_{p3} n_p / A_{p3}$. Deoarece M_{thp} nu poate fi zero

cînd se vehiculează un debit Q , rezultă că funcția $M_{thp} = f(Q)$ nu cuprinde întreaga parabolă între cele două valori ale lui Q (fig.3.13), ci numai linia plină.

Debitul corespunzător momentului teoretic maxim al rotorului pom-pă este dat de relația ;

$$B_{p3} \cdot n_p - 2A_{p3} Q M_{thp \max} = 0 ; \quad Q M_{thp \max} = \frac{B_{p3} \cdot n_p}{2 A_{p3}} \quad (3.38)$$

Momentul teoretic maxim al rotorului pompă se obține din relația ;

$$M_{thp \max} = \frac{B_{p3}^2 n_p^2}{4 A_{p3}} \quad (3.39)$$

$$\frac{M_{thp \max}}{Q M_{thp \max}} = \frac{B_{p3} n_p}{2} \quad (3.40)$$

Sarcina teoretică a rotorului turbină se poate scrie sub forma ;

$$H_{tht} = \frac{1}{g} (u_{t1} v_{u_{t1}} - u_{t2} v_{u_{t2}}) \quad (3.41) \quad \text{sau}$$

$$H_{tht} = A_{t1} n_p n_t + B_{t1} n_t Q \quad (3.41) ; \quad B_{t1} = \frac{1}{g \cdot 60} \left(\frac{\sigma_{t2}}{b_{t2} \operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{\sigma_{p2}}{b_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} \right) ;$$

$$A_{t1} = \frac{1}{g} \frac{\pi^2 D_{p2}^2}{60^2} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] = A_{p1} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] ;$$

Sarcina rotorului turbină se mai poate scrie și sub forma ;

$$H_{tht1} = A_{t2} n_t^2 + B_{t2} n_t Q \quad (3.42) ; \quad A_{t2} = \frac{\pi^2 \cdot D_{t1}^2}{g \cdot 60^2} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] ;$$

$$B_{t2} = \frac{1}{g \cdot 60} \left(\frac{\sigma_{t1}}{b_{t1} \operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t12})} + \frac{\sigma_{t2}}{b_{t2} \operatorname{tg} \beta_{t2}} \right) ;$$

Intrarea fără șoc în rotorul turbină se realizează pentru un debit Q^{**} și o sarcină H_{tht}^{**} , corespunzătoare intersecției dreptelor reprezentate prin ecuațiile (3.41) și (3.42).

$$Q^{**} = \frac{(A_{t1} - A_{t2} \frac{n_t^{**}}{n_p}) n_p}{B_{t2} - B_{t1}} \quad (3.43) ; \quad H_{tht}^{**} = \left(\frac{A_{t1} \cdot B_{t2} - A_{t2} B_{t1} \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B_{t2} - B_{t1}} \right) n_p \cdot n_t^{**} \quad (3.44)$$

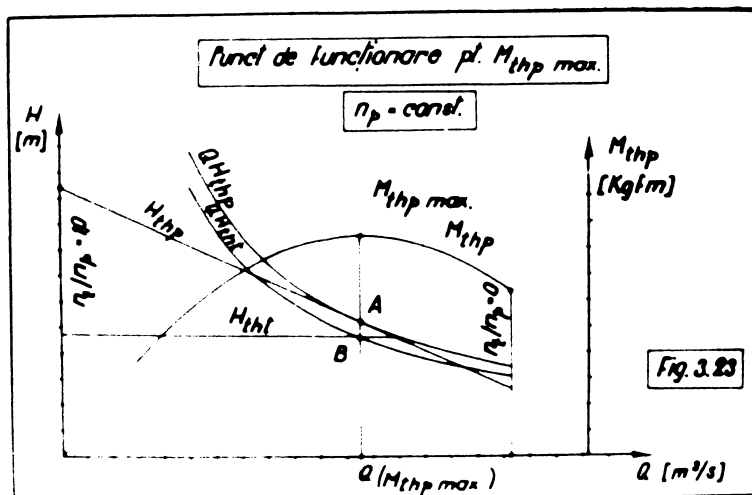
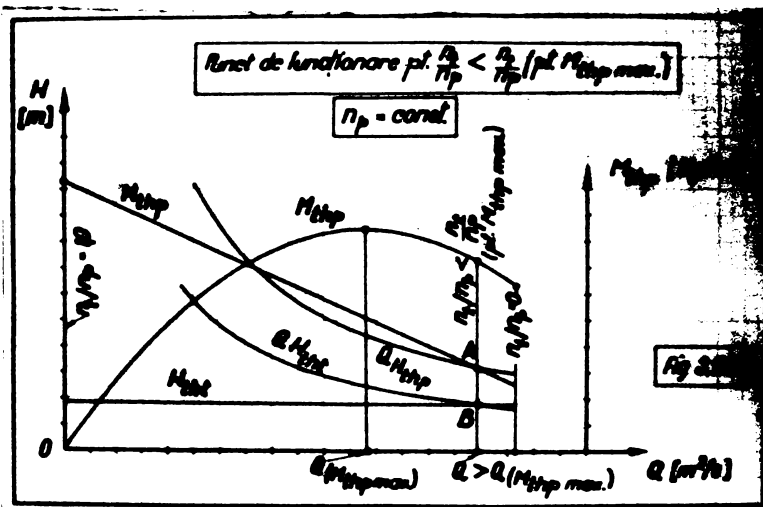
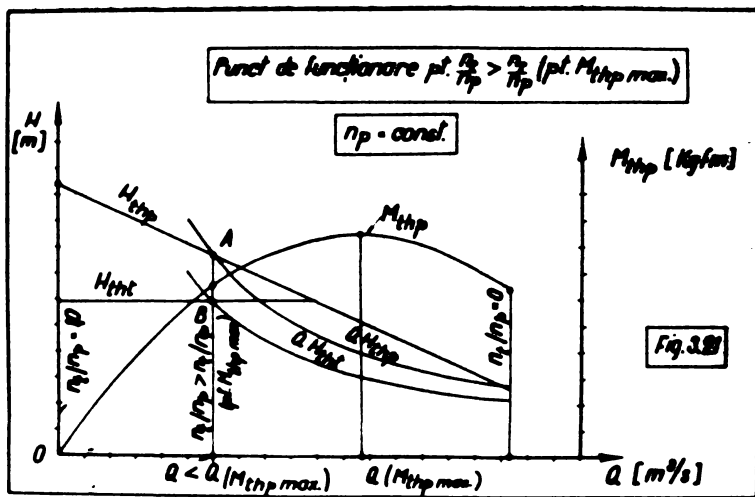
Momentul de rotație teoretic al rotorului turbină se poate scrie sub forma ;

$$M_{tht} = \frac{P_{tht}}{\omega_t} = \frac{\gamma Q H_{tht}}{\omega_t} = \frac{30 \gamma Q H_{tht}}{\pi n_t} \quad (3.45) \text{ sau}$$

$$M_{tht} = B_{t3} n_p Q + A_{t3} Q \quad (3.45)$$

$$A_{t3} = \frac{\gamma}{2 \pi g} \left(\frac{\sigma_{t2}}{b_{t2} \operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{\sigma_{p2}}{b_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} \right) = B_{t1} \frac{30 \gamma}{\pi}$$

$$B_{t3} = \frac{\pi \gamma}{2 g 60} D_{p2}^2 \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] = A_{t1} \frac{30 \gamma}{\pi}$$



În fig.3.19, punctul corespunzător intrării fără șoc în rotorul turbină, se află la intersecția dreptelor ② și ③ iar hiperbola ④ reprezintă relația $Q H_{tht} = \text{const.}$ corespunzătoare intrării fără șoc în rotorul turbină. De regulă intrarea fără șoc în rotorul turbină se realizează pentru un raport n_t/n_p diferit față de cel corespunzător intrării fără șoc pentru rotorul pompă, în vederea obținerii unei zone mai largi a randamentelor mari. Curba ① reprezintă variația $H_{tht} = f(Q)$, remarcându-se faptul că la blocajul convertizorului ($n_t=0$), sarcina teoretică a rotorului turbină, $H_{tht} = 0$, conform relației (3.41). Curba ⑦ reprezintă variația $M_{tht} = f(Q)$, care crește pe măsură ce crește debitul Q , respectiv pe măsură ce scade raportul n_t/n_p . Modul de variație $M_{thp} = f(Q)$, $M_{tht} = f(Q)$, $H_{thp} = f(Q)$, $H_{tht} = f(Q)$, $\eta_h = f(Q)$, este reprezentat în fig.3.20.

Așa cum s-a remarcat din fig.3.18 și din ecuația (3.37) aceiași valoare M_{thp} se poate realiza pentru două debite diferite, situate deoparte și de alta a debitului corespunzător momentului maxim $Q M_{thp \max}$. În fig.3.21, 3.22 și 3.23 sînt reprezentate puncte de funcționare pentru rapoarte $n_t/n_p > n_t/n_p(p \cdot M_{thp \max})$ și $n_t/n_p < n_t/n_p(p \cdot M_{thp \max})$ și n_t/n_p corespunzător momentului $M_{thp \max}$. În diagramele reprezentate în fig.3.18, 19, 20, 21, 22 și 23 s-a considerat că unghiurile β_{p2} , β_{t2} și α_{s2} ale fluidului la ieșirea din paletaje rămîn aceleași pentru toate rapoartele n_t/n_p ,

În capitolele următoare se vor arăta că aceste unghiuri se schimbă de fapt, în funcție de raportul n_t/n_p .

..///..

C A P I T O L U L IV.

PIERDERILE HIDRAULICE IN CIRCUITUL
CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA
IN DIFERITE REGIMURI DE LUCRU.

După cum s-a arătat în capitolele anterioare pierderile hidraulice pot fi evidențiate sub forma ;

$$H_{thp} - H_{tnt} = \sum h$$

Pierderile hidraulice care se produc dealungul circuitului hidraulic sînt de mai multe categorii, dar avînd în vedere studiile efectuate în acest domeniu, se poate considera că :

$$\sum h = \sum h_{\text{soc}} + \sum h_{fr}$$

In cele ce urmează se vor analiza aceste două categorii de pierderi dealungul circuitului hidraulic pentru diferite regimuri de funcționare

4.1. Pierderile hidraulice prin șoc la intrarea în rotorul pompă, rotorul turbinei și aparatul director, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic.

Pierderile prin șoc pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă se pot scrie sub forma :

$$\sum h_{\text{soc}} = h_{p,\text{soc}} + h_{t,\text{soc}} + h_{s,\text{soc}} = \frac{\rho_{\text{soc}}}{2g} (W_{p,\text{soc}}^2 + W_{t,\text{soc}}^2 + W_{s,\text{soc}}^2)$$

$h_{p,\text{soc}}$ = pierderile prin șoc la intrarea în rotorul pompă

$h_{t,\text{soc}}$ = pierderile prin șoc la intrarea în rotorul turbinei

$h_{s,\text{soc}}$ = pierderile prin șoc la intrarea în aparatul director

4.1.1. Calculul vitezelor de șoc la intrarea în rotorul pompă, rotorul turbinei și aparatul director. În cazul că intrarea fără șoc se realizează în intratul convertizor pentru același debit Q^* , respectiv pentru același raport n^*/n_0 .

Intrarea în rotorul pompei.

În fig.4.1a și 4.1b sînt prezentate triunghiurile de viteză la intrarea în rotorul pompei pentru debite mai mari și mai mici decît debitul Q^* , corespunzător intrării fără șoc, în comparație cu triunghiurile de viteză pentru intrarea fără șoc.

Se presupune $Q_p = Q_f = Q_s = Q$ adică randamentul volumetric $\eta_v = 10$. Se știe că :

$$V_{mp1} = \frac{Q}{\pi D_{p1} b_{p1}} \quad ; \quad V_{mp1}^* = \frac{Q^*}{\pi D_{p1} b_{p1}} \quad ; \quad \boxed{Q > Q^*}$$

$$\frac{W_{p,șoc}}{u_{p1}} = \frac{\sigma_{p1} (V_{mp1} - V_{mp1}^*)}{\sigma_{p1} V_{mp1}^*} = \frac{V_{mp1} - V_{mp1}^*}{V_{mp1}^*} = \frac{Q - Q^*}{Q^*}$$

$$\boxed{W_{p,șoc} = u_{p1} \frac{Q - Q^*}{Q} = u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right)}$$

(4.1)

$$\frac{W_{p,șoc}}{u_{p1}} = \frac{Q^* - Q}{Q^*} \quad ; \quad \boxed{Q < Q^*}$$

$$\boxed{W_{p,șoc} = u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(1 - \frac{Q}{Q^*} \right) = -u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right)}$$

(4.2)

În cazul fig.4.1b deoarece $Q < Q^*$ vectorul viteză de șoc de la intrarea în rotorul pompei își schimbă sensul.

Intrarea în rotorul turbinei.

Triunghiurile de viteză la intrarea în rotorul turbinei pentru debite mai mari și mai mici decît debitul Q^* (intrarea fără șoc) sînt arătate în fig.4.2a și 4.2b. Avînd în vedere notațiile din figură rezultă :

$$\frac{X}{u_{p2} - u_{t1}^*} = \frac{Q - Q^*}{Q^*} \quad ; \quad X = u_{p2} \left(1 - \frac{n_r^*}{n_p} \right) \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right) \quad ; \quad \boxed{Q > Q^*}$$

$$u_{t1}^* - u_{t1} = u_{p2} \frac{n_r^*}{n_p} - u_{p2} \frac{n_r}{n_p} = u_{p2} \left(\frac{n_r^*}{n_p} - \frac{n_r}{n_p} \right)$$

$$W_{t, \text{șoc}} = (u_{t1}^* - u_{t1}) - X = u_{p2} \left(\frac{n_t^*}{n_p} - \frac{n_t}{n_p} \right) - u_{p2} \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \left(\frac{Q - Q^*}{Q^*} \right)$$

$$W_{t, \text{șoc}} = u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^*} \right]$$

(4.3)

$$\frac{X}{u_{p2} - u_{t1}^*} = \frac{Q^* - Q}{Q^*} ; \quad u_{t1} - u_{t1}^* = u_{p2} \left(\frac{n_t}{n_p} - \frac{n_t^*}{n_p} \right) ; \quad \boxed{Q < Q^*}$$

$$X = u_{p2} \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \left(1 - \frac{Q}{Q^*} \right)$$

$$W_{t, \text{șoc}} = (u_{t1} - u_{t1}^*) - X = -u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^*} \right]$$

(4.4)

În cazul fig.4.2b datorită faptului că $Q < Q^*$ și $n_t/n_p > n_t^*/n_p$ vectorul vitezei de șoc de la intrarea în rotorul turbină își schimbă sensul.

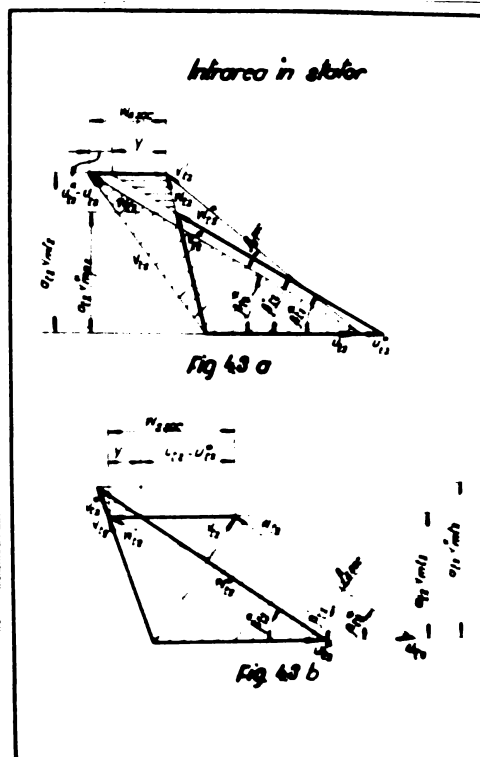
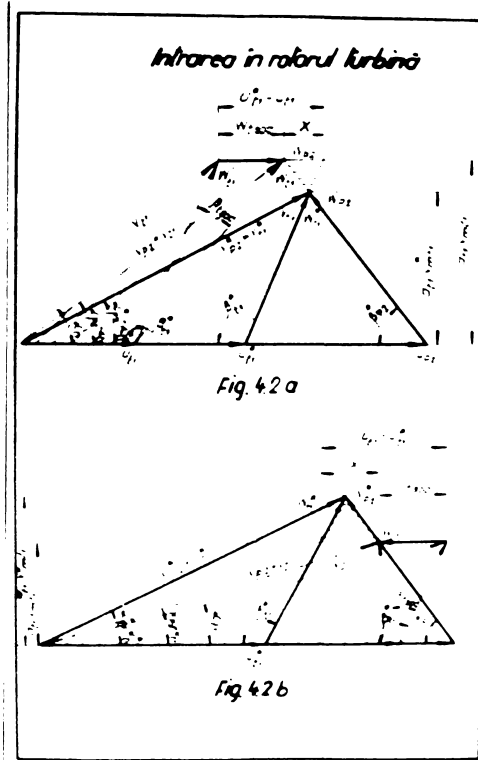
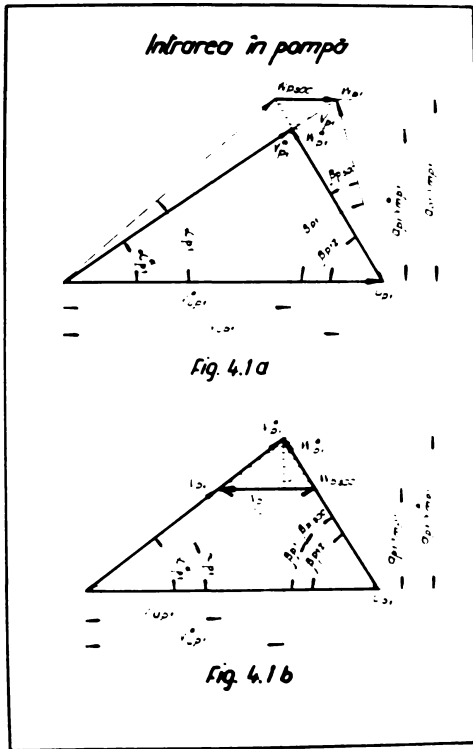
Intrarea în aparatul director.

În fig.4.3a și 4.3b sînt prezentate triunghiurile de viteză la intrarea în aparatul director pentru debite mai mari și mai mici decît debitul Q^* (intrarea fără șoc). Ținînd seama de notațiile din aceste figuri rezultă :

$$\frac{Y}{u_{t2}^*} = \frac{Q - Q^*}{Q^*} ; \quad \boxed{Q > Q^*}$$

$$Y = u_{t1}^* \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Q - Q^*}{Q^*} = u_{p2} \frac{n_t^*}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right)$$

$$u_{t2}^* - u_{t2} = u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{n_t^*}{n_p} - \frac{n_t}{n_p} \right)$$



$$W_{s, \text{șoc}} = (u_{t2}^* - u_{t2}) + Y = u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{n_t^*}{n_p} \frac{Q}{Q^*} - \frac{n_t}{n_p} \right) \quad (4.5)$$

$$\frac{Y}{u_{t2}^*} = \frac{Q^* - Q}{Q^*} ; Y = u_{p2} \frac{n_t^*}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(1 - \frac{Q}{Q^*} \right) ; \quad Q < Q^*$$

$$u_{t2} - u_{t2}^* = u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{n_t}{n_p} - \frac{n_t^*}{n_p} \right)$$

$$W_{s, \text{șoc}} = (u_{t2} - u_{t2}^*) + Y = -u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left[\frac{n_t^*}{n_p} \frac{Q}{Q^*} - \frac{n_t}{n_p} \right] \quad (4.6)$$

În cazul fig.4.3b datorită faptului că $Q < Q^*$ și $n_t/n_p > n_t^*/n_p$ vectorul viteză de șoc de la intrarea în aparatul director își schimbă sensul.

4.1.2. Calculul vitezelor de șoc la intrarea în rotorul pompă, rotorul turbine și aparatul director, în cazul că intrarea fără șoc se realizează în fiecare din cele trei elemente componente, pentru debite diferite și respectiv pentru rapoarte n_t/n_p diferite.

În acest caz se presupune că intrarea fără șoc în rotorul pompă se realizează pentru debitul Q^* , respectiv pentru raportul n_t^*/n_p , intrarea fără șoc în rotorul turbine pentru debitul Q^{**} , respectiv pentru raportul n_t^{**}/n_p , iar intrarea fără șoc în aparatul director pentru debitul Q^{***} , respectiv pentru raportul n_t^{***}/n_p .

A). Calculul vitezelor de șoc la intrare pentru debitul Q diferit de Q^* , Q^{**} și Q^{***} .

Pentru calculul vitezelor de șoc la intrare în rotorul pompă, rotorul turbine și aparatul director se pot aplica relațiile de la punctul 4.1.1 și figurile 4.1, 4.2, și 4.3, cu singurele deosebiri că la rotorul turbine în loc de debitul Q^* și raportul n_t^*/n_p se va introduce Q^{**} și respectiv n_t^{**}/n_p , iar la aparatul director în loc de debitul Q^* și raportul n_t^*/n_p se va introduce Q^{***} respectiv n_t^{***}/n_p .

În aceste condiții vitezele de șoc la intrarea în rotorul pompă, rotorul turbine și aparatul director vor fi ;

$$W_{p, soc} = u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right) ; \quad Q > Q^* \quad (4.1)$$

$$W_{p, soc} = -u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right) ; \quad Q < Q^* \quad (4.2)$$

$$W_{t, soc} = u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^{**}} \right] ; \quad Q > Q^{**} \quad (4.7)$$

$$W_{t, soc} = -u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^{**}} \right] ; \quad Q < Q^{**} \quad (4.8)$$

$$W_{s, soc} = u_{p2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Q}{Q^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right) ; \quad Q > Q^{***} \quad (4.9)$$

$$W_{s, soc} = -u_{p2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Q}{Q^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right) ; \quad Q < Q^{***} \quad (4.10)$$

B). Calculul vitezelor de soc la intrare pentru debitul Q^* , cînd debitale pentru intrarea fără soc în rotorul turbină și aparatul director sînt Q^{**} respectiv Q^{***} .

În rotorul pompei intrarea făcîndu-se fără șoc rezultă;

$$W_{p, soc}^* = 0 \quad (4.11)$$

În rotorul turbină intrarea făcîndu-se cu șoc, se pot utiliza relațiile (4.3) și (4.4) unde în loc de debitul Q și respectiv raportul n_t/n_p se introduce debitul Q^* și n_t^*/n_p , iar în loc de debitul Q^* și n_t^*/n_p (din relațiile 4.3 și 4.4) se introduce debitul Q^{**} și n_t^{**}/n_p (intrarea fără șoc în rotorul turbină). Ținînd seama de aceste modificări, rezultă ;

$$W_{t, soc}^* = u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q^*}{Q^{**}} \right] ; \quad Q^* > Q^{**} \quad (4.12)$$

$$W_{t, \text{șoc}}^* = -u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \right) \frac{Q^*}{Q^{***}} \right] ; Q^* < Q^{***} \quad (4.13)$$

In aparatul director intrarea făcîndu-se cu șoc, se pot aplica relațiile (4.5) și (4.6), înlocuindu-se debitul Q și raportul n_t/n_p cu debitul Q^* și n_t^*/n_p , iar în loc de debitul Q^* și raportul n_t^*/n_p (din relațiile 4.6 și 4.5) se introduc debitul Q^{***} și raportul n_t^{***}/n_p (intrarea fără șoc în aparatul director). Dacă se ține seama de aceste schimbări, rezultă ;

$$W_{s, \text{șoc}}^* = u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^*}{Q^{***}} - \frac{n_t^*}{n_p} \right) ; Q^* > Q^{***} \quad (4.14)$$

$$W_{s, \text{șoc}}^* = -u_{p2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^*}{Q^{***}} - \frac{n_t^*}{n_p} \right) ; Q^* < Q^{***} \quad (4.15)$$

c). Calculul vitezelor de șoc la intrare pentru debitul Q^{**} , cînd debitele pentru intrarea fără șoc în rotorul pompei și aparatul director sînt Q^* respectiv Q^{***} .

In rotorul pompei intrarea se face cu șoc și se pot aplica relațiile (4.1) și (4.2) introducînd în locul debitului Q , valoarea debitului Q^{**} . Cu această modificare se obțin relațiile ;

$$W_{p, \text{șoc}}^{**} = u_{p2} \frac{Dp_1}{Dp_2} \left(\frac{Q^{**}}{Q^*} - 1 \right) ; Q^{**} > Q^* \quad (4.16)$$

$$W_{p, \text{șoc}}^{**} = -u_{p2} \frac{Dp_1}{Dp_2} \left(\frac{Q^{**}}{Q^*} - 1 \right) ; Q^{**} < Q^* \quad (4.17)$$

In rotorul turbinei intrarea se face fără șoc și în consecință, rezultă ;

$$W_{t, \text{șoc}}^{**} = 0 \quad (4.18)$$

In aparatul director intrarea se face cu șoc și se pot

aplica relațiile (4.5) și (4.6), modificându-se debitul Q și raportul $\frac{n_t}{n_p}$ în debitul Q^{**} și raportul n_t^{**}/n_p , iar debitul Q^* și raportul n_t^*/n_p (din relația 4.5 și 4.6) cu debitul Q^{***} și n_t^{***}/n_p (intrarea fără șoc în aparatul director).
Cu aceste modificări rezultă :

$$W_{s, \text{șoc}}^{**} = u_{p2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^{**}}{Q^{***}} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) ; \quad Q^{**} > Q^{***} \quad (4.19)$$

$$W_{s, \text{șoc}}^{**} = -u_{p2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^{**}}{Q^{***}} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) ; \quad Q^{**} < Q^{***} \quad (4.20)$$

D), Calculul vitezelor de șoc la intrare pentru debitul Q^{***} , când debitul pentru intrarea fără șoc în rotorul pompei și rotorul turbinei sînt Q^* respectiv Q^{**}

În rotorul pompei intrarea se face cu șoc și se pot aplica relațiile (4.1) și (4.2), prin introducerea debitului Q^{***} în locul debitului Q . În felul acesta se obțin relațiile :

$$W_{p, \text{șoc}}^{***} = u_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q^{***}}{Q^*} - 1 \right) ; \quad Q^{***} > Q^* \quad (4.21)$$

$$W_{p, \text{șoc}}^{***} = -u_p \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{Q^{***}}{Q^*} - 1 \right) ; \quad Q^{***} < Q^* \quad (4.22)$$

În rotorul turbinei se face cu șoc intrarea și se pot aplica relațiile (4.3) și (4.4), cu înlocuirea debitului Q și a raportului n_t/n_p cu debitul Q^{***} respectiv cu raportul n_t^{***}/n_p , iar debitul Q^* și raportul n_t^*/n_p cu debitul Q^{**} respectiv raportul n_t^{**}/n_p . În aceste condiții se pot scrie relațiile :

$$W_{t, \text{șoc}}^{***} = u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q^{***}}{Q^{**}} \right] ; \quad Q^{***} > Q^{**} \quad (4.23)$$

$$W_{t, \text{șoc}}^{***} = -u_{p2} \left[\left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q^{***}}{Q^{**}} \right] ; \quad Q^{***} < Q^{**} \quad (4.24)$$

In aparatul director intrarea se face fără șoc și în consecință se poate scrie :

$$\boxed{W_{s\text{ șoc}}^{***} = 0} \quad (4.25)$$

4.1.3. Calculul pierderilor prin șoc la intrarea în rotorul pompei, rotorul turbinei și aparatul director, în cazul că intrarea fără șoc se realizează în întregul convertizor pentru debitul Q^* , respectiv pentru același raport n_t^*/n_p .

Calculul pierderilor se va face pentru debite cuprinse între $Q=0$ și Q_{max} , pentru rapoarte $0 \leq n_t/n_p \leq 1,0$ rezultând următoarele relații ;

$$\boxed{h_{p\text{ șoc}} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{W_{p\text{ șoc}}^2}{2g} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right)^2 = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} C_{p1}} \quad (4.26)$$

$$\boxed{h_{t\text{ șoc}} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{W_{t\text{ șoc}}^2}{2g} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^*} \right]^2 = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} C_{t1}} \quad (4.27)$$

$$\boxed{h_{s\text{ șoc}} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{W_{s\text{ șoc}}^2}{2g} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^*}{n_p} \frac{Q}{Q^*} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} C_{s1}} \quad (4.28)$$

$$\boxed{\Sigma h_{\text{șoc}} = \varphi_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} (C_{p1} + C_{t1} + C_{s1})} \quad (4.29)$$

$$\boxed{C_{p1} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} - 1 \right)^2} ; \quad \boxed{C_{t1} = \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \right]^2}$$

$$\boxed{C_{s1} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^*}{n_p} \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2} \quad \frac{Q}{Q^*} = \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*}$$

Pierderile prin șoc $\Sigma h_{\text{șoc}} = f \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \right)$ și respectiv $\Sigma h_{\text{șoc}} = f(n_t/n_p)$, reprezintă pierderile prin șoc pentru toate regiunile de lucru ale unui convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă.

4.1.4. Calculul pierderilor prin soc la intrarea în rotorul pomii, rotorul turbinei și aparatul director, în cazul că intrarea în soc se realizează pentru fiecare din cele trei elemente componente, pentru debite diferite și respectiv pentru rapoarte diferite.

A). Pierderile prin soc la intrare pentru debite Q diferite de Q^* , Q^{**} , și Q^{***} (pentru un raport $0 \leq n_t/n_p \leq 1,0$)

Calculul se vor face pentru debite Q cuprinse între $Q=0$ și Q_{max} , și pentru rapoarte $0 \leq n_t/n_p \leq 1,0$.

În acest fel se poate obține $\Sigma h_{soc} = f \left(\frac{Q}{Q^*}, \frac{Q}{Q^{**}}, \frac{Q}{Q^{***}} \right)$ respectiv $\Sigma h_{soc} = f(n_t/n_p)$ pentru toate regimurile de lucru ale unui convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă.

$$h_{p,soc} = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{Q}{Q^*} - 1 \right)^2 = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} C_{p1} \quad (4.26)$$

$$h_{t,soc} = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q}{Q^{**}} \right]^2 = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} C_{t2} \quad (4.30)$$

$$h_{s,soc} = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q}{Q^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} C_{s2} \quad (4.31)$$

$$\Sigma h_{soc} = \varphi_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} (C_{p1} + C_{t2} + C_{s2}) \quad (4.32)$$

$$C_{t2} = \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{\varphi_2}{\varphi_2^{**}} \right]^2$$

$$C_{s2} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{\varphi_2}{\varphi_2^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2$$

B). Pierderile prin șoc la intrare pentru un debit Q^* și un raport $\frac{D_{t2}}{D_{t1}}$.

În acest caz pierderile prin șoc se referă la un singur regim de lucru și anume la intrarea fără șoc în rotorul pompei.

$$h_{s\text{șoc}}^* = 0$$

$$h_{t\text{șoc}}^* = \rho_{\text{șoc}} \frac{U_{t2}^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q^*}{Q^{**}} \right]^2 \quad (4.33)$$

$$h_{s\text{șoc}}^* = \rho_{\text{șoc}} \frac{U_{t2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^*}{Q^{***}} - \frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 \quad (4.34)$$

$$\Sigma h_{s\text{șoc}}^* = \rho_{\text{șoc}} \frac{U_{t2}^2}{2g} (C_{s3} - C_{s3}) \quad (4.35)$$

$$C_{s3} = \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{Q^*}{Q^{**}} \right]^2$$

$$C_{s3} = \left(\frac{D_{t2}^2}{D_{t1}^2} \frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^*}{Q^{***}} - \frac{n_t^*}{n_p} \right)^2$$

C). Pierderile prin șoc la intrare pentru un debit Q^{**} și un raport $\frac{D_{t2}}{D_{t1}}$.

Acest regim de lucru corespunde intrării fără șoc în rotorul turbinei și în consecință pierderile prin șoc se referă la un singur regim de lucru.

$$h_{t\text{șoc}}^{**} = \rho_{\text{șoc}} \frac{U_{t2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t1}}{D_{t2}} \right)^2 \left(\frac{Q^{**}}{Q^*} - 1 \right)^2 \quad (4.36)$$

$$h_{s\text{șoc}}^{**} = 0$$

$$h_{s\text{șoc}}^{**} = \rho_{\text{șoc}} \frac{U_{t2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{Q^{**}}{Q^{***}} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right)^2 \quad (4.37)$$

$$\boxed{\Sigma h_{\text{soc}}^{***} = \varphi_{\text{soc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} (C_{p2} + C_{s4})} \quad (4.38)$$

$$C_{p2} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\rho_2^{***}}{\rho_2^*} - 1 \right)^2 ; \quad C_{s4} = \left(\frac{Dt2}{Dt1} \right)^2 \left(\frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \cdot \frac{\rho_2^{***}}{\rho_2^{***}} - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \right)^2$$

D). Pierderile prin soc la intrare pentru un debit Q^{***} și un raport η_t^{***}/η_p .

Regimul de lucru pentru care se calculează în acest caz pierderile prin soc la intrare, pentru cele trei paletaje ale circuitului hidraulic, reprezintă intrarea fără soc în aparatul director.

Relațiile care se pot scrie în acest caz sînt următoarele ;

$$h_{p\text{soc}}^{***} = \varphi_{\text{soc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{Q^{***}}{Q^*} - 1 \right)^2 \quad (4.39)$$

$$h_{t\text{soc}}^{***} = \varphi_{\text{soc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \right) - \left(1 - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \right) \frac{Q^{***}}{Q^*} \right]^2 \quad (4.40)$$

$$h_{s\text{soc}}^{***} = 0$$

$$\boxed{\Sigma h_{\text{soc}}^{***} = \varphi_{\text{soc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} (C_{p3} + C_{t4})} \quad (4.41)$$

$$C_{p3} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\rho_2^{***}}{\rho_2^*} - 1 \right)^2 ; \quad C_{t4} = \left[\left(1 - \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \right) - \left(1 - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \right) \frac{\rho_2^{***}}{\rho_2^*} \right]^2$$

4.2. Pierderile hidraulice prin frecare în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic de cuplu.

Pierderile hidraulice prin frecare într-un convertizor hidraulic de cuplu, depind de forma și dimensiunile canalelor interpaletaj, de calitatea suprafețelor acestora, de vitezele fluidului de lucru la trecerea prin aceste canale și de alți factori care vor fi evidențiați în acest subcapitol.

În general pierderile hidraulice ale convertizoarelor hidraulice pot fi exprimate prin relații similare cu cele de la curgerea prin conducte, cu precizarea faptului că datorită faptului că aceste canale se rotesc în timpul trecerii lichidului prin ele, valorile coeficienților de frecare sînt diferite în raport cu valorile pentru curgerea prin conducte.

Pentru canale care au secțiuni transversale necirculare și cu traiectorie răsucită, cum este cazul convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, pierderile hidraulice prin frecare pot fi scrise sub forma ;

$$\Sigma h_{fr} = h_{pfr} + h_{tfr} + h_{sfr} \quad (4.42)$$

h_{pfr} - pierderile hidraulice prin frecare în rotorul pompă
 h_{tfr} - pierderile hidraulice prin frecare în rotorul turbină
 h_{sfr} - pierderile hidraulice prin frecare în aparatul director.

$$\Sigma h_{fr} = \lambda'_{p} \frac{L_{ep}}{P 4 R_{hp}} \frac{W_{pmed}^2}{2g} + \lambda'_{t} \frac{L_{et}}{t 4 R_{th}} \frac{W_{tmed}^2}{2g} + \lambda'_{s} \frac{L_{es}}{s 4 R_{hs}} \frac{W_{smed}^2}{2g} \quad (4.43)$$

$\lambda'_{p}, \lambda'_{t}, \lambda'_{s}$ - coeficienții pierderilor de sarcină prin frecare, în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.

R_{hp}, R_{ht}, R_{hs} - razele hidraulice ale canalelor interpaletaj din rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.

$W_{pmed}, W_{tmed}, W_{smed}$ - valorile medii ale vitezelor relative, prin rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.

L_{ep}, L_{et}, L_{es} - lungimile echivalente ale canalelor din rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.

Valorile medii ale vitezelor relative pot fi calculate aplicînd relația valorii medii patratice ;

$$W_{med} = \sqrt{\frac{W_1^2 + W_2^2 + \dots + W_n^2}{n}} = \frac{1}{\sqrt{n}} \sum_{i=1}^n \sqrt{W_i^2}$$

În funcție de forma și lungimea canalelor interpaletaj se pot determina vitezele relative în 2-5 puncte (sau chiar mai multe) ale canalului, cu ajutorul cărora să se calculeze vâiteza medie relativă. Avînd în vedere că în final se intenționează să se exprime pierderile de frecare în funcție de geometria convertizorului (inclusiv a unghiurilor de intrare și de ieșire ale paletelor), în cele ce urmează se vor lua în considerare valorile medii ale vitezelor relative de la intrarea și ieșirea din paletaje ;

$$W_{pmed} = \sqrt{\frac{W_{p1}^2 + W_{p2}^2}{2}} ; W_{tmed} = \sqrt{\frac{W_{t1}^2 + W_{t2}^2}{2}} ; W_{smed} = \sqrt{\frac{W_{s1}^2 + W_{s2}^2}{2}}$$

Razele hidraulice corespunzătoare canalelor interpaletaj, pot fi definite astfel :

$$R_h = \frac{\text{suprafata medie a sectiunii transversale}}{\text{perimetrul mediu udat}} = \frac{S_{med.}}{p_{med.}}$$

$$S_{pzmed} = \frac{Q}{W_{pmed} \cdot Z_p} ; S_{tzmed} = \frac{Q}{W_{tmed} \cdot Z_t} ; S_{szmed} = \frac{Q}{W_{smed} \cdot Z_s}$$

$$p_{pmed} = \frac{2S_{pzmed}}{b_{pmed}} + 2b_{pmed} ; p_{tmed} = \frac{2S_{tzmed}}{b_{tmed}} + 2b_{tmed}$$

$$p_{smed} = \frac{2S_{szmed}}{b_{smed}} + 2b_{smed} ; b_{pmed} = \sqrt{\frac{b_{p1}^2 + b_{p2}^2}{2}}$$

$$b_{tmed} = \sqrt{\frac{b_{t1}^2 + b_{t2}^2}{2}} ; b_{smed} = \sqrt{\frac{b_{s1}^2 + b_{s2}^2}{2}}$$

Ținînd seama de cele expuse, razele hidraulice pot fi calculate cu ajutorul relațiilor ;

$$R_{hp} = \frac{S_{pzmed}}{p_{pmed}} ; R_{ht} = \frac{S_{tzmed}}{p_{tmed}} ; R_{hs} = \frac{S_{szmed}}{p_{smed}}$$

Lungimile echivalente ale canalelor interpaletaj, variază în raport de mărimile convertizoarelor și ale unghiurilor de la intrarea și ieșirea din paletaj, și vor putea fi cunoscute deabia după trasarea paletajelor ;

Dacă se introduce coeficienții de formă

$$\bar{\zeta}_p = \frac{L_{ep}}{4R_{hp}} ; \bar{\zeta}_t = \frac{L_{et}}{4R_{ht}} ; \bar{\zeta}_s = \frac{L_{es}}{4R_{hs}}$$

rezultă ;

$$\sum h_{fr} = \frac{\lambda'_p \bar{\zeta}_p}{2g} W_{pmed}^2 + \frac{\lambda'_t \bar{\zeta}_t}{2g} W_{tmed}^2 + \frac{\lambda'_s \bar{\zeta}_s}{2g} W_{smed}^2$$

(4.44)

Dacă se notează cu ;

$$\zeta_p = \lambda'_p \bar{\zeta}_p ; \zeta_t = \lambda'_t \bar{\zeta}_t ; \zeta_s = \lambda'_s \bar{\zeta}_s$$

relația (4.44) va deveni ;

$$\sum h_{fr} = \frac{\zeta_p}{2g} W_{pmed}^2 + \frac{\zeta_t}{2g} W_{tmed}^2 + \frac{\zeta_s}{2g} W_{smed}^2$$

(4.45)

În această relație coeficienții ζ_p , ζ_t și ζ_s sînt denumiți coeficienții globali ai pierderilor hidraulice prin frecare din rotorul pompă, rotorul turbină, respectiv aparatul director.

Vitezele relative medii din relația (4.45) mai pot fi exprimate și prin intermediul vitezelor meridionale, după cum urmează ;

$$W_{p1}^2 = \frac{\sigma_{p1}^2 v_{mp1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} ; W_{p2}^2 = \frac{\sigma_{p2}^2 v_{mp2}^2}{\sin^2 \beta_{p2z}} ; W_{smed}^2 = \frac{W_{p1}^2 + W_{p2}^2}{2}$$

$$W_{pmed}^2 = \left(\frac{\sigma_{p1}^2 v_{mp1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} + \frac{\sigma_{p2}^2 v_{mp2}^2}{\sin^2 \beta_{p2z}} \right) \frac{1}{2} = \left[\frac{\sigma_{p1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \right)^2 + \frac{\sigma_{p2}^2}{\sin^2 \beta_{p2z}} \right] \frac{v_{mp2}^2}{2}$$

$$W_{t1}^2 = \frac{\sigma_{t1}^2 v_{mt1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} ; W_{t2}^2 = \frac{\sigma_{t2}^2 v_{mt2}^2}{\sin^2 \beta_{t2z}} = E_p \frac{v_{mp2}^2}{2}$$

$$W_{tmed}^2 = \left(\frac{\sigma_{t1}^2 v_{mt1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} + \frac{\sigma_{t2}^2 v_{mt2}^2}{\sin^2 \beta_{t2z}} \right) \frac{1}{2}$$

$$W_{tmed}^2 = \left[\frac{\sigma_{t1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t1}} \right)^2 + \frac{\sigma_{t2}^2}{\sin^2 \beta_{t2z}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 \right] \frac{v_{mp2}^2}{2} = \frac{v_{mp2}^2}{2}$$

$$W_{S1}^2 = V_{S1}^2 = \frac{\alpha_{S1}^2 v_{ms1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{S1Z})} \quad ; \quad W_{S2}^2 = V_{S2}^2 = \frac{\alpha_{S2}^2 v_{ms2}^2}{\sin^2 \alpha_{S2}}$$

$$W_{Smed}^2 = \left(\frac{\alpha_{S1}^2 v_{ms1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{S1Z})} + \frac{\alpha_{S2}^2 v_{ms2}^2}{\sin^2 \alpha_{S2}} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

$$W_{Smed}^2 = V_{Smed}^2 = \left[\frac{\alpha_{S1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{S1Z})} \left(\frac{Sp2}{Sp1} \right)^2 + \frac{\alpha_{S2}^2}{\sin^2 \alpha_{S2}} \left(\frac{Sp2}{St2} \right)^2 \right] \frac{v_{mp2}^2}{2} = E_s \frac{V_{mp2}^2}{2}$$

Se consideră ;

$$V_{mp1} = V_{mp2} \frac{Sp2}{Sp1} ; \quad V_{mt1} = V_{mp2} \frac{Sp2}{St1} ; \quad V_{mt2} = V_{mp2} \frac{Sp2}{St2} ; \quad V_{ms1} = V_{mp2} \frac{Sp2}{Ss1}$$

$$V_{ms2} = V_{mp2} \frac{Sp2}{Ss2}$$

$$E_p = \frac{\alpha_{p1}^2 \left(\frac{Sp2}{Ss1} \right)^2}{\sin^2 \beta_{p1Z}} + \frac{\alpha_{p2}^2}{\sin^2 \beta_{p2}} \quad ; \quad E_t = \frac{\alpha_{t1}^2 \left(\frac{Sp2}{St1} \right)^2}{\sin^2(180^\circ - \beta_{t1Z})} + \frac{\alpha_{t2}^2 \left(\frac{Sp2}{St2} \right)^2}{\sin^2 \beta_{t2}}$$

$$E_s = \frac{\left(\frac{Sp2}{Ss1} \right)^2 \alpha_{S1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{S1Z})} + \frac{\alpha_{S2}^2 \left(\frac{Sp2}{Ss2} \right)^2}{\sin^2 \alpha_{S2}}$$

$$\Sigma h_{fr} = \frac{\zeta_p}{4g} E_p v_{mp2}^2 + \frac{\zeta_t}{4g} E_t v_{mp2}^2 + \frac{\zeta_s}{4g} E_s v_{mp2}^2$$

$$\Sigma h_{fr} = \left(\zeta_p E_p + \zeta_t E_t + \zeta_s E_s \right) \frac{V_{mp2}^2}{4g} \quad (4.46)$$

$$h_{pfr} = \frac{\zeta_p}{4g} E_p v_{mp2}^2 ; \quad h_{tfr} = \frac{\zeta_t}{4g} E_t v_{mp2}^2 ; \quad h_{sfr} = \frac{\zeta_s}{4g} E_s v_{mp2}^2$$

4.2.1. Pierderile hidraulice în rotorul pompă se pot scrie după cum urmează ;

$$h_p = h_{pfr} + h_{p\text{șoc}} = \frac{\zeta_p}{4g} E_p v_{mp2}^2 + \rho_{\text{șoc}} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{f_2}{f_2^*} - 1 \right)^2$$

f_2^* = coeficientul de debit pentru intrarea fără șoc în rotorul pompă ;

Pierderile hidraulice prin frecare în rotorul pompă se pot evidenția prin relația ;

$$h_p = H_{thp} - H_{thp} \cdot \eta_{hp} ; \quad \eta_{hp} - \text{randamentul hidraulic al rotorului pompă}$$

$$h_{pfr} = H_{thp} (1 - \eta_{hp}) - h_{p\text{șoc}} ;$$

Sarcina teoretică a rotorului pompi, se poate scrie

sub forma ;

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \varphi_2 \left(\alpha_{p2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right) \right] = \frac{u_{p2}^2}{g} T_1$$

Dacă se ține seama de valoarea pierderilor hidraulice prin șoc se obține ;

$$\frac{\zeta_p}{4g} E_p v_{mp2}^2 = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[T_1 (1 - \eta_{hp}) - \frac{\varphi_{soc}}{2} C_{p1} \right]$$

$$\boxed{\zeta_p = \frac{4 \left[T_1 (1 - \eta_{hp}) - \frac{\varphi_{soc}}{2} C_{p1} \right]}{E_p \cdot \varphi_2^2}} \quad (4.47)$$

$$\varphi_2 = \frac{v_{mp2}}{u_{p2}} ; \quad \eta_{hp} \text{ — randamentul hidraulic al rotorului pompă}$$

$$C_{p1} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi^*} - 1 \right)^2 ; \quad T_1 = 1 - \varphi_2 \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right)$$

Calculul coeficientului global de pierderi hidraulice prin frecare conform relației (4.47), $\zeta_p = f(\varphi_2)$, presupune cunoașterea unor rapoarte geometrice ale convertizorului, a unor unghiuri și a randamentului hidraulic al rotorului pompă.

Similar cu rotorul pompă, se pot obține relații pentru coeficienții pierderilor de sarcină și pentru rotorul turbină;

$$h_t = h_{tfr} + h_{t\text{soc}} = \frac{\zeta_t}{4g} E_t v_{mp2}^2 + \varphi_{soc} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{\eta_t}{\eta_p} \right) - \left(1 - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \right) \frac{\varphi}{\varphi^{**}} \right]$$

φ^{**} = coeficientul de debit pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină.

$\frac{\eta_t^{**}}{\eta_p}$ = raportul turațiilor pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină.

$$\frac{H_{tht}}{\eta_{ht}} - H_{tht} = h_t ; \quad h_{tfr} = H_{tht} \left(\frac{1}{\eta_{ht}} - 1 \right) - h_{t\text{soc}}$$

η_{ht} = randamentul hidraulic al rotorului turbină.

Sarcina teoretică a rotorului turbină poate fi exprimată prin relația ;

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \varphi_2 \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right) \right]$$

$$\frac{\zeta_t}{4g} E_t v_{mp2}^2 = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[T_2 \left(\frac{1}{\eta_{ht}} - 1 \right) - \frac{\varphi_{soc}}{2} C_{t2} \right]$$

$$\zeta_t = \frac{4 \left[T_2 \left(\frac{1}{\eta_{ht}} - 1 \right) - \frac{\varphi_{soc}}{2} C_{t2} \right]}{E_t \varphi^2}$$

(4.48)

$$C_{t2} = \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{\varphi}{\varphi^{**}} \right]^2$$

$$T_2 = \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \varphi_2 \left(\alpha_{p2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right) \right]$$

Cu ajutorul relației (4.48) se poate calcula $\zeta_t = f(\varphi_2)$, cunoscîndu-se unele rapoarte geometrice ale convertizorului, a unor unghiuri și a randamentului hidraulic al rotorului turbină.

In cazul aparatului director se poate scrie ;

$$h_s = h_{sfr} + h_{s,soc} = \frac{\zeta_s}{4g} E_s v_{mp2}^2 + \varphi_{soc} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{\varphi}{\varphi^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 ;$$

$$h_s = H_p - H_t ; h_s = H_{thp} \eta_{hp} - \frac{H_{tht}}{\eta_{ht}} ; H_p = H_{thp} \eta_{hp} ; H_t = \frac{H_{tht}}{\eta_{ht}}$$

$$h_{sfr} = H_{thp} \eta_{hp} - \frac{H_{tht}}{\eta_{ht}} - h_{s,soc}$$

$$\frac{\zeta_s}{4g} E_s v_{mp2}^2 = H_{thp} \eta_{hp} - \frac{H_{tht}}{\eta_{ht}} - h_{s,soc}$$

$$\frac{\zeta_s}{4g} E_s v_{mp2}^2 = \frac{u_{p2}^2}{g} T_1 \cdot \eta_{hp} - \frac{u_{p2}^2}{g \eta_{ht}} T_2 - \varphi_{soc} \frac{u_{p2}^2}{2g} C_{s2} ;$$

$$\zeta_s = \frac{4 \left[T_1 \eta_{hp} - \frac{T_2}{\eta_{ht}} - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{s2} \right]}{E_s \cdot \rho_2^2} \quad (4.49)$$

$$C_{s2} = \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \frac{\rho}{\rho^{***}} - \frac{\eta_t}{\eta_p} \right)^2$$

Ca și în cazul rotorului pompă și turbină, calculul coeficientului global de pierderi hidraulice prin frecare

$\zeta_s = f(\rho_2)$, se poate efectua avînd la bază unele rapoarte geometrice ale convertizorului, unele unghiuri ale paletajului și randamentele hidraulice ale rotorului pompă și turbină.

Calculul coeficienților globali de pierderi hidraulice prin frecare, ζ_p , ζ_t și ζ_s , presupune cunoașterea valorilor randamentelor hidraulice ale rotorului pompă și rotorului turbină.

Deoarece randamentele η_{hp} și η_{ht} nu pot fi determinate prin măsurători directe, în relațiile de mai sus urmează să fie determinate prin calcul, pornind de la cunoașterea randamentului hidraulic al convertizorului $\eta_h = \eta_{hp} \cdot \eta_{ht} \cdot \eta_{hs}$

4.2.2 Pentru a putea fi utilizată mai direct valoarea randamentului hidraulic, calculată din valoarea randamentului convertizorului, utilizînd metoda de calcul a randamentului mecanic expusă în cap.5, se consideră ; $\zeta_p = \zeta_t = \zeta_s = \zeta_{med}$.
In această ipoteză rezultă ;

$$\Sigma_{hfr} = (E_p + E_t + E_s) \frac{\zeta_{med} v_{mp2}^2}{4g} = \frac{\zeta_{med} \cdot E}{4g} v_{mp2}^2 \quad (4.50)$$

$$E = E_p + E_t + E_s$$

$$\Sigma_{hfr} = H_{thp} - H_{tht} - \Sigma_{h,soc} = H_{thp} (1 - \eta_h) - \Sigma_{h,soc}$$

$$\Sigma_{h,soc} = \rho_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} (C_{p1} + C_{t2} + C_{s2}) = \rho_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} T_3$$

$$T_3 = C_{p1} + C_{t2} + C_{s2}$$

$$\frac{\zeta_{med} E}{4g} v_{mp2}^2 = H_{thp} (1 - \eta_h) - \Sigma_{h,soc}$$

$$\frac{\zeta_{med} E}{4g} v_{mp2}^2 = \frac{v_{p2}^2}{g} T_1 (1 - \eta_h) - \rho_{soc} \frac{v_{p2}^2}{2g} T_3$$

$$\zeta_{med} = \frac{4 \left[T_1 (1 - \eta_h) - \frac{f_{soc}}{2} T_3 \right]}{E \varphi_2^2}$$

(4.51)

Pierderile prin frecare mai pot fi scrise și sub forma ;

$$\Sigma_{hfr} = H_{thp} - H_{tht} - \Sigma_{h_{soc}} = \frac{u_{p2}^2}{g} T_1 - \frac{u_{p2}^2}{g} T_2 - \frac{f_{soc}}{2} \frac{u_{p2}^2}{g} T_3$$

$$\Sigma_{hfr} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left(T_1 - T_2 - \frac{f_{soc}}{2} T_3 \right)$$

$$\frac{\zeta_{med} E}{4g} v_{mp2}^2 = \frac{u_{p2}^2}{g} \left(T_1 - T_2 - \frac{f_{soc}}{2} T_3 \right)$$

$$\zeta_{med} = \frac{4 \left(T_1 - T_2 - \frac{f_{soc}}{2} T_3 \right)}{E \varphi_2^2}$$

(4.52)

Relațiile (4.51) și (4.52), exprimă valorile coeficientului global de pierderi hidraulice, valabile pentru toate regimurile de funcționare, adică pentru $0 \leq n_t/n_p \leq 1,0$, la convertizoarele hidraulice la care intrările fără șoc se fac la diferite rapoarte n_t/n_p (n_t^*/n_p , n_t^{**}/n_p , n_t^{***}/n_p) și pentru diferiți coeficienți de șoc f (f^* , f^{**} , f^{***}).

Dacă în loc de β_{p2} se introduce unghiul β_{p2z} se vor obține aceleași relații (4.47), (4.48), (4.49), (4.51) și (4.52), cu următoarele schimbări ; $\mu = \frac{H_{thp}}{H_{thp\infty}}$

$$T_1' = \left[1 - f_2 \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2z} + \frac{Ds_2}{Dp_2} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{Sp_2}{Ss_2} \right) \right] \cdot \mu$$

$$T_2 = \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - f_2 \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{Sp_2}{St_2} \right) \right]$$

În cazul utilizării unghiului β_{p2} (unghiul firului mediu al lichidului pentru un număr finit de palete), în locul unghiului β_{p2z} (unghiul paletei la ieșirea din rotorul pompă, corespunzător firului mijlociu), sarcinile teoretice ale rotorului pompă și turbină se pot scrie sub forma ;

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} T_1 ; H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} T_2 ; \quad \boxed{\eta_h = \frac{T_2}{T_1}} \quad (4.46)$$

În cazul intrării fără șoc în rotorul pompă, relațiile (4.47), (4.48), (4.49), (4.51) și (4.52) vor lua forma ;

$$\boxed{\zeta_p^* = \frac{4 \cdot T_1^* (1 - \eta_{hp}^*)}{E_p \varphi_2^{*2}}} \quad (4.53)$$

$$\boxed{\zeta_t^* = \frac{4 \left[T_2^* \left(\frac{1}{\eta_{ht}^*} - 1 \right) - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{t3} \right]}{E_t \varphi_2^{*2}}} \quad (4.54)$$

$$\boxed{\zeta_s^* = \frac{4 \left[T_1^* \eta_{hp}^* - \frac{T_2^*}{\eta_{ht}^*} - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{s3} \right]}{E_s \varphi_2^{*2}}} \quad (4.55), \text{ unde ;}$$

$$T_1^* = \mu^* \left[1 - \varphi_2^* \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2z} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right) \right] \text{ sau}$$

$$T_1^* = 1 - \varphi_2^* \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right)$$

$$T_2^* = \frac{n_t^*}{n_p^*} \left[1 - \varphi_2^* \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} - \frac{n_t^*}{n_p^*} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right) \right]$$

$$\boxed{\zeta_{med}^* = \frac{4 \left[T_1^* (1 - \eta_h^*) - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3^* \right]}{E \varphi_2^{*2}}} \quad (4.56) \text{ unde}$$

$$T_3^* = C_{t3} + C_{s3} ;$$

$$\boxed{\zeta_{med}^* = \frac{4 (T_1^* - T_2^* - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3^*)}{E \varphi_2^{*2}}} \quad (4.57)$$

Aceleași relații, pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină, se pot scrie după cum urmează ;

$$\zeta_p^{**} = \frac{4 \left[T_1^{**} (1 - \eta_{hp}^{**}) - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{p2} \right]}{E_p \rho_2^{**2}} \quad (4.58)$$

$$\zeta_t^{**} = \frac{4 \cdot T_2^{**} \left(\frac{1}{\eta_{ht}^{**}} - 1 \right)}{E_t \rho_2^{**2}} \quad (4.59)$$

$$\zeta_s^{**} = \frac{4 \left[T_1^{**} \eta_{hp}^{**} - \frac{T_2^{**}}{\eta_{ht}^{**}} - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{s4} \right]}{E_s \rho_2^{**2}} \quad (4.60), \text{ unde}$$

$$T_1^{**} = \mu^{**} \left[1 - \rho_2^{**} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right) \right] \text{ sau}$$

$$T_1^{**} = 1 - \rho_2^{**} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right)$$

$$T_2^{**} = \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p^{**}} \left[1 - \rho_2^{**} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right) - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p^{**}} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right]$$

$$\zeta_{med}^{**} = \frac{4 \left[T_1^{**} (1 - \eta_h^{**}) - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3^{**} \right]}{E \rho_2^{**2}} \quad (4.61) \text{ sau}$$

$$\zeta_{med}^{**} = \frac{4 \left[T_1^{**} - T_2^{**} - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3^{**} \right]}{E \rho_2^{**2}} \quad (4.62) \text{ unde}$$

$$T_3^{**} = C_{p2} + C_{s4}$$

Coeficientul global de pierderi hidraulice , în cazul intrării fără șoc în aparatul director, poate fi exprimat în modul următor ;

$$\zeta_p^{***} = \frac{4 \left[T_1^{***} (1 - \eta_{hp}^{***}) - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{p3} \right]}{E_p \rho_2^{***2}} \quad (4.63)$$

$$\zeta_t^{***} = \frac{4 \left[T_2^{***} \left(\frac{1}{\eta_{ht}^{***}} - 1 \right) - \frac{f_{soc}}{2} C_{t4} \right]}{E_t \varphi_2^{***2}} \quad (4.64)$$

$$\zeta_s^{***} = \frac{4 \left(T_1^{***} \eta_{hp}^{***} - \frac{T_2^{***}}{\eta_{ht}^{***}} \right)}{E_s \varphi_2^{***2}}$$

(4.65), unde

$$T_1^{***} = \mu^{***} \left[1 - \varphi_2^{***} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2z} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{Sp_2}{S_{s2}} \right) \right]$$

$$T_1^{***} = 1 - \varphi_2^{***} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \alpha_{s2} \operatorname{ctg} \alpha_{s2} \frac{Sp_2}{S_{s2}} \right)$$

$$T_2^{***} = \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p^{***}} \left[1 - \varphi_2^{***} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_2 - \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \frac{D_{t2} Sp_2}{D_{t1} S_{t2}} - \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p^{***}} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right) \right]$$

sau

$$\zeta_{med}^{***} = \frac{4 \left[T_1^{***} (1 - \eta_h^{***}) - \frac{f_{soc}}{2} T_3^{***} \right]}{E \varphi_2^{***2}} \quad (4.66)$$

sau

$$\zeta_{med}^{***} = \frac{4 \left(T_1^{***} - T_2^{***} - \frac{f_{soc}}{2} T_3^{***} \right)}{E \varphi_2^{***2}} \quad (4.67)$$

$$T_3^{***} = C_{p3} + C_{t4}$$

Dacă intrarea fără șoc se realizează pentru același raport η_t^*/η_p^* și pentru același φ_2^* , pentru rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director (cazuri mai rar întâlnite), coeficientul global de pierderi hidraulice se poate formula în modul următor, pentru acest regim de funcționare ;

$$\zeta_p^* = \frac{4 T_1^* (1 - \eta_{hp}^*)}{E_p \varphi_2^{*2}} \quad (4.53)$$

$$\zeta_t^* = \frac{4 T_2^* \left(\frac{1}{\eta_{ht}^*} - 1 \right)}{E_t \varphi_2^{*2}} \quad (4.67)$$

$$\zeta_s^* = \frac{4(T_1^* \eta_{hp}^* - \frac{T_2^*}{\eta_{ht}^*})}{E_s \rho_2^{*2}} \quad (4.68)$$

$$\zeta_{med}^* = \frac{4 T_1^* (1 - \eta_h^*)}{E \rho_2^{*2}} \quad (4.69)$$

$$\zeta_{med}^* = \frac{4(T_1^* - T_2^*)}{E \rho_2^{*2}} \quad (4.70)$$

Coeficientul global de pierderi hidraulice, pentru orice raport $0 \leq n_t/n_p \leq 1,0$, în cazul că intrarea fără șoc se realizează pentru aceeași valoare a raportului n_t^*/n_p (la rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director) se poate scrie sub forma ;

$$\zeta_p = \frac{4 [T_1 (1 - \eta_{hp}) - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{p1}]}{E_p \rho_2^2} \quad (4.71)$$

$$\zeta_t = \frac{4 [T_2 (\frac{1}{\eta_{th}} - 1) - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{t1}]}{E_t \rho_2^2} \quad (4.72)$$

$$\zeta_s = \frac{4 [T_1 \eta_{hp} - \frac{T_2}{\eta_{ht}} - \frac{\rho_{soc}}{2} C_{s1}]}{E_s \rho_2^2} \quad (4.73)$$

$$\zeta_{med} = \frac{4 [T_1 (1 - \eta_h) - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3']}{E \rho_2^2} \quad (4.74)$$

$$\zeta_{med} = \frac{4 (T_1 - T_2 - \frac{\rho_{soc}}{2} T_3)}{E \rho_2^2} \quad (4.75)$$

$$T_3' = C_{p1} + C_{t1} + C_{s1}$$

Valorile coeficienților C_p , C_t și C_s utilizați în relațiile anterioare au valorile ;

$$C_{p1} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^*} - 1\right)^2 ; \quad C_{p2} = \left(\frac{D_{o1}}{D_{p2}}\right)^2 \left(\frac{\rho_2^{**}}{\rho_2^*} - 1\right)^2$$

$$C_{p3} = \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\varphi_2^{***}}{\varphi_2^*} - 1 \right)^2 ; \quad C_{t1} = \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \right]^2$$

$$C_{t2} = \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^{**} \frac{\varphi_2}{\varphi_2^{**}} \right]^2 ; \quad C_{t3} = \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{\varphi_2^*}{\varphi_2^{**}} \right]^2$$

$$C_{t4} = \left[\left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right) \frac{\varphi_2^{***}}{\varphi_2^{**}} \right]^2 ;$$

$$C_{s1} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^*}{n_p} \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 ; \quad C_{s2} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{\varphi_2}{\varphi_2^{***}} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2$$

$$C_{s3} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{\varphi_2^*}{\varphi_2^{***}} - \frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 ; \quad C_{s4} = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \cdot \frac{\varphi_2^{**}}{\varphi_2^{***}} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \right)^2$$

Cunoscînd coeficientul de formă $\bar{\zeta}_p$ pentru rotorul pompă, $\bar{\zeta}_t$ pentru rotorul turbină, și $\bar{\zeta}_s$ pentru aparatul director se pot calcula coeficienții pierderilor hidraulice prin frecare longitudinală ;

$$\boxed{\lambda'_p = \frac{\bar{\zeta}_p}{\bar{\zeta}_p} ; \quad \lambda'_t = \frac{\bar{\zeta}_t}{\bar{\zeta}_t} ; \quad \lambda'_s = \frac{\bar{\zeta}_s}{\bar{\zeta}_s}} \quad (4.76)$$

Dacă se admite o valoare medie a coeficientului de formă, pentru convertizorul hidraulic în ansamblu, rezultă ;

$$\boxed{\lambda'_{med} = \frac{\bar{\zeta}_{med}}{\bar{\zeta}_{med}}} \quad (4.77) , \quad \text{unde ;}$$

$$\bar{\zeta}_{med} = \sqrt{\frac{\bar{\zeta}_p^2 + \bar{\zeta}_t^2 + \bar{\zeta}_s^2}{3}}$$

Coeficienții pierderilor hidraulice prin frecare longitudinală λ'_p , λ'_t , λ'_s și λ'_{med} pentru convertizoarele hidraulice, sînt mai mari față de coeficienții pierderilor prin frecare λ

pentru conducte drepte, cunoscute din literatura de specialitate (exemplu; Diagrama Moody). De la început trebuie precizat că există următoarele deosebiri calitative între coeficienții λ'_{med} pentru convertizoarele hidraulice și coeficienții pierderilor prin frecare longitudinală λ , indicați în literatura de specialitate, specifice conductelor drepte;

- Coeficienții λ'_{med} includ atât pierderile longitudinale cât și pierderile locale din circuitul hidraulic, datorită formelor canalelor interpaletaje curbate în spațiu.

- Coeficienții λ'_{med} se referă la curgerea fluidului de lucru prin canale interpaletaje care sînt în rotație și în consecință, coeficienții λ'_{med} vor varia în funcție de regimul de lucru al convertizorului (în funcție de φ_2 respectiv de n_t/n_p), datorită faptului că se schimbă raportul u/w , și în conformitate cu indicațiile din literatura de specialitate [19,49], pierderile hidraulice prin frecare cresc odată cu creșterea raportului vitezelor u/w .

- Coeficienții λ'_{med} mai variază în funcție de regimul de lucru (φ_2 sau n_t/n_p) și datorită faptului că la o turație constantă a rotorului pompă, turația rotorului turbină variază de la zero pînă la valori aproximativ egale cu turația rotorului pompă, iar aparatul director este fix. (cazul circuitului hidraulic studiat în prezenta lucrare).

În cele ce urmează se va arăta metoda de determinare a coeficientului mediu global de frecare ζ_{med} și a coeficientului mediu longitudinal prin frecare λ'_{med} (care de fapt cuprind și pierderile locale prin frecare), la un convertizor hidraulic CHC - 850 cu o traaptă (cu diametrul maxim al circuitului hidraulic de $850 \frac{m}{m}$) și la un convertizor hidraulic CHC - 330 (cu diametrul maxim al circuitului hidraulic de $330 \frac{m}{m}$). Se precizează că ambele convertizoare au aparatul director fix, au pompe centrifugale și turbina centripetale și că există diferențe importante între cele două forme de circuit hidraulic, inclusiv între unghiurile de intrare și de ieșire din paletaje și între formele profilurilor paletajelor.

4.2.3. Determinarea coeficientului global mediu prin frecare ζ_{med} și a coeficientului mediu longitudinal prin frecare λ'_{med} , în condițiile cunoașterii complete a geometriei circuitului hidraulic și a caracteristicilor funcționale exterioare ale unui convertizor hidraulic cu o traaptă.

Prin metodologia indicată în capitolul V se pot determina caracteristicile interioare ale convertizoarelor hidraulice, inclusiv a momentelor teoretice ale rotorului pompă M_{thp} și ale rotorului turbină M_{tht} , pentru diferite rapoarte de turații n_t/n_p , de la blocajul convertizorului $n_t/n_p = 0$, pînă la ambalarea lui $n_t/n_p \approx 1,0$, corespunzătoare regimului de tracțiune, avînd la bază caracteristicile funcționale exterioare ale convertizoarelor respective.

Din cadrul subcapitolului 4.3 se știe deasemenea că momentele teoretice ale rotorului pompă și turbină pot fi scrise sub forma ;

$$M_{thp} = A'_{p1} \rho_2 (1 - \rho_2 B'_{p1}) ; M_{tht} = A'_{p1} \rho_2 \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B'_{t1} \right]$$

Prin scăderea valorii momentului M_{thp} din M_{tht} rezultă ; (4.78)

$$A'_{p1} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \rho_2^2 - A'_{p1} \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \rho_2 - (M_{tht} - M_{thp}) = 0$$

Dacă în relația (4.78) se introduc valorile unghiurilor β_{t2} și α_{s2} se pot obține valorile coeficienților de debit ρ_2 pentru toate rapoartele n_t/n_p , cuprînse între blocajul convertizorului și ambalare (mersul în gol), corespunzătoare regimului de tracțiune analizat în prezenta lucrare.

Din calculele efectuate asupra unor construcții de convertizoare realizate, a rezultat, că pentru convertizoarele care au ambalarea la $n_t/n_p \approx 1,0$, unghiurile β_{t2} și α_{s2} ale firului mediu de fluid pot varia față de unghiurile medii ale paletajelor β_{t2z} și α_{s2z} în limitele ;

a) $\beta_{t2} = \beta_{t2z} + (2^\circ \div 4^\circ) ; \alpha_{s2} = \alpha_{s2z} + (2^\circ \div 4^\circ)$; valori care pot rămîna constante în intervalul rapoartelor $n_t/n_p = 0,3 \div 0,8$.

b) $\beta_{t2} = \beta_{t2z} + (4^\circ \div 10^\circ) ; \alpha_{s2} = \alpha_{s2z} + (4^\circ \div 6^\circ)$, pentru rapoartele cuprinse între $0 = \frac{n_t}{n_p} < 0,3$, unghiurile β_{t2} și α_{s2} au valori variabile care cresc spre blocajul convertizorului ($n_t/n_p = 0$).

c) $\beta_{t2} = \beta_{t2z} + (1^\circ \div 3^\circ) ; \alpha_{s2} = \alpha_{s2z} + (1^\circ \div 3^\circ)$; pentru rapoartele $1,0 \approx \frac{n_t}{n_p} > 0,8$, unghiurile β_{t2} și α_{s2} au valori variabile, care scad spre ambalarea convertizorului ($n_t/n_p \approx 1,0$) .

La aceste concluzii s-a ajuns prin efectuarea a foarte multe calcule la unele convertizoare realizate, la care dacă se utilizau pentru toate rapoartele n_t/n_p , valorile unghiurilor β_{t2z} și α_{s2z} și coeficientul de influență a numărului finit după Fujie, sau după alți autori nu se verificau momentele rotorului pompă și turbină, conform valorilor deduse din măsurătorile de ștand.

Numai prin alegerea unor unghiuri β_{t2} și α_{s2} pentru firul mediu de lichid, mai mari decât valorile unghiului paletajelor β_{t2z} și α_{s2z} , conform celor indicate anterior, s-au putut obține valori ale momentelor rotorului pompă și turbină, în conformitate cu cele rezultate din măsurătorile de pe ștandurile de probă.

Explicația modificării unghiului firului mediu de lichid, față de unghiul mediu al paletajului se datorează, compunerii circulației fluidului dealungul paletajelor, de la ieșire, cu mișcarea circulatorie din canalul dintre rotorii sau dintre rotorii și aparatul direct (turbioni axiali). Devierea unghiului de la ieșirea din paletaje se face în sens invers rotației la rotorii centri fugali și în același sens cu rotația la rotorii centripetali [26]. Deasemenea devierea firului mediu de fluid față de unghiul paletajului de la ieșire este influențată și datorită modificărilor importante ale unghiului fluidului la intrare în paletaje, influență care este scoasă în evidență mai ales pentru rapoartele mici n_t/n_p , când vitezele de curgere sînt cele mai mari.

Concluziile la care s-a ajuns prin calculele efectuate, sînt confirmate de literatura de specialitate [26], care în cazul turbinelor centripetale cu $\beta_{t2t} = 20^\circ \div 30^\circ$ (similare cu cele studiate în prezenta lucrare), arată că în urma măsurătorilor efectuate în interiorul circuitului hidraulic, prin introducerea de sonde, s-a dovedit că deviația lichidului față de unghiul paletajului este de $1^\circ \div 7^\circ$, valorile mai mari de deviație constatîndu-se la rapoarte n_t/n_p mai mici.

Valorile coeficienților de debit γ_2 , rezultate din relația (4.73), introduse în relațiile M_{thp} sau M_{tht} , conduc la determinarea coeficienților β'_{p1} și β'_{t1} , din care se pot determina valorile unghiului β_{p2} , pentru toate rapoartele n_t/n_p , corespunzător regimului de tracțiune. Coeficienții de influență a numărului finit de palete μ și μ' se pot calcula cu ajutorul relațiilor ;

$$\mu = \frac{1 - \rho_2 B'_{p1}}{1 - \rho_2 B''_{p1}} \quad \text{și respectiv} \quad \mu' = \frac{1 - \rho_2 \frac{\sigma_{p2}}{\tan \beta_{p2}}}{1 - \rho_2 \frac{\sigma_{p2}}{\tan \beta_{p2z}}}$$

Se constată că acești coeficienți sînt verificați destul de bine de formula lui Fujie sau de diagrama lui Kuharski [26] în zona intrărilor fără șoc și încep să se diferențieze în zonele cu intrări cu șoc, coeficienții μ și μ' avînd valori mai mici pentru rapoartele n_t/n_p mai mici (respectiv coeficienții ρ_2 mai mari) și valori mai mari pentru rapoartele n_t/n_p mai mari (respectiv coeficienții ρ_2 mai mici).

Această variație a coeficienților μ și μ' , față de valorile corespunzătoare intrărilor fără șoc, se explică prin faptul că acești coeficienți variază în raport cu coeficientul ρ_2 (conform celor stabilite de Fujie), precum și faptului că unghiul fluidului la ieșirea din rotorul pompă este influențat și de variațiile importante ale unghiului fluidului de la intrarea în rotorul pompă.

Cunoscînd valorile coeficienților ρ_2 pentru diferite rapoarte n_t/n_p , de la blocajul convertizorului pînă la ambalare (corespunzătoare regimului de tracțiune) se pot calcula coeficienții și rapoartele ρ_2^* ; $\frac{n_t^*}{n_p}$; ρ_2^{***} ; $\frac{n_t^{***}}{n_p}$; ρ_2^{***} ; $\frac{n_t^{***}}{n_p}$;

cu ajutorul relațiilor (4.3.8) și (4.3.84), (4.3.18) și (4.3.88'), respectiv (4.3.30) și (4.3.93).

Pentru orice regim de lucru al convertizorului (corespunzător tracțiunii) se poate calcula coeficientul global al pierderilor prin frecare $\zeta_{med.}$, cu ajutorul relației (4.52), iar coeficientul mediu longitudinal prin frecare $\lambda'_{med.}$ (care include și pierderile locale) cu ajutorul relației (4.77).

Aplicînd această metodologie de calcul la convertizoarele CHC - 850 și CHC - 380, prin utilizarea unui program pe calculator electronic, s-au obținut următoarele rezultate;

- Variația coeficientului $\zeta_{med.} = f(\rho_2)$ pentru diferite valori alese pentru coeficientul ρ_{soc} , la convertizorul CHC - 850, ilustrată în fig.4.4.a și b.

Deoarece valorile coeficientului ρ_{soc} , sînt foarte controversate în literatura de specialitate, în mod intenționat pentru calculul coeficientului $\zeta_{med.}$, s-au ales valori ale lui ρ_{soc} cuprinse între zero și 1,5. Se constată că pentru coeficienții ρ_{soc} mai mari ca 1,4 valoarea coeficientului $\zeta_{med.}$ devine negativă

în cazul raportului $n_t/n_p = 0$. Cum de regulă, pentru rapoarte $\frac{n_t}{n_p}$ mai mici decât cele ale intrărilor fără șoc, valorile unghiurilor de șoc la intrare în paletaje sînt maxime spre $\frac{n_t}{n_p} = 0$ (conform diagramelor din fig.4.5 a și 4.5 b), rezultă că pentru acest convertizor coeficientul $\mathcal{P}_{soc} < 14$, pentru valori ale coeficientului de debit $\mathcal{P}_2 > \mathcal{P}_2^* ; \mathcal{P}_2^{**} ; \mathcal{P}_2^{***}$.

Este greu de presupus că ar putea fi coeficienți $\mathcal{P}_{soc} > 14$ pentru rapoarte $0 < n_t/n_p \leq 0,5$, deoarece unghiurile de șoc și debitul Q se micșorează pe măsură ce cresc rapoartele n_t/n_p , respectiv pe măsură ce scade coeficientul \mathcal{P}_2 .

Deasemenea se constată că pentru ambalarea convertizorului ($n_t/n_p = 1,02$) pentru $\mathcal{P}_{soc} > 0,96$, valorile coeficientului \mathcal{Z}_{med} devin negative. Din diagramele reprezentate în fig.4.5 a și 4.5 b, rezultă că unghiurile de șoc la intrarea în paletaje cresc destul de substanțial, spre ambalarea convertizorului și în consecință la acest convertizor coeficientul $\mathcal{P}_{soc} < 10$, pentru valorile coeficientului de debit $\mathcal{P}_2 < \mathcal{P}_2^* ; \mathcal{P}_2^{**} ; \mathcal{P}_2^{***}$.

Fig.4.4 a mai ilustrează faptul că în zona în care unghiul mediu de șoc al paletajului $\beta^{\circ}_{soc med}$ este minim (fig.4.5 a și 4.5 b), practic coeficientul \mathcal{Z}_{med} nu depinde de valoarea coeficientului \mathcal{P}_{soc} , avînd valoarea 0,375.

Maniera în care coeficientul \mathcal{Z}_{med} variază în raport cu coeficientul \mathcal{P}_{soc} , pentru diferite rapoarte n_t/n_p , în cazul convertizorului CHC - 850 este redată în fig.4.6. Constatările făcute anterior sînt verificate și în această diagramă.

Variația pierderilor hidraulice prin frecare în funcție de coeficientul de debit \mathcal{P}_2 se poate calcula din relația ;

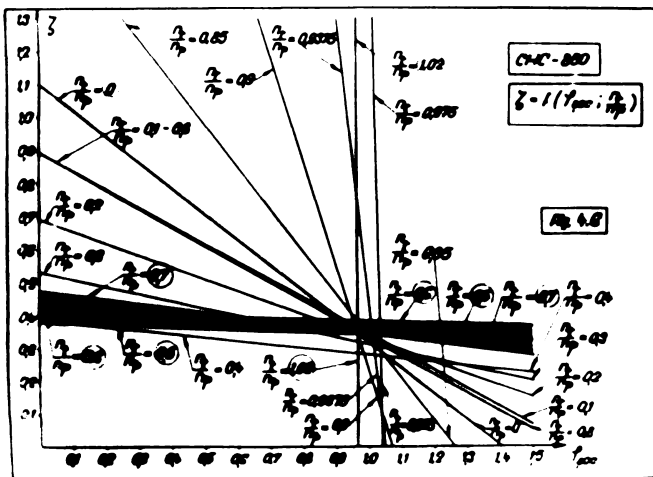
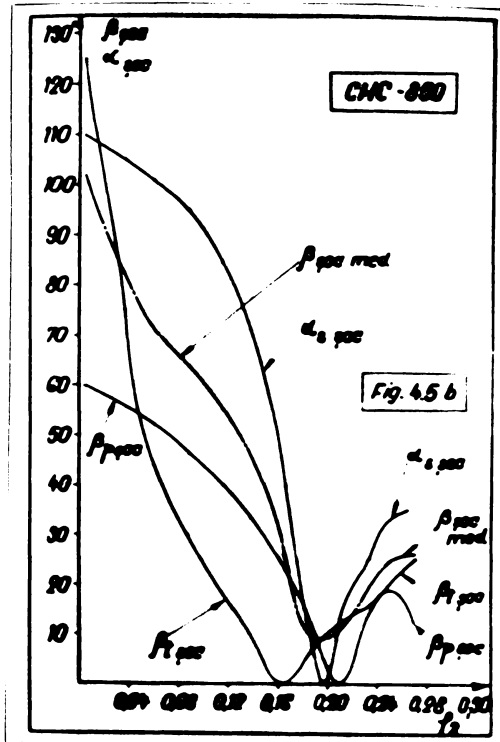
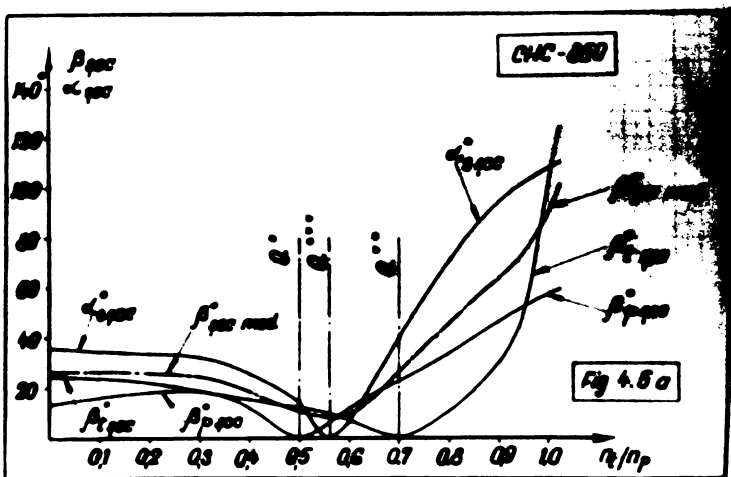
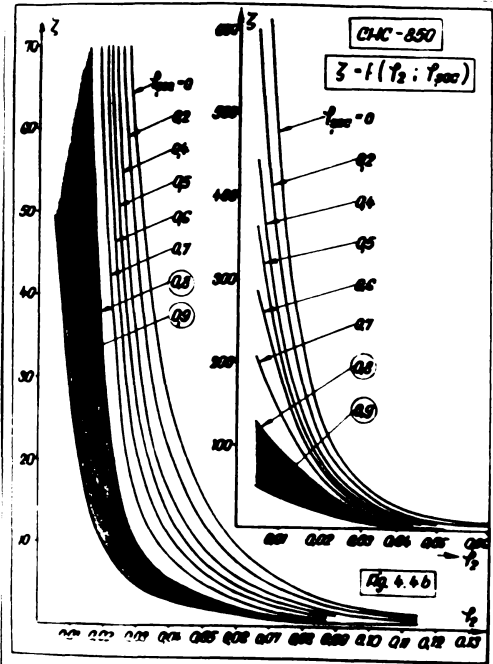
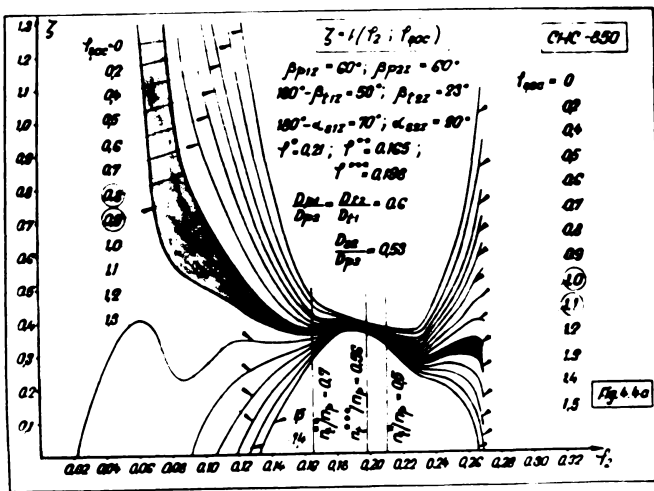
$$\Sigma h_{fr} = H_{thp} - H_{tht} - \Sigma h_{soc}$$

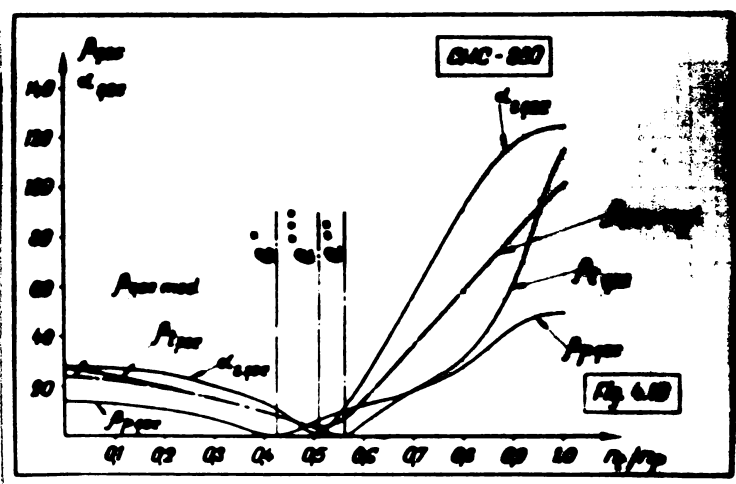
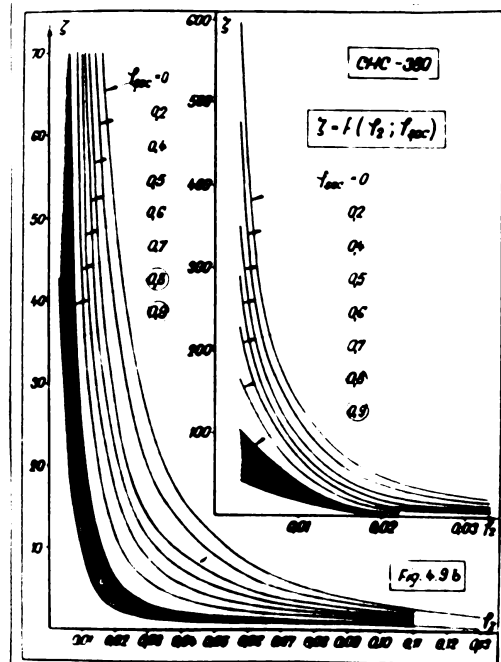
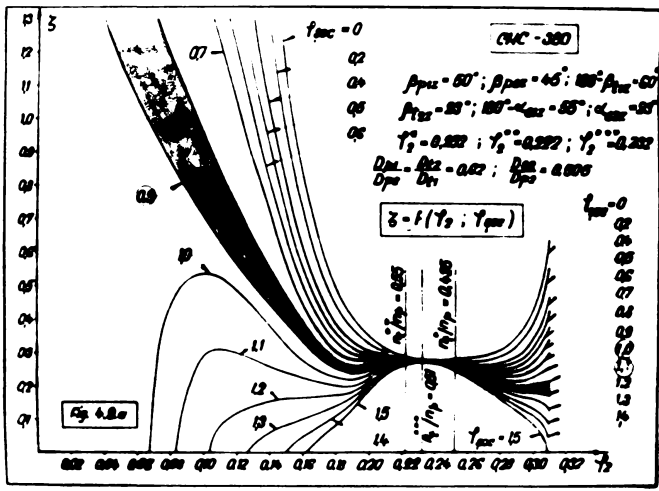
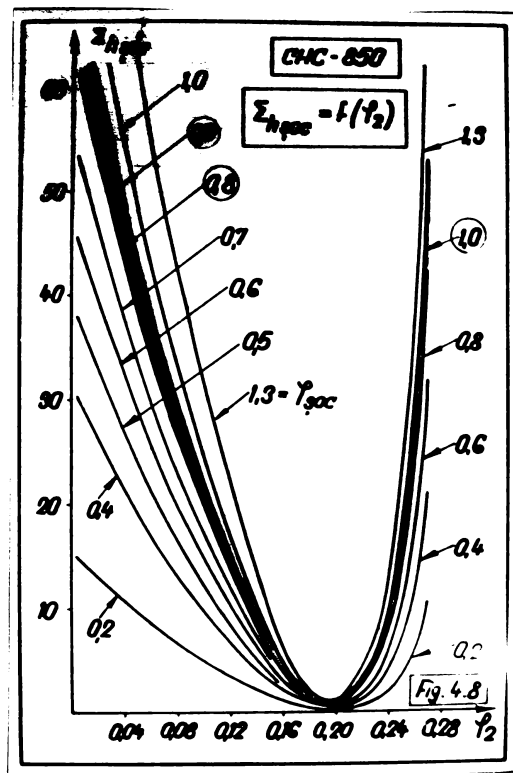
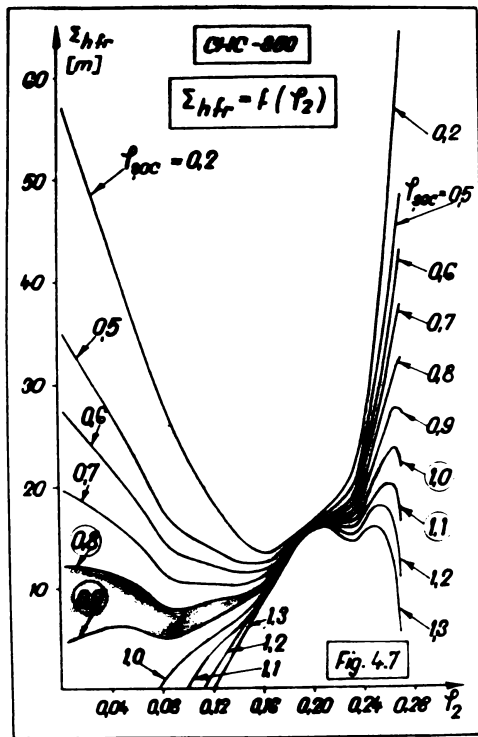
(unde se dau diferite valori coeficientului \mathcal{P}_{soc}).

Pentru convertizorul CHC - 850 această variație este arătată în fig.4.7, pentru valori ale coeficientului \mathcal{P}_{soc} cuprinse între 0,2 și 1,3.

Modul cum depind pierderile hidraulice prin șocul de la intrarea în paletaje, în funcție de coeficientul \mathcal{P}_2 , este figurat pentru convertizorul CHC - 850 în fig.4.8, pentru diferite valori ale coeficientului \mathcal{P}_{soc} cuprinse între 0,2 și 1,3. Calculul s-a efectuat avînd la bază relația (4.3.73).

- Variația coeficientului $\mathcal{Z}_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ pentru diferite valori alese pentru coeficientul \mathcal{P}_{soc} , la convertizorul CHC-850, ilustrată în fig.4.9a și b.





Din analiza diagramelor, se constată că pentru $\varphi_{soc} > 1,5$, valoarea coeficientului φ_2 devine negativă, pentru $n_t/n_p = 0$. Prin faptul că valorile unghiurilor de șoc sînt maxime pentru $n_t/n_p = 0$, în intervalul $0 \leq n_t/n_p < 0,425$ (conform diagramelor din fig.4.10), rezultă că $\varphi_{soc} < 1,5$, pentru valori ale coeficientului $\varphi_2 > \varphi_2^*, \varphi_2^{**}, \varphi_2^{***}$.

Ca și în cazul convertizorului CHC-850, rezultă că pentru $\varphi_{soc} > 0,98$, coeficientul $\zeta_{med.}$ devine negativ, în cazul ambalării acestuia ($n_t/n_p = 1,0$) și deci $\varphi_{soc} < 1,0$ pentru coeficienții de debit $\varphi_2 < \varphi_2^*, \varphi_2^{**}, \varphi_2^{***}$.

Se poate face deasemenea aceeași constatare importantă că pentru zona în care unghiul mediu de șoc $\beta_{soc\ med.}^\circ$ este minim, (fig.4.10), coeficientul $\zeta_{med.}$ nu depinde de coeficientul φ_{soc} , avînd valoarea 0,275.

Aceleași constatări sînt confirmate și de diagramele din fig.4.11, iar în fig.4.12 sînt reprezentate pierderile hidraulice prin frecare $\sum h_{fr} = f(\varphi_2)$ pentru valori ale lui φ_{soc} cuprinse între 0,2 și 1,3.

Avînd în vedere rezultatele experimentale efectuate de Seelig [49] cu o țeavă rotitoare (în care s-a arătat că pe măsură ce crește raportul u/w , crește coeficientul global al pierderilor hidraulice prin frecare în această țeavă rotitoare) precum și valorile cuprinse în diagramele pentru convertizoarele CHC-850 și CHC-380 ;

$$- u_{p2} / w_{med.} = f(\varphi_2) \text{ și } u_{p2} / w_{med.} = f(n_t/n_p), \text{ fig.4.23 ; } \\ 4.24 ; 4.27 ; 4.28 ; 4.31.$$

$$- u_{med} / w_{med.} = f(\varphi_2) \text{ și } u_{med} / w_{med.} = f(n_t/n_p) \text{ fig.4.25 ; } \\ 4.26 ; 4.29 ; 4.30 ; 4.32.$$

$$u_{med.} = \sqrt{\frac{u_{p2}^2 + u_{t1}^2 + 0}{3}}$$

se pot trage unele concluzii asupra valorilor coeficientului φ_{soc} .

Introducerea vitezei medii $u_{med.}$, în loc de u_{p2} , se explică prin aceea că în funcție de raportul n_t/n_p , pentru o turație constantă a rotorului pompă, se realizează diferite turații la rotorul turbină, iar cifra zero se referă la aparatul director care nu se rotește. În felul acesta s-a considerat că se poate face o comparație mai adecvată, cu rezultatele experimentale obținute de Seelig cu o țeavă dublu curbată și rotitoare.

Rezultă că pentru intervalul cuprins între blocul convertizorului și zona intrărilor fără șoc se poate admite pentru

coeficientul $\mathcal{P}_{\text{șoc}}$ valori cuprinse între 1,1 - 1,0.

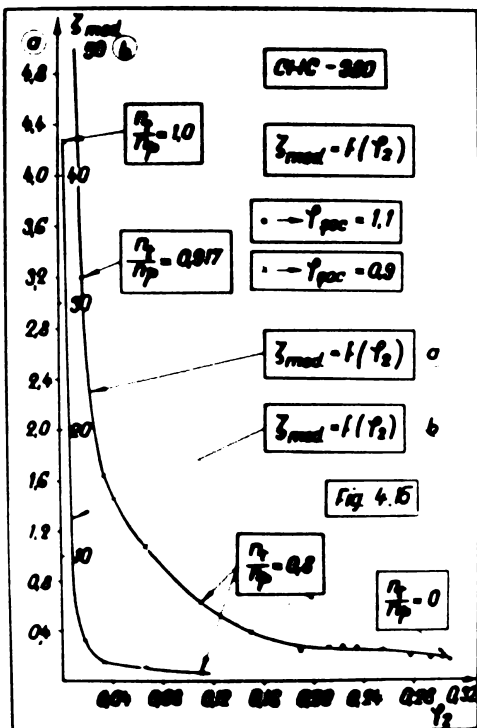
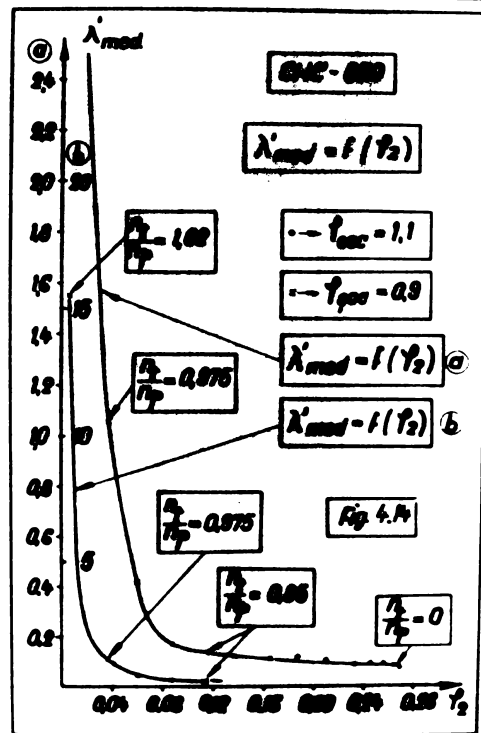
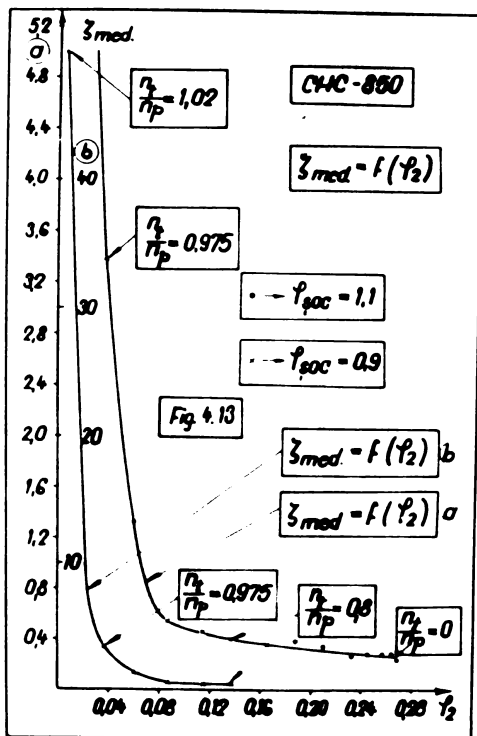
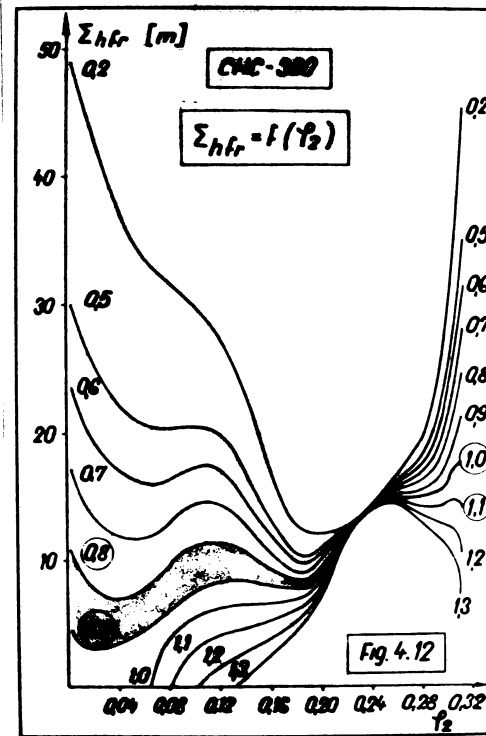
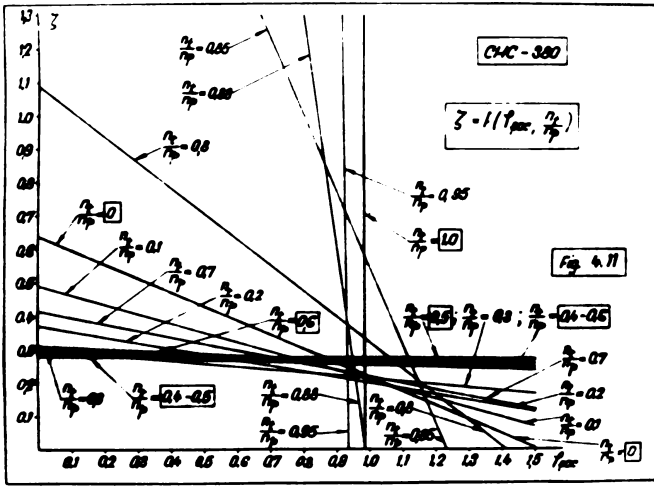
Dacă ținem seama de rezultatele experimentale ale lui Seelig și de valorile pierderilor prin frecare din fig.4.7 și 4.12 rezultă că pentru intervalul cuprins de la zona intrărilor fără șoc și ambalarea convertizorului se poate admite pentru coeficientul $\mathcal{P}_{\text{șoc}}$ valori cuprinse între 0,9 - 0,8.

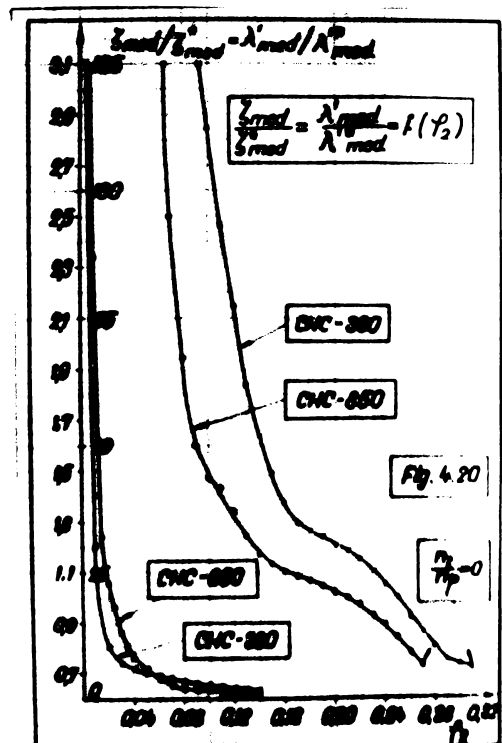
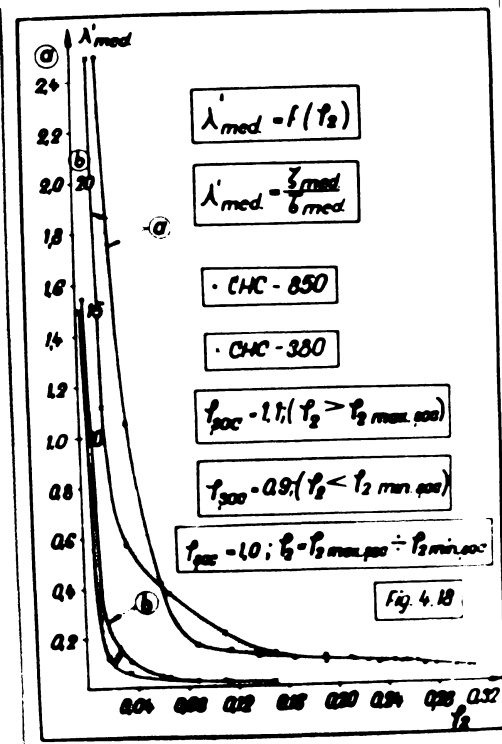
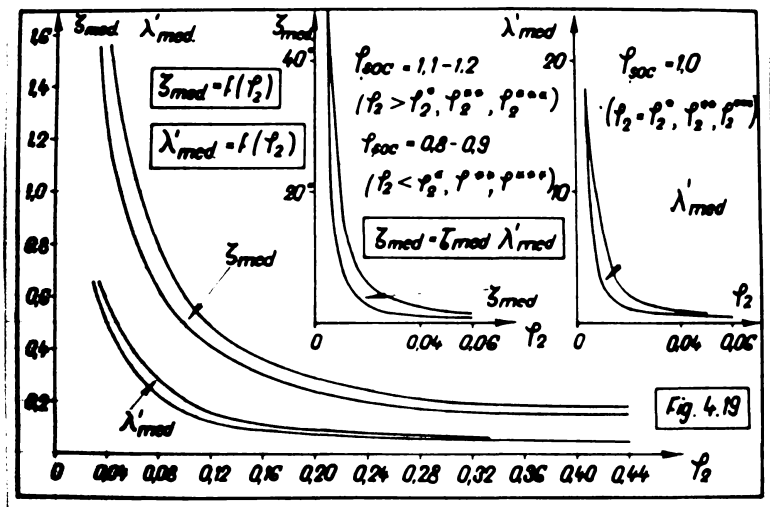
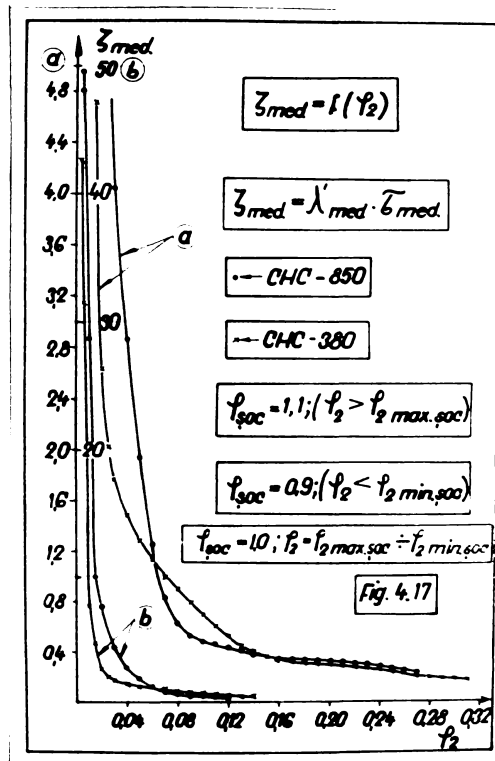
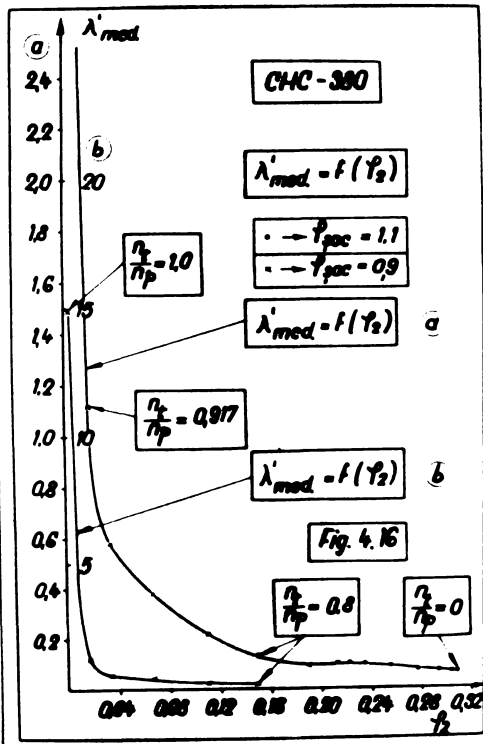
In cele ce urmează sînt prezentate diagrame cu variația coeficienților $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ cu valori $\mathcal{P}_{\text{șoc}} = 1,1$ pentru intervalul $n_t/n_p = 0$ și zona intrărilor fără șoc (inclusiv) și cu valori $\mathcal{P}_{\text{șoc}} = 0,9$ pentru intervalul de la ambalare pînă la zona intrărilor fără șoc.

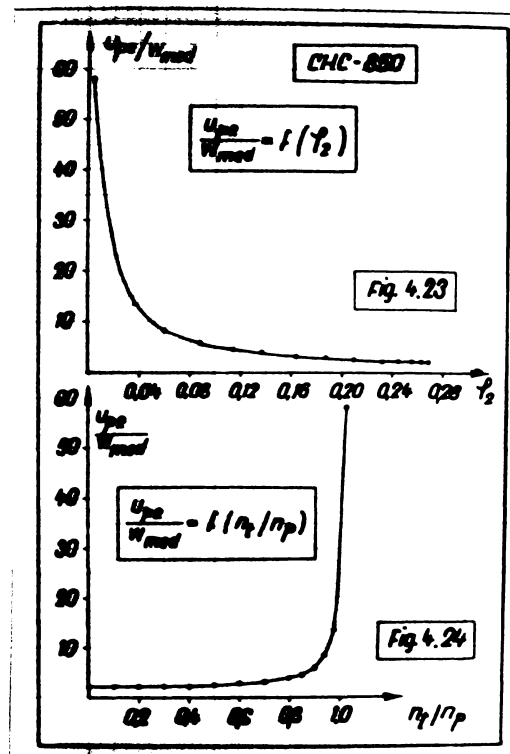
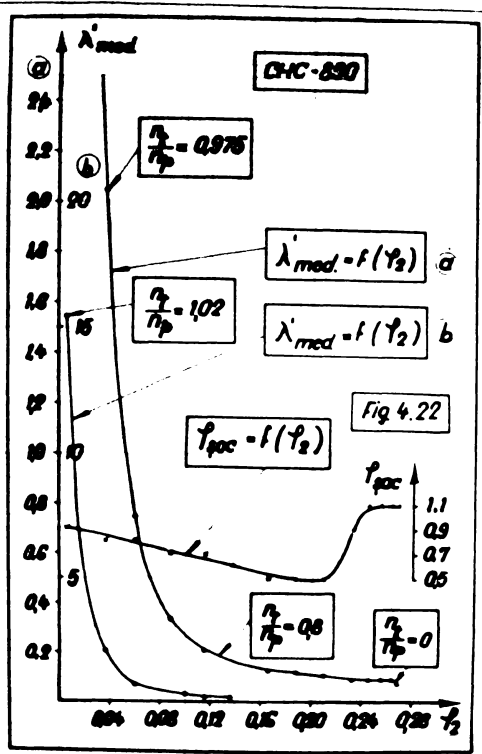
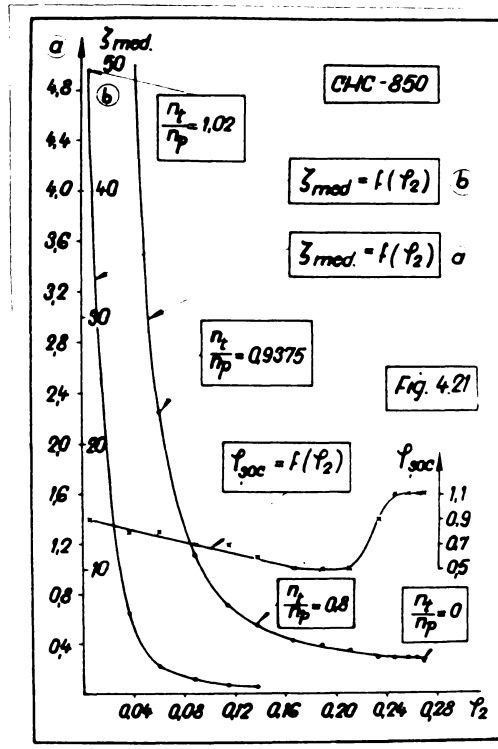
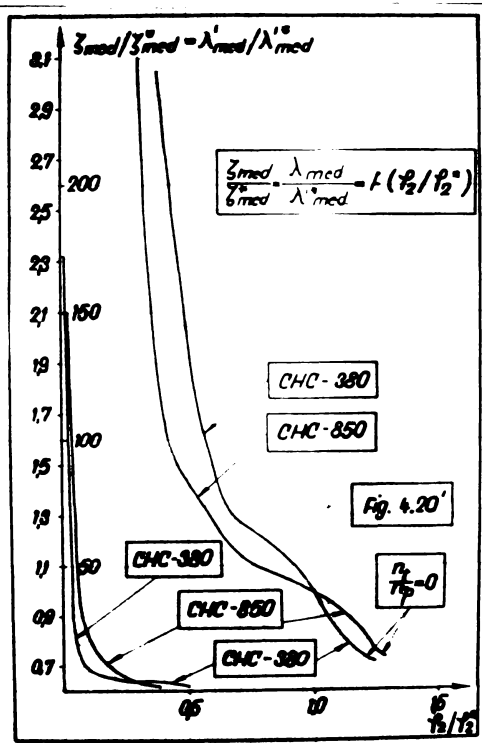
- Variația $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ pentru convertizorul hidraulic CHC-850, fig.4.13 și 4.14.
- Variația $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ pentru convertizorul hidraulic CHC-380, fig.4.15 și 4.16.
- Variația $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ pentru ambel convertizoare hidraulice CHC-850 și CHC-380, fig.4.17 și 4.18.
- Variația $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ pentru convertizoarele hidraulice, aplicabilă la tipul circuitului hidraulic realizat la convertizoarele hidraulice cu o treaptă CHC-850 și CHC-1-750 din țara noastră, fig.4.19. Se precizează că diagrama $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ poate fi aplicată și la alte tipuri de circuite hidraulice cu o treaptă cu turbina centripetală și aparatul director fix, situat în poziție axială între rotorul pom-pă și rotorul turbină. Pentru aplicarea diagramei $\zeta_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ este necesară introducerea unei corecții, aplicată coeficientului ζ_{med} , care este specific fiecărui tip de circuit hidraulic. Unele valori medii ale acestui coeficient pot fi situate între 2,8 - 3,3.

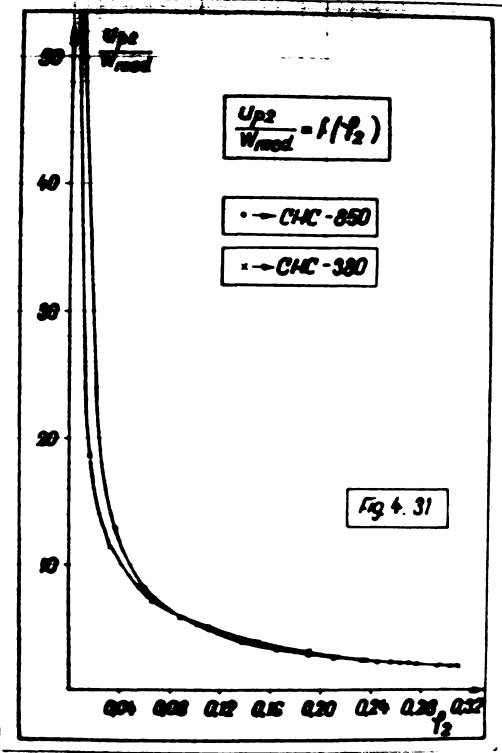
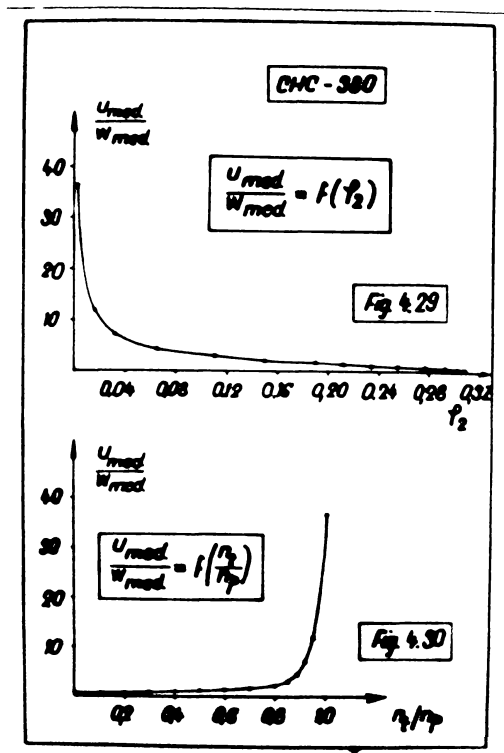
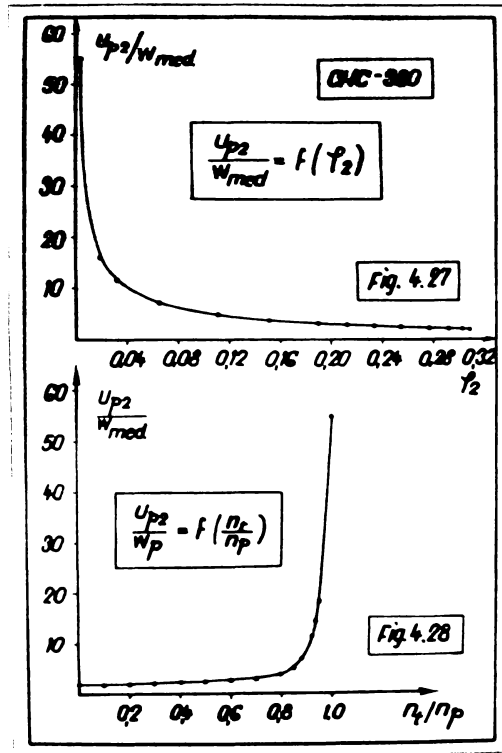
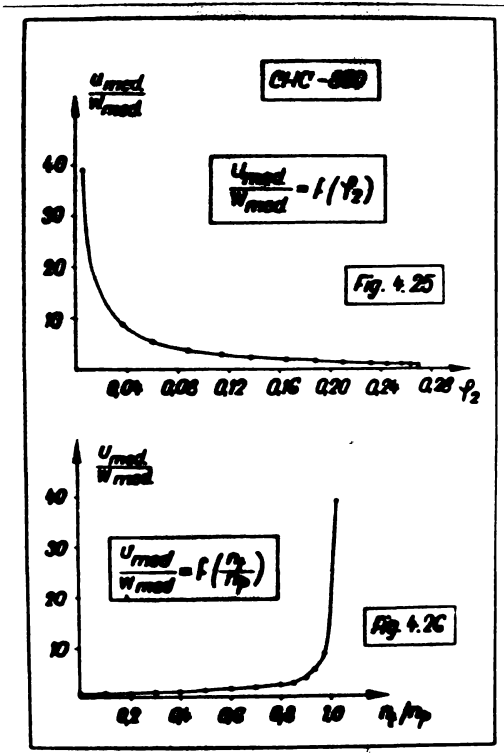
- Variația rapoartelor coeficienților $\zeta_{med} / \zeta_{med}^* = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} / \lambda'^*_{med} = f(\mathcal{P}_2)$, pentru convertizoarele hidraulice CHC-850 și CHC-380, fig.4.20.
- Variația rapoartelor coeficienților $\zeta_{med} / \zeta_{med}^* = f(\mathcal{P}_2 / \mathcal{P}_2^*)$ și $\lambda'_{med} / \lambda'^*_{med} = f(\mathcal{P}_2 / \mathcal{P}_2^*)$, pentru convertizoarele CHC-850 și CHC-380, fig.4.20.

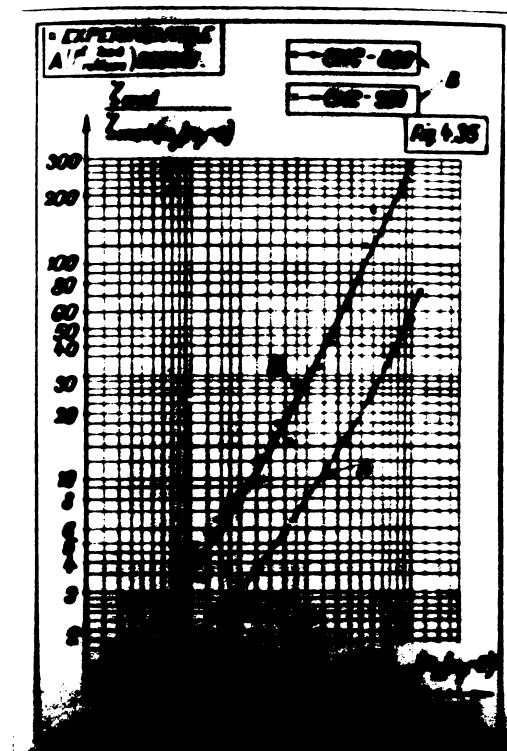
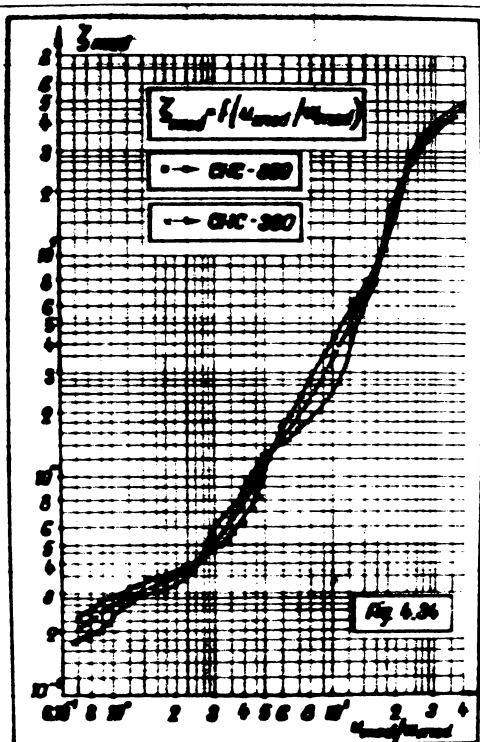
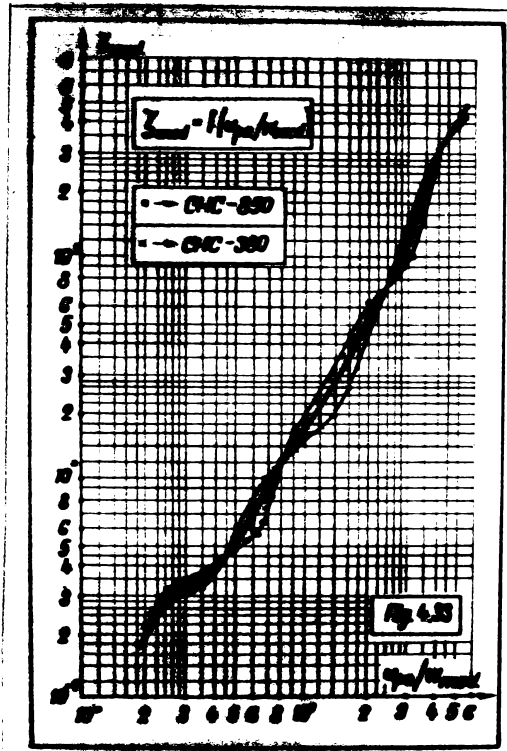
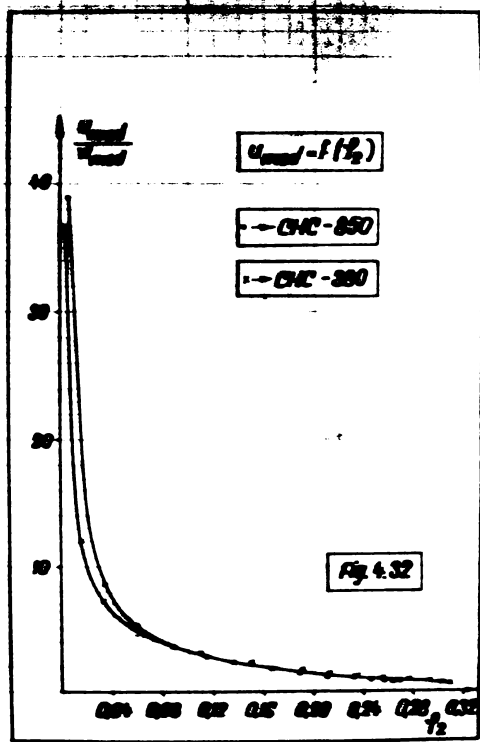
După cum se poate remarca, din analiza diagramelor din fig.4.13 rezultă că s-au obținut aceeași variație a coeficienților λ'_{med} în funcție de coeficientul \mathcal{P}_2 , în intervalul de la blocarea convertizorului pînă în zona intrărilor fără șoc

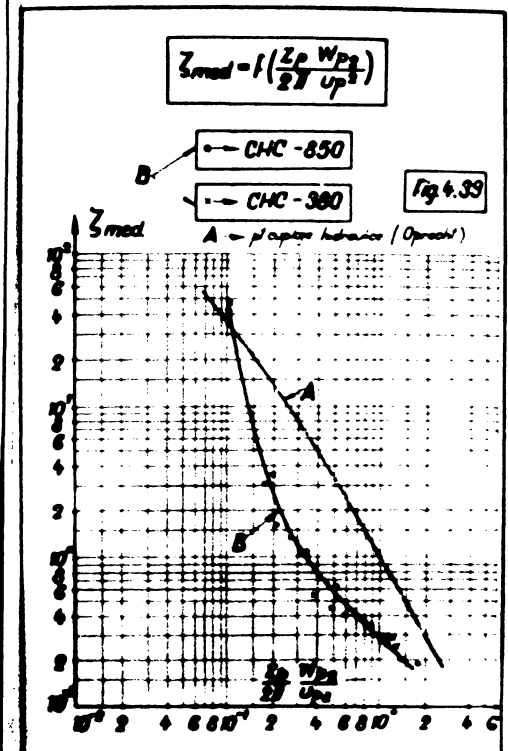
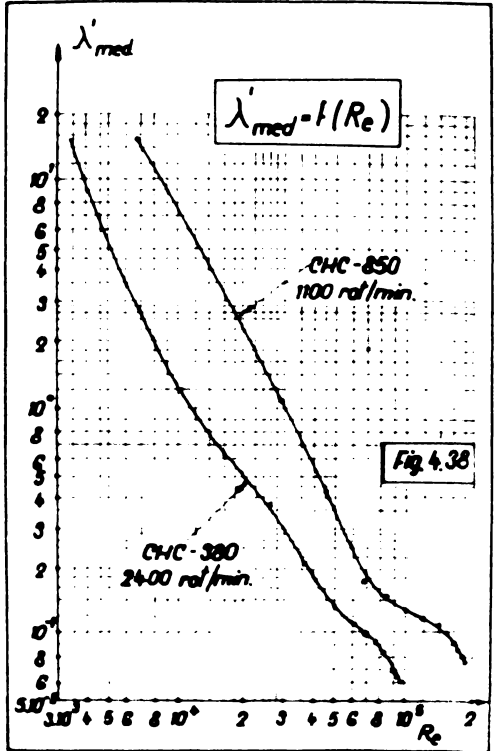
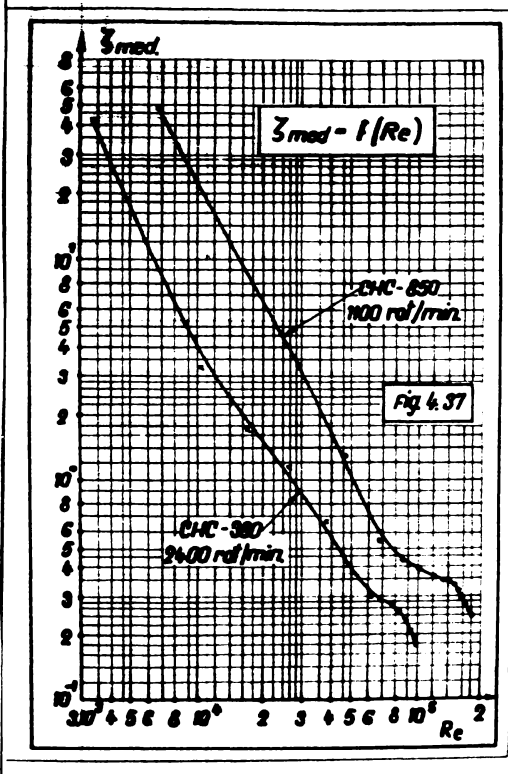
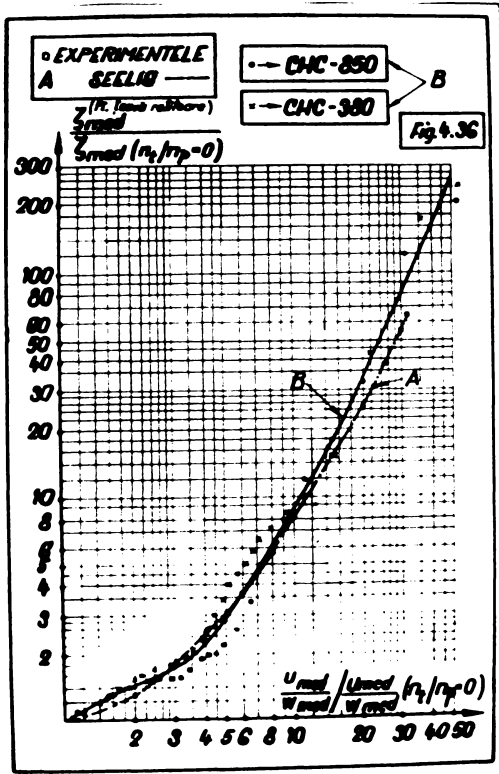












atît pentru convertizorul CNC-850 cît și pentru convertizorul CNC-380. Pentru restul intervalului pînă la ambalarea convertizoarelor, variația aceluiaș coeficient λ'_{med} în funcție de coeficientul \mathcal{P}_2 se împleteste în mod armonios pentru ambele convertizoare, reprezentînd o zonă de valori care pot fi utilizate pentru calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă studiate în prezenta lucrare.

Avînd în vedere că cele două convertizoare hidraulice CNC-850 și CNC-380 au ;

- tipuri diferite de circuite hidraulice (ca formă, ca rapoarte de diametre, ca rapoarte de secțiuni, ca unghiuri de intrare și ieșire din paletaje, ca forme de profile ale paletajelor),
- diametre maxime ale circuitului hidraulic diferite (850 mm, respectiv 380 mm),
- domeniu de turații de funcționare diferite (1000 - 1100 rot/min., respectiv 2000 - 2400 rot/min.)
- coeficienții \mathcal{P}_2^* , \mathcal{P}_2^{**} , \mathcal{P}_2^{***} și rapoarte n_t/n_p^* , n_t/n_p^{**} , n_t/n_p^{***} diferiți.

și că totuși s-au obținut valori foarte apropiate pentru coeficientul $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$, rezultă că metoda de calcul elaborată are un caracter general și că rezultatele obținute în diagrama 4.18 pot fi utilizate în calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă. Se mai poate trage deasemenea și concluzia, că execuția tehnologică a rotorilor și aparatului director a celor două convertizoare este de aceeași clasă.

Dacă pentru coeficientul \mathcal{P}_{soc} se admite o variație de felul indicat în fig.4.21 și 4.22 se obțin variațiile coeficienților $\xi_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ și $\lambda'_{med} = f(\mathcal{P}_2)$ ca în diagramele respective. Comparînd valorile coeficienților λ'_{med} din fig.4.18 și 4.22, rezultă că valorile sînt practic aceleași pentru intervalul $n_t/n_p = 0$ pînă la zona intrărilor fără șoc, iar intervalul ambalare ($n_t/n_p = 1,02$) pînă la intrările fără șoc, valorile λ'_{med} cresc deoarece s-au luat valori mai mici pentru coeficienții \mathcal{P}_{soc} . Evident că se poate admite pentru calcule inițiale și valori $\mathcal{P}_{soc} = 1,0$, pentru toate regimurile de lucru, de la blocarea convertizorului pînă la ambalare.

În legătură cu valorile coeficientului \mathcal{P}_{soc} , recomandate de literatura de specialitate, rezultă următoarele ;

- $\mathcal{P}_{soc} = 1,2 \div 1,4$ cînd șocul se datorează intrării lichidului

din partea de lucru a paletii. Această situație corespunde intervalului de la blocaj pînă la intrarea fără șoc, cînd se realizează șocuri pe partea de lucru a paletii. [19]

- $\rho_{soc} = 0,6 \div 0,8$ cînd șocul se datorează intrării lichidului dinspre spatele paletii. Situația corespunde intervalului de la intrarea fără șoc pînă la ambalarea convertizorului. [19]

- $\rho_{soc} = 0,5 \div 0,7$ pentru întregul interval, de la blocarea convertizorului pînă la ambalarea lui. [50]

- $\rho_{soc} = 1,0$ pentru întregul interval, de la blocarea convertizorului pînă la ambalarea lui, [19]

In fig. 4.33 și 4.34 s-au reprezentat diagramele $\zeta_{med} = f(U_{p2}/W_{med})$ și $\zeta_{med} = f(U_{med}/W_{med})$, pentru convertizoarele CHC-850 și CHC-380. O comparație între rezultatele experimentale obținute de Seelig și rezultatele obținute prin calcul la convertizoarele hidraulice CHC-850 și CHC-380 este ilustrată în diagramele din fig. 4.35 și 4.36, unde sînt reprezentate ;

$$-\zeta_{med} / \zeta_{med}(n_t/n_p=0) = f \left[\frac{U_{p2}}{W_{med}} / \frac{U_{p2}}{W_{med}} (n_t/n_p=0) \right];$$

$$-\zeta_{med} / \zeta_{med}(n_t/n_p=0) = f \left[\frac{U_{med}}{W_{med}} / \frac{U_{med}}{W_{med}} (n_t/n_p=0) \right];$$

In cazul experimentărilor Seelig valorile: $\zeta_{med}(n_t/n_p=0)$; $U_{p2}/W_{med}(n_t/n_p=0)$ și $U_{med}/W_{med}(n_t/n_p=0)$, corespund valorii minime a coeficientului global al pierderilor prin frecare hidraulică, pentru raportul $U/W = 1,0$.

Din analiza acestor diagrame comparative, se poate remarca cît de apropiate sînt rezultatele obținute prin metoda de calcul elaborată în prezenta lucrare și rezultatele obținute experimental de Seelig (le la blocarea convertizorului pînă la ambalarea lui).

Se poate deci afirma că diagramele din fig. 4.33 și 4.34, care reprezintă variația coeficientului mediu global al pierderilor prin frecare $\zeta_{med} = f(U_{p2}/W_{med})$ sau $\zeta_{med} = f(U_{med}/W_{med})$ pot fi utilizate pentru calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treantă studiate în prezenta lucrare.

In calculul acestor diagrame s-a luat în considerare $\rho_{soc} = 1,1$, respectiv $\rho_{soc} = 0,9$, pentru cele două intervale, definite ca în diagramele din fig. 4.17 ; 4.18 ; 4.19.

Pentru calculul hidraulic al convertizoarelor cu o treaptă pot fi deasemenea utilizate diagramele din fig.4.20 și 4.20', în cazul că relațiile de calcul, cuprind rapoarte de forma celor prezentate în aceste diagrame.

Având la bază calculele efectuate anterior, s-a putut calcula pentru convertizoarele CHC-850 și CHC-380 variația coeficienților $\zeta_{med} = f(Re)$ și $\lambda'_{med} = f(Re)$, pentru 1100rot/min și respectiv 2400 rot/min, reprezentate în diagramele din fig.4.37 și 4.38.

La calculul variației $\zeta_{med} = f(Re)$ s-au utilizat relațiile ;

$$\boxed{Re = \frac{w_{med} \cdot D}{\nu}} \quad (4.79) \quad \text{unde}$$

$$w_{med} = \sqrt{\frac{w_{pmed}^2 + w_{tmed}^2 + w_{smed}^2}{3}} ; \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\nu = \text{vîscozitate cinematică} \quad [m^2/s] ;$$

$$R_{hmed} = \sqrt{\frac{R_{hp}^2 + R_{ht}^2 + R_{hs}^2}{3}} ; \quad [m]$$

$D_{ec} = 4 R_{hmed}$ = diametrul echivalent al canalului interpaletaj [m]
Așa după cum se știe din calculele anterioare se poate scrie ;

$$w_{med} = \sqrt{\frac{E_p \cdot v_{mp2}^2 + E_t \cdot v_{mp2}^2 + E_s \cdot v_{mp2}^2}{2.3}} = v_{mp2} \sqrt{\frac{E}{6}}$$

$$\boxed{\frac{w_{med}}{v_{p2}}} = \frac{v_{mp2}}{v_{p2}} \sqrt{\frac{E}{6}} = \boxed{f_2 \sqrt{\frac{E}{6}}} \quad (4.80)$$

$$Re = \frac{v_{mp2} \sqrt{\frac{E}{6}} D_{ec}}{\nu} ; \quad \frac{Re}{v_{p2}} = \frac{f_2 \sqrt{\frac{E}{6}} D_{ec}}{\nu}$$

$$\boxed{Re = \frac{v_{p2} f_2 \sqrt{E} \cdot D_{ec}}{\sqrt{6} \cdot \nu}} \quad (4.81) ; \quad f_2 = \frac{\sqrt{6} \nu Re}{v_{p2} \sqrt{E} \cdot D_{ec}}$$

Utilizînd relația de calcul a coeficientului mediu global al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , rezultă ;

$$P_2 = \frac{2\sqrt{T_1 - T_2 - \frac{P_{soc}}{2} T_3}}{\sqrt{E} \sqrt{\zeta_{med}}}$$

$$\frac{\sqrt{6} \nu R_e}{U_{p2} \sqrt{E} D_{ec}} = \frac{2\sqrt{T_1 - T_2 - \frac{P_{soc}}{2} T_3}}{\sqrt{E} \sqrt{\zeta_{med}}}$$

$$R_e = \frac{2U_{p2} D_{ec} \sqrt{T_1 - T_2 - \frac{P_{soc}}{2} T_3}}{\sqrt{6} \cdot \nu \sqrt{\zeta_{med}}} \quad (4.82)$$

$$R_e = \frac{\pi D_{p2} n_p \cdot D_{ec} \sqrt{T_1 - T_2 - \frac{P_{soc}}{2} T_3}}{30 \cdot \sqrt{6} \cdot \nu \cdot \sqrt{\zeta_{med}}} \quad (4.83)$$

La convertizoarele hidraulice la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic și caracteristicile funcționale exterioare, conform celor indicate anterior se poate calcula $\lambda'_{med} = f(P_2)$ și $\zeta_{med} = f(P_2)$ pentru anumite valori ale coeficientului P_{soc} și în consecință cu ajutorul relațiilor (4.82) sau (4.83) se poate calcula $R_e = f(\lambda'_{med})$ sau $R_e = f(\zeta_{med})$, pentru diferite turații n_p ale rotorului pompă. Se poate constata că valoarea coeficienților λ'_{med} și ζ_{med} variază în mod substanțial cu numărul Reynolds R_e (de la blocajul convertizorului până la ambalarea lui).

Din relația 4.81 se poate calcula variația $R_e = f(P_2)$ pentru regimurile de funcționare ale convertizorului hidraulic, de la blocaj la ambalare.

În general suprafețele canalelor interpaletaje, pot fi realizate la rugozități medii, cuprinse între 0,05 mm și 0,1 mm în cazul turnării rotorilor și aparate lor directiare din aliaje de aluminiu. Dacă am încerca să facem o comparație cu coeficienții longitudinali ai pierderilor hidraulice prin frecare pentru conducte drepte, prezentate în diagrama Moody [6], se constată următoarele ;

- pentru convertizorul CHC-350, coeficientul $\lambda'_{med} = 0,075$ pentru $R_e \approx 2 \cdot 10^5$ și $\lambda'_{med} = 15$ pentru $R_e \approx 7 \cdot 10^3$, iar dacă ar fi să se aplice diagrama Moody pentru un $\frac{k}{D} \approx 0,001$ ar rezulta un coeficient $\lambda = 0,02$ pentru $R_e \approx 2 \cdot 10^5$ și $\lambda = 0,045$ pentru $R_e \approx 7 \cdot 10^3$.

- pentru convertizorul CHC-380, coeficientul $\lambda'_{med} = 0,006$ pentru $Re \approx 10^5$ și $\lambda'_{med} = 15$ pentru $Re \approx 35 \cdot 10^3$, iar dacă ar fi să se aplice diagrama Moody, pentru un $\frac{k}{D} \approx 0,002$, ar rezulta un coeficient $\lambda = 0,024$ pentru $Re = 10^5$ și $\lambda = 0,045$ pentru $Re \approx 35 \cdot 10^3$.

Diferențele mari care există se datorează faptului că valoarea coeficientului λ'_{med} include și pierderile hidraulice locale, dar mai ales faptului că ansamblul canalelor interpațetaje sînt în rotație, așa cum s-a analizat anterior.

Rezultă în mod clar că pentru convertizoarele hidraulice nu se pot aplica valorile coeficienților longitudinali ai pierderilor prin frecare de la conductele drepte.

Valoarea indicată în literatura de specialitate [19], că la convertizoarele hidraulice coeficientul λ' se poate calcula prin relația ;

$$\boxed{\lambda' = \lambda + 0,3} \quad (4.84), \text{unde } \lambda \text{ este coeficientul pierderilor hidraulice prin frecare longitudinală, indicat pentru conducte, reprezintă doar o valoare, care poate fi recăsită în diagramele din fig.4.38, în intervalul situat spre rapoartele mari } \eta_t/\eta_p.$$

Pentru a se mai face încă o verificare a valorilor obținute pentru coeficienții ζ_{med} , după metoda indicată în prezenta lucrare, în figura 4.39 este prezentată o comparație între coeficienții globali ai pierderilor hidraulice prin frecare indicați în literatura de specialitate [27] pentru cuplaje hidraulice și valorile coeficienților ζ_{med} obținute prin calcul pentru convertizoarele hidraulice CHC-850 și CHC-380. Se constată o coincidență totală a intervalului de valori a coeficienților globali a pierderilor hidraulice prin frecare, în ambele situații denumiile de valori fiind aceleași, de la 0,2 la 50, diferență existînd numai asupra modului de variație a valorilor, ceace se explică prin faptul că rapoartele W_{p2}/U_{p2} , în funcție de regimul de funcționare, variază în mod diferit la cuplajele hidraulice, în comparație cu convertizoarele hidraulice de cuplu.

+

+

+

In concluzie, din analiza studiului pierderilor hidraulice din circuitul convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă (cu turbină centripetală și aparat director fix, situat în po-

ziție axială între rotorul pompă și rotorul turbină), rezultă următoarele ;

1). Elaborarea unei metodologii originale de calcul în vederea determinării pierderilor hidraulice prin frecare și prin soc, bazată pe calculul coeficientului global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare, „ ζ_{med} ”, a coeficientului mediu prin frecare hidraulică longitudinală „ λ'_{med} ” și a coeficientului pierderilor hidraulice prin soc la intrarea în paletaje „ P_{soc} ”, în funcție de dimensiunile de lucru ale convertizoarelor hidraulice.

Necesitatea elaborării acestei metodologii originale, se datorează faptului că în literatura de specialitate, pe plan mondial, lipsește publicații referitoare la valorile acestor coeficienți, rezultate fie prin măsurători directe în interiorul circuitului hidraulic, fie prin măsurători ^{în} directe .

Lipsa acestor date valoroase din literatura de specialitate asupra coeficienților pierderilor hidraulice, se explică prin marea dificultate a măsurătorilor directe în circuitul hidraulic, precum și a dificultății de separare a pierderilor hidraulice. Metoda expusă în această lucrare se bazează de fapt pe cunoașterea geometriei circuitului hidraulic a convertizorului și a caracteristicilor funcționale exterioare ale acestuia, măsurate pe standul de probă. Metoda se bazează pe mărimi se ce pot obține la orice convertizor hidraulic, putându-se deci spune că este o metodă indirectă de determinare a pierderilor hidraulice, deoarece se bazează pe măsurători efectuate în afara circuitului hidraulic.

Posibilitatea determinării caracteristicilor funcționale interioare ale unui convertizor hidraulic, având la bază caracteristicile funcționale exterioare ale convertizorului este arătată în cap.V, așa că în calculul pierderilor hidraulice pot fi utilizate caracteristicile funcționale interioare.

2). Metodologia elaborată poate fi aplicată la toate convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, din categoria celor studiate în prezenta lucrare.

3). Aplicarea metodologiei elaborate, la convertizoare hidraulice cu o treaptă, cu paletaje profilate care au circuite hidraulice diferite (ca formă, ca unghiuri la intrarea și ieșirea din paletaje, ca rapoarte de diametre și secțiuni, ca forme ale paletajelor), diametre maxime ale circuitelor hidraulice și turații de funcționare situate la valorile extreme, precum și caracteristici funcționale exterioare diferite (determinate prin măsurători pe standurile de

probă) au arătat că valorile coeficientului pierderilor hidraulice prin șoc „ τ_{soc} ” $< 1,5$ pentru blocajul convertizoarelor $\eta_f/\eta_p = 0$, iar pentru ambalarea convertizoarelor „ τ_{soc} ” $< 1,0$. De asemenea a rezultat că în zona intrărilor fără șoc în paletaje, valorile coeficienților τ_{soc} influențează foarte puțin valorile coeficientului global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , și în consecință pentru simplificare se poate considera $\tau_{soc} = 1,0$.

Având în vedere modul de variație al raportului vitezelor u_{p2}/W_{med} și u_{med}/W_{med} la convertizoarele la care s-a aplicat metodologia de calcul a pierderilor hidraulice, precum și modul de variație a coeficientului global al pierderilor prin frecare în raport cu u/W obținute experimental la țevi rotitoare, se poate considera că pentru convertizoarele hidraulice cu paletaje profilate valorile coeficientului $\tau_{soc} = 1,1 - 1,0$ pentru intervalul cuprins între blocajul convertizorului și zona intrărilor fără șoc, iar pentru intervalul dintre ambalare și zona intrărilor fără șoc valorile coeficientului să fie $\tau_{soc} = 0,9 - 0,8$.

4). Valorile coeficientului $\lambda'_{med} = f(\tau_2)$ din fig. 4.18 și 4.19 pot fi utilizate pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă cu turbină centripetală și aparat director fix. În general în zona intrărilor fără șoc acest coeficient poate avea valorile $\lambda'_{med} = 0,075 - 0,1$.

Valorile coeficientului ζ_{med} depind de specificul fiecărui circuit hidraulic, prin intermediul coeficientului ζ_{med} , care poate avea unele valori medii cuprinse între 2,8 - 3,3. După cum rezultă din diagramele analizate, valoarea coeficientului ζ_{med} în zona intrărilor fără șoc, variază destul de puțin, așa că pentru unele calcule se poate considera $\zeta_{max}^* = \zeta_{max}^{**} = \zeta_{max}^{***}$.

5). Datorită metodologiei elaborate s-a putut arăta că valorile coeficienților λ'_{med} , ζ_{med} și τ_{soc} pot fi exprimate în funcție de coeficientul de debit τ_2 , de la blocarea vîntului la ambalarea convertizorului, adică pentru toate regimurile de lucru în utilizarea convertizoarelor pentru tractiune. Aceasta este originalitatea metodei de calcul a pierderilor hidraulice pentru convertizoarele hidraulice, care aduce o completare valoroasă în literatura tehnică de specialitate, prin introducerea valorilor coeficienților $\zeta_{med} = f(\tau_2)$; $\lambda'_{med} = f(\tau_2)$; $\tau_{soc} = f(\tau_2)$.

6). Modul de variație a coeficientului global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , precum și domeniul valorilor acestui coeficient din prezenta lucrare sînt confirmate de unele date experimentale asupra acestui coeficient, publicate în literatura de specialitate [49, 27], privind țevile rotitoare și cuplaje hidraulice.

O comparație a valorilor acestui coeficient $\zeta_{med} = f(P_2)$ cu date din literatura de specialitate referitoare la convertizoarele hidraulice nu s-a putut face din lipsa unor asemenea publicații.

7). Valorile indicate pentru coeficientul $\lambda'_{med} = f(P_2)$ întreg și valoarea indicată pentru acest coeficient în literatura de specialitate [19], pot fi în evidență însă faptul că rezultatele obținute în lucrarea de față sînt mai generale și cuprind întregul domeniu de lucru de la blocarea pînă la ambalarea convertizorului.

8). Coeficientul λ'_{med} variază foarte pronunțat în raport cu numărul Reynolds, crescînd mult pe măsură ce Re scade, deosebindu-se foarte mult de valorile indicate în literatura de specialitate pentru coeficientul λ al pierderilor hidraulice prin frecare în conducte drepte.

Datorită acestui fapt rezultă că pentru convertizoarele hidraulice nu se pot aplica valorile coeficienților λ ale pierderilor prin frecare de la conducte drepte.

In continuarea lucrării se va arăta cum se pot utiliza valoroasele rezultate obținute în domeniul pierderilor hidraulice, la calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă.

4.3. Aplicarea studiului pierderilor hidraulice la calculul hidraulic al convertitoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă.

4.3.1. Sarcina teoretică a rotorului pompă se poate scrie sub următoarele forme ; dacă se exprimă în funcție de unghiul de la ieșirea din rotorul pompă și unghiul de la ieșirea din aparatul director ;

$$H_{thp} = \frac{1}{g} (u_{p2} \cdot v_{up2} - u_{p1} v_{up1}) = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \frac{v_{mp2} \sigma_{p2}}{u_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{v_{mp2} s_{p2} \alpha_{s2}}{u_{p2} s_{s2} \operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right]$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \varphi_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \right] ; \varphi_2 = \frac{v_{mp2}}{u_{p2}}$$

$$\boxed{H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \varphi_2 B'_{p1} \right]} \quad (4.3.1); B'_{p1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}$$

Dacă se notează cu $\mu = \frac{H_{thp}}{H_{thp\infty}}$ și cu $\mu' = \frac{v_{up2}}{v_{up2\infty}}$, sarcina teoretică a rotorului pompă se poate scrie ;

$$H_{thp} = \frac{\mu}{\gamma} (u_{p2} v_{up2\infty} - u_{p1} v_{up1}) = \frac{\mu \cdot u_{p2}^2}{g} \left[1 - \frac{v_{mp2}}{u_{p2}} \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{v_{mp2} s_{p2} \alpha_{s2}}{u_{p2} s_{s2} \operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right]$$

$$\boxed{H_{thp} = \frac{\mu \cdot u_{p2}^2}{g} \left[1 - \varphi_2 B''_{p1} \right]} \quad (4.3.2); B''_{p1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}$$

$$H_{thp} = \frac{1}{g} (u_{p2} v_{up2\infty} \mu' - u_{p1} v_{up1}) = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\mu' - \frac{v_{mp2} \mu' \sigma_{p2}}{u_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{v_{mp2} s_{p2} \alpha_{s2}}{u_{p2} s_{s2} \operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right]$$

$$\boxed{H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\mu' - \varphi_2 B'''_{p1} \right]} \quad (4.3.3); B'''_{p1} = \frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}$$

În cazul că sarcina teoretică a rotorului pompă se referă la unghiurile de la intrarea și ieșirea din rotorul pompă, se poate scrie sub următoarele forme ;

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{s1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$\boxed{H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 B'_{p2} \right]} \quad (4.3.4); B'_{p2} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$$

$$H_{thp} = \frac{\mu u_{p2}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 \left(\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$H_{thp} = \frac{\mu u_{p2}^2}{g} \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 B_{p2}'' \right] \quad (4.3.5);$$

$$B_{p2}'' = \frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\mu' - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 \left(\frac{\mu' \alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\mu' - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \varphi_2 \cdot B_{p2}''' \right]$$

(4.3.6)

$$B_{p2}''' = \frac{\mu' \alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$$

Din egalitatea relațiilor (4.3.1) cu 4.3.4 sau 4.3.2 cu 4.3.5, respectiv 4.3.3 cu 4.3.6, rezultă următoarea expresie pentru coeficientul de debit ;

$$\varphi_2 = \frac{\left(\frac{u_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{B'_{p1} - B'_{p2}} = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} \quad (4.3.7)$$

Particularizînd relația de mai sus pentru intrarea fără șoc în rotorul pompi, se obține ;

$$\varphi_2^* = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} \quad (4.3.8)$$

Cu ajutorul relației (4.3.8) se poate determina coeficientul de debit φ_2^* , pentru intrarea fără șoc în rotorul pompi, în funcție de unghiul de la intrare a paletajului rotorului pompi și a unghiului firului mediu de lichid de la ieșirea din aparatul director, și a unor rapoarte specifice circuitului hidraulic.

Valoarea coeficientului de debit φ_2^* care reprezintă intrarea fără șoc în rotorul pompă, corespunde unui anumit raport de turații n_t^*/n_p . Se pot alege unghiuri la ieșirea din rotorul pompă β_{p2} , respectiv unghiuri la intrarea în rotorul turbinei $180^\circ - \beta_{t2}$, în așa fel încît să se obțină un anumit coeficient φ_2^* .

În fig.4.3.1 este indicată variația coeficientului de debit pentru intrarea fără șoc în rotorul pompă $\varphi_2^* = f(\beta_{p1z}$ și $\alpha_{s2})$, pentru un circuit hidraulic cu rapoartele $\frac{D_{p1}}{D_{p2}} = 0,6$ și $\frac{D_{s2}}{D_{p1}} = 0,887$, considerînd $\frac{s_{p2}}{s_{p1}} = \frac{s_{p2}}{s_{s2}} = 1,0$, luînd în considerare unghiuri cuprinse între 35° și 80° și unghiuri α_{s2} cuprinse între 20° și 30° .

Tot cu ajutorul relației 4.3.8, se pot determina la un circuit hidraulic ales, o relație a unghiurilor $\beta_{p1z} = f(\alpha_{s2})$ pentru anumite valori alese ale coeficientului de debit φ_2^* . Au fost alese valori ale unghiurilor β_{p1z} și α_{s2} , care pot fi utilizate în construcțiile convertizoarelor hidraulice studiate în prezenta lucrare, impuse de diferite ipoteze de proiectare (turații puteri, diametre, forme de circuit, etc).

Relațiile care exprimă sarcina teoretică a rotorului pompă se mai pot scrie și sub forma ;

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} T_1 \quad (4.3.9) ; T_1 = 1 - \varphi_2 B'_{p1}$$

$$H_{thp} = \frac{\mu u_{p2}^2}{g} T'_1 \quad (4.3.10) ; T'_1 = 1 - \varphi_2 B''_{p1}$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} T''_1 \quad (4.3.11) ; T''_1 = 1 - \varphi_2 B'''_{p1}$$

4.3.2 Sarcina teoretică a rotorului turbinei se poate exprima în funcție de unghiul de la ieșirea din rotorul turbinei și a unghiului de la ieșirea din rotorul pompă prin relația ;

$$H_{tht} = \frac{1}{g} (u_{t1} v_{ut1} - u_{t2} v_{ut2}) ;$$

$$v_{ut1} = v_{up2} = u_{p2} - \frac{a_{p2} v_{mp2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} ; v_{ut2} = u_{t2} - \frac{a_{t2} v_{mt2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}}$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{v_{mp2} a_{p2}}{u_{p2} \operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 + \frac{v_{mp2} s_{p2}}{u_{p2} s_{t2}} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right]$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1} \right) \right]$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B'_{t1} \right] \quad (4.3.12)$$

$$B'_{t1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1}$$

Dacă se utilizează relația ;

$v_{ut1} = v_{up2} = v_{up2} \infty \mu' = \left(u_{p2} - \frac{\sigma_{p2} v_{mp2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} \right) \mu'$, sarcina teoretică a rotorului turbină se poate defini sub forma ;

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[\mu' - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 \left(\frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1} \right) \right]$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[\mu' - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B''_{t1} \right] \quad (4.3.13)$$

$$B''_{t1} = \frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1}$$

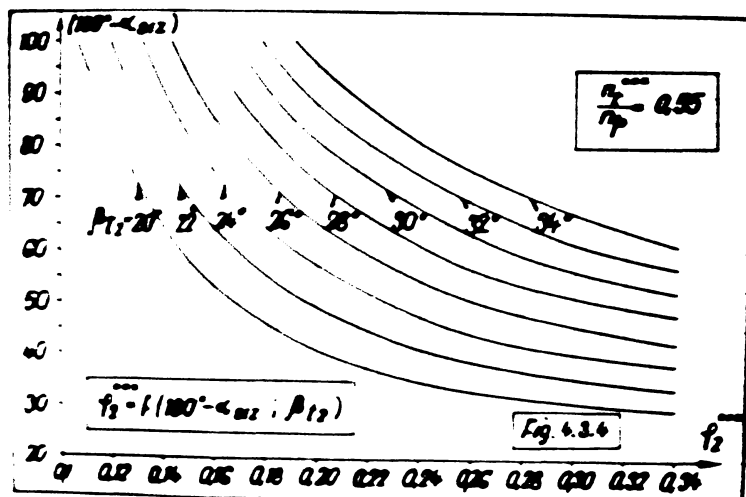
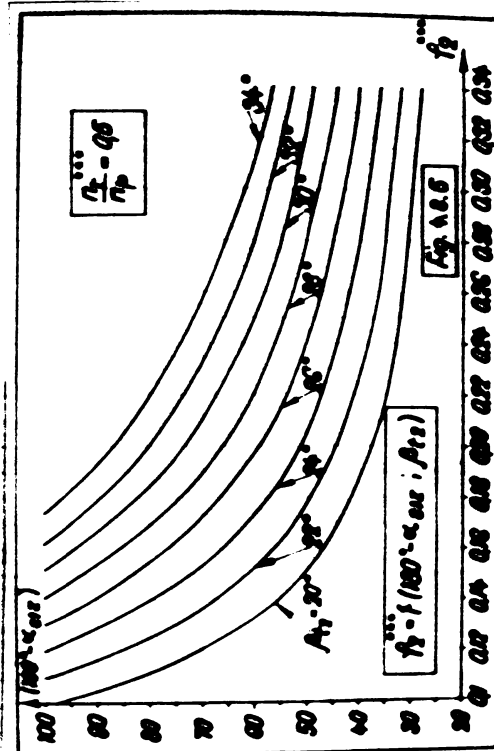
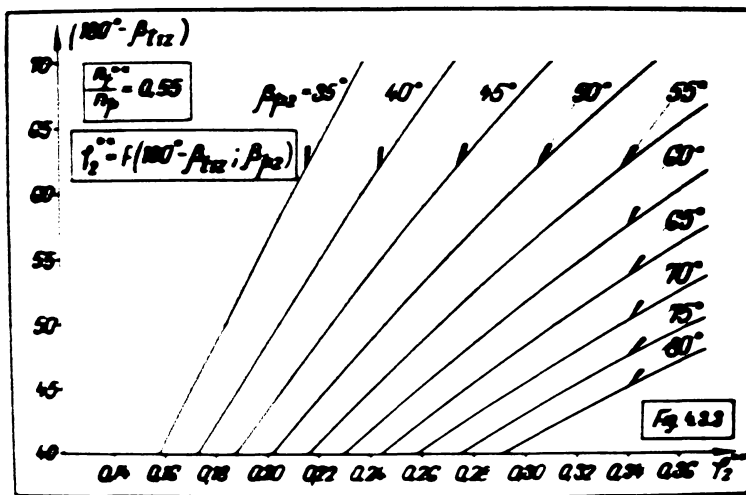
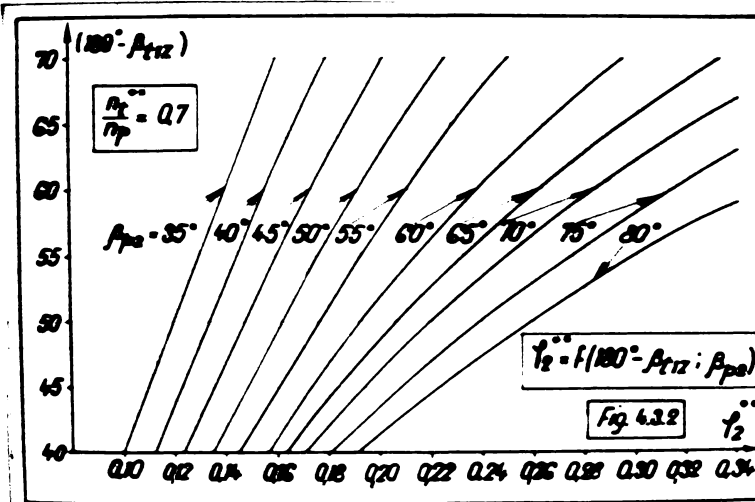
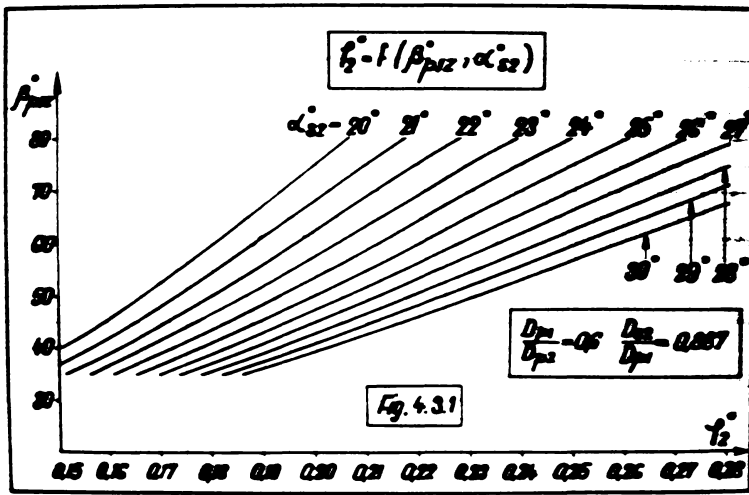
Exprimînd sarcina teoretică a rotorului turbină în funcție de unghiurile de la intrarea și ieșirea din rotorul turbină, se pot scrie relațiile ;

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right] + \varphi_2 \left[\frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1})} \frac{s_{p2}}{s_{t1}} + \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1} \right] \right\}$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right] + \varphi_2 B'_{t2} \right\} \quad (4.3.14)$$

$$B'_{t2} = \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1})} \frac{s_{p2}}{s_{t1}} + \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1}$$

$$v_{ut2} = u_{p2} \frac{n_t}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} - \frac{\alpha_{t2} v_{mt2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} ; v_{ut1} = u_{t1} + \frac{\alpha_{t1} v_{mt1}}{\operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1})}$$



Sarcina teoretică a rotărului turbină mai poate fi exprimată și în funcție de unghiurile de la intrarea din rotorul turbină și respectiv de la intrarea din aparatul director, obținându-se relația ;

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left\{ \frac{n_t}{n_p} + \rho_2 \left[\frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})} \frac{sp_2}{st_1} + \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{sp_2}{ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_1} \right] \right\}$$

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} \frac{n_t}{n_p} \left[\frac{n_t}{n_p} + \rho_2 B''_{t2} \right]$$

(4.3.15)

$$B''_{t2} = \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})} \frac{sp_2}{st_1} + \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{sp_2}{ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_1}$$

$$v_{ut2} = v_{us1} \frac{Ds_1}{Dt_2} = \frac{\alpha_{s1} v_{ms1}}{\operatorname{tg} \alpha_{s1}} \frac{Ds_1}{Dt_2} = - \frac{\alpha_{s1} v_{ms1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{Ds_1}{Dt_2}$$

$$v_{ut1} = u_{t1} + \frac{\alpha_{t1} v_{mt1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})}$$

Egalînd relațiile (4.3.12) cu (4.3.14) se obține ;

$$\rho_2 = \frac{1 - \frac{n_t}{n_p}}{B'_{t1} + B'_{t2}}$$

(4.3.16)

$$\rho_2 = \frac{1 - \frac{n_t}{n_p}}{\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{sp_2}{st_1} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})}}$$

(4.3.17)

În cazul că relația 4.3.17 se referă la intrarea fără șoc în rotorul turbină, se poate scrie ;

$$\rho_2^{**} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{sp_2}{st_1} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1,z})}}$$

(4.3.18)

Cu ajutorul relației (4.3.18) se pot calcula coeficienții de debit φ_2^{**} pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină, alegându-se un anumit raport $\frac{n_t^{**}}{n_p}$ pentru care se dorește intrarea fără șoc, cunoscând unghiurile β_{p2} și $180^\circ - \beta_{t1z}$. Deasemenea se pot alege valori pentru φ_2^{**} și pentru unghiurile β_{p2} și $180^\circ - \beta_{t1z}$ și să rezulte raportul n_t^{**}/n_p ;

$$\frac{n_t^{**}}{n_p} = 1 - \varphi_2^{**} \left[\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \cdot \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right] \quad (4.3.19)$$

În fig. 4.2 și 4.3.3 sînt reprezentate diagrame reprezentînd variația coeficientului de debit φ_2^{**} pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină, în funcție de unghiul paletajului la intrare în rotorul turbină ($180^\circ - \beta_{t1z}$) și unghiul firului mediu de lichid la ieșirea din rotorul pompă, pentru rapoarte $\frac{n_t^{**}}{n_p}$ pentru 0,7 și 0,55. Diagramele au fost calculate, în ipoteza că $\frac{s_{p2}}{s_{t1}} = 1,0$. Din egalitatea relațiilor (4.3.13) cu (4.3.14) rezultă ;

$$\varphi_2 = \frac{\mu' - \frac{n_t}{n_p}}{B_{t1}'' + B_{t2}'} \quad (4.3.20)$$

$$\varphi_2 = \frac{\mu' - \frac{n_t}{n_p}}{\frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \cdot \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})}} \quad (4.3.21)$$

Pentru cazul particular al intrării fără șoc, în rotorul turbină, rezultă ;

$$\varphi_2^{**} = \frac{\mu'^{**} - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{\frac{\mu'^{**} \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \cdot \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}} \quad (4.3.22)$$

$$\frac{n_t^{**}}{n_p} = \mu'^{**} - \varphi_2^{**} \left[\frac{\mu'^{**} \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \cdot \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right] \quad (4.3.23)$$

Relațiile (4.3.22) și (4.3.23) sînt similare cu relațiile (4.3.18) și (4.3.19), fiind însă exprimate în raport cu unghiul de ieșire al paletajului rotorului pompă și al coeficientului $\mu^{***} = \frac{V_{up2}^{**}}{V_{up2\infty}}$ (influența numărului finit de palete).

Relațiile care exprimă sarcina teoretică a rotorului turbină se mai poate scrie și sub forma ;

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} T_2$$

$$(4.3.24) \quad T_2 = \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B'_{t1} \right]$$

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} T'_2$$

$$(4.3.25) \quad T'_2 = \frac{n_t}{n_p} \left[\mu' - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B''_{t1} \right]$$

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} T''_2$$

$$(4.3.26) \quad T''_2 = \frac{n_t}{n_p} \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right] + \varphi_2 B'_{t2} \right\}$$

$$H_{tht} = \frac{U_{p2}^2}{g} T'''_2$$

$$(4.3.27) \quad T'''_2 = \frac{n_t}{n_p} \left[\frac{n_t}{n_p} + \varphi_2 B''_{t2} \right]$$

Din egalitatea relațiilor (4.3.14) cu (4.3.15), rezultă următoarea expresie ;

$$\varphi_2 = \frac{\frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2}{B'_{t1} - B''_{t2}} \quad (4.3.28)$$

$$\varphi_2 = \frac{\frac{n_t \cdot Dt_2}{n_p \cdot Dt_1}}{\frac{Sp_2}{St_2} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{Ds_1}{Dt_2}} \quad (4.3.29)$$

Se remarcă faptul că această relație, poate să exprime, valoarea coeficientului de debit φ_2 , pentru intrarea fără șoc în aparatul director și în consecință se poate scrie ;

$$\varphi_2^{***} = \frac{\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1}}{\frac{Sp_2}{St_2} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{Ds_1}{Dt_2}} \quad (4.3.30)$$

$$\frac{n_t^{***}}{n_p} = \varphi_2^{***} \frac{\left[\frac{Sp_2}{St_2} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{Ds_1}{Dt_2} \right]}{\frac{Dt_2}{Dt_1}} \quad (4.3.31)$$

Cu ajutorul relației (4.3.30), pentru un anumit raport n_t^{***}/n_p , cunoscînd unghiurile $\frac{n_t^{***}}{n_p}$ și $180^\circ - \alpha_{s1z}$, se poate calcula coeficientul de debit φ_2^{***} pentru intrarea fără șoc în aparatul director. Dacă se alege un coeficient de debit φ_2^{***} și unghiurile β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1z}$, se poate calcula raportul n_t^{***}/n_p pentru care se realizează intrarea fără șoc în aparatul director, cu ajutorul relației (4.3.31).

Pe baza relației (4.3.30) în fig.4.3.4 - 4.3.5 s-a trasat diagrame reprezentînd dependența dintre coeficientul de debit φ_2^{***} și unghiul paletajului la intrarea în aparatul director și unghiul firului mediu de lichid la ieșirea din rotorul turbină, pentru intrarea fără șoc în aparatul director, corespunzător rapoartelor $\frac{n_t^{***}}{n_p}$ pentru 0,55 și 0,5. Calculele au fost efectuate pentru un circuit hidraulic cu rapoar-

$$\frac{Dt_2}{Dt_1} = 0,6 \quad ; \quad \frac{Ds_1}{Dt_2} = 0,887 \quad ;$$

4.3.3. Intrarea fără șoc pentru același φ_2^* și $\frac{n_t^*}{n_p}$ la rotorul pompei, rotorul turbină și aparatul director.

În acest caz $\varphi_2^* = \varphi_2^{**} = \varphi_2^{***}$ și $\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{n_t^{**}}{n_p} = \frac{n_t^{***}}{n_p}$ și în consecință această condiție se poate obține prin egalarea diferitelor expresii ale coeficienților de debit φ_2 sau ale rapoartelor n_t/n_p , pentru intrările fără șoc.

$$\varphi_2^* = \frac{\frac{Dp_1}{Dp_2}}{\frac{Sp_2}{Sp_1} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{Sp_2}{Ss_2} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{Ds_2}{Dp_1}}$$

$$\varphi_2^* = \frac{1 - \frac{n_t^*}{n_p}}{\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{Sp_2}{St_1} \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}}$$

$$\varphi_2^* = \frac{\mu'^* - \frac{n_t^*}{n_p}}{\frac{\mu'^* \cdot \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{Sp_2}{St_1} \frac{\sigma_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}}$$

$$\eta_2^* = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}}}{\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \cdot \frac{D_{s1}}{D_{t2}}}$$

Din egalitatea primelor două ecuații rezultă ;

$$\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left[\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right] = \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right)$$

$$\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{\left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right) - \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left[\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right]}{\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}}$$

(4.3.32)

Se mai pot obține valori pentru raportul $\frac{n_t^*}{n_p}$ corespunzător intrării fără șoc în convertizorul hidraulic și prin egalarea valorilor coeficientului η_2^* , exprimat în relațiile anterioare, după cum urmează;

$$\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{\mu^{1*} \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p1}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right) - \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left[\frac{\mu^{1*} \alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right]}{\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} \quad (4.3.33)$$

$$\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \right)}{\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right)} \quad (4.3.34)$$

$$\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{\mu^{1*} \left(\frac{Sp_2}{St_2} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{a_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \right)}{\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \frac{Sp_2}{St_1} \right) + \frac{Sp_2}{St_2} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{a_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}}$$

(4.3.35)

$$\frac{n_t^*}{n_p} = \frac{\frac{Sp_2}{St_2} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{a_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}}{\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \frac{Sp_2}{St_1} \right) + \frac{Sp_2}{St_2} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{a_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}}$$

(4.3.36)

Relațiile (4.3.32) - (4.3.36) pot fi utilizate pentru calculul raportului n_t^*/n_p pentru care se realizează intrarea fără șoc în convertizorul hidraulic, în funcție de unghiurile și rapoartele circuitului hidraulic care ne stau la dispoziție.

Desigur că problema se poate pune și altfel. Spre exemplu în relațiile (4.3.32) și (4.3.33) cunoscându-se unghiurile rotorului pompă și unghiul de la ieșirea din aparatul director, să se calculeze care este unghiul de la intrarea din rotorul turbinei, pentru ca raportul n_t^*/n_p să aibă o anumită valoare.

Deasemenea dacă în relațiile (4.3.35) și (4.3.36) se cunosc unghiurile rotorului turbinei și unghiul de la ieșirea din rotorul pompă, se poate calcula unghiul de la intrarea din aparatul director, pentru ca raportul n_t^*/n_p să realizeze o anumită valoare.

4.3.4 Calculul momentului teoretic al rotorului pompă.

Momentul teoretic al rotorului pompă se poate exprima sub forma ;

$$M_{thp} = \frac{r Q H_{thp}}{\omega_p} = \frac{r \bar{J} b_{p2} D_{p2}^2 \rho_2 H_{thp}}{2} \quad (4.3.37)$$

În această relație introducându-se valorile sarcinii teoretice a rotorului pompă precizate la punctul 4.3.1 rezultă următoarele expresii pentru momentul teoretic al rotorului pompă ;

$$M_{thp} = \frac{r \bar{J} b_{p2} D_{p2}^2 v_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[1 - \rho_2 \left(\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{Sp_2}{Ss_2} \frac{a_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = A'_{p1} \rho_2 [1 - \rho_2 B'_{p1}] \quad (4.3.38); \quad A'_{p1} = \frac{r \bar{J} b_{p2} D_{p2}^2 v_{p2}^2}{2g}$$

$$M_{thp} = \frac{\mu \sigma \bar{\pi} b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[1 - \rho_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = \mu A'_{p1} \rho_2 [1 - \rho_2 B''_{p1}] \quad (4.3.39)$$

$$M_{thp} = \frac{\sigma \bar{\pi} b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[\mu' - \rho_2 \left(\frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = A'_{p1} \rho_2 [\mu' - \rho_2 B'''_{p1}] \quad (4.3.40)$$

$$M_{thp} = \frac{\sigma \bar{\pi} b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = A'_{p1} \rho_2 \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 B'_{p2} \right] \quad (4.3.41)$$

$$M_{thp} = \frac{\mu \sigma \bar{\pi} b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = \mu A'_{p1} \rho_2 \left[1 - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 B''_{p2} \right] \quad (4.3.42)$$

$$M_{thp} = \frac{\sigma \bar{\pi} b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[\mu' - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 \left(\frac{\mu' \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$M_{thp} = A'_{p1} \rho_2 \left[\mu' - \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \rho_2 B'''_{p2} \right] \quad (4.3.43)$$

Dacă în relațiile 4.3.38 - 4.3.43 se introduce valoarea coeficientului de debit ρ_2^* , corespunzătoare intrării fără șoc în roterul pompă, se obține momentul teoretic al roterului pompă M_{thp}^* pentru intrarea fără șoc, cunoscându-se bineînțeles geometria acestuia.

$$\rho_2^* = \frac{\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2}{B'_{p1} - B''_{p2}} = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}}$$

$$M_{thp}^* = A'_{p1} \frac{\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2}{B'_{p1} - B'_{p2}} \left[1 - \frac{\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2}{B'_{p1} - B'_{p2}} B'_{p1} \right] \quad (4.3.43')$$

Din relația (4.3.38) se poate obține ;

$$A'_{p1} B'_{p1} \varphi_2^2 - A'_{p1} \varphi_2 + M_{thp} = 0$$

Prin derivare se poate obține valoarea coeficientului de debit, corespunzătoare momentului teoretic maxim al rotorului pompă

$M_{thp max}$.

$$2A'_{p1} B'_{p1} \varphi_2 - A'_{p1} = 0 ; \quad \varphi_2(M_{thp max}) = \frac{1}{2B'_{p1}} \quad (4.3.44)$$

Introducând relația (4.3.44) în relația (4.3.38) rezultă ;

$$M_{thp max} = \frac{A'_{p1}}{4B'_{p1}} \quad (4.3.45)$$

$$M_{thp max} = \frac{A'_{p1} \varphi_2(M_{thp max})}{2} \quad (4.3.46)$$

$$\varphi_2(M_{thp max}) = \frac{2M_{thp max}}{A'_{p1}} \quad (4.3.47)$$

Din egalitatea relațiilor (4.3.38) și (4.3.39) se obține ;

$$B'_{p1} = \frac{1 - \mu(1 - \varphi_2 B''_{p1})}{\varphi_2} \quad (4.3.48)$$

$$B''_{p1} = \frac{1 - \mu - \varphi_2 B'_{p1}}{\mu \varphi_2} \quad (4.3.49)$$

$$\mu = \frac{1 - \varphi_2 B'_{p1}}{1 - \varphi_2 B''_{p1}} \quad (4.3.50)$$

Din egalitatea relațiilor (4.3.38) și (4.3.40) rezultă ;

$$B'_{p1} = \frac{1 - \mu' + \varphi_2 B'''_{p1}}{\varphi_2} \quad (4.3.51)$$

$$B'''_{p1} = \frac{\mu' - 1 + \varphi_2 B'_{p1}}{\varphi_2} \quad (4.3.52)$$

$$\mu' = 1 - \varphi_2 (B'_{p1} - B'''_{p1}) \quad (4.3.53)$$

Expresii similare se obțin și din egalitatea relațiilor (4.3.39) și (4.3.40).

$$B''_{p1} = \frac{\mu - \mu' + \rho_2 B'''_{p1}}{\mu \rho_2} \quad (4.3.54); \quad B'''_{p1} = \frac{\mu' - \mu (1 - \rho_2 B''_{p1})}{\rho_2} \quad (4.3.55)$$

$$\mu = \frac{\mu' - \rho_2 B''_{p1}}{1 - \rho_2 B''_{p1}} \quad (4.3.56)$$

4.3.5. Calculul momentului teoretic al rotorului turbină.

Momentul teoretic al rotorului turbină poate fi exprimat sub forma ;

$$M_{tht} = \frac{r Q H_{tht}}{\omega_t} = \frac{r \pi b_{p2} D_{p2}^2}{2} \frac{\rho_2}{\frac{n_t}{n_p}} H_{tht} \quad (4.3.57)$$

Introducând în această relație valorile sarcinii teoretice ale rotorului turbină exprimate prin relațiile de la punctul 4.3.2, rezultă următoarele expresii pentru momentului teoretic al rotorului turbină M_{tht} :

$$M_{tht} = \frac{r \pi b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 \left(\frac{\sigma_{p2}}{tg \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{tg \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right) \right]$$

$$M_{tht} = A'_{p1} \rho_2 \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B'_{t1} \right] \quad (4.3.58)$$

$$M_{tht} = \frac{r \pi b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[\mu' - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 \left(\frac{\mu' \sigma_{p2}}{tg \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{tg \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right) \right]$$

$$M_{tht} = A'_{p1} \rho_2 \left[\mu' - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B''_{t1} \right] \quad (4.3.59)$$

$$i'_{tht} = \frac{r \pi b_{p2} D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \rho_2 \left[\frac{n_t}{n_p} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] + \rho_2 \left[\frac{\sigma_{t1}}{tg(\beta_{t1} - \beta_{t1})} \frac{s_{p2}}{s_{t1}} + \frac{\sigma_{t2}}{tg \beta_{t2}} \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right] \right]$$

$$M_{tht} = A'_{p1} \varphi_2 \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] + \varphi_2 B'_{t2} \right\} \quad (4.3.60)$$

$$M_{tht} = \frac{r \pi b p_2 D_{p2}^2 u_{p2}^2}{2g} \varphi_2 \left\{ \frac{n_t}{n_p} + \varphi_2 \left[\frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})} \frac{S_{p2}}{S_{t1}} + \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1})} \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t1}} \right] \right\}$$

$$M_{tht} = A'_{p1} \varphi_2 \left(\frac{n_t}{n_p} + \varphi_2 B''_{t2} \right) \quad (4.3.61)$$

În cazul intrării fără șoc în rotorul turbină, momentul teoretic al rotorului turbină se obține prin introducerea valorii coeficientului de debit φ_2^{**} , în relațiile (4.3.58) ÷ (4.3.61). Spre exemplu se poate scrie ;

$$\varphi_2^{**} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B'_{t1}^{**} + B'_{t2}^{**}} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \cdot \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1})}}$$

$$M_{tht}^{**} = A'_{p1} \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B'_{t1}^{**} + B'_{t2}^{**}} \left[\frac{n_t^{**}}{n_p} + \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B'_{t1}^{**} + B'_{t2}^{**}} \cdot B''_{t2} \right] \quad (4.3.62)$$

În toate relațiile din subcapitolul 4.3., s-au exprimat de fapt sarcinile și momentele teoretice ale rotorului pompă, și rotorului turbină, în funcție de coeficientul de debit φ_2 , pentru a se putea utiliza expresiile referitoare la pierderile hidraulice, care au fost deasemenea exprimate în funcție de coeficientul φ_2 . Relațiile dintre sarcinile rotorului pompă, rotorului turbină și pierderile hidraulice în funcție de coeficientul φ_2 , au fost indicate în parte în subcapitolul 4.2.

Raportarea regimurilor de funcționare ale convertizorului, la regimurile de funcționare corespunzătoare intrărilor fără șoc (în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul dărector) vor putea scoate în evidență unele caracteristici energetice ale convertizorilor hidraulice.

4.3.6. Sarcinile teoretice ale rotorului pompă, și rotorului turbină, precum și pierderile hidraulice, exprimate în funcție de rapoartele ρ_2/ρ_2^* , ρ_2/ρ_2^{**} și ρ_2/ρ_2^{***} .

După cum se știe pentru un convertizor hidraulic de cuplu se poate scrie relația ;

$$H_{thp} - H_{tht} - \sum h = 0 ; H_{thp} - H_{tht} - (\sum h_{fr} + \sum h_{soc}) = 0$$

Dacă se admite că unghiurile firului mediu de lichid de la ieșirile din rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul directer, rămân neschimbate în raport cu regimurile de lucru ale convertizoarelor (în raport cu ρ_2), se pot scrie o serie de relații pentru rotorul pompă, rotorul turbină și pierderile hidraulice. Aceasta este o ipoteză simplificată, deoarece în realitate unghiurile la ieșire din paletaje variază în raport cu regimurile de lucru ale convertizoarelor hidraulice (în raport cu n_t/n_p), diferențele fiind mici între rapoartele $n_t/n_p = 0,3$ și $n_t/n_p = 0,8$ și mai mari pentru rapoartele cuprinse între $n_t/n_p = 0 \div 0,3$ și între $n_t/n_p = 0,8-1,0$, pentru regimul de tracțiune al convertizoarelor studiate în prezenta lucrare.

Admițînd ipoteza simplificată enunțată, se pot scrie pentru rotorul pompă, următoarele relații ;

$$H_{thp} = \frac{1}{g} (v_{up2} u_{p2} - v_{up1} u_{p1}) ; H_{thp} = \frac{1}{g} (v_{up2} u_{p2} - u_{p1} v_{us2} \frac{D_{s2}}{D_{p1}})$$

$$v_{us2} = \frac{\alpha_{s2} v_{ms2}}{tg \alpha_{s2}} ; v_{us2}^* = \frac{\alpha_{s2} v_{ms2}^*}{tg \alpha_{s2}} ;$$

$$\frac{v_{us2}}{v_{us2}^*} = \frac{\alpha_{s2} v_{ms2}}{\alpha_{s2} v_{ms2}^*} = \frac{v_{mp2}}{v_{mp2}^*} \frac{\frac{S_{p2}}{S_{s2}}}{\frac{S_{p2}}{S_{s2}}} = \frac{\rho_2}{\rho_2^*} ; v_{us2} = v_{us2}^* \frac{\rho_2}{\rho_2^*}$$

$$\frac{u_{p2} - v_{up2}}{u_{p2} - v_{up2}^*} = \frac{v_{mp2}}{v_{mp2}^*} ; v_{up2} = u_{p2} - (u_{p2} - v_{up2}^*) \frac{v_{mp2}}{v_{mp2}^*} = u_{p2} - (u_{p2} - v_{up2}^*) \frac{\rho_2}{\rho_2^*}$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ 1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^*} + \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \left[1 - \rho_2^* \left(\frac{\alpha_{p2}}{tg \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{tg \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \right) \right] \right\} \quad (4.3.63)$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \rho_2^* S'_{p1} \right) \quad (4.3.64)$$

Dacă se va exprima relația sarcinii teoretice a rotorului pompă în funcție de unghiul de la intrare și ieșire din rotorul pompă, se pot scrie relațiile ;

$$v_{up1} = v_{up1}^* \frac{v_{mp1}}{v_{mp1}^*} = v_{up1}^* \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} ;$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} + \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \left(\frac{v_{up2}^*}{u_{p2}} - \frac{v_{up1}^*}{u_{p2}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right]$$

$$v_{up1}^* = u_{p1} - \frac{\alpha_{p1} v_{mp1}^*}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} ; \quad \frac{v_{up1}^*}{u_{p2}} = \frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} \cdot \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \varphi_2^*$$

$$v_{up2}^* = u_{p2} - \frac{\alpha_{p2} v_{mp2}^*}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} ; \quad \frac{v_{up2}^*}{u_{p2}} = 1 - \frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} \varphi_2^*$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \varphi_2^* \left(\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right) \right] \quad (4.3.65)$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ 1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 + \varphi_2^* B'_{p2} \right] \right\} \quad (4.3.66)$$

În ipoteza că se ia în considerare unghiul paletajului la ieșirea din rotorul pompă și factorul de influență al numărului finit de palete, relațiile (4.3.65) și (4.3.66) se pot exprima și sub forma;

$$H_{thp} = \frac{\mu u_{p2}^2}{g} \left[1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \varphi_2^* B''_{p1} \right] \quad (4.3.67)$$

$$H_{thp} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left(\mu' - \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \varphi_2^* B'''_{p1} \right) \quad (4.3.68)$$

În cazul rotorului turbină, admitând aceleași ipoteze care au fost enunțate la începutul subcapitolului 4.3.6, rezultă următoarele relații ;

$$H_{tht} = \frac{1}{g} (u_{t1} v_{ut1} - u_{t2} v_{ut2})$$

$$v_{ut1} = v_{up2} = u_{p2} - \frac{\sigma_{p2} v_{mp2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} ; \quad v_{up2}^{**} = u_{p2} - \frac{\sigma_{p2} v_{mp2}^{**}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}}$$

$$v_{ut1} = v_{up2} = u_{p2} - (u_{p2} - v_{up2}^{**}) \frac{f_2}{f_2^{**}} ;$$

$$\frac{u_{t1}}{u_{t1}^{**}} = \frac{n_t}{n_t^{**}} = \frac{\frac{n_t}{n_p}}{\frac{n_t^{**}}{n_p}} = \frac{i}{i^{**}} ; \quad u_{t1} = u_{t1}^{**} \frac{i}{i^{**}} = u_{p2} i^{**} \frac{i}{i^{**}}$$

$$u_{t2} = \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} u_{p2} ; \quad \frac{u_{t2} - v_{ut2}}{u_{t2}^{**} + v_{ut2}^{**}} = \frac{\sigma_{t2} v_{mt2}}{\sigma_{t2} v_{mt2}^{**}} = \frac{f_2}{f_2^{**}}$$

$$v_{ut2} = \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} u_{p2} - \frac{f_2}{f_2^{**}} \left(u_{p2} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} i^{**} + v_{ut2}^{**} \right)$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\frac{i}{i^{**}} i^{**} \left(1 - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right) + \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{f_2}{f_2^{**}} \left[\frac{v_{up2}^{**}}{u_{p2}} + \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{v_{ut2}^{**}}{u_{p2}} \right] - \right. \\ \left. - \frac{i}{i^{**}} i^{**} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{i}{i^{**}} - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right) \right]$$

$$\frac{v_{up2}^{**}}{u_{p2}} = 1 - f_2^{**} \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} ; \quad \frac{v_{ut2}^{**}}{u_{p2}} = \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \cdot f_2^{**} - i^{**} \frac{D_{t2}}{D_{t1}}$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ \frac{i}{i^{**}} i^{**} \left(1 - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right) + \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{f_2}{f_2^{**}} \left[1 - f_2^{**} B'_{t1} - i^{**} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] - \right. \\ \left. - \frac{i}{i^{**}} (i^{**})^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{i}{i^{**}} - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right) \right\} \quad (4.3.69)$$

Dacă se ia în considerare unghiul de ieșire al paletajului rotorului pompă și factorul de influență al numărului finit de palete, relația (4.3.69) se poate scrie sub forma ;

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ \frac{i}{i^{**}} i^{**} \left(1 - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right) + \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{f_2}{f_2^{**}} \left[\mu'^{**} - f_2^{**} \left(\frac{\sigma_{p2} \cdot \mu^{**}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \right. \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right) - i^{**} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] - \frac{i}{i^{**}} (i^{**})^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left[\frac{i}{i^{**}} - \frac{f_2}{f_2^{**}} \right] \right\}$$

(4.3.70)

Se pot exprima sarcinile rotorului turbină, raportate la intrarea fără șoc în rotorul pompă, prin relațiile ;

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ \frac{l}{l^*} i^* \left(1 - \frac{p_2}{p_2^*}\right) + \frac{l}{l^*} i^* \frac{p_2}{p_2^*} \left[1 - p_2^* B'_{t1} - i^* \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \right] - \frac{l}{l^*} (i^*)^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{l}{l^*} - \frac{p_2}{p_2^*}\right) \right\} \quad 4.3.71$$

$$H_{tht} = \frac{u_{p2}^2}{g} \left\{ \frac{l}{l^*} i^* \left(1 - \frac{p_2}{p_2^*}\right) + \frac{l}{l^*} i^* \frac{p_2}{p_2^*} \left[\mu^{*'} - p_2^* \left(\frac{\sigma_{p2} \mu^{*'}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} - \frac{s_{p2} \sigma_{t2}}{s_{t2} \operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{Dt_2}{Dt_1} \right) - i^* \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \right] - \frac{l}{l^*} (i^*)^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{l}{l^*} - \frac{p_2}{p_2^*}\right) \right\} \quad 4.3.72$$

Așa după cum s-a arătat în subcapitolul 4.3.1. pierderile hidraulice prin șoc pot fi scrise sub forma următoarei relații ;

$$\sum h_{\text{șoc}} = \frac{p_{\text{șoc}} u_{p2}^2}{2g} \left\{ \left(\frac{Dp_1}{Dp_2}\right)^2 \left(\frac{p_2}{p_2^*} - 1\right)^2 + \left[\left(1 - \frac{p_2}{p_2^{**}}\right) + l^{**} \left(\frac{p_2}{p_2^{**}}\right) \right]^2 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 (l^{***})^2 \left(\frac{p_2}{p_2^{***}} - \frac{l^{***}}{l^{***}}\right)^2 \right\} \quad (4.3.73)$$

În conformitate cu indicațiile de la subcapitolul 4.3.2 pierderile hidraulice prin frecare se pot exprima prin relația ;

$$\sum h_{fr} = \frac{\sum_{med} v_{mp2}^2 E}{4g} = \frac{u_{p2}^2 \sum_{med} \frac{v_{mp2}^2}{u_{p2}^2} E}{4g}$$

$$\boxed{\sum h_{fr}} = \frac{u_{p2}^2 \sum_{med} p_2^2 E}{4g} = \frac{u_{p2}^2 \sum_{med}^* \frac{\sum_{med}}{\sum_{med}^*} \cdot (p_2^*)^2 \left(\frac{p_2}{p_2^*}\right)^2 E}{4g}$$

$$E = \frac{\sigma_{p1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} \left(\frac{s_{p2}}{s_{p1}}\right)^2 + \frac{\sigma_{p2}^2}{\sin^2 \beta_{p2}} + \frac{\sigma_{t1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} \left(\frac{s_{p2}}{s_{t1}}\right)^2 + \frac{\sigma_{t2}^2}{\sin^2 \beta_{t2}} \left(\frac{s_{p2}}{s_{t2}}\right)^2 + \frac{\sigma_{s1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})} \left(\frac{s_{p2}}{s_{s1}}\right)^2 + \frac{\sigma_{s2}^2}{\sin^2 \alpha_{s2}} \left(\frac{s_{p2}}{s_{s2}}\right)^2 \quad (4.3.74)$$

Perderile hidraulice prin frecare mai pot fi scrise și raportate la intrările fără șoc în rotorul turbină sau în aparatul director ;

$$\Sigma_{hfr} = \frac{u_{p2}^2 \zeta_{med}^{**} \frac{\zeta_{med}}{\zeta_{med}^{**}} (\rho_2^{**})^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{**}}\right)^2 \cdot E}{4g} \quad (4.3.75)$$

$$\Sigma_{hfr} = \frac{u_{p2}^2 \zeta_{med}^{***} \frac{\zeta_{med}}{\zeta_{med}^{***}} (\rho_2^{***})^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{***}}\right)^2 \cdot E}{4g} \quad (4.3.76)$$

Dacă sarcinile teoretice ale rotorului pompă, rotorului turbină și pierderile hidraulice prin frecare pentru un regim oarecare, se raportează la intrarea fără șoc în rotorul pompă, se poate scrie relația ;

$$H_{thp} - H_{tht} - \Sigma_{hfr} - \Sigma_{f_{soc}} = 0$$

$$\left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \rho_2^* B'_{p1}\right) - \left\{ \frac{l}{l^*} i^* \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^*}\right) + \frac{l}{l^*} i^* \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \left[1 - \rho_2^* B'_{t1} - i^* \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2\right] - \frac{l}{l^*} (i^*)^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{l}{l^*} - \frac{\rho_2}{\rho_2^*}\right) \right\} - \frac{\zeta_{med}^* \frac{\zeta_{med}}{\zeta_{med}^*} (\rho_2^*)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^*}\right)^2 E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^*} - 1\right)^2 + \left[1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} + i^{**} \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} - \frac{l}{l^{**}}\right)\right]^2 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 (i^{***})^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{***}} - \frac{l}{l^{***}}\right)^2 \right\} = 0 \quad (4.3.77)$$

În cazul raportării la intrarea fără șoc în rotorul turbină, pentru un regim de lucru oarecare se obține ;

$$\left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} \rho_2^{**} B'_{p1}\right) - \left\{ \frac{l}{l^{**}} i^{**} \left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}}\right) + \frac{l}{l^{**}} i^{**} \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} \left[1 - \rho_2^{**} B'_{t1} - i^{**} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2\right] - \frac{l}{l^{**}} (i^{**})^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{l}{l^{**}} - \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}}\right) \right\} - \frac{\zeta_{med}^{**} \frac{\zeta_{med}}{\zeta_{med}^{**}} (\rho_2^{**})^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{**}}\right)^2 E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} - 1\right)^2 + \left[1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} + i^{**} \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{**}} - \frac{l}{l^{**}}\right)\right]^2 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 (i^{***})^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^{***}} - \frac{l}{l^{***}}\right)^2 \right\} = 0 \quad (4.3.78)$$

Exprinând sarcina teoretică a rotorului pompă în raport cu intrarea sa fără șoc și sarcina teoretică a rotorului turbină deasemenea

nea în raport cu intrarea sa fără șoc și pierderile hidraulice prin frecare în raport cu intrarea fără șoc în rotorul pompă se obține ;

$$\left(1 - \frac{P_2}{P_2^*} P_2^* B'_{p1}\right) - \left\{ \frac{i}{i^{**}} i^{**} \left(1 - \frac{P_2}{P_2^{**}}\right) + \frac{i}{i^{**}} i^{**} \frac{P_2}{P_2^{**}} \left[1 - P_2^{**} B'_{t1} - i^{**} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2\right] \right. \\ \left. - \frac{i}{i^{**}} (i^{**})^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{i}{i^{**}} - \frac{P_2}{P_2^{**}}\right) \right\} - \frac{\zeta_{med}^* \zeta_{med}}{4} (P_2^*)^2 \left(\frac{P_2}{P_2^*}\right)^2 E - \frac{P_{soc}}{2} \left\{ \right. \\ \left. \left(\frac{Dp_1}{Dp_2}\right)^2 \left(\frac{P_2}{P_2^*} - 1\right) + \left[1 - \frac{P_2}{P_2^{**}} + i^{**} \left(\frac{P_2}{P_2^{**}} - \frac{i}{i^{**}}\right)\right]^2 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 (i^{**})^2 \left(\frac{P_2}{P_2^{**}} - \frac{i}{i^{**}}\right)^2 \right\} = 0$$

(4.3.79)

Similar cu relațiile (4.3.77), (4.3.78) și (4.3.79) se poate scrie și o relație în care sarcinile teoretice ale rotorului pompă și turbină, inclusiv pierderile hidraulice prin frecare, să fie exprimate în funcție de intrarea fără șoc în aparatul director. În acest caz se obține relația ;

$$\left(1 - \frac{P_2}{P_2^{***}} P_2^{***} B'_{p1}\right) - \left\{ \frac{i}{i^{***}} i^{***} \left(1 - \frac{P_2}{P_2^{***}}\right) + \frac{i}{i^{***}} i^{***} \frac{P_2}{P_2^{***}} \left[1 - P_2^{***} B'_{t1} - i^{***} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2\right] \right. \\ \left. - \frac{i}{i^{***}} (i^{***})^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 \left(\frac{i}{i^{***}} - \frac{P_2}{P_2^{***}}\right) \right\} - \frac{\zeta_{med}^{***} \zeta_{med}}{4} (P_2^{***})^2 \left(\frac{P_2}{P_2^{***}}\right)^2 E - \frac{P_{soc}}{2} \left\{ \right. \\ \left. \left(\frac{Dp_1}{Dp_2}\right)^2 \left(\frac{P_2}{P_2^*} - 1\right) + \left[1 - \frac{P_2}{P_2^{***}} + i^{***} \left(\frac{P_2}{P_2^{***}} - \frac{i}{i^{***}}\right)\right]^2 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2 (i^{***})^2 \left(\frac{P_2}{P_2^{***}} - \frac{i}{i^{***}}\right)^2 \right\}$$

(4.3.80)

În formulele (4.3.77) ÷ (4.3.80), în locul valorilor coeficientului global mediu de pierderi prin frecare ζ_{med} , se pot introduce valorile coeficientului de frecare λ'_{med} , cunoscând relația $\zeta_{med} = \bar{\zeta}_{med} \lambda'_{med}$, unde $\bar{\zeta}_{med}$ este o caracteristică geometrică a convertizorului, având valori $\bar{\zeta}_{med} = 2,9 - 3,2$, pentru tipul de circuit hidraulic studiat în prezenta lucrare.

Presupunând că se aleg valorile coeficienților de debit P_2^* , P_2^{**} , P_2^{***} și valorile corespunzătoare ale rapoartelor $\frac{n_t^*}{n_p}$, $\frac{n_t^{**}}{n_p}$ și $\frac{n_t^{***}}{n_p}$, (în vederea obținerii unor anumiți parametrii energici) și că se utilizează relațiile $\zeta_{med} = f(P_2)$ și $\lambda_{med} = f(P_2)$

pentru unele valori ale coeficienților ρ_{soc} (în conformitate cu cele prezentate la subcapitolul 4.2), se pot stabili relații $\rho_2 = f(i)$ pentru diferite regimuri de lucru, precum și relații între rapoartele ρ_2/ρ_2^* , ρ_2/ρ_2^{**} , ρ_2/ρ_2^{***} și rapoartele i/i^* , i/i^{**} și i/i^{***} , pentru un convertizor cu o anumită geometrie a circuitului hidraulic.

În cele ce urmează se va indica metodologia de determinare a coeficienților de debit ρ_2^* , ρ_2^{**} și ρ_2^{***} și a rapoartelor de turații $\frac{n_t^*}{n_p}$, $\frac{n_t^{**}}{n_p}$ și $\frac{n_t^{***}}{n_p}$ corespunzătoare coeficienților de debit, în funcție de mărimile geometrice ale circuitului hidraulic, în vederea utilizării lor în relațiile (4.3.77 ÷ 4.3.80).

Calculul coeficientului de debit ρ_2^* și a raportului n_t^*/n_p , corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompei.

Coeficientul ρ_2^* se poate calcula din relația ;

$$\rho_2^* = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} = \frac{\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2}{B'_{p1} - B'_{p2}}$$

$$B'_{p1} - B'_{p2} = \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} \frac{D_{p1}}{D_{p2}}$$

$$B'_{p1} - B'_{p2} = \frac{D_{p1}}{D_{p2}} \left(\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right)$$

Pentru calculul raportului $\frac{n_t^*}{n_p}$, pentru care se realizează intrarea fără șoc în rotorul pompei se vor scrie relațiile ;

$$H_{thp}^* - H_{tht}^* - \sum h_{fr}^* - \sum h_{soc}^* = 0 \quad (4.3.81)$$

$$H_{thp}^* = \frac{u_{p2}^2}{g} (1 - \rho_2^* B'_{p1})$$

$$H_{tht}^* = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right]$$

$$\sum h_{fr}^* = \frac{u_{p2}^2}{4g} \sum_{med} (\rho_2^*)^2 E$$

$$\sum h_{soc}^* = h_{t,soc}^* + h_{s,soc}^* ; h_{p,soc}^* = 0$$

$$h_{t,soc}^* = \rho_{soc}^* \frac{(W_{t,soc}^*)^2}{2g} ; h_{s,soc}^* = \rho_{soc}^* \frac{(W_{s,soc}^*)^2}{2g}$$

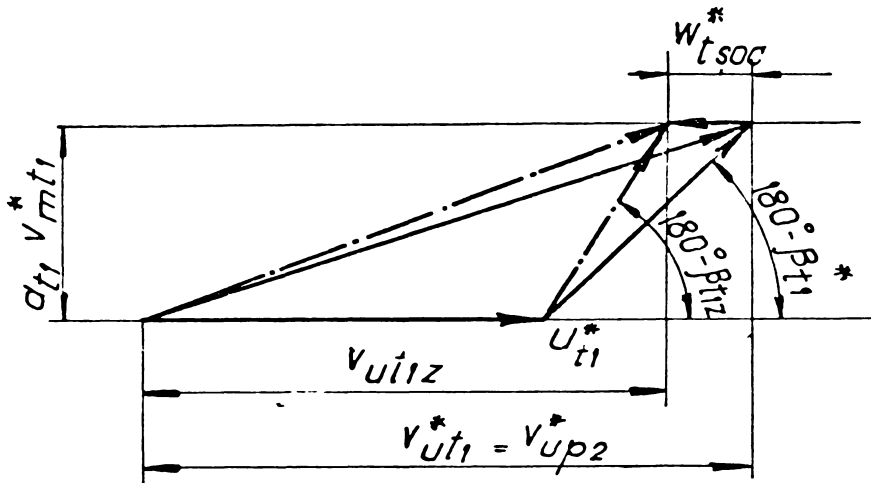


Fig. 4.3.6

$$W_{t,soc}^* = v_{ut1}^* - v_{ut1z} ; v_{ut1z} = U_{t1}^* + \frac{a_{t1} v_{mt1}^*}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}$$

$$v_{ut1}^* = v_{up2}^* = U_{p2} - \frac{a_{p2} v_{mp2}^*}{\operatorname{tg} \beta_{p2}}$$

$$W_{t,soc}^* = U_{p2} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* \left(\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right) \right]$$

$$h_{t,soc}^* = \rho_{soc}^* \frac{W_{t,soc}^2}{2g} = \rho_{soc}^* \frac{U_{p2}^2}{2g} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* \left(\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} \right) \right]^2$$

$$h_{t,soc}^* = \rho_{soc}^* \frac{U_{p2}^2}{2g} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* B_{t4} \right]^2 \quad (4.3.82)$$

$$B_{t4} = \frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}$$

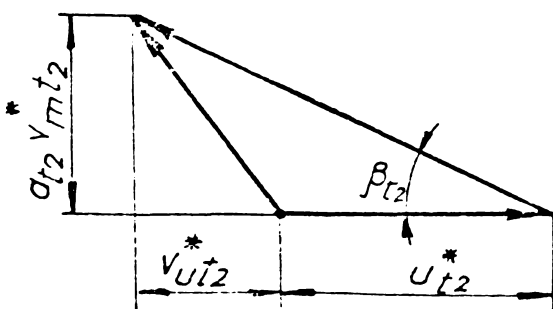
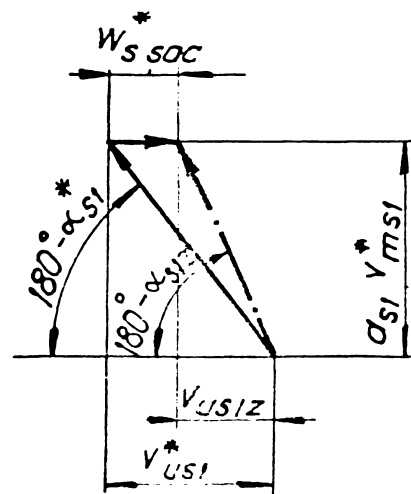


Fig. 4.3.7



$$W_{s\dot{s}oc}^* = v_{u\ s1}^* - v_{u\ s1z}^* \quad ; \quad v_{u\ s1}^* = v_{u\ t2}^* \frac{D_{t2}}{D_{t1}} = \left(\frac{\alpha_{t2} v_{mt2}^*}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - u_{t2}^* \right) \frac{D_{t2}}{D_{t1}}$$

$$W_{s\dot{s}oc}^* = \left(\frac{\alpha_{t2} v_{mt2}^*}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - u_{t2}^* \right) \frac{D_{t2}}{D_{s1}} - \frac{\alpha_{s1} v_{ms1}^*}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \quad ; \quad u_{t2}^* = u_{p2} \frac{n_t^* D_{t2}}{n_p D_{t1}}$$

$$W_{s\dot{s}oc}^* = u_{p2} \left[\rho_2^* \left(\frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} - \frac{s_{p2}}{s_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \right) - \frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right]$$

$$h_{s\dot{s}oc}^* = \rho_{s\dot{s}oc}^* \frac{W_{s\dot{s}oc}^2}{2g} = \rho_{s\dot{s}oc}^* \frac{u_{p2}^2}{g} \left[\rho_2^* B_{s4} - \frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right]^2 \quad (4.3.83)$$

$$B_{s4} = \frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} - \frac{s_{p2}}{s_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})}$$

Introducînd în relația (4.3.81) valorile corespunzătoare pentru H_{thp}^* , H_{tht}^* , $\sum h_{fr}^*$ și $\sum h_{s\dot{s}oc}^*$, rezultă relațiile ;

$$\begin{aligned} & (1 - \rho_2^* B'_{p1}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] - \frac{\sum_{med}^*}{4} (\rho_2^*)^2 E - \\ & - \frac{\rho_{s\dot{s}oc}^*}{2} \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* B_{t4} \right)^2 + \left(\rho_2^* B_{s4} - \frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0 \quad (4.3.84) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left\{ \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \frac{\rho_{s\dot{s}oc}^*}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] \right\} \left(\frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 + \left[\rho_{s\dot{s}oc}^* \left(1 + \rho_2^* B_{s4} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} - \rho_2^* B_{t4} \right) + \right. \\ & \left. + \rho_2^* B'_{t1} - 1 \right] \frac{n_t^*}{n_p} - \frac{\rho_{s\dot{s}oc}^*}{2} \left[1 + (\rho_2^*)^2 (B_{t4}^2 + B_{s4}^2) - 2 \rho_2^* B_{t4} \right] + 1 - \\ & - \rho_2^* (B'_{p1} + \frac{\sum_{med}^*}{4} \rho_2^* E) = 0 \end{aligned}$$

(4.3.84)'

Prin rezolvarea ecuației (4.3.84)', de gradul doi în $\frac{n_t^*}{n_p}$, se obține valoarea raportului $\frac{n_t^*}{n_p}$ pentru care se realizează intrarea fără șoc în roterul pompei pentru rețimul de tracțiune, în relația (4.3.84) se introduce valoarea coeficientului de debit din relația (4.3.8).

Se poate remarca faptul că pentru calculul coeficientului de debit ρ_2^* cu ajutorul relației (4.3.8), este necesar cunoașterea unghiului paletajului la intrarea în rotorul pompă și a unghiului de ieșire din aparatul director a firului mediu de lichid. Cunoșcând astfel valoarea coeficientului ρ_2^* , a unghiului paletajului la ieșirea din rotorul pompă β_{p2z} și a numărului de palete ale rotorului pompă z_p cu ajutorul relației lui Fujie, se poate calcula coeficientul de influență al numărului finit de palete:

$$\mu^* = 1 - \frac{1 - (693 + 15,8 z_p - 0,258 z_p^2) 10^{-3}}{1 - \rho_2^* \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} = 1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \rho_2^* \operatorname{ctg} \beta_{p2z}}$$

$$B_{p1}'' = \frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{a_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} ; \quad B_{p1}' = \frac{1 - \mu^* (1 - B_{p1}'') \rho_2^*}{\rho_2^*}$$

$$B_{p1}' = \frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{a_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}$$

Prin aplicarea relațiilor de mai sus, se poate calcula unghiul β_{p2} , al firului mediu de fluid dala ieșirea din paletajul rotorului pompă.

Calculul coeficientului de debit ρ_2^{**} și a raportului n_t^{**}/n_p , corespunzătorii intrării fără șoc în rotorul turbinei.

$$\rho_2^{**} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{\frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1z})}} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B_{t1}' + B_{t2}^{**}} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{B_{t4}}$$

$$B_{t1}' + B_{t2}^{**} = \frac{a_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{a_{t1}}{\operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1z})}$$

După cum se observă pentru a se putea determina valoarea coeficientului ρ_2^{**} și a raportului n_t^{**}/n_p , mai este necesară o relație între aceste două mărimi. Pentru intrarea fără șoc în rotorul turbinei se poate scrie relația :

$$H_{thp}^{**} - H_{tht}^{**} - \sum h_{fr}^{**} - \sum h_{\text{șoc}}^{**} = 0 \quad (4.3.85)$$

$$H_{thp}^{***} = \frac{U_{p2}^2}{g} (1 - \rho_2^{***} B'_{p1})$$

$$H_{tht}^{***} = \frac{U_{p2}^2}{g} \frac{n_t^{***}}{n_p^{***}} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p^{***}} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \rho_2^{***} B'_{t1} \right]$$

$$\Sigma h_{fr}^{***} = \frac{U_{p2}^2}{4g} \zeta_{med.} (\rho_2^{***})^2 E$$

$$h_{p, soc}^{***} = \rho_{soc}^{***} \frac{(W_{p, soc}^{***})^2}{2g} ; h_{s, soc}^{***} = \rho_{soc}^{***} \frac{(W_{s, soc}^{***})^2}{2g} ; h_{t, soc}^{***} = 0$$

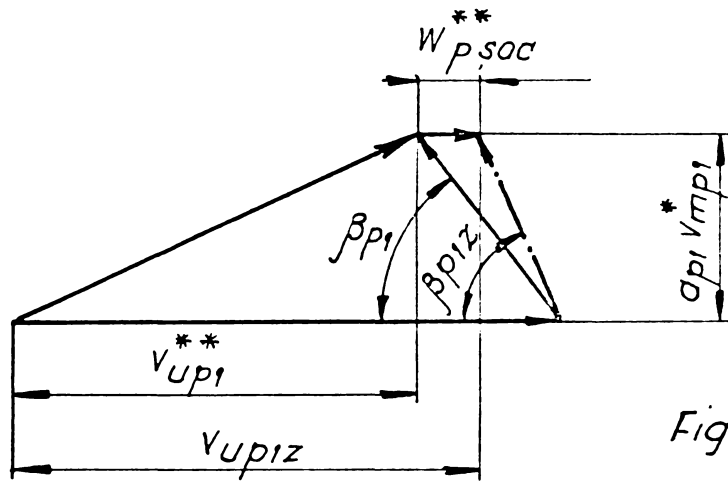


Fig. 4.38

$$W_{p, soc}^{***} = v_{up1z}^{***} - v_{up1}^{***} ; v_{up1z}^{***} = U_{p2} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\text{tg } \beta_{p1z}} v_{mp2}^{***}$$

$$v_{up1}^{***} = v_{us2}^{***} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} = \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\text{tg } \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} v_{mp2}^{***}$$

$$W_{p, soc}^{***} = U_{p2} \left[\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\text{tg } \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\text{tg } \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}} \right) \right]$$

$$W_{p, soc}^{***} = U_{p2} \left[\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right] ; B_{p4} = \frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\text{tg } \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\text{tg } \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}$$

$$h_{p, soc}^{***} = \rho_{soc}^{***} \frac{(W_{p, soc}^{***})^2}{2g} = \rho_{soc}^{***} \frac{U_{p2}^2}{2g} \left[\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right]^2 \quad (4.383)$$

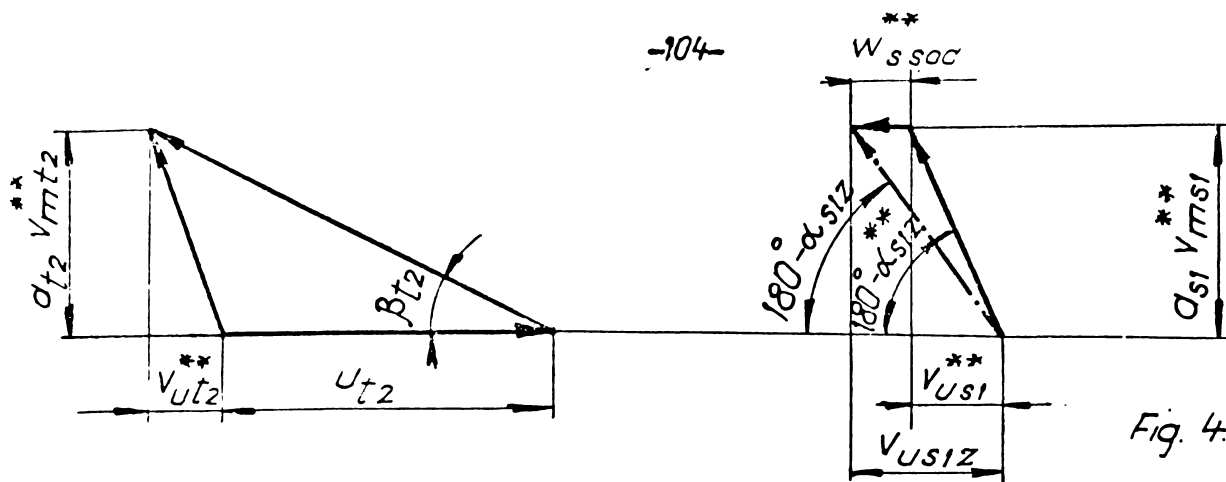


Fig. 4.3.9

$$w_{s, soc}^{**} = v_{us12}^{**} - v_{us1}^{**} ;$$

$$w_{s, soc}^{**} = u_{p2} \left[\rho^{**} \left(\frac{sp_2}{st_2} \frac{a_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} - \frac{sp_2}{ss_1} \frac{a_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \right) - \frac{\eta_t}{\eta_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right]$$

$$h_{s, soc}^{**} = \rho_{soc}^{**} \frac{w_{s, soc}^{**2}}{2g} = \rho_{soc}^{**} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left[\rho^{**} B_{s4} - \frac{\eta_t}{\eta_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right]^2 \quad (4.3.87)$$

Introducînd în relația (4.3.85) valorile corespunzătoare pentru H_{thp}^{**} , H_{tht}^{**} , $\sum h_{fr}^{**}$ și $\sum h_{soc}^{**}$, se obține expresia ;

$$\left(1 - \rho_2^{**} B'_{p1} \right) - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \left[1 - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{**} B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med}^{**}}{4} (\rho_2^{**})^2 E - \frac{\rho_{soc}^{**}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{**} B_{p4} \right)^2 + \left(\rho_2^{**} B_{s4} - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0 \quad (4.3.88)$$

$$\left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left[1 - \frac{\rho_{soc}^{**}}{2} \left(\frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] \left(\frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} \right)^2 - \left(1 - \rho_2^{**} B'_{t1} - \rho_{soc}^{**} \rho_2^{**} B_{s4} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right) \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p} + 1 - \rho_2^{**} B'_{p1} - \frac{\zeta_{med}^{**}}{4} (\rho_2^{**})^2 E - \frac{\rho_{soc}^{**}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{**} B_{p4} \right)^2 + (\rho_2^{**} B_{s4})^2 \right] = 0 \quad (4.3.89)$$

$$\rho_2^{**} = \frac{1 - \frac{\eta_t^{**}}{\eta_p}}{B_{t4}} \quad (4.3.89)$$

$$\zeta_{med}^{**} = \zeta_{med}^* ; \rho_{soc}^{**} = \rho_{soc}^*$$

Introducînd valoarea coeficientului ρ_2^{**} din relația (4.3.89) în relația (4.3.83) sau (4.3.83') se obține o ecuație de gradul doi în $\frac{\eta_t^{**}}{\eta_p}$, din care se poate determina valoarea raportului η_t^{**}/η_p pentru care se realizează intrarea fără șoc în rotorul turbinei,

pentru regimul de tracțiune. Introducând valoarea acestui raport η_t^{**}/η_p în relația (4.3.89) rezultă valoarea coeficientului de debit ρ_2^{**} , pentru care se realizează intrarea fără șoc în rotorul turbină.

Calculul coeficientului de debit ρ_2^{***} și a raportului η_t^{***}/η_p , corespunzător intrării fără șoc în aparatul director.

Coeficientul ρ_2^{***} , așa cum s-a arătat anterior poate fi exprimat sub forma ;

$$\rho_2^{***} = \frac{\frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \cdot \frac{D_{t2}}{D_{t1}}}{\frac{S_p}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{S_p}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}} = \frac{\frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}}\right)^2}{B_{t2}'^{***} - B_{t2}''^{***}}$$

$$B_{t2}'^{***} - B_{t2}''^{***} = \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t1}}$$

$$B_{t2}'^{***} - B_{t2}''^{***} = \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \right)$$

Calculul coeficientului ρ_2^{***} pentru un circuit hidraulic cu o anumită geometrie, este condiționat de valoarea raportului η_t^{***}/η_p . Pentru calculul coeficientului ρ_2^{***} și a raportului corespunzător η_t^{***}/η_p mai este necesară o relație, care în acest caz se poate scrie sub forma ;

$$H_{thp}^{***} - H_{tht}^{***} - \sum h_{fr}^{***} - \sum h_{\text{șoc}}^{***} = 0 \quad (4.3.90)$$

$$H_{thp}^{***} = \frac{u_{p2}^2}{g} (1 - \rho_2^{***} B_{p1}')^{***}$$

$$H_{tht}^{***} = \frac{u_{p2}^2}{g} \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \left[1 - \frac{\eta_t^{***}}{\eta_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}}\right)^2 - \rho_2^{***} B_{t1}' \right]$$

$$\sum h_{fr}^{***} = \frac{u_{p2}^2}{4g} \sum_{mes}^{***} (\rho_2^{***})^2 E$$

$$h_{p\text{șoc}}^{***} = \rho_{\text{șoc}}^{***} \frac{(W_{\text{șoc}}^{***})^2}{2g}; \quad h_{t\text{șoc}}^{***} = \rho_{\text{șoc}}^{***} \frac{(W_{\text{șoc}}^{***})^2}{2g}; \quad h_{s\text{șoc}}^{***} = 0$$

$$W_{p\text{șoc}}^{***} = v_{up1z} - v_{up1}^{***} = u_{p2} \left[\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right]$$

$$h_{p\text{soc}}^{***} = \rho_{\text{soc}}^{***} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left[\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} \cdot B_{p4} \right] \quad (4.3.91)$$

$$W_{t\text{soc}}^{***} = v_{ut1}^{***} - v_{ut1z}^{***} i$$

$$W_{t\text{soc}}^{***} = v_{p2} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \rho_2^{***} \left(\frac{d_{p2}}{tg \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{tg(180^\circ - \beta_{t1z})} \right) \right]$$

$$h_{t\text{soc}}^{***} = \rho_{\text{soc}}^{***} \frac{v_{p2}^2}{2g} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \rho_2^{***} \cdot B_{t4} \right]^2 \quad (4.3.92)$$

Tinînd seama de cele arătate, relația (4.3.90) se poate exprima sub forma ;

$$\begin{aligned} & (1 - \rho_2^{***} \cdot B_{p1}') - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{***} B_{t1}' \right] - \frac{\zeta_{med}^{***}}{4} (\rho_2^{***})^2 E - \\ & - \frac{\rho_{\text{soc}}^{***}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \rho_2^{***} \cdot B_{t4} \right)^2 \right] = 0 \quad (4.3.93) \end{aligned}$$

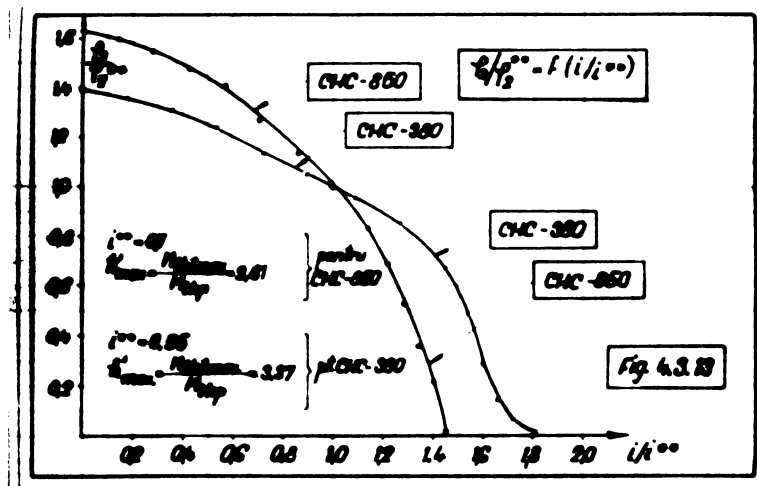
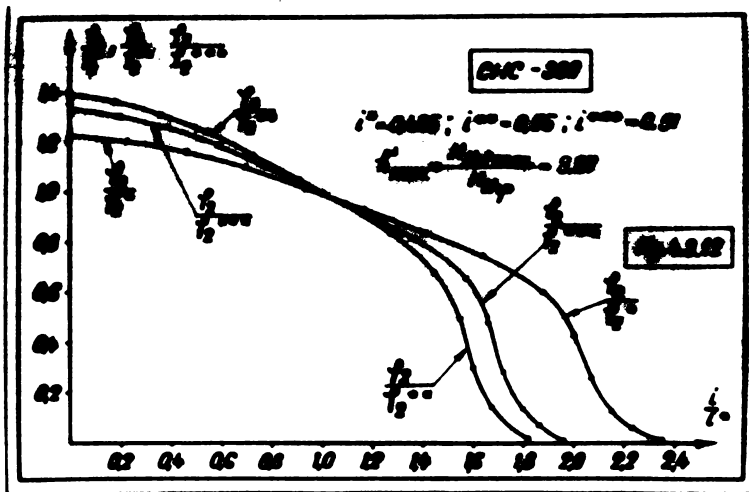
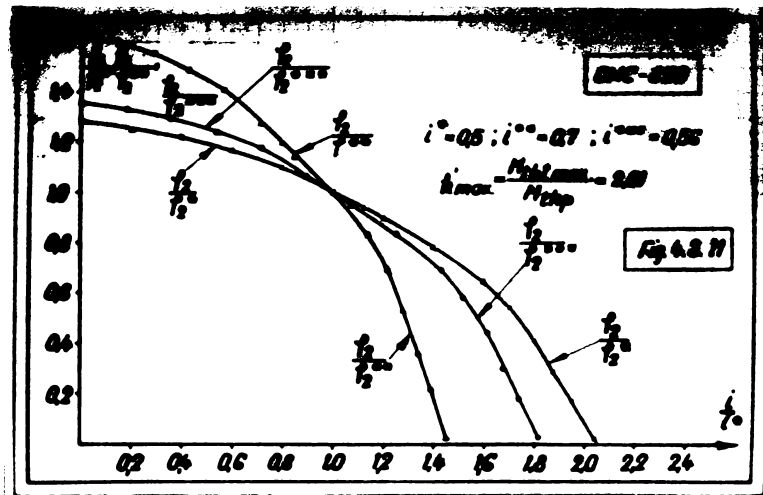
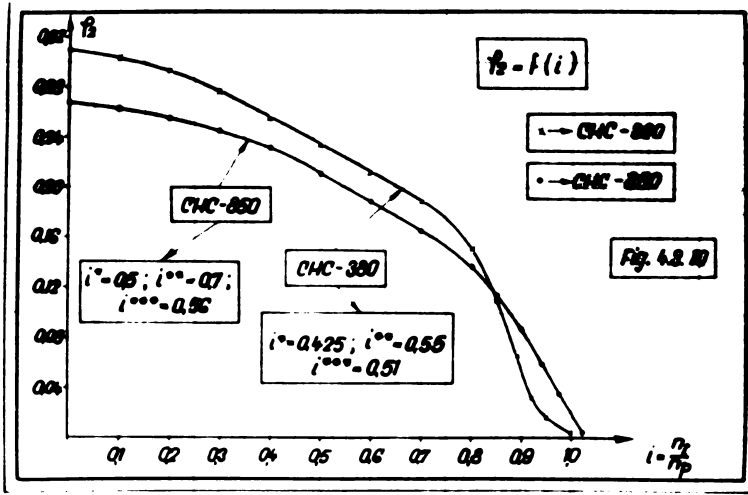
$$\begin{aligned} & \left[\left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \frac{\rho_{\text{soc}}^{***}}{2} \right] \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \right)^2 - \left[1 - \rho_2^{***} B_{t1}' - \rho_{\text{soc}}^{***} (1 - \rho_2^{***} B_{t4}) \right] \frac{n_t^{***}}{n_p} + 1 - \rho_2^{***} B_{p1}' - \\ & - \frac{\zeta_{med}^{***}}{4} (\rho_2^{***})^2 E - \frac{\rho_{\text{soc}}^{***}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right)^2 - \rho_2^{***} \cdot B_{t4} (2 - \rho_2^{***} B_{t4}) + 1 \right] = 0 \end{aligned}$$

$$\rho_2^{***} = \frac{\frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2}{B_{t2}' - B_{t2}''} = \frac{\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \frac{n_t^{***}}{n_p}}{B_{s4}} \quad (4.3.94)$$

Se poate considera ;

$$\zeta_{med}^{***} = \zeta_{med}^{**} = \zeta_{med}^* ; \quad \rho_{\text{soc}}^{***} = \rho_{\text{soc}}^{**} = \rho_{\text{soc}}^*$$

Prin introducerea valorii coeficientului ρ_2^{***} din relația (4.3.94), în relația (4.3.93) sau (4.3.93') se obține o ecuație de gradul doi în n_t^{***}/n_p , din care se poate determina valoarea raportului n_t^{***}/n_p , pentru care se realizează intrarea fără șoc în aparatul director, în cazul regimului de tracțiune. Introducînd în relația (4.3.94) valoarea raportului n_t^{***}/n_p calculat, se



obține valoarea coeficientului de debit P_2^{***} pentru care se realizează intrarea fără șoc în aparatul director.

Cunoscându-se modul de determinare al coeficienților de debit P_2^* , P_2^{**} , P_2^{***} și al rapoartelor corespunzătoare η_t^*/η_p , η_t^{**}/η_p și η_t^{***}/η_p , în funcție de geometria circuitului hidraulic și de coeficienții globali medii ai pierderilor prin frecare $\zeta_{med} = f(P_2)$ respectiv de coeficienții $\lambda'_{med} = f(P_2)$, (pentru diferite valori P_{soc}), cu ajutorul expresiilor (4.3.77 ÷ 4.3.80) se pot obține relații $P_2 = f(i)$, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic cuprinse între blocajul convertizorului ($i = 0$) și ambalarea convertizorului (mersul în gol), corespunzător domeniului de tracțiune. Pe baza acestor relații se pot stabili caracteristicile energetice interioare ale convertizoarelor hidraulice ale căror circuite hidraulice (din punct de vedere geometric) au fost luate în considerare.

În funcție de diferite valori care se aleg pentru coeficienții P_2^* , P_2^{**} și P_2^{***} sau pentru rapoartele η_t^*/η_p , η_t^{**}/η_p și η_t^{***}/η_p , se pot obține diferite relații $P_2 = f(i)$, care vor conduce la diferite caracteristici energetice interioare, pentru un convertizor, cu o anumită geometrie a circuitului hidraulic.

Deasemenea se pot obține diferite relații între rapoartele P_2/P_2^* , P_2/P_2^{**} , P_2/P_2^{***} și între valorile i^* , i^{**} și i^{***} .

De exemplu pentru convertizoarele hidraulice CHC - 850 și CHC-380 sînt prezentate, în diagramele din fig.4.3.10 valorile $P_2 = f(i)$, în diagramele din fig.4.3.11 și 4.3.12, valorile $\frac{P_2}{P_2^*} = f\left(\frac{i}{i^*}\right)$; $\frac{P_2}{P_2^{**}} = f\left(\frac{i}{i^{**}}\right)$; $\frac{P_2}{P_2^{***}} = f\left(\frac{i}{i^{***}}\right)$, iar în diagramele din fig.4.3.13 valorile $\frac{P_2}{P_2^*} = f\left(\frac{i}{i^*}\right)$.

Din diagramele prezentate se poate remarca faptul că la blocajul convertizorului ($\frac{i}{i^*} = 0$), pe măsură ce i^* , i^{**} și i^{***} au valori mai mari, rapoartele P_2/P_2^* , P_2/P_2^{**} și P_2/P_2^{***} au și ele valori mai mari, iar coeficientul de amplificarea a momentului scade.

Deoarece în proiectarea convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, una din caracteristicile importante ale convertizorului este coeficientul de amplificarea maxim (la blocarea convertizorului), în cele ce urmează se va arăta modul de variație al acestui raport, în raport cu intrările fără șoc în paletajul convertizorului.

4.3.7. Variatia coeficientului maxim de amplificare al convertizorului în raport cu intrările fără șoc în paletajul convertizorului.

4.3.7.1 Presupunând că intrările fără șoc în rotorul pompă, rotorul turbinei și aparatul director se realizează pentru același coeficient de debit \bar{T}_2^* , respectiv pentru același raport de turații n_t^*/n_p , notînd cu β_{p2} , β_{t2} , α_{s2} unghiurile firului mediu de fluid la ieșirea din paletajele respective (corespunzătoare intrării fără șoc) și cu β_{p1z} , β_{t1z} și α_{s1z} unghiurile paletajelor la intrare, corespunzătoare firului mediu de fluid pentru intrarea fără șoc, se pot scrie următoarele relații ;

$$\varphi_2^* = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \cdot \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} ; \quad (4.3.95)$$

$$\varphi_2^* = \frac{1 - \frac{n_t^*}{n_p}}{\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}} \quad (4.3.96)$$

$$\varphi_2^* = \frac{\mu'^* - \frac{n_t^*}{n_p}}{\frac{\mu'^* u_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{p1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}} \quad (4.3.97)$$

$$\varphi_2^* = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}}}{\frac{s_{p2}}{s_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{s_{p2}}{s_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}} ; \quad (4.3.98)$$

Admițînd ipoteza formulată la sub capitolul 4.3.6, că unghiurile firului mediu de fluid la ieșirea din paletaje, nu se schimbă în raport cu regimurile de funcționare ale convertizorului, deci în raport cu φ_2 , se poate scrie pentru blocajul convertizorului următoarea relație ;

$$\begin{aligned} (1 - \rho_2 B'_{p1}) - \frac{\zeta_{med}}{4} \rho_2^2 E - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^*} - 1 \right)^2 + \right. \\ \left. + \left[\left(1 - \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \right) + i^* \frac{\rho_2}{\rho_2^*} \right]^2 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 (i^*)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_2^*} \right)^2 \right\} = 0 \end{aligned} \quad (4.3.99)$$

Dacă relația (4.3,99) se ordonează în funcție de ρ_2 , se obține ;

$$\begin{aligned} \left\{ \frac{\rho_{soc}}{2(\rho_2^*)^2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 (i^*)^2 + (i^*)^2 - 2i^* + 1 \right] + \frac{\zeta_{med} E}{4} \right\} \rho_2^2 - \\ \left\{ \frac{\rho_{soc}}{\rho_2^*} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - i^* + 1 \right] - B'_{p1} \right\} \rho_2 + \frac{\rho_{soc}}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \right] - 1 = 0 \end{aligned} \quad (4.3.100)$$

În cazul unui convertizor la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic, cu ajutorul relației (4.3.95) se calculează coeficientul de debit ρ_2^* . Această valoare introdusă în relația (4.3.98), conduce la calculul valorii n_t^*/n_p . Introducând valorile coeficientului ρ_2^* și a raportului n_t^*/n_p în relația (4.3.96), se poate calcula unghiul β_{p2} ;

$$\operatorname{tg} \beta_{p2} = \frac{\rho_2^* \sigma_{p2}}{1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{\sigma_{t1} \rho_2^*}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}}$$

Dacă în relația (4.3.97) se introduc valorile ρ_2^* și n_t^*/n_p , se poate obține valoarea coeficientului μ'^* (de influență a numărului finit de palete), corespunzător intrării fără șoc.

$$\mu'^* = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} + \frac{s_{p2}}{s_{t1}} \frac{\sigma_{t1} \rho_2'^*}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}}{1 - \frac{\rho_2^* \sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}}} \quad \text{sau} \quad \mu'^* = \frac{\mu'' - \rho_2^* B''_{p1}}{1 - \rho_2^* B''_{p1}} ;$$

În cazul intrării fără șoc se poate scrie relația ;

$$\begin{aligned} H_{thp}^* - H_{tht}^* - \sum h_{fr}^* = 0 \\ (1 - \rho_2^* B'_{p1}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med} (\rho_2^*)^2 E}{4} = 0 \end{aligned}$$

$$\zeta_{med}^* = \frac{4 \left\{ (1 - \rho_2^* B'_{p2}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] \right\}}{(\rho_2^*)^2 E} \quad (4.3.101)$$

$$\zeta_{med}^* = \frac{4(T_1^* - T_2^*)}{(\rho^*)^2 E} \quad (4.3.102) \text{ sau } \lambda_{med}^* = \frac{\zeta_{med}^*}{L_{med}} \quad (4.3.102')$$

Cu ajutorul relației (4.3.102) se poate calcula coeficientul global al pierderilor prin frecare pentru intrarea fără șoc.

Coeficientul ζ_{med} corespunzător blocajului converizorului, avînd la bază unele calcule efectuate pentru tipul de circuit hidraulic studiat în prezenta lucrare, poate fi considerat ;

$$\zeta_{med} = (0,7 - 0,8) \zeta_{med}^*$$

Avînd în vedere cele expuse, rezultă că din relația (4.3.100), se poate calcula valoarea coeficientului de debit pentru blocajul converizorului, în cazul cunpăsterii geometriei circuitului hidraulic.

Pentru blocajul converizorului se mai poate scrie '

$$\boxed{\beta'_{max}} = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} = \frac{A_{p1} \rho_2^0 (1 - \rho_2^0 B'_{t1})}{A_{p1} \rho_2^0 (1 - \rho_2^0 B'_{p1})} = \boxed{\frac{1 - \rho_2^0 B'_{t1}}{1 - \rho_2^0 B'_{p1}}} \quad (4.3.103)$$

cu ajutorul căruia se poate calcula coeficientul maxim de amplificare al momentului, β'_{max} , dacă se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

Valoarea randamentului corespunzător intrării fără șoc se poate calcula cu relația ;

$$\eta_h^* = \frac{H_{tht}^*}{H_{thp}^*} = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right]}{1 - \rho_2^* B'_{p1}} \quad (4.3.104)$$

Coeficientul de amplificare al momentului corespunzător intrării fără șoc este ;

$$k'^* = \frac{\eta_h^*}{\frac{n_t^*}{n_p}} = \frac{1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - f_2^* B'_{t1}}{1 - f_2^* B'_{p1}} \quad (4.3.105)$$

Dacă ne referim la caracteristicile exterioare de funcționare, coeficientul maxim de amplificare al k_{max} , se poate calcula pe baza caracteristicilor interioare și a pierderilor mecanice și de disc, cu relația ;

$$k_{max} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{(M_{tht} + M_{frpt}) \eta_{mp}}{M_{thp}} \quad (4.3.106)$$

$$M_{frpt} = f_{pt} \frac{\rho \bar{J}^2}{900} D^5 n_p^2 ; \quad M_{thp} = K_{Mthp} n_p^2 D^5 ;$$

$$\eta_{mp} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{pt} + f_{ps}} ; \quad K_{Mthp} = \frac{A'_{p1} f_2 (1 - f_2 B'_{p1})}{n_p^2 D^5} ;$$

$$k_{max} = \left(\frac{M_{tht}}{M_{thp}} + \frac{M_{frpt}}{M_{thp}} \right) \eta_{mp} = \left(k'_{max} + \frac{\rho \bar{J}^2}{900 K_{Mthp}} \right) \eta_{mp}$$

$$k_{max} = \left(k'_{max} + \frac{\rho \bar{J}^2}{900 K_{Mthp}} \right) \left(\frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{pt} + f_{ps}} \right) \quad (4.3.107)$$

Valorile coeficienților f_{pt} și f_{ps} sînt cele indicate în cap.5.
In cazul intrării fără șoc se poate scrie ;

$$k^* = \frac{\eta^*}{\frac{n_t^*}{n_p}} = \frac{K_{Mthp}^* \eta_{n-v}^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 \frac{n_t^*}{n_p} - f_{ts}^* \left(\frac{n_t^*}{n_p} \right)^3}{\left[K_{Mthp}^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 + f_{ps}^* \frac{n_t^*}{n_p} \right]} \quad (4.3.108)$$

$$\eta^* = k^* \frac{n_t^*}{n_p} \quad (4.3.109)$$

Cu ajutorul relațiilor (4.3.95) pînă la (4.3.105) se poate calcula coeficientul de debit φ_2^* , raportul turățiilor $i^* = n_t^*/n_p$, coeficienții de influență a numărului finit de palete μ'^* și μ^* , coeficientul global al pierderilor prin frecare $\zeta_{med.}$, coeficientul maxim de amplificare al momentului $k'_{max.}$, coeficientul de amplificare a momentului și randamentul corespunzător intrării fără șoc, k'^* și η_h^* , în cazul că se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

Se știe că valoarea randamentului hidraulic se poate scrie sub forma ;

$$\eta_h = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \frac{\frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B'_{t1} \right]}{1 - \varphi_2 B'_{p1}} \quad (4.3.110)$$

Deasemenea se știe că pentru orice regim de funcționare oarecare se poate scrie relația ;

$$\begin{aligned} (1 - \varphi_2 B'_{p1}) - \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2 B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med.} (\varphi_2)^2 E}{4} - \\ - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} - 1 \right)^2 + \left[\left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right) - \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} \right) \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} \right]^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{n_t}{n_p} \frac{\varphi_2}{\varphi_2^*} - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \right\} = 0 \quad (4.3.111) \end{aligned}$$

În cazul că se cunoaște geometria circuitului hidraulic, alegînd pentru φ_2 diferite valori și apoi din diagrama 4,19 valorile corespunzătoare pentru $\zeta_{med.}$ (sau valorile pentru $\lambda'_{med} = \frac{\zeta_{med.}}{E}$), din relația 4.3.111 se obțin diferite valori pentru n_t/n_p , deoarece B'_{p1} , B'_{t1} , φ_2^* și $\frac{n_t^*}{n_p}$ se pot calcula cu ajutorul relațiilor specificate anterior. Dacă valorile raportului n_t/n_p calculate din relația 4.3.111 se introduce în relația (4.3.110) împreună cu valorile lui φ_2 (pentru care au fost calculate rapoartele n_t/n_p) rezultă valorile randamentului hidraulic maxim $\eta_{hmax.}$ și valorile φ_2 și n_t/n_p pentru care se realizează acesta. Din calculele efectuate, rezultă că randamentul hidraulic maxim $\eta_{hmax.}$ se obține pentru un raport $\frac{n_t}{n_p}$ mai mare decât raportul $\frac{n_t^*}{n_p}$, corespun-

punzător intrării fără șoc.

Din analiza relației (4.3.100) reiese că valoarea coeficientului de debit φ_2 , depinde de valoarea raportului $n_t^*/n_p = i^*$ și de valoarea coeficientului de debit φ_2^* . În cele ce urmează se va arăta cum variază coeficientul maxim de amplificare a momentului k'_{max} , în funcție de raportul n_t^*/n_p , pentru diferite valori ale coeficientului φ_2^* , pentru un anumit tip de circuit hidraulic (la care se cunosc rapoartele diametrelor și secțiunilor).

Tot în funcție de n_t^*/n_p și φ_2^* se poate arăta și modul de variație al coeficientului k_i^* și a randamentului hidraulic η_h^* , inclusiv al randamentului hidraulic maxim $\eta_{h max}$. Metodologia de calcul prin care se scoate în evidență aceste caracteristici, este foarte importantă, deoarece de cele mai multe ori când se proiectează un convertizor hidraulic, se solicită o anumită valoare a coeficientului maxim de amplificare a momentului și valoarea maximă a randamentului ce se realizează în acest caz. Metodologia de calcul se poate face cu referire la caracteristicile funcționale interioare (care include calculul hidraulic al convertizorului), urmînd ca apoi să se facă transpunerea cu referire la caracteristicile funcționale exterioare, așa cum s-a arătat în relațiile (4.3.106), (4.3.107), (4.3.108) și (4.3.109).

Alegîndu-se diferite valori pentru coeficientul φ_2^* și unghiul α_{s2} , din relația 4.3.95 rezultă diferite valori pentru unghiul β_{p1z} . În funcție de valorile rezultate pentru unghiul β_{p1z} , se pot alege valori pentru unghiul β_{p2z} , iar cu ajutorul relației Fujie se calculează coeficientul de influență al numărului finit de palete ;

$$\mu^* = 1 - \frac{1 - \mu_s}{1 - \varphi_2^* \operatorname{ctg} \beta_{p2z}} ; \mu_s = (693 + 15,8 z_p + 0,258 z_p^2) 10^{-3}$$

Coeficienții B''_{p1} și B'_{p1} se calculează apoi cu ajutorul relațiilor ;

$$B''_{p1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{s_{p2}}{s_{s1}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} ; B'_{p1} = \frac{1 - \mu^* (1 - B''_{p1} \varphi_2^*)}{\varphi_2^*}$$

Valorile unghiurilor β_{p2} și β_{t1z} se calculează din expresiile ;

$$B'_{p1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} ; \operatorname{tg} (180^\circ - \beta_{t1z}) = \frac{\varphi_2^* \sigma_{t1} \frac{s_{p2}}{s_{t1}}}{1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \varphi_2^* \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}}}$$

Pentru calculul unghiului $180^\circ - \alpha_{s1z}$, corespunzător

intrării fără șoc, pentru valorile alese n_t^*/n_p și ρ_2^* , se poate utiliza expresia care urmează, rezultată din relația (4.3.98) ;

$$\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z}) = \frac{\rho_2^* a_{s1} \frac{Sp_2}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}}{\rho_2^* \frac{Sp_2}{S_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{n_t^* D_{t2}}{n_p D_{t1}}} \quad (4.3.112)$$

În această expresie este necesară să fie aleasă valoarea unghiului β_{t2} în așa fel încît să verifice expresia următoare, corespunzătoare intrării fără șoc ;

$$(1 - \rho_2^* B'_{p1}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med}^* (\rho_2^*)^2 E}{4} = 0$$

(4.3.113)

În această expresie unghiul β_{t2} , intră prin intermediul mărimilor B'_{t1} și E , care după cum se știe se pot exprima prin relațiile ;

$$B'_{t1} = \frac{\sigma_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{b2}} - \frac{Sp_2}{S_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \quad (4.3.114)$$

$$E = \left(\frac{Sp_2}{S_{p1}} \right)^2 \frac{\sigma_{p1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} + \frac{\sigma_{p2}^2}{\sin^2 \beta_{p2}} + \left(\frac{Sp_2}{S_{t1}} \right)^2 \frac{\sigma_{t1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} +$$

$$+ \left(\frac{Sp_2}{S_{s2}} \right)^2 \frac{\sigma_{s2}^2}{\sin^2 \alpha_{s2}} + \left(\frac{Sp_2}{S_{t2}} \right)^2 \frac{\sigma_{t2}^2}{\sin^2 \beta_{t2}} + \left(\frac{Sp_2}{S_{s1}} \right)^2 \frac{\sigma_{s1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})}$$

(4.3.115)

Se constată că de fapt în expresia E intră și valoarea unghiului $180^\circ - \alpha_{s1z}$, care trebuie deasemenea determinată.

Valoarea coeficientului ζ_{med}^* se ia în funcție de coeficientul ρ_2^* , din diagrama 4.19

Pentru determinarea celor două unghiuri β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1z}$, ca să satisfacă relația (4.3.113), se vor introduce următoarele notații ;

$$m = \left(\frac{Sp_2}{S_{t2}} \right)^2 \sigma_{t2}^2 ; \quad n = \left(\frac{Sp_2}{S_{s1}} \right)^2 \sigma_{s1}^2 ;$$

$$h = \left(\frac{Sp_2}{Sp_1}\right)^2 \frac{\alpha_{p_1}^2}{\sin^2 \beta_{p_1 z}} + \frac{\alpha_{p_2}^2}{\sin^2 \beta_{p_2}} + \left(\frac{Sp_2}{St_1}\right)^2 \frac{\alpha_{t_1}^2}{\sin^2(180^\circ - \beta_{t_1 z})} + \left(\frac{Sp_2}{Ss_2}\right)^2 \frac{\alpha_{s_2}^2}{\sin^2 \alpha_{s_2}}$$

$$f = \frac{\alpha_{p_2}}{tg \beta_{p_2}} ; g = \frac{Sp_2}{St_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t_2} ; T_1^* = 1 - \rho_2^* B'_{p_1}$$

$$c = \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right] ; e = \frac{\zeta_{med}^* (\rho_2^*)^2}{4}$$

$$b = \frac{Sp_2}{St_2} \alpha_{t_2} ; d = \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_2} \alpha_{s_1} ; p = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1}}{\rho_2^*}$$

$$\frac{1}{\sin^2 \beta_{t_2}} = 1 + ctg^2 \beta_{t_2} ; \frac{1}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z})} = 1 + ctg^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z})$$

Cu aceste notații relațiile (4.3.112), (4.3.113), (4.3.114) , (4.3.115) devin ;

$$\begin{aligned} b \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - d \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s_1 z}) - p &= 0 \\ T_1^* - \frac{n_t^*}{n_p} c + \frac{n_t^*}{n_p} \rho_2^* B_{t_1} - e E &= 0 \\ B'_{t_1} &= f - g \operatorname{ctg} \beta_{t_2} \\ E &= h + m (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{t_2}) + n [1 + \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z})] \end{aligned} \quad (4.3.116)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații 4.3.116, se determină necunoscutele B'_{t_1} , E , $\operatorname{ctg} \beta_{t_2}$ și $\operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s_1 z})$.

Prin înlocuiri se obțin relațiile ;

$$\begin{aligned} T_1^* - \frac{n_t^*}{n_p} c + \frac{n_t^*}{n_p} \rho_2^* f - \frac{n_t^*}{n_p} \rho_2^* g \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - eh - em - en - \\ - em \operatorname{ctg}^2 \beta_{t_2} - en \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z}) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3.117)$$

$$\operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s_1 z}) = \frac{b}{d} \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - \frac{b}{d} \quad (4.3.118)$$

$$\text{Notînd cu ; } A = T_1^* - \frac{n_t^*}{n_p} c + \frac{n_t^*}{n_p} \varphi_2^* f - ch - em - en$$

$$B = \frac{n_t^*}{n_p} \varphi_2^* g$$

și introducînd relația (4.3.118) în relația (4.3.117) rezultă ecuația ;

$$e \left(m + n \frac{b^2}{d^2} \right) \operatorname{ctg}^2 \beta_{t_2} - \left(2en \frac{b_p}{d^2} - B \right) \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - A + en \frac{p^2}{d^2} = 0 \quad (4.3.119)$$

Din această ecuația se calculează unghiul β_{t_2} , iar din ecuația (4.3.110) unghiul $180^\circ - \alpha_{s1z}$, valori care verifică ecuația (4.3.113) a intrării fără șoc, respectiv valoarea coeficientului $\zeta^*_{mec.}$ calculat cu ajutorul relației (4.3.101).

Pentru blocajul convertizorului se poate considera, așa cum s-a precizat anterior, $\zeta_{med.} = (0,7 \div 0,8) \zeta^*_{med.}$ pentru $\varphi_{soc} = 1,1$. Din relația (4.3.100) se pot calcula valorile coeficienților de debit φ_2 , corespunzător blocajului convertizorului ($n_t/n_p = 0$), iar valorile coeficienților $k'_{max.}$, k'^* și a randamentului hidraulic η_h^* se calculează cu relațiile (4.3.103), (4.3.105) și (4.3.104).

Prin aplicarea relațiilor de la (4.3.106), pînă la (4.3.109) se pot calcula coeficienții $k_{max.}$, k^* și randamentul η^* , care se referă la caracteristicile exterioare ale convertizoarelor hidraulice.

Aplicînd modul de calcul indicat anterior pentru randamentul hidraulic *maxim*, $\eta_{h max.}$, utilizînd relațiile (4.3.110) și (4.3.111) se poate calcula și modul de variație al acestuia în funcție de n_t^*/n_p și φ_2^* .

În concluzie, în cazul că intrarea fără șoc are loc pentru același φ_2^* și n_t^*/n_p la rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director se poate determina modul cum variază coeficientul maxim de amplificare al momentului $k'_{max.}$ și randamentul hidraulic maxim $\eta_{h max.}$, în funcție de coeficientul de debit φ_2^* și n_t^*/n_p (corespunzătoare intrării fără șoc). Pe baza acestor valori, prin metodologia indicată anterior, se poate face trecerea de la caracteristicile funcționale interioare $k'_{max.}$ și $\eta_{h max.}$, la caracteristicile funcționale exterioare $k_{max.}$ și $\eta_{max.}$.

Pentru calculul variației coeficientului $k'_{max.} = f(n_t^*/n_p)$ și a randamentului hidraulic maxim $\eta_{hmax.} = f(n_t^*/n_p)$ s-au ales diferite valori pentru coeficientul ρ_2^* , unghiul α_{s2} și valori pentru unghiul β_{p2} (corelat cu valoarea obținută din calculul pentru unghiul β_{p1}) și în final au rezultat valori pentru unghiurile β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1}$. Prin această metodă de calcul este posibil ca pentru valorile mici ale raportului n_t^*/n_p , unghiurile $180^\circ - \beta_{t1}$ și $180^\circ - \alpha_{s1}$ să devină mici și în consecință să se mărească vitezele în canalele interpaletaje și variația creșterii lui $k'_{max.}$ înceapă să scadă, fiind astfel în contradicție cu transformările raționale, care la valori mici ale rapoartelor n_t^*/n_p realizează variații de creștere din ce în ce mai mari; pentru $k'_{max.}$ pentru $n_t^*/n_p > 0,6$ se poate constata o plafonare a lui $\eta_{hmax.}$

Pentru a se corecta această situație, în cele ce urmează se va indica o metodă de calcul a variațiilor $k'_{max.} = f(n_t^*/n_p)$ și $\eta_{hmax.} = f(n_t^*/n_p)$, prin alegerea aceluiași valori pentru unghiul α_{s2} și a unor valori pentru unghiurile β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1}$, în conformitate cu rezultatele obținute prin aplicarea metodei anterioare.

În aceste condiții coeficientul ρ_2^* se poate calcula din relația (4.3.98), iar în funcție de valorile obținute, din diagrama 4.19 rezultă valoarea corespunzătoare pentru coeficientul $\zeta^*_{med.}$. Prin introducerea valorilor ρ_2^* și α_{s2} în relația (4.3.95), se va obține valoarea unghiului β_{p1} , rămânând să fie determinate valorile unghiurilor β_{p2} și $180^\circ - \beta_{t1}$.

Pentru aceasta se vor utiliza relațiile ;

$$\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1}) = \frac{\frac{S_{p2}}{S_{t1}} \sigma_{t1} \rho_2^*}{1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2}} \quad (4.3.120)$$

$$(1 - \rho_2^* B'_{p1}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] - \frac{\zeta^*_{med.} (\rho_2^*)^2 \bar{\epsilon}}{4} = 0 \quad (4.3.113)$$

$$B'_{p1} = a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \quad (4.3.121)$$

$$B'_{t1} = a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{S_{b2}}{S_{t2}} \frac{\sigma_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{b1}} \quad (4.3.114)$$

$$E = \left(\frac{Sp_2}{Sp_1}\right)^2 \frac{\alpha_{p_1}^2}{\sin^2 \beta_{p_1 z}} + \left(\frac{Sp_2}{St_2}\right)^2 \frac{\alpha_{t_2}^2}{\sin^2 \beta_{t_2}} + \left(\frac{Sp_2}{Ss_1}\right)^2 \frac{\alpha_{s_1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z})} +$$

$$+ \left(\frac{Sp_2}{Ss_2}\right)^2 \frac{\alpha_{s_2}^2}{\sin^2 \alpha_{s_2}} + \frac{\alpha_{p_2}^2}{\sin^2 \beta_{p_2}} + \left(\frac{Sp_2}{St_1}\right)^2 \frac{\alpha_{t_1}^2}{\sin^2(180^\circ - \beta_{t_1 z})}$$

(4.3.115)

In relația (4.3.113) unghiul β_{p_2} intră prin intermediul coeficienților B'_{p_1} , B'_{t_1} și E , iar unghiul $180^\circ - \beta_{t_1 z}$ prin intermediul coeficientului E .

Pentru simplificarea calculului se introduc următoarele notații :

$$h' = \left(\frac{Sp_2}{Sp_1}\right)^2 \frac{\alpha_{p_1}^2}{\sin^2 \beta_{p_1 z}} + \left(\frac{Sp_2}{St_2}\right)^2 \frac{\alpha_{t_2}^2}{\sin^2 \beta_{t_2}} + \left(\frac{Sp_2}{Ss_1}\right)^2 \frac{\alpha_{s_1}^2}{\sin^2(180^\circ - \alpha_{s_1 z})} +$$

$$+ \left(\frac{Sp_2}{Ss_2}\right)^2 \frac{\alpha_{s_2}^2}{\sin^2 \alpha_{s_2}} ; f' = \frac{Sp_2}{Ss_2} \frac{Ds_2}{Dp_2} \frac{\alpha_{s_2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s_2}} ; g' = \frac{Sp_2}{St_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{\alpha_{t_2}}{\operatorname{tg} \beta_{t_2}} ;$$

$$c = \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1}\right)^2\right] ; e = \frac{\zeta_{med}^* (\rho_2^*)^2}{4} ; b' = \frac{Sp_2}{St_1} \alpha_{t_1} ;$$

$$p' = \frac{1 - \frac{n_t^*}{n_p}}{\rho_2^*} ; m' = \left(\frac{Sp_2}{St_1}\right)^2 \alpha_{t_1}^2 ; \frac{1}{\sin^2 \beta_{p_2}} = 1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{p_2} ;$$

$$\frac{1}{\sin^2(180^\circ - \beta_{t_1 z})} = 1 + \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \beta_{t_1 z})$$

Cu aceste notații, relațiile 4.3.120 ; 4.3.113 ; 4.3.121 ; 4.3.114 și 4.3.115 devin ;

$$b' \operatorname{ctg}(180^\circ - \beta_{t_1 z}) + \alpha_{p_2} \operatorname{ctg} \beta_{p_2} - p' = 0 \quad (4.3.122)$$

$$1 - \rho_2^* B'_{p_1} - c \frac{n_t^*}{n_p} + \rho_2^* \frac{n_t^*}{n_p} B'_{t_1} - e E = 0 \quad (4.3.123)$$

$$B'_{p_1} = \alpha_{p_2} \operatorname{ctg} \beta_{p_2} + f'$$

$$B'_{t_1} = \alpha_{p_2} \operatorname{ctg} \beta_{p_2} - g' \quad (4.3.124)$$

$$E = h' + \alpha_{p_2}^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{p_2}) + m' [1 + \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \beta_{t_1 z})]$$

Prin înlocuirea relațiilor (4.3.124) în relația (4.3.123) se obține ;

$$A' - a_{p2} \rho_2^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right) \operatorname{ctg} \beta_{p2} - e a_{p2}^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{p2} - e m' \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \beta_{t1z}) = 0$$

$$\operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_{t1z}) = \frac{p' - a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2}}{b'} \quad (4.3.126) \quad (4.3.125)$$

$$A' = 1 - f' \rho_2^* - c \frac{n_t^*}{n_p} - g' \rho_2^* \frac{n_t^*}{n_p} - e \cdot h' - e \cdot a_{p2}^2 - e \cdot m'$$

Introducînd relația (4.3.126) în relația (4.3.125) rezultă ;

$$a_{p2}^2 \cdot e \left(1 + \frac{m'}{b'^2}\right) \operatorname{ctg} \beta_{p2} + a_{p2} \left(\rho_2^* - \rho_2^* \frac{n_t^*}{n_p} - \frac{2 e m' p'}{b'^2}\right) \operatorname{ctg} \beta_{p2} + \frac{e m' p'^2}{b'^2} - A' = 0 \quad (4.3.127)$$

Din relația (4.3.127) se poate calcula valoarea unghiului β_{p2} , iar din relația (4.3.126) valoarea unghiului $180^\circ - \beta_{t1z}$. Pentru blocajul convertizorului ($n_t/n_p=0$), așa cum s-a precizat anterior se poate considera $\zeta_{med} = (0,7-0,8) \zeta_{med}^*$, pentru $\rho_{soc} = 1,1 \div 1,2$. Din relația (4.3.100) se poate calcula valoarea coeficientului de debit ρ_2 , corespunzător blocajului convertizorului, iar din relațiile (4.3.103), (4.3.105) și (4.3.104) se calculează valorile coeficienților k'_{max} , k'^* și a randamentului hidraulic η_h^* . Aplicînd cele expuse anterior și utilizînd relațiile (4.3.110) și (4.3.111) se poate obține randamentul hidraulic maxim $\eta_{h max}$, inclusiv coeficientul de debit ρ_2 și raportul n_t/n_p pentru care se realizează $\eta_{h max}$.

Prin aplicarea relațiilor (4.3.106) pînă la (4.3.103) se pot calcula coeficienții de amplificare a momentului și randamentele, care se referă la caracteristicile exterioare ale convertizoarelor hidraulice cu o treaptă.

Pentru calculul variației coeficienților de amplificare a momentelor k'_{max} , k'^* și randamentelor hidraulice η_h^* , $\eta_{h max}$ în funcție de raportul n_t^*/n_p și ρ_2^* , s-au efectuat calculele cu ajutorul calculatorului electronic.

Calcululele se bazează pe metoda expusă la pag. 113-116 și s-au efectuat pentru rapoarte $n_t^*/n_p = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8$; pentru $\rho_2^* = 0,19; 0,21; 0,23; 0,25; 0,27$ și pentru unghiuri $\alpha_{s2} = 21^\circ; 24^\circ; 27^\circ; 30^\circ$.

Din analiza rezultatelor obținute se constată că cele mai bune performanțe sînt pentru $\varphi_2^* = 0,27$ (fig.4.3.14), în zona fașoarelor $n_t^*/n_p = 0,5$ și $0,6$. Pentru domeniul cuprins între $n_t^*/n_p = 0,3$ și $0,5$, creșterea valorii coeficientului k'_{max} se micșorează datorită apariției unor viteze mari în canalele interpaletaje, necesitînd schimbarea datelor de calcul alese. O limitare a randamentului hidraulic maxim se constată în zona pentru $n_t^*/n_p = 0,6 - 0,8$, rezultînd deasemenea necesitatea schimbării datelor de calcul alese.

Aplicîndu-se metodologia de calcul de la pag.117-119, prin programarea pe un calculator electronic, s-au efectuat calcule pentru următoarele date alese ;

$$a \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 21^\circ ; 24^\circ ; 27^\circ ; 30^\circ ; \beta_{t2} = 24^\circ ; 28^\circ ; 32^\circ \\ n_t^*/n_p = 0,3 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,6 ; 0,7 ; 0,8 ; 0,9 \end{array} \right.$$

$$b \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 34^\circ ; \beta_{t2} = 20^\circ ; n_t^*/n_p = 0,7 ; 0,75 ; 0,80 ; 0,85 \end{array} \right.$$

$$c \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 36^\circ ; \beta_{t2} = 36^\circ ; 40^\circ ; n_t^*/n_p = 0,7 ; 0,75 ; 0,80 ; 0,85 \end{array} \right.$$

$$d \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 38^\circ ; \beta_{t2} = 36^\circ ; 40^\circ ; n_t^*/n_p = 0,7 ; 0,75 ; 0,80 ; 0,85 ; 0,90 \end{array} \right.$$

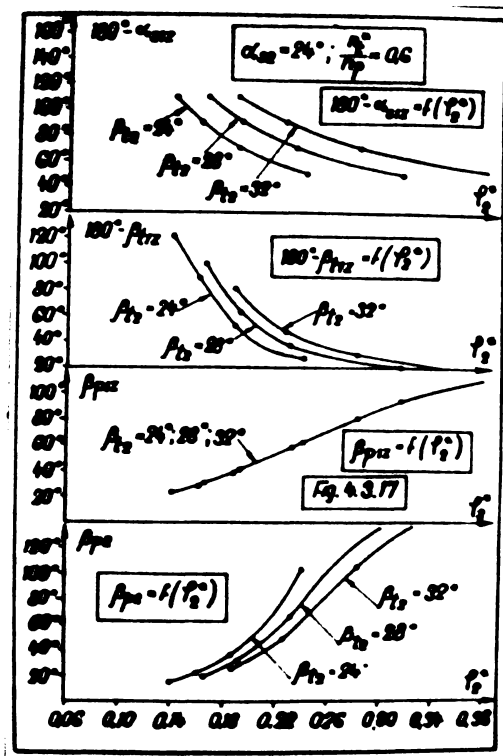
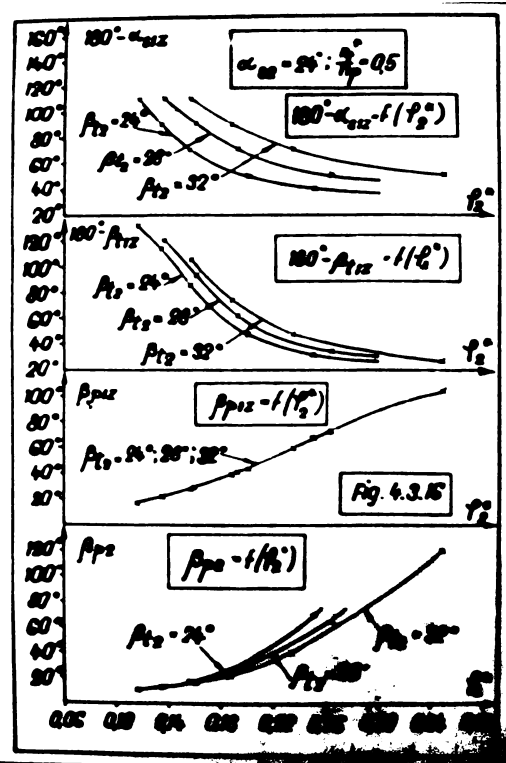
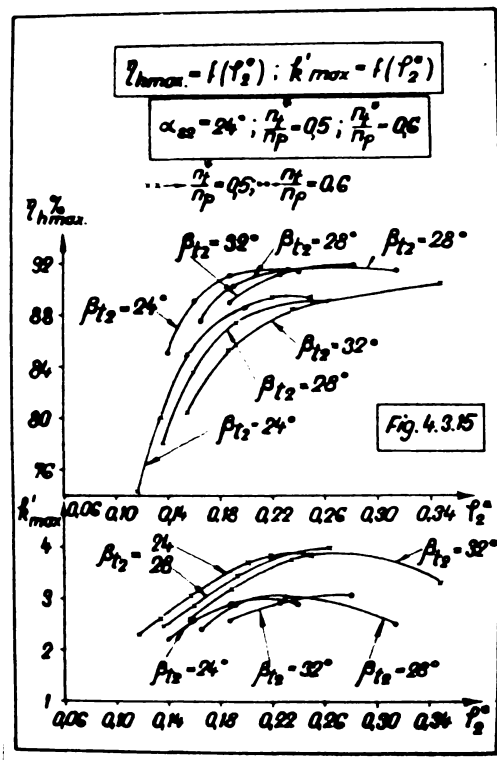
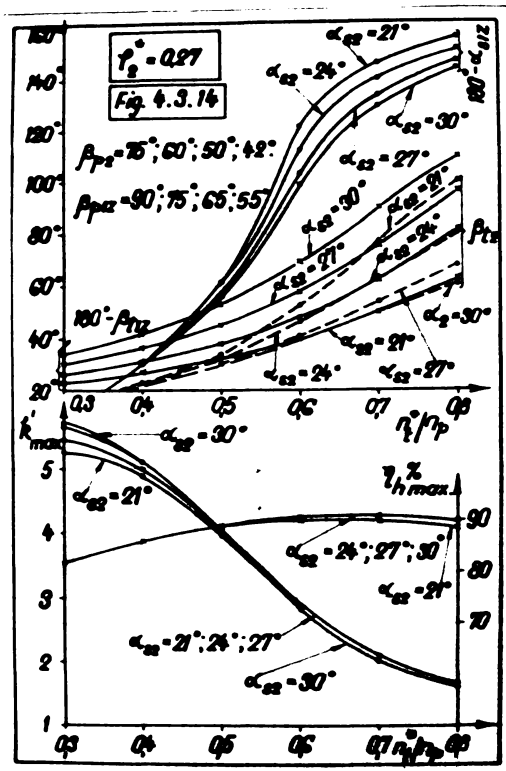
$$e \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 38^\circ ; \beta_{t2} = 20^\circ ; n_t^*/n_p = 0,70 ; 0,75 ; 0,80 ; 0,85 \end{array} \right.$$

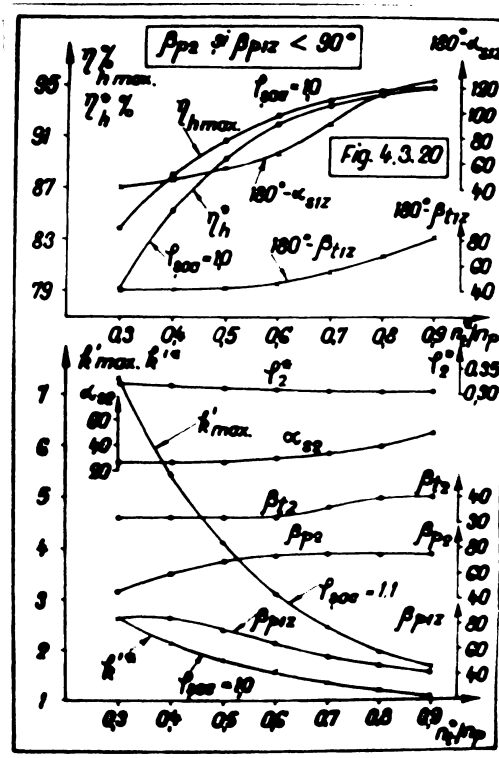
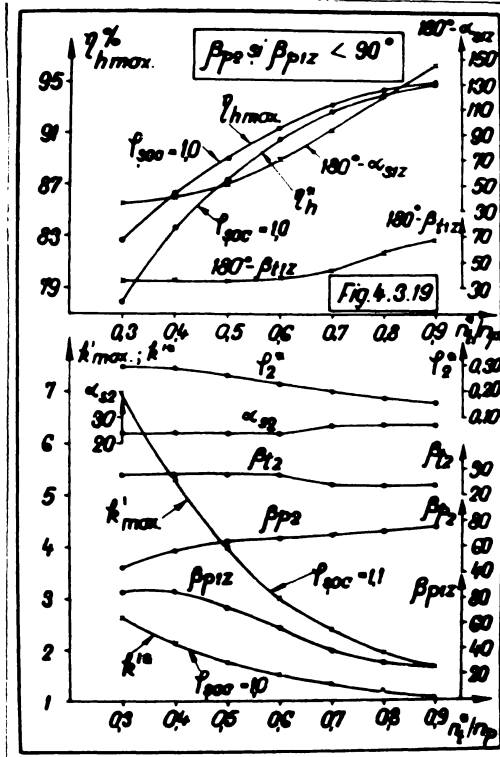
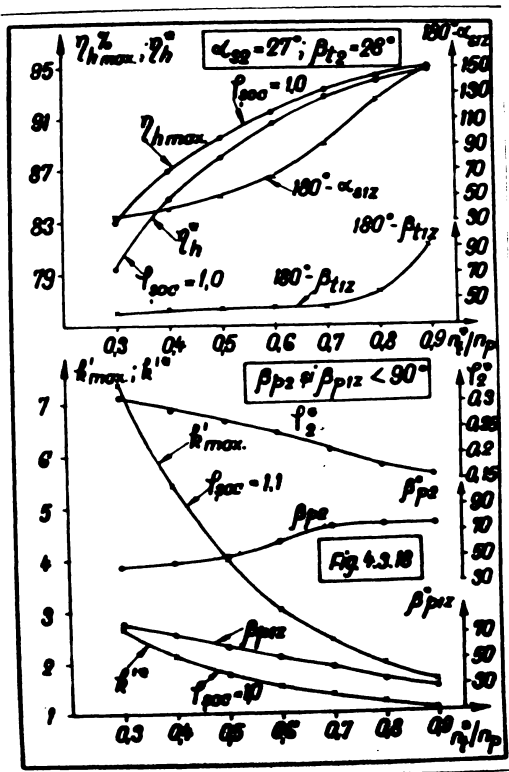
$$f \left\{ \begin{array}{l} \alpha_{s2} = 50^\circ ; \beta_{t2} = 40^\circ ; 50^\circ ; n_t^*/n_p = 0,7 ; 0,75 ; 0,80 ; 0,85 ; 0,90 \end{array} \right.$$

Pe baza acestor date alese, prin calcule au rezultat următoarele ; unghiurile β_{p2} , β_{p12} , $180^\circ - \beta_{t12}$ și $180^\circ - \alpha_{s12}$ coeficienții de debit φ_2^* și φ_2 , randamentele η_{hmax} , η_h , coeficienții de amplificare a momentelor k'_{max} și k'^* , precum și raportul n_t/n_p și coeficientul de debit φ_2 corespunzătoare randamentului hidraulic maxim η_h max. Ca exemplu în fig,4.3.15, 4.3.16 și 4.3.17 sînt reprezentate grafic rezultatele pentru cazul $\alpha_{s2} = 24^\circ$; $\beta_{t2} = 24^\circ, 28^\circ, 32^\circ$ și $n_t^*/n_p = 0,5$ și $0,6$. În aceste diagrame sînt reprezentate următoarele; $\eta_{hmax} = f(\varphi_2^*)$, $k'_{max} = f(\varphi_2^*)$, $\beta_{p2} = f(\varphi_2^*)$, $\beta_{p12} = f(\varphi_2^*)$, $180^\circ - \beta_{t12} = f(\varphi_2^*)$, $180^\circ - \alpha_{s12} = f(\varphi_2^*)$.

Analizîndu-se toate cazurile calculate pentru $\alpha_{s2} = 27^\circ$

$$\beta_{t2} = 28^\circ \text{ și } n_t^*/n_p = 0,3 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,6 ; 0,7 ; 0,8 ; 0,9.$$





în diagrama din fig, 4.3.18, au fost reprezentate următoarele ;

$$\eta_{hmax.} = f(n_t^*/n_p) ; \eta_h^* = f(n_t^*/n_p) ; k'_{max.} = f(n_t^*/n_p)$$

$$k'^* = f(n_t^*/n_p) ; \beta_{p2} = f(n_t^*/n_p) ; \beta_{p12} = f(n_t^*/n_p) ;$$

$$180^\circ - \beta_{t12} = f(n_t^*/n_p) ; 180^\circ - \alpha_{s12} = f(n_t^*/n_p) , \text{ și } \rho_2^* = f(n_t^*/n_p)$$

și

toate pentru β_{p12} și $\beta_{p2} < 90^\circ$. După cum se remarcă s-a obținut pentru ;

$$n_t^*/n_p = 0,3 ; k'_{max.} = 7,3 ; k'^* = 2,65 ; \eta_{hmax.} = 0,83 ; \eta_h^* = 0,793$$

$$n_t^*/n_p = 0,6 ; k'_{max.} = 3,0 ; k'^* = 1,55 ; \eta_{hmax.} = 0,915 ; \eta_h^* = 0,906$$

$$n_t^*/n_p = 0,9 ; k'_{max.} = 1,65 ; k'^* = 1,055 ; \eta_{hmax.} = 0,95 ; \eta_h^* = 0,948$$

Din calcule rezultă deasemenea că randamentul hidraulic maxim $\eta_{hmax.}$ se realizează pentru rapoarte n_t/n_p mai mari decât rapoartele n_t^*/n_p , corespunzătoare intrării fără șoc.

Dacă se iau în considerare toate rezultatele obținute prin programarea pe calculatorul electronic de la "a pînă la z" rezultă diagramele arătate în fig. 4.3.19 și 4.3.20. Diagrama 4.3.19 este reprezentată pentru ρ_2^* variabil, iar diagrama 4.3.20 pentru ρ_2^* aproape constant.

Metoda elaborată reprezintă de fapt un calcul de optimizare, care scoate în evidență relațiile ce pot exista între unghiurile paletajului și caracteristicile energetice. Desigur că prin programele efectuate nu s-au epuizat toate variantele optime, însă metoda rămîne valabilă și poate fi aplicată la proiectarea convertizoarelor hidraulice cu o treaptă.

4.3.7.2. Intrările fără șoc în rotorul pompei, rotorul turbinei și pe răscol. Director se realizează pentru coeficienții de debit ρ_2^* , ρ_2^{**} , ρ_2^{***} și pentru rapoartele de turații n_t/n_p , n_t^{**}/n_p , n_t^{***}/n_p .

După cum se știe pentru intrările fără șoc se pot utiliza relațiile ;

$$\rho_2^* = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\alpha_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\alpha_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} (4.3.8); \rho_2^{**} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p}}{\frac{\alpha_{p2}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{S_{p2}}{S_{t1}} \frac{\alpha_{t1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})}} (4.3.18)$$

$$\rho_2^{***} = \frac{\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}}}{\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{\alpha_{t2}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{\alpha_{s1}}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} \frac{D_{s1}}{D_{t2}}} (4.3.30)$$

$$(1 - \rho_2^* B'_{p1}) - \frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med}^* (\rho_2^*)^2 E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\left(1 - \frac{n_t^*}{n_p} - \rho_2^* B_{t4} \right)^2 + \left(\rho_2^* B_{s4} - \frac{n_t^*}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0 (4.3.84)$$

$$(1 - \rho_2^{**} B'_{p1}) - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{**} B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med}^{**} (\rho_2^{**})^2 E}{4} -$$

$$- \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{**} B_{p4} \right)^2 + \left(\rho_2^{**} B_{s4} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0 (4.3.88)$$

$$(1 - \rho_2^{***} B'_{p1}) - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{***} B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2 E}{4} -$$

$$- \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \rho_2^{***} B_{t4} \right)^2 \right] = 0 (4.3.93)$$

Prin alegerea unor valori pentru coeficienții ρ_2^* , ρ_2^{**} , ρ_2^{***} , a unor valori pentru raportul n_t^{**}/n_p și a unor valori pentru unghiurile β_{p2} și α_{s2} , se pot determina valorile corespunzătoare a unghiului β_{p1z} din relația (4.3.8), a unghiului $180^\circ - \beta_{t1z}$ din relația (4.3.18) și a unghiurilor β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1z}$ din relațiile 4.3.88, 4.3.93; și 4.3.30.

Valorile pentru coeficienții ζ_{med}^* , ζ_{med}^{**} și ζ_{med}^{***} se iau

din diagramele din fig.4.19 în funcție de valorile alese pentru coeficienții ρ_2^* , ρ_2^{**} și ρ_2^{***} . Din relația (4.3.84) va rezulta valoarea raportului n_t^*/n_p , corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă, iar din relația (4.3.30) va rezulta valoarea raportului n_t^{**}/n_p , corespunzător intrării fără șoc în aparatul director.

Sistemul de ecuații care poate fi utilizat la calculul unghiurilor β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1z}$, (4.3.88) și (4.3.93) se poate scrie și sub forma ;

$$1 - \rho_2^{**} B'_{p1} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{**} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \right) \right] - \frac{\zeta_{med}^{**} (\rho_2^{**})^2}{4} \left\{ h + \alpha_{t2}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{t2}) + \alpha_{s1}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \right)^2 [1 + \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})] \right\} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{**} B_{p4} \right)^2 + \left[\rho_2^{**} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} - \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \alpha_{s1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) \right) - \frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right]^2 \right\} = 0 \quad (4.3.128)$$

$$1 - \rho_2^{***} B'_{p1} - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{***} \left(\alpha_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \alpha_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} \right) \right] - \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} \left\{ h + \alpha_{t2}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{t2}) + \alpha_{s1}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \right)^2 [1 + \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})] \right\} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{***} B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \rho_2^{***} B_{t4} \right)^2 \right] = 0 \quad (4.3.129)$$

În aceste relații au fost înlocuite valorile B'_{t1} , B_{s4} prin relațiile precizate anterior și pentru E s-a considerat expresia ;

$$E = \frac{\alpha_{p1}^2}{\sin^2 \beta_{p1z}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \right)^2 + \frac{\alpha_{p2}^2}{\sin^2 \beta_{p2}} + \frac{\alpha_{t1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \beta_{t1z})} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t1}} \right)^2 + \frac{\alpha_{s2}^2}{\sin^2 \alpha_{s2}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{s2}} \right)^2 + \frac{\alpha_{t2}^2}{\sin^2 \beta_{t2}} \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 + \frac{\alpha_{s1}^2}{\sin^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})} \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \right)^2$$

$$E = h + \alpha_{t2}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{t2}) + \alpha_{s1}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \right)^2 [1 + \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})]$$

Dacă în relația 4.3.129 se introduce valoarea raportului n_t^{***}/n_p rezultat din relația 4.3.30 se obține:

$$\begin{aligned}
 & 1 - \rho_2^{***} B_{p1}' - \rho_2^{***} \frac{Dt_1}{Dt_2} \left[\frac{Sp_2}{St_2} \alpha_{t_2} \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_2} \alpha_{s_1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) \right] \\
 & \left\{ 1 - \rho_2^{***} \frac{Dt_1}{Dt_2} \left[\frac{Sp_2}{St_2} \alpha_{t_2} \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_2} \alpha_{s_1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) \right] \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \right. \\
 & \left. - \rho_2^{***} \left(\alpha_{p_2} \operatorname{ctg} \beta_{p_2} - \frac{Sp_2}{St_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t_2} \operatorname{ctg} \beta_{t_2} \right) \right\} - \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} \left\{ h + \right. \\
 & \left. + \alpha_{t_2}^2 \left(\frac{Sp_2}{St_2} \right)^2 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_{t_2}) + \alpha_{s_1}^2 \left(\frac{Sp_2}{Ss_1} \right)^2 [1 + \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s1z})] \right\} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left\{ \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} - \rho_2^{***} B_{p4} \right)^2 \right. \\
 & \left. + \left[1 - \rho_2^{***} \frac{Dt_1}{Dt_2} \left(\frac{Sp_2}{St_2} \alpha_{t_2} \operatorname{ctg} \beta_{t_2} - \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Ds_1}{Dt_2} \alpha_{s_1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) \right) - \rho_2^{***} B_{t4} \right]^2 \right\} = 0
 \end{aligned}$$

(4.3.130)

Prin ordonarea relației (4.3.128) în funcție de $\operatorname{ctg} \beta_{t_2}$ și $\operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z})$ se obține ;

$$\begin{aligned}
 & a_1 \operatorname{ctg}^2 \beta_{t_2} + b_1 \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s1z}) - c_1 \operatorname{ctg} \beta_{t_2} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) - d_1 \operatorname{ctg} \beta_{t_2} \\
 & + e_1 \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s1z}) - f_1 = 0
 \end{aligned}$$

(4.3.131)

$$a_1 = \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} \alpha_{t_2}^2 \left(\frac{Sp_2}{St_2} \right)^2 + \frac{\rho_{soc} (\rho_2^{***})^2}{2} \left(\frac{Sp_2}{St_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t_2} \right)^2 ;$$

$$b_1 = \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} \alpha_{s_1}^2 \left(\frac{Sp_2}{Ss_1} \right)^2 + \frac{\rho_{soc} (\rho_2^{***})^2}{2} \left(\frac{Sp_2}{Ss_1} \right)^2 \alpha_{s_1}^2 ;$$

$$c_1 = \rho_{soc} (\rho_2^{***})^2 \frac{Sp_2}{St_2} \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \alpha_{t_2} \alpha_{s_1} ;$$

$$d_1 = \rho_{soc} \rho_2^{***} \frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{Sp_2}{St_2} \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t_1} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{Sp_2}{St_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \alpha_{t_2} ;$$

$$e_1 = \rho_{soc} \rho_2^{***} \frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{Sp_2}{Ss_1} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \alpha_{s_1} ;$$

$$f_1 = 1 - \rho_2^{***} B'_{p1} - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right] + \rho_2^{***} \frac{n_t^{**}}{n_p} a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} -$$

$$- \frac{\zeta_{med} (\rho_2^{**})^2}{4} \left[h + a_{t2}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \right)^2 + a_{s1}^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \right)^2 \right] - \frac{\rho_{soc}}{2} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^{**} B_{p4} \right)^2 -$$

$$- \frac{\rho_{soc}}{2} \left(\frac{n_t^{**}}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 ;$$

Efectuînd aceeași operație de ordonare a ecuației (4.3.129) sau (4.3.130) în funcție de $\operatorname{ctg} \beta_{t2}$ și $\operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12})$ rezultă ;

$$a_2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{t2} + b_2 \operatorname{ctg}^2 (180^\circ - \alpha_{s12}) - c_2 \operatorname{ctg} \beta_{t2} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12}) +$$

$$+ d_2 \operatorname{ctg} \beta_{t2} + e_2 \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12}) + f_2 = 0 \quad (4.3.132)$$

$$a_2 = \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \right)^2 - \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \right)^2 - \frac{\zeta_{med} (\rho_2^{***})^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \right)^2}{4} -$$

$$- \frac{\rho_{soc}}{2} \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{D_{t1}}{D_{t2}} \right)^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \right)^2 ;$$

$$b_2 = \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{s1} \right)^2 - \frac{\zeta_{med} (\rho_2^{***})^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} a_{s1} \right)^2}{4} -$$

$$- \frac{\rho_{soc}}{2} \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{D_{t1}}{D_{t2}} \right)^2 \left(\frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{s1} \right)^2 ;$$

$$c_2 = \left(\rho_2^{***} \right)^2 \frac{S_{b2}}{S_{t2}} \frac{S_{b2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{t2} a_{s1} - \rho_{soc} \left(\rho_2^{***} \right)^2 \left(\frac{D_{t1}}{D_{t2}} \right)^2 \frac{S_{p2}}{S_{t2}} \frac{S_{b2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{t2} a_{s1}$$

$$d_2 = \left(\rho_2^{***} \right)^2 \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \cdot a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \rho_2^{***} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} -$$

$$- \rho_{soc} \left[\left(\rho_2^{***} \right)^2 \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \cdot \beta_{t4} - \rho_2^{***} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{t2}} a_{t2} \right]$$

$$e_2 = \rho_2^{***} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{s1} - \left(\rho_2^{***} \right)^2 \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} a_{s1} a_{p2} \operatorname{ctg} \beta_{p2} -$$

$$- \rho_{soc} \left[\rho_2^{***} \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} a_{s1} - \left(\rho_2^{***} \right)^2 \frac{S_{p2}}{S_{s1}} \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \beta_{t4} a_{s1} \right]$$

$$f_2 = 1 - \rho_2^{***} B_{p1} - \frac{3^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} \left[h + \left(\frac{Sp_2}{St_2} a_{t2} \right)^2 + \left(\frac{Sp_2}{Ss_1} a_{s1} \right)^2 \right] - \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\frac{Dp_1}{Dp_2} - \rho_2^{***} B_{p4} \right]^2 - \frac{\rho_{soc}}{2} \left[1 - \rho_2^{***} B_{t4} \right]^2$$

Dacă se introduc notațiile $x = ctg \beta_{t2}$ și $y = ctg (180^\circ - \alpha_{s12})$, ecuațiile (4.3.131) și (4.3.132) devin ;

$$\begin{cases} a_1 x^2 + b_1 y^2 - c_1 xy - d_1 x + e_1 y - f_1 = 0 \\ a_2 x^2 + b_2 y^2 - c_2 xy + d_2 x + e_2 y + f_2 = 0 \end{cases} \quad (4.3.133)$$

Acest sistem de ecuații poate fi adus sub forma ;

$$\begin{cases} a_1 x^2 + b_1' y^2 - d_1' x + e_1' y - f_1' = 0 \\ a_2 x^2 + b_2' y^2 + d_2' x + e_2' y + f_2' = 0 \end{cases} \quad (4.3.134)$$

$$b_1' = b_1 - \frac{c_1(a_2 b_1 - a_1 b_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ; \quad d_1' = d_1 - \frac{c_1(a_2 d_1 + a_1 d_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ;$$

$$e_1' = e_1 - \frac{c_1(a_2 e_1 - a_1 e_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ; \quad f_1' = f_1 - \frac{c_1(a_2 f_1 + a_1 f_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ;$$

$$b_2' = b_2 - \frac{c_2(a_2 b_1 - a_1 b_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ; \quad d_2' = d_2 + \frac{c_2(a_2 d_1 + a_1 d_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ;$$

$$e_2' = e_2 - \frac{c_2(a_2 e_1 - a_1 e_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2} ; \quad f_2' = f_2 + \frac{c_2(a_2 f_1 + a_1 f_2)}{a_2 c_1 - a_1 c_2}$$

Rezolvînd sistemul de ecuații (4.3.134) se obține o ecuație de gradul patru în y ;

$$Ay^4 + By^3 + Cy^2 + Dy + E = 0 \quad (4.3.135)$$

$$A = \frac{a_1(a_2 + b_1' - a_1 b_2')^2}{(a_1 d_2' + a_2 d_1')^2} ; \quad B = \frac{2a_1(a_2 b_1' - a_1 b_2')(a_2 e_1' - a_1 e_2')}{(a_1 d_2' + a_2 d_1')^2}$$

$$C = b_1' + \frac{a_1(a_2e_1' - a_1e_2')^2 - 2a_1(a_2b_1' - a_1b_2')(a_1f_2' + a_2f_1')}{(a_1d_2' + a_2d_1')^2}$$

$$- \frac{d_1'(a_2b_1' - a_1b_2')}{a_1d_2' + a_2d_1'} ;$$

$$D = e_1' - \frac{2a_1(a_2e_1' - a_1e_2')(a_1f_2' + a_2f_1')}{(a_1d_2' + a_2d_1')^2} - \frac{d_1'(a_2e_1' - a_1e_2')}{a_1d_2' + a_2d_1'} ;$$

$$E = \frac{a_1(a_1f_2' + a_2f_1')^2}{(a_1d_2' + a_2d_1')^2} + \frac{d_1'(a_1f_2' + a_2f_1')}{a_1d_2' + a_2d_1'} - f_1'$$

Valorile reale ale lui y din ecuația (4.3.135) se introduc într-una din ecuațiile (4.3.133) și se obțin valorile corespunzătoare pentru x . Cunoscând valorile pentru $x = \alpha \bar{g} \beta_{t2}$ și $y = \alpha \bar{g} (180^\circ - \alpha_{siz})$, se introduc în relațiile (4.3.34) și (4.3.30) rezultând rapoartele n_t^*/n_p și n_t^{**}/n_p .

În cazul blocajului convertizorului ($n_t/n_p = 0$), deoarece $H_{tnt} = 0$, se poate scrie relația $H_{thp} - \sum h_{fr} - \sum h_{soc} = 0$

$$1 - \rho_2^\circ B_{p1} - \frac{\zeta_{med}(\rho_2^\circ)^2 E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2^\circ B_{p4} \right)^2 + (1 - \rho_2^\circ B_{t4})^2 + (\rho_2^\circ B_{s4})^2 \right] = 0 \quad (4.3.136)$$

Din relația (4.3.136) se poate calcula coeficientul ρ_2° pentru blocajul convertizorului, știind că în acest caz se poate considera $\zeta_{med} = (0,7 \div 0,8) \zeta_{med}^*$, iar $\rho_{soc} = 1,1 \div 1,2$.

Coeficientul maxim de amplificarea a momentului se poate calcula prin intermediul relației (4.3.103), iar prin relațiile care urmează se pot calcula randamentele hidraulice și coeficienții de amplificare ai momentelor corespunzătoare intrărilor fără soc.

$$\eta_h^* = \frac{\frac{n_t^*}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^*}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^* B_{t1}' \right]}{1 - \rho_2^* B_{p1}'} ; \quad k' = \frac{n_t^*}{n_p}$$

$$\eta_h^{**} = \frac{\frac{n_t^{**}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{**} B_{t1}' \right]}{1 - \rho_2^{**} B_{p1}'} ; \quad k' = \frac{n_t^{**}}{n_p} \quad (4.3.137)$$

$$\eta_h^{***} = \frac{\frac{\eta_t^{***}}{n_p} \left[1 - \frac{\eta_t^{***}}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2^{***} B_{t1}' \right]}{1 - \rho_2^{***} B_{p1}} ; k' = \frac{\eta_h^{***}}{\frac{\eta_t^{***}}{n_p}} \quad (4.3.137)$$

După cum se știe randamentul hidraulic maxim se poate calcula conform celor indicate la pag.126. Pentru calcul pot fi utilizate relațiile (4.3.110) și (4.3.111) sau (4.3.110) și (4.3.138).

$$\begin{aligned} & (1 - \rho_2 B_{p1}') - \frac{\eta_t}{n_p} \left[1 - \frac{\eta_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B_{t1}' \right] - \frac{\zeta_{med}(\rho_2)^2 E}{4} \quad (4.3.138) \\ & - \frac{\rho_{snc}}{2} \left[\left(\frac{D_{t1}}{D_{p2}} - \rho_2 B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{\eta_t}{n_p} - \rho_2 B_{t4} \right)^2 + \left(\rho_2 B_{s4} - \frac{\eta_t}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0 \end{aligned}$$

Rezultă în final că prin alegerea unor coeficienți ρ_2^* , ρ_2^{**} , ρ_2^{***} , unor rapoarte η_t^*/n_p și a unor unghiuri α_{s2} și β_{p2} , se pot determina valori pentru; k'_{max} , η_{hmax} , η_h^* , η_h^{**} , η_h^{***} , k'^* , k'^{**} , k'^{***} , ρ_2^0 . Toate aceste mărimi pot fi exprimate în funcție de unul din coeficienții ρ_2^* , ρ_2^{**} și ρ_2^{***} sau în funcție de unul din rapoartele η_t^*/n_p , η_t^{**}/n_p și η_t^{***}/n_p , putându-se corela cu variația unghiurilor de intrare și ieșire din paletaje, corespunzătoare pentru intrările fără șoc, în funcție de aceiași coeficienți și rapoarte. Reprezentarea $k'_{max} = f(\eta_t^{**}/n_p)$ și $\eta_{h,max} = f(\eta_t^{**}/n_p)$ este foarte importantă, deoarece scoate în evidență modul cum alegerea acestui raport afectează variația coeficientului k'_{max} și randamentului η_{hmax} . Pe măsură ce scad valorile raportului η_t^{**}/n_p cresc valorile coeficientului k'_{max} și scad valorile randamentului η_{hmax} , similar cu cele arătate în cazul intrării fără șoc pentru același η_t^*/n_p în toate paletajele convertizorului.

Pentru determinarea coeficientului maxim de amplificare k'_{max} , care se referă la caracteristicile funcționale exterioare ale convertizorului hidraulic se vor aplica relațiile (4.3.106) sau (4.3.107), iar pentru calculul randamentelor și rapoartelor de amplificare a momentelor, corespunzătoare intrărilor fără șoc, variabile pentru caracteristicile exterioare se vor utiliza relațiile

$$\begin{aligned} \eta_h^* &= \frac{K_{Mthp}^* \eta_h^* \eta_v + f_{pt}^* \left(1 - \frac{\eta_t^*}{n_p} \right)^2 \frac{\eta_t^*}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{\eta_t^*}{n_p} \right)^3}{K_{Mthp}^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{\eta_t^*}{n_p} \right)^2 + f_{ps}} ; k'^* = \frac{\eta_h^*}{\frac{\eta_t^*}{n_p}} \\ \eta_h^{**} &= \frac{K_{Mthp}^{**} \eta_h^{**} \eta_v + f_{pt}^{**} \left(1 - \frac{\eta_t^{**}}{n_p} \right)^2 \frac{\eta_t^{**}}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{\eta_t^{**}}{n_p} \right)^3}{K_{Mthp}^{**} + f_{pt}^{**} \left(1 - \frac{\eta_t^{**}}{n_p} \right)^2 + f_{ps}} ; k'^{**} = \frac{\eta_h^{**}}{\frac{\eta_t^{**}}{n_p}} \end{aligned}$$

$$\eta_h^{***} = \frac{K_{Mthp}^{***} \eta_h^{***} \eta_v + f_{pt}^{***} \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p}\right)^2 \frac{n_t^{***}}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t^{***}}{n_p}\right)^3}{K_{Mthp}^{***} + f_{pt}^{***} \left(1 - \frac{n_t^{***}}{n_p}\right)^2 + f_{ps}}; k^{***} = \frac{\eta^{***}}{\frac{n_t^{***}}{n_p}}$$

(4.3.139)

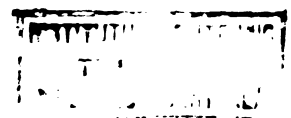
Modul de determinare a relațiilor (4.3.139) este expus în cap.V. Pentru găsirea unor caracteristici energetice optime, exprimate în funcție de geometria circuitului hidraulic, evitându-se rezolvarea unei ecuații de gradul patru se va putea aplica următoarea metodă de calcul. Se aleg diferite valori pentru; coeficienții P_2^* , P_2^{**} , raportul n_t^*/n_p , unghiurile α_{s2} și β_{p2z} și coeficientul de transformare a momentului $k^{***} = M_{tht}^{**}/M_{thp}^{**}$. În calcule se pot obține; coeficientul de influență a numărului finit de palete μ^* sau μ'^* , unghiurile β_{p1z} , β_{p2} , $180^\circ - \beta_{t1z}$, β_{t2} și $180^\circ - \alpha_{s1z}$, coeficientul P_2^{***} , rapoartele n_t^*/n_p , n_t^{**}/n_p .

Cunoscându-se geometria circuitului hidraulic, coeficienții de debit P_2^* , P_2^{**} , P_2^{***} și rapoartele n_t^*/n_p , n_t^{**}/n_p , n_t^{***}/n_p se pot calcula coeficienții k^{1*} , k^{1**} , k^{1***} și randamentele hidraulice η_h^* , η_h^{**} , η_h^{***} și k'_{max} .

Utilizându-se un calculator electronic pentru efectuarea acestor calcule, în final se obțin anumite valori ale unghiurilor la intrarea și ieșirea din paletaj la care corespund anumite caracteristici energetice exprimate prin coeficienții de amplificarea momentelor și prin randamente hidraulice. Dintre acestea se vor alege soluțiile optime, care asigură caracteristici energetice optime. Aceasta este de fapt un calcul de optimizare a caracteristicilor energetice, Corelate cu geometria circuitului hidraulic.

În capitolul VI este expus un calcul hidraulic de optimizare, care să asigure caracteristici energetice maxime stabilind și relațiile dintre acestea și unghiurile de intrare și ieșire din paletajul circuitului hidraulic, al convertizorului.

..///..



C A P I T O L U L V.

PIERDERILE MECANICE SI DE DISC IN CONVERTIZOARELE HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTA, INTRU DIFERITE REGIMURI DE LUCRU.

După cum s-a arătat în capitolele anterioare cunoașterea pierderilor mecanice și de disc din convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, sînt necesare pentru a se putea calcula caracteristicile funcționale exterioare, în cazul cunoașterii caracteristicilor funcționale interioare rezultate din calculul hidraulic al convertizoarelor. De asemenea calculul pierderilor mecanice și de disc este util pentru determinarea caracteristicilor funcționale interioare, în cazul cunoașterii caracteristicilor funcționale exterioare ca rezultat al încercărilor pe standuri de probe.

Cunoscîndu-se caracteristicile funcționale exterioare ale unui convertizor hidraulic determinate prin măsurători efectuate pe standuri de probă și caracteristicile funcționale interioare rezultate în urma calculului hidraulic (avînd cunoscută geometria circuitului hidraulic), se pot calcula pierderile mecanice și de disc, conform metodologiei indicată în acest capitol, pentru toate regimurile de lucru, cuprinse între $0 \leq n_t/n_p \leq 10$.

Se precizează că literatura tehnică de specialitate oferă foarte puține indicații în legătură cu pierderile mecanice la aceste convertizoare și cu modul cum aceste pierderi variază în raport cu regimurile de lucru, cuprinse între $0 \leq n_t/n_p \leq 1$.

În studiul pierderilor mecanice și de disc este deosebit de important o cunoaștere cît mai amănunțită a calculului hidraulic al convertizorului, avînd în vedere posibilitățile reciproce de verificare ale caracteristicilor funcționale exterioare și interioare, prin intermediul pierderilor mecanice și de disc.

5.1. Definirea pierderilor mecanice și de disc pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă.

Pentru studierea pierderilor mecanice și de disc în fig.5.1. este prezentat schematic un convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă, cu un circuit hidraulic care a fost studiat în amănunt în cadrul prezentei lucrări, care stă la baza gamei de convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă care se realizează la noi în țară.

Pierderile mecanice și de disc pot fi exprimate prin intermediul unor momente de frecare, definite după cum urmează;

5.1.1. Momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină și coeficientul de frecare de disc.

Acest moment de frecare mecanică și de disc este de fapt în cazul tipului de convertizor studiat, cu ponderea cea mai mare, în regimurile de lucru cu frecvență maximă. El poate fi definit astfel;

$$M_{frpt} = M'_{frpt} + M'_{fr12} \quad (5.1.)$$

M_{frpt} = momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină, cuprinzând atât frecarea de disc, cât și frecarea mecanică din acești rotorii.

M'_{frpt} = momentul de frecare de disc dintre rotorul pompă și rotorul turbină, cauzat de fluidul de lucru aflat în spațiile dintre acestea (1. și 2 din fig.5.1.), datorită diferenței de turație dintre rotorul pompă și rotorul turbină.

M'_{fr12} = momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină datorită frecărilor mecanice din etanșări, rulmenți, etc.

Cum în cazul construcției studiate M'_{fr12} se reduce la un singur rulment, rezultă că M'_{fr12} se poate neglija. În această situație, practic între rotorul pompă și rotorul turbină rămân numai pierderile de disc, deci $M_{frpt} = M'_{frpt}$.

În conformitate cu literatura de specialitate [26] pentru calculul frecării de disc, între un disc cilindric plan și o mană fixă se poate utiliza relația ;

$$M_{frd} = 2 \left(f_d \rho \omega_d^2 \frac{R^5}{2} \right) + f_d \rho \omega_d^2 \frac{25L}{R} R^5 \quad (5.2)$$

Primul termen al relației (5.2) se referă la momentul frecării de disc a ambelor părți plane ale discului cu raza exterioară „R”, iar al doilea termen la suprafața cilindrică cu lungimea generatoarelor „L”.

Coefficientul de frecare de disc f_d pentru discurile plane, în conformitate cu recomandările literaturii de specialitate [26] se poate determina cu ajutorul relației ;

$$f_d = \frac{0,04}{\sqrt[5]{R_e}} \left[1 + 1,5 \left(\frac{S}{2R} - 0,01 \right) \right] \quad (5.3)$$

R_e = Numărul Reynolds.

$$R_e = \frac{\omega_d R^2}{\nu} ; R ; [m] ; \omega_d \left[\frac{1}{s} \right] ; \nu = 0,1 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Tot pentru coeficientul de frecare de disc mai sînt indicate în literatura de specialitate [20] relațiile ;

$$f_d = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{R_e}} \quad (5.4) \text{ pentru } R_e > 2 \cdot 10^4 \text{ (regim turbulent)}$$

$$f_d = \frac{\pi}{R_e} \frac{S}{R} + R_e \left(\frac{S}{R} \right)^3 \left[0,0146 + \left(\frac{S}{R} \right)^2 0,1256 \right] \quad (5.5)$$

pentru $R \leq 2 \cdot 10^4$, regim laminar.

S este distanța, în direcție axială între discul în rotație și manta.

Pentru caracteristicile nominale ale convertizoarelor hidraulice de tipul celor studiate, de regulă $R_e > 2 \cdot 10^4$ pentru rapoartele n_t/n_p cuprinse între 0 și 0,9-0,95, așa că utilizarea cu pondere mare a relațiilor (5.4) sau (5.6).

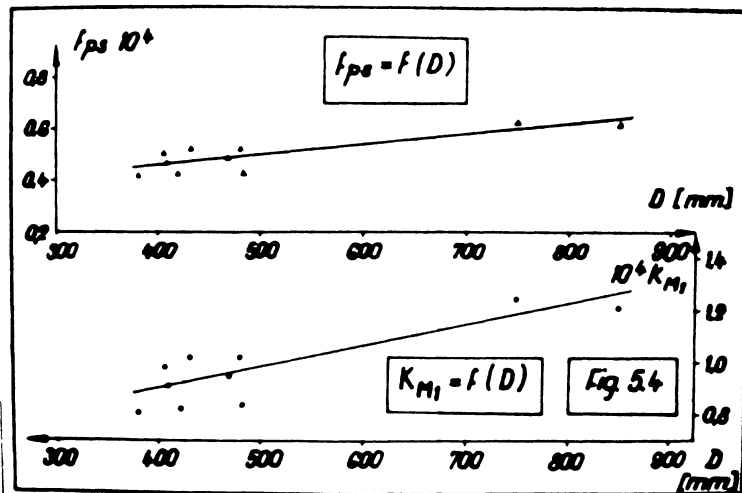
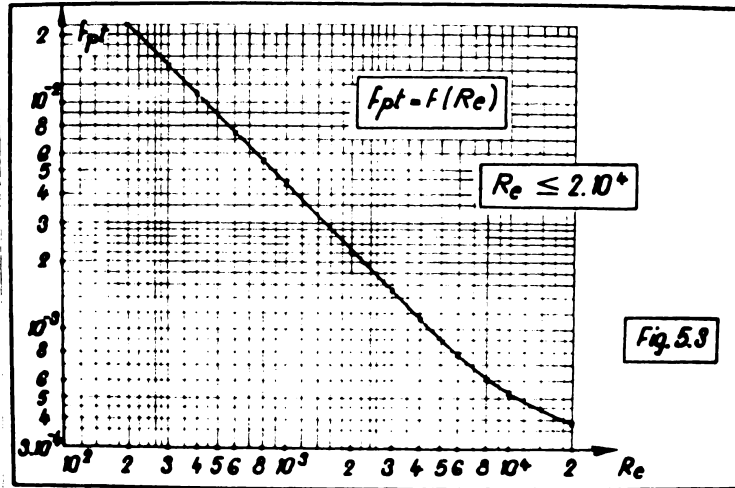
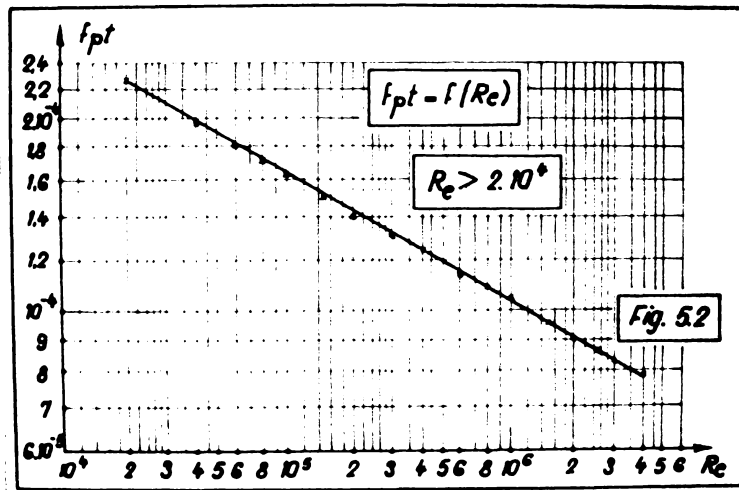
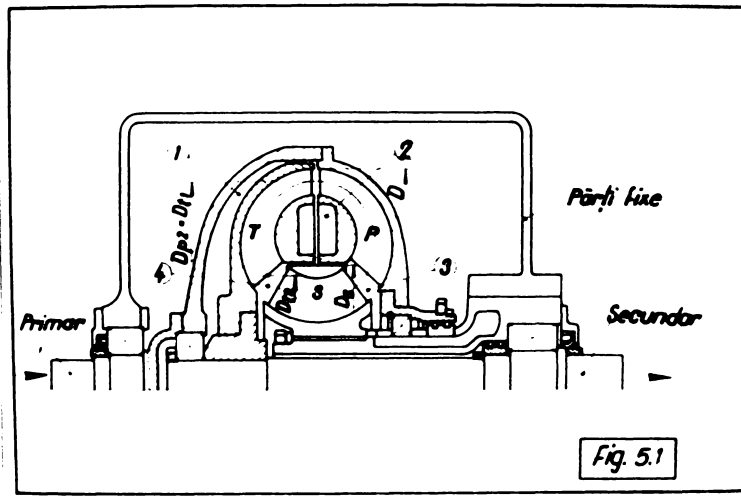
Momentul de frecare de disc între rotorul pompă și rotorul turbină, ținînd seama de relația (5.2) se poate scrie sub forma ;

$$M_{frpt} = \alpha \left[f_d \rho \omega_p^2 \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \frac{R^5}{2} \right] + f_d \rho \omega_p^2 \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \frac{2,5L}{R} R^5$$

$$M_{frpt} = f_d \rho \omega_p^2 \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 R^5 \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{2,5L}{R} \right) \quad (5.6)$$

Datorită formei constructive α este mai mic decît 2, deoarece rotorul pompă față de rotorul turbină nu se mărginește în două fețe laterale complete.

Determinarea coeficientului α în cazul construcției



analizate în prezenta lucrare, se poate calcula astfel;

$$D_s = \text{diametrul maxim al statorului } \frac{D_s}{D} = 0,6$$

Suprafețele laterale de frecare dintre rotorul pom-
pă și turbină sînt ;

$$\pi R^2 + [\pi R^2 - \pi (0,6R)^2] = 2\pi R^2 - 0,36\pi R^2 = 1,64\pi R^2 ;$$

deci $\alpha = 1,64$, în aceste condiții relația (5.6) devine;

$$M_{frpt} = f_d \rho \omega_p^2 \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 R^5 \left(\frac{1,64}{2} + \frac{2,5L}{R}\right) \quad (5.6)$$

Momentul de frecare de disc se mai poate scrie în general și
sub forma;

$$M_{frpt} = f_{pt} \rho \omega_p^2 \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 D^5 \quad (5.7) ; \quad \omega_{pt} = \frac{\pi n_p}{30}$$

$$M_{frpt} = f_{pt} \frac{\rho \pi^2}{900} D^5 \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 n_p^2 \quad (5.8)$$

D = diametrul maxim al circuitului hidraulic [m]

ρ = densitatea fluidului de lucru [$\text{Kg fs}^2/\text{m}^4$]

n_p = turația rotorului pompă [rot/min.]

n_t = turația rotorului turbină [rot/min.]

f_{pt} = coeficientul de frecare de disc dintre rotorul pompă și
rotorul turbină.

Egalînd relațiile (5.6) cu (5.7) rezultă următoarele;

$$f_d \cdot R^5 \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{2,5L}{R}\right) = f_{pt} D^5$$

$$f_{pt} = \frac{f_d \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{2,5L}{R}\right)}{32}$$

(5.9)

În cazul construcției convertitoarelor hidraulice rea-
lizate pe baza circuitului hidraulic studiat în prezenta lucra-
re, raportul $L/R = 0,12$

Înlocuind în relația (5.9) valorile lui α și $\frac{L}{R}$ rezultă;

$$f_{pt} = 0,035 f_d \quad (5.10)$$

Pentru regimuri turbulente, $Re > 2 \cdot 10^4$ se utilizează relația (5.4),
care introdusă în relația (5.10) se obține;

$$f_{pt} = \frac{1,6275 \cdot 10^{-3}}{\sqrt[5]{Re}}$$

(5.11) pentru $Re > 2 \cdot 10^4$

$$Re = \frac{\omega_{pt} R^2}{\nu}$$

$$\omega_{pt} = \frac{(1 - \frac{n_t}{n_p}) n_p \bar{\Pi}}{30}$$

$$\nu = 0,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

(vîscozitate cinematică)

În cazul curgerii în regiune laminară $Re \leq 2 \cdot 10^4$ se utilizează relația (5.5), în care înlocuind raportul $\frac{S}{R} = 0,025$ (corespunzător convertizorului studiat în lucrare) se obține;

$$f_d = \frac{1256}{Re} + 0,22937 \cdot 10^{-6} Re \quad (5.12)$$

Ținînd seama de relația (5.10) rezultă;

$$f_{pt} = \frac{4,396}{Re} + 0,8028 \cdot 10^{-8} Re \quad (5.13)$$

pentru $Re \leq 2 \cdot 10^4$

În fig.5.2 este arătată variația $f_{pt} = f(Re)$ pentru $Re > 2 \cdot 10^4$, iar în fig.5.3 variația $f_{pt} = f(Re)$ pentru $Re \leq 2 \cdot 10^4$, valabile pentru convertizoarele hidraulice cu o treaptă studiate în prezenta lucrare, calculate cu ajutorul relațiilor (5.11) și (5.13).

Momentul de frecare de disc M_{frpt} , în cazul rapoartelor de turații cuprinse între $\frac{n_t}{n_p} = 0$ și $\frac{n_t}{n_p} \leq 10$ este preluat de rotorul pompă de la motorul de antrenare și este transmis rotorului turbinei (prin frecarea de disc) în raportul 1 : 1. Adică momentul M_{frpt} se adaugă la momentul teoretic al rotorului pompă M_{thp} (în partea primară) și se adaugă deasemenea la momentul teoretic al rotorului turbinei M_{tht} (în partea secundară). În cazul că $\frac{n_t}{n_p} > 10$, momentul M_{frpt} este preluat din momentul teoretic al rotorului turbinei M_{tht} (deci se scade din acesta) și este transmis la rotorul pompă în raportul 1 : 1, și în consecință momentul M_{frpt} nu mai este preluat de la motorul de antrenare, ci este primit de la partea secundară.

În cazul blocajului convertizorului hidraulic ($n_t/n_p = 0$) se poate scrie relația;

$$M_{frpt} = M_2 - M_{tht}$$

Din analiza acestei relații rezultă că momentul de frecare de disc pentru $n_t/n_p = 0$ poate fi calculat și indirect, prin momentul M_2 de la ieșirea din convertizor, care se poate măsura pe ștandul de probă, și prin momentul teoretic al rotorului turbinei M_{tht} , care poate fi preluat din calculul hidraulic, al convertizorului. Rezultatele obținute pentru momentul de frecare de disc, prin această relație, pot fi comparate cu cele obținute cu ajutorul relației (5.7) și puse în concordanță, pentru cazul $n_t/n_p = 0$.

5.1.2. Momentul de frecare a părții primare în rotație a convertizorului hidraulic, înclusiv pierderile prin ventilație.

Acest moment se compune de fapt din următoarele momente de frecare;

$$M_{frps} = M'_{frps} + M'_{fr1s} + M'_{fr1v}. \quad \text{unde}$$

M_{frps} = momentul de frecare a părții primare în rotație, înclusiv pierderile prin ventilație.

M'_{frps} - momentul de frecare de disc dintre rotorul pompă și aparatul director(stator) cauzat de fluidul de lucru aflat în spațiul dintre acestea datorită diferenței de rotație(spațiul 3 din fig.1).

M'_{fr1s} - momentul de frecare dintre partea primară în rotație a convertizorului și partea fixă a convertizorului, datorită rulmenților, etanșărilor, etc.

M'_{fr1v} - momentul de frecare datorită rotirii în aer a rotorului pompă și a mantalei rotorului pompă.

Momentul de frecare M_{frps} este preluat de partea primară a convertizorului de la motorul de antrenare.

Pentru partea primară a convertizorului hidraulic se pot scrie următoarele relații;

$M_1 = M_{thp} + M_{frps}$	(5.14) pentru $n_t/n_p = 1,0$
$M_1 = M_{thp} + M_{frps} + M_{frpt}$	(5.15) pentru $n_t/n_p < 1,0$
$M_1 = M_{thp} + M_{frps} - M_{frpt}$	(5.16) pentru $n_t/n_p > 1,0$

Aceste relații sînt în conformitate cu explicațiile de la punctul 5.1.1, referitor la momentul M_{frpt} .

Din cele de mai sus rezultă;

$$M_{frps} = M_1 - M_{thp} \quad , \text{ pentru } n_t/n_p = 1,0$$

$$M_{frps} = M_1 - M_{thp} - M_{frpt} \quad \text{pentru } 0 = n_t/n_p < 1,0$$

$$M_{frps} = M_1 - M_{thp} + M_{frpt} \quad \text{pentru } n_t/n_p > 1,0$$

M_1 - momentul la intrarea în convertizor, care se poate măsura pe ștandul de probă, cu ocazia ridicării caracteristicilor funcționale exterioare.

M_{thp} - momentul de rotație teoretic al rotorului pompă.

Din analiza relațiilor anterioare, rezultă că se pot calcula momentele de frecare M_{frps} pentru toate regimurile de funcționare, printr-o metodă indirectă, cunoscând momentele M_1 , care pot fi măsurate și momentele M_{thp} și M_{frpt} care pot fi calculate, conform metodologiilor indicate în prezenta lucrare.

Admitem că momentul de frecare M_{frps} se poate scrie sub forma;

$$M_{frps} = f_{ps} \frac{\rho \bar{J}^2}{900} D^5 n_p^2 \quad (5.17)$$

în care f_{ps} este un coeficient de frecare care se referă atât la pierderile de disc dintre rotorul pompei și stator, cât și la pierderile prin ventilație și mecanice prin frecare a părții primare în rotație.

Cunoscând momentele de frecare M_{frps} , calculate conform celor arătate anterior, din relația (5.17) se poate calcula coeficientul de frecare f_{ps} .

$$f_{ps} = \frac{M_{frps}}{\frac{\rho \bar{J}^2}{900} D^5 n_p^2} \quad (5.18)$$

5.1.3. Momentul de frecare a părții secundare în rotație a convertizorului,

Acest moment se poate scrie sub forma ;

$$M_{frts} = M'_{frts} + M'_{fr2s} \quad \text{unde}$$

M_{frts} - momentul de frecare a părții secundare în rotație a convertizorului.

M'_{frts} - momentul de frecare de disc dintre rotorul turbinei și aparatul director (stator), cauzat de fluidul de lucru aflat între ele, datorită diferenței de turație (spațiul 4 din fig.1).

M'_{fr2s} - momentul de frecare dintre partea secundară în rotație a convertizorului și partea fixă a acestuia datorită prezenței rulmenților, etanșărilor, etc.

Momentul de frecare M_{frts} este preluat din momentul de rotație teoretic al rotorului turbinei M_{tht} .

Pentru partea secundară a convertizorului hidraulic se pot scrie următoarele relații ;

$$M_2 = M_{tht} - M_{frts} = 0 \quad (5.19) \quad \text{pentru } n_t/n_p = 1,0$$

$$M_2 = M_{tht} - M_{frts} + M_{frpt} \quad (5.20) \quad \text{pentru } 0 < n_t/n_p < 1,0$$

$$M_2 = M_{tht} - M_{frts} - M_{frpt}$$

$$M_2 = M_{tht} + M_{frpt}$$

(5.21) pentru $n_t/n_p > 1,0$

(5.22) pentru $n_t/n_p = 0$

M_2 = valoarea momentului la ieșirea din convertizor.

M_{tht} = momentul de rotație teoretic al rotorului turbină.

Din cele de mai sus rezultă;

$$M_{frts} = M_{tht} - M_2$$

pentru $n_t/n_p = 1,0$

$$M_{frts} = M_{tht} - M_2 + M_{frpt}$$

pentru $0 < n_t/n_p < 1,0$

$$M_{frts} = M_{tht} - M_2 - M_{frpt}$$

pentru $n_t/n_p > 1,0$

Analizînd relațiile anterioare se poate scoate în evidență faptul că momentele de frecare M_{frts} se pot calcula, pentru toate regimurile de funcționare, printr-o metodă indirectă, cunoscînd valoarea momentelor M_2 la arborele părții secundare și momentele M_{tht} și M_{frpt} care pot fi calculate în baza metodologiilor expuse în prezenta lucrare.

Admitem că momentul de frecare a părții secundare în rotație a convertizorului se poate exprima prin relația ;

$$M_{frts} = f_{ts} \frac{P\bar{J}^2}{900} D^5 \cdot n_p^2 \left(\frac{n_t}{n_p} \right)^2 \quad (5.23)$$

în care f_{ts} este un coeficient de frecare, care se referă atît la pierderile de disc dintre rotorul turbină și stator, cît și la pierderile mecanice ale părții secundare în rotație.

5.2. Determinarea coeficienților de frecare f_{ps} și f_{ts} .

Coeficienții de frecare f_{ps} și f_{ts} includ atît pierderile prin frecare de disc între rotorul pompă, rotorul turbină și stator, cît și pierderile prin ventilație și pierderile mecanice ale părții primare, respectiv, ale părții secundare. Avînd în vedere faptul că frecările de disc în acest caz sînt mai mici decît în cazul frecării de disc dintre rotorul pompă și turbină (datorită specificului construcției), cît și faptului că pierderile prin ventilație și mecanice reprezintă o pondere mare în pierderi, rezultă că acești coeficienți de frecare nu mai pot fi în funcție exclusivă de numărul Reynolds. Astfel relațiile (5.18) și (5.23), pentru simplificarea calculului momentelor de frecare

M_{frps} și M_{frts} , se admite ipoteza că f_{ps} și f_{ts} sînt în

constante pentru toate regimurile de funcționare.

În această ipoteză este suficient să se calculeze coeficienții de frecare f_{ps} și f_{ts} pentru un singur regim de lucru și să se utilizeze aceste valori pentru toate regimurile de lucru.

Dacă se alege acest regim chiar ambalarea convertizorului ($M_2=0$), se pot întâlni trei situații, $n_t/n_p=1,0$, $n_t/n_p > 1,0$ și $n_t/n_p < 1,0$.

5.2.1. Cazul nersului în gol a convertizorului (ambalarea) pentru $n_t/n_p=1,0$.

Momentele la intrarea și la ieșirea din convertizor se pot scrie sub forma;

$$M_1 = M_{thp} + M_{frps}$$

știind că $\frac{M_{tht}}{M_{thp}} = \eta_h \cdot \eta_v$

$$M_2 = M_{tht} + M_{frts} = 0$$

și admitînd $\eta_v = 1,0$, rezultă;

$$M_2 = M_{thp} \eta_h - M_{frts} = 0$$

$$\frac{M_{tht}}{M_{thp}} = \eta_h$$

$$\eta_h = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \frac{A_{t1} n_p + B_{t1} Q}{A_{p1} n_p - B_{p1} Q}$$

Avînd în vedere că debitul Q pentru ambalare are valori foarte mici ($0,01; 0,02 Q^*$), se poate considera că în cazul ambalării

$$\eta_h = \frac{A_{t1}}{A_{p1}} \quad (5.24)$$

$$\eta_h = \frac{A_{p1} \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_1} \right)^2 \right]}{A_{p1}} = 1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2$$

Dacă se analizează relațiile (5.14) și (5.19) rezultă;

$$M_{thp} = M_1 - M_{frps}$$

dacă $\eta_v = 1,0$

$$M_{thp} \cdot \eta_h \cdot \eta_v = M_{frts}$$

rezultă ;

$$M_1 - M_{frps} = \frac{M_{frts}}{\eta_h} ;$$

$$M_{frps} = M_1 - \frac{M_{frts}}{\eta_h}$$

$$M_{frps} = M_1 - \frac{M_{frts}}{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2}$$

(5.25) sau

$$M_{frts} = (M_1 - M_{frps}) \eta_h = \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right] (M_1 - M_{frps}) \quad (5.26)$$

Dacă scriem $M_1 = K M_1 n_p^2 D^5$ și dacă utilizăm relațiile (5.18) și (5.23) pentru $n_t/n_p = 10$ rezultă ;

$$f_{ps} = \frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} - \frac{f_{ts}}{\left[i - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right]} \quad (5.27)$$

$$f_{ts} = \left| 1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right| \left(\frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} - f_{ps} \right) \quad (5.28)$$

Dacă facem o comparație, între momentele de frecare de disc și frecările mecanice (rulmenți, etanșări) ale părților primare și secundare în rotație, se poate constata că datorită geometriei circuitului hidraulic și a formei constructive, acestea practic pot fi considerate egale. La partea primară în rotație sînt în plus momentele rezistente datorită ventilației prin rotirea în aer a rotorului pompă și a mantalei rotorului pompă. Prin efectuarea unor calcule estimative se poate aprecia că

$M_{frts} = (0,5 - 0,6) M_{frps}$
 Considerînd $M_{frts} = 0,6 M_{frps}$, din relația (5.25) rezultă ;

$$M_{frps} = M_1 - \frac{0,6 M_{frps}}{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2} \quad \text{sau}$$

$$M_{frps} = \frac{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2}{1,6 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2} M_1 \quad (5.29)$$

Dacă în relația (5.29) se înlocuiește M_{frps} cu valoarea din relația (5.18) și $M_1 = K M_1 n_p^2 D^5$ se obține ;

$$f_{ps} = \frac{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2}{1,6 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2} - \frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} \quad (5.30); f_{ts} = 0,6 f_{ps}$$

$$f_{ts} = \frac{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2}{1,6 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2} \cdot \frac{0,6 \cdot 900 K M_1}{\rho \pi^2} \quad (5.31)$$

Rezultă că se pot calcula coeficienții de frecare f_{ps} și f_{ts} pe o cale indirectă, avînd la dispoziție valoarea momentului la arborele de intrare în convertizor (măsurat pe standul de probă), diametrul maxim D al circuitului hidraulic, raportul $\frac{Dt_2}{Dp_2}$ și turația la intrare în convertizor.

5.2.2. Cazul mersului în gol a convertizorului (ambalarea)
 pentru $n_t/n_p > 10$.

De fapt majoritatea construcțiilor de convertizoare de tipul studiat în această lucrare au ambalarea realizată pentru valori n_t/n_p între 1,0 și 1,05.

Pentru această situație, la ambalare, se pot scrie relațiile ;

$$M_1 = M_{thp} + M_{frps} - M_{frpt}$$

$$M_2 = M_{tht} - M_{frts} - M_{frpt} = 0$$

$$\frac{M_{tht}}{M_{thp}} \frac{n_t}{n_p} = \eta_h \eta_v ; M_{tht} = \frac{M_{thp} \cdot \eta_h}{\frac{n_t}{n_p}} \quad (\text{considerînd } \eta_v = 1,0)$$

Din aceleași considerente ca la punctul 5.2.1. se poate scrie;

$$\eta_h = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \frac{A_{t1}}{A_{p1}} = 1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}} \right)^2 \frac{n_t}{n_p}$$

$$M_{thp} = M_1 - M_{frps} + M_{frpt}$$

$$M_{thp} = (M_{frts} + M_{frpt}) \frac{\frac{n_t}{n_p}}{\eta_h}$$

$$M_1 - M_{frps} + M_{frpt} = (M_{frts} + M_{frpt}) \frac{\frac{n_t}{n_p}}{\eta_h}$$

$$M_{frps} = M_1 - M_{frpt} \left(\frac{\frac{n_t}{n_p}}{\eta_h} - 1 \right) - M_{frts} \frac{\frac{n_t}{n_p}}{\eta_h} \quad (5.32)$$

$$M_{frts} = (M_1 - M_{frps}) \frac{\eta_h}{\frac{n_t}{n_p}} - M_{frpt} \left(1 - \frac{\eta_h}{\frac{n_t}{n_p}} \right) \quad (5.33)$$

Dacă în relațiile (5.32) și (5.33) se înlocuiesc valorile momentelor de frecare M_{frpt} , M_{frps} și M_{frts} cu cele din relațiile (5.8), (5.13) și (5.23), precum și valorile momentului M_1 și a randamentului η_h rezultă expresiile ;

$$f_{ps} = \frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} \frac{f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \left[\frac{n_t}{n_p} - 1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}\right]}{1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}} \quad (5.34)$$

$$f_{ts} = \frac{\left(\frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} - f_{ps}\right) \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}\right] - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \left[\frac{n_t}{n_p} - 1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}\right]}{\left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3} \quad (5.35)$$

În conformitate cu cele indicate la punctul 5.2.1. se consideră $M_{frts} = (0,5-0,6) M_{frps}$. Adoptîndu-se $M_{frts} = 0,6 M_{frps}$, din relația (5.33) se obține ;

$$0,6 M_{frps} = (M_1 - M_{frps}) \frac{\eta_h}{n_t} - M_{frpt} \left(1 - \frac{\eta_h}{n_p}\right)$$

$$M_{frps} = \frac{M_1 \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}\right] - M_{frpt} \left\{\frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2\right] - 1\right\}}{1 + \frac{n_t}{n_p} \left[0,6 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2\right]} \quad (5.36)$$

Înlocuind în relația (5.36) momentele M_{frps} , M_{frpt} și M_1 cu expresiile respective se obține ;

$$f_{ps} = \frac{\frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} \left[1 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2 \frac{n_t}{n_p}\right] - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \left\{\frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2\right] - 1\right\}}{1 + \frac{n_t}{n_p} \left[0,6 - \left(\frac{D_{t2}}{D_{p2}}\right)^2\right]} \quad (5.37)$$

$f_{ts} = \frac{0,6 f_{ps}}{\left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2}$ (5.38) ; f_{ps} avînd valoarea din expresia (5.37).

În mod concret, coeficienții f_{ps} și f_{ts} se pot calcula pe o cale indirectă, cunoscînd momentul M_1 (măsurat pe standul de probă), diametrul maxim D al circuitului hidraulic, raportul $\frac{D_{t2}}{D_{p2}}$, turația la intrarea în convertizor, raportul turațiilor $\frac{n_t}{n_p}$ (măsurat pe standul de probă) și coeficientul f_{pt} , calculat conform indicațiilor la punctul 5.1.1.

5.2.3. Cazul nersului în gol a convertizorului (ambalarea)
 pentru $n_t/n_p < 10$.

La unele construcții se poate realiza ambalarea, pentru valori cuprinse între 1,0 și 0,95.

Pentru ambalare se pot scrie relațiile ;

$$M_1 = M_{thp} + M_{frps} + M_{frpt}$$

$$M_2 = M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts} = 0$$

Ca și în cazul punctului 5.2.2. rezultă ;

$$M_{frps} = M_1 - M_{frts} \frac{n_t}{n_p} + M_{frpt} \left(\frac{n_t}{n_p} - 1 \right) \quad (5.39)$$

$$M_{frts} = \left(M_1 - M_{frps} \frac{n_t}{n_p} + M_{frpt} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \right] \right) \quad (5.40)$$

$$f_{ps} = \frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} - \frac{f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right] - 1 \right\}}{1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \frac{n_t}{n_p}} \quad (5.41)$$

$$f_{ts} = \frac{\left(\frac{900 K M_1}{\rho \pi^2} - f_{ps} \right) \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right] - 1 \right\}}{\left(\frac{n_t}{n_p} \right)^3} \quad (5.42)$$

Dacă se consideră, ca și în cazurile anterioare că $M_{frts} = (0,5-0,6) M_{frps}$ și luînd $M_{frts} = 0,6 M_{frps}$, din relația (5.39) se obține;

$$M_{frps} = \frac{M_1 \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] + M_{frpt} \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right] - 1 \right\}}{1 + \frac{n_t}{n_p} \left[0,6 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right]} \quad (5.43)$$

Introducîndu-se în relația (5.43) valorile corespunzătoare momentelor M_{frps} , M_{frts} și M_1 , rezultă ;

$$f_{ps} = \frac{900 K_{M1} \left[1 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \frac{n_t}{n_p} \right] + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \left\{ \frac{n_t}{n_p} \left[1 + \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right] - 1 \right\}}{1 + \frac{n_t}{n} \left[0,6 - \left(\frac{Dt_2}{Dp_2} \right)^2 \right]}$$

$$f_{ts} = \frac{0,6 f_{ps}}{\left(\frac{n_t}{n_p} \right)^2} \quad (5.45) ; f_{ps} \text{ avînd valoarea din relația}$$

(5.44). Din aceleași considerente ca la punctul 5.2.1 și 5.2.2, valorile coeficienților f_{ps} și f_{ts} vor fi luate ca constante, pentru întregul regim de tracțiune de la $n_t/n_p = 0$, pînă la n_t/n_p corespunzător mersului în gol (ambalării).

Din caracteristicile funcționale exterioare ale convertizoarelor hidraulice măsurate pe standul Intreprinderii Hidromecanica Brașov, pentru tipuri de convertizoare conform circuitului hidraulic analizat în prezenta lucrare, pentru coeficienții f_{ps} și f_{ts} calculați conform metodologiei de la punctul 5.2.2. s-au obținut ;

$$f_{ps} = (0,61 \div 0,63) 10^{-4}$$

$$f_{ts} = (0,37 \div 0,38) 10^{-4}$$

Din curbele caracteristice exterioare indicate în unele prospecte străine, pentru circuite hidraulice de același gen, dar cu geometrii diferite atît pentru circuitul hidraulic, cît și pentru paletaj, aplicînd metodologia de la punctul 5.2.2, s-au obținut pentru coeficienții f_{ps} și f_{ts} valorile ;

$$f_{ps} = (0,42 \div 0,52) 10^{-4}$$

$$f_{ts} = (0,25 \div 0,30) 10^{-4}$$

Reprezentînd într-un sistem de coordonate $f_{ps} = f(D)$ și $K_{M1} = f(D)$ rezultă valorile din diagramele fig.5.4. Pentru aceleași valori ale diametrelor D (diametrul maxim al circuitului hidraulic) se pot obține valori puțin diferite, pentru coeficientul f_{ps} , datorită diferenței unor forme constructive.

Liniiile reprezentate în diagrame pot fi utilizate ca valori inițiale pentru proiectare, înainte de a se cunoaște toate elementele constructive ale convertizorului, urmînd ca pentru calcule mai exacte să se aplice metodologia prezentată în acest capitol.

5.3. Calculul randamentelor mecanice pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului hidraulic.

Așa cum s-a arătat la începutul capitlului III, randamentul unui convertizor hidraulic poate fi exprimat sub forma;

$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$, deci randamentul mecanic al convertizorului hidraulic se poate calcula din relația ;

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h \eta_v} \quad (5.46)$$

Deasemenea se știe că se pot scrie relațiile ,de unde se poate calcula randamentul mecanic η_{mp} a părții primare a convertizorului hidraulic ;

$$\eta_{mp} = \frac{P_{thp}}{P_1} \quad (5.47)$$

5.3.1. Calculul caracteristicilor funcționale exterioare ale unui convertizor, avînd la bază caracteristicile funcționale interioare, rezultate din calculul hidraulic al convertizorului.

Pentru aceasta este necesar să se cunască randamentele mecanice ale convertizorului pentru toate regimurile de lucru, adică $\eta_m = f(n_t/n_p)$ și $\eta_{mp} = f(n_t/n_p)$.

Randamentul mecanic a părții primare a convertizorului se poate scrie sub forma ;

$$\eta_{mp} = \frac{P_1 - P_{frpt} - P_{frps}}{P_1} = \frac{P_{thp}}{P_{thp} + P_{frpt} + P_{frps}}$$

relație care este valabilă pentru rapoarte $0 = n_t/n_p < 10$.

$$\eta_{mp} = \frac{M_{thp}}{M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}}$$

Dacă se notează $M_{thp} = K_{Mthp} \frac{\rho \sqrt{2}}{900} n_p^2 D^5$ și înlocuind valorile momentelor de frecare cu expresiile din relațiile (5.8) și (5.17) rezultă ;

$$\eta_{mp} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + (1 - \frac{n_t}{n_p})^2 f_{pt} + f_{ps}} \quad (5.48)$$

Rezultă că randamentul mecanic a părții primare η_{mp} se poate calcula cunoscînd coeficientul K_{Mthp} din calculul hidraulic pentru fiecare regim de lucru și coeficienții de frecare mecanică și de disc f_{pt} și f_{ps} conform metodologiei indicată în acest capitol.

În cazul regimului de lucru corespunzător raportului $\frac{n_t}{n_p} = 1,0$, valoarea randamentului η_{mp} va fi ;

$$\eta_{mp} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{ps}} \quad (5.49)$$

Pentru regimul de lucru $n_t/n_p = 0$, relația (5.48) devine ;

$$\eta_{mp} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{pt} + f_{ps}} \quad (5.50)$$

Dacă se ia în considerare regimul de lucru corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă, relația (5.48) se poate scrie sub forma ;

$$\eta_{mp}^* = \frac{K_{Mthp}^*}{K_{Mthp}^* + \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right)^2 \cdot f_{pt}^* + f_{ps}} \quad (5.51)$$

Pentru convertizoarele hidraulice care au regimuri de lucru și pentru $\frac{n_t}{n_p} > 1,0$, randamentul η_{mp} se formulează astfel

$$\eta_{mp} = \frac{M_{thp}}{M_{thp} - M_{frpt} + M_{frps}} \quad \text{rezultînd prin înlocuirile corespunzătoare relația ;}$$

$$\eta_{mp} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 f_{pt} + f_{ps}} \quad (5.52)$$

Cunoscînd randamentul η_{mp} se poate calcula momentul M_1 la intrarea în convertizor din relația ; $M_1 = \frac{M_{thp}}{\eta_{mp}}$ și apoi puterea

la intrarea în convertizor $P_1 = \frac{M_1 \cdot n_p}{916,2}$.

Randamentul convertizorului η se poate exprima, pentru rapoarte $0 = n_t/n_p < 1,0$ sub forma ;

$$\eta = \frac{M_2 \cdot n_t}{M_1 \cdot n_p} = \frac{M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts}}{M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

Știînd că:

$$\frac{M_{tht}}{M_{thp}} \cdot \frac{n_t}{n_p} = \eta_h \cdot \eta_v, \quad M_{tht} = M_{thp} \frac{\eta_h \cdot \eta_v}{\frac{n_t}{n_p}}$$

și înlocuind valorile momentelor M_{thp} , M_{frpt} , M_{frps} și M_{frts} cu expresiile indicate în acest capitol rezultă ;

$$\eta = \frac{K_{Mthp} \eta_h \cdot \eta_v + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3}{K_{Mthp} + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}} \quad (5.53)$$

Randamentul convertizorului se poate calcula cunoscând coeficientul K_{Mthp} și randamentul $\eta_h \eta_v$ din calculul hidraulic și coeficienții de frecare mecanică și de disc, conform indicațiilor din acest capitol, pentru regimurile de funcționare corespunzătoare, adică pentru diferite rapoarte n_t/n_p .

Momentul M_2 la ieșirea din convertizor se poate calcula din relația ;

$$M_2 = \frac{\eta \cdot M_1}{\frac{n_t}{n_p}} \quad ; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta$$

Pentru regimul de funcționare $\frac{n_t}{n_p} = 1$, relația (5.53) devine ;

$$\eta = \frac{K_{Mthp} \eta_h \eta_v - f_{ts}}{K_{Mthp} + f_{ps}} \quad (5.54)$$

Dacă $\frac{n_t}{n_p} = 10$ este chiar ambalarea convertizorului atunci ;

$$M_{thp} \cdot \eta_h \cdot \eta_v - M_{frts} = 0 \quad \text{și deci}$$

$K_{Mthp} \cdot \eta_h \cdot \eta_v - f_{ts} = 0$, rezultînd din relația (5.54), $\eta = 0$.
In cazul blocării rotorului turbină ($n_t/n_p = 0$) din relația (5.53) rezultă ;

$$\eta = \frac{K_{Mthp} \cdot \eta_h \cdot \eta_v}{K_{Mthp} + f_{pt} + f_{ts}} = 0 \quad (5.55)$$

Din relația ;

$\frac{M_{tht} n_t}{M_{thp} n_p} = \eta_h \cdot \eta_v$ pentru $\frac{n_t}{n_p} = 0$
rezultă ; $\eta_h \cdot \eta_v = 0$ și în consecință relația (5.55) devine zero deci $\eta = 0$.

Randamentul η^* , corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă se poate scrie similar cu relația (5.53) ;

$$\eta^* = \frac{K_{Mthp}^* \eta_h^* \eta_v + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right)^2 \frac{n_t^*}{n_p} - f_{ts}^* \left(\frac{n_t^*}{n_p}\right)^3}{K_{Mthp}^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right)^2 + f_{ps}} \quad (5.56)$$

Pentru rapoarte $\frac{n_t}{n_p} > 10$, randamentul η se poate scrie sub forma

$$\eta = \frac{M_2}{M_1} \frac{n_t}{n_p} = \frac{M_{tht} - M_{frpt} - M_{frts}}{M_{thp} - M_{frpt} + M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

$$\eta = \frac{K_{Mthp} \eta_h \eta_v - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3}{K_{Mthp} - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}} \quad (5.57)$$

Randamentul mecanic al convertizotului hidraulic η_m , conform relației (5.46), se poate calcula din relațiile (5.53), (5.54), (5.55), (5.56) și (5.57) prin împărțire cu $\eta_h \cdot \eta_v$, rezultând expresiile ;

$$\eta_m = \frac{K_{Mthp} \eta_h \cdot \eta_v + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3}{[K_{Mthp} + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}] \eta_h \cdot \eta_v} \quad (5.58)$$

pentru $0 = n_t/n_p < 1,0$.

$$\eta_m = \frac{K_{Mthp} \eta_h \cdot \eta_v - f_{ts}}{(K_{Mthp} + f_{ps}) \eta_h \eta_v} \quad (5.59) \text{ pentru } \frac{n_t}{n_p} = 1,0$$

Randamentul mecanic η_m din relația (5.59) este zero, deoarece $K_{Mthp} \eta_h \cdot \eta_v - f_{ts} = 0$. (la ambalare)

Tot pentru raportul $n_t/n_p = 1$ (ambalare) se poate scrie relația ;
 $\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v = 0$ deoarece $\eta_m = 0$. După cum s-a arătat anterior randamentul $\eta_h \cdot \eta_v = 0$, în punctul de ambalare.

În cazul blocării convertizorului $n_t/n_p = 0$

$$\eta_m = \frac{K_{Mthp} \eta_h \cdot \eta_v}{(K_{Mthp} + f_{ps} + f_{ts}) \eta_h \cdot \eta_v} = \frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{ps} + f_{ts}} \quad (5.60)$$

Comparînd relațiile (5.60) și (5.50), rezultă că pentru blocajul convertizorului ($n_t/n_p = 0$) $\eta_{mp} = \eta_m$.

$$\eta_m^* = \frac{K_{Mthp}^* \eta_h^* \eta_v^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right)^2 \frac{n_t^*}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t^*}{n_p}\right)^3}{[K_{Mthp}^* + f_{pt}^* \left(1 - \frac{n_t^*}{n_p}\right)^2 + f_{ps}] \eta_h \cdot \eta_v} \quad (5.61)$$

pentru n_t^*/n_p .

$$\eta_m = \frac{K_{Mthp} \eta_h \eta_v - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3}{[K_{Mthp} - f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}] \eta_h \cdot \eta_v} \quad (5.62)$$

pentru $n_t/n_p > 1,0$.

Din analiza relațiilor de mai sus rezultă că se pot calcula randamentele mecanice ale convertizorului η_m pentru diferite regimuri de funcționare cunoscând coeficientul K_{Mthp} și randamentul $\eta_h \eta_v$, din calculul hidraulic și coeficienții de frecare mecanică și de disc f_{pt} , f_{ps} și f_{ts} , calculați conform celor indicate în acest capitol.

Dacă se admite că randamentul volumetric $\eta_v = 1,0$, în toate relațiile de la punctul 5.3.1. se va înlocui $\eta_h \cdot \eta_v = \eta_h$.

5.3.2. Calculul caracteristicilor funcționale interioare a unui convertizor hidraulic, avînd la bază caracteristicile funcționale exterioare, determinate pe standul de probă.

$$\eta_{mp} = \frac{P_1 - P_{frpt} - P_{frps}}{P_1} \quad \text{pentru } 0 = n_t/n_p < 1,0$$

$$\eta_{mp} = \frac{M_1 - M_{frpt} - M_{frps}}{M_1} ; \quad M_1 = K_{M1} \frac{\rho \pi^2}{900} n_p^2 D^5$$

$$\eta_{mp} = \frac{K_{M1} - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 f_{pt} - f_{ps}}{K_{M1}} \quad (5.63)$$

Randamentul mecanic a părții primare η_{mp} se poate calcula cunoscînd coeficienții K_{M1} , rezultați din momentele M_1 , măsurate pe standul de probă, pentru diferite regimuri de lucru ale convertizorului și coeficienții de frecare mecanică și de disc f_{pt} și f_{ps} , calculați în conformitate cu cele indicate în acest capitol.

$$\eta_{mp} = \frac{K_{M1} - f_{ps}}{K_{M1}} \quad (5.64) \text{ pentru } \frac{n_t}{n_p} = 1,0$$

$$\eta_{mp} = \frac{K_{M1} - f_{pt} - f_{ps}}{K_{M1}} \quad (5.65) \text{ pentru } \frac{n_t}{n_p} = 0$$

Dacă regimurile de lucru ale convertizorului ajung și la valori $n_t/n_p > 1,0$, randamentul η_{mp} se poate exprima prin relațiile ;

$$\eta_{mp} = \frac{P_1 + P_{frpt} - P_{frps}}{P_1} \quad ; \quad \eta_{mp} = \frac{M_1 + M_{1frpt} + M_{frps}}{M_1}$$

$$\eta_{mp} = \frac{K_{M_1} + \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right) f_{pt} - f_{ps}}{K_{M_1}}$$

(5.66)

Cunoscînd randamentul η_{mp} se poate calcula momentul teoretic al rotorului pompă $M_{thp} = M_1 \cdot \eta_{mp}$, pentru toate regimurile de lucru.

Randamentul convertizorului η , pentru rapoartele

$0 = n_t/n_p > 1,0$, se poate scrie în modul următor;

$$\eta = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

, calculat direct din măsurătorile de ştand. Produsul randamentelor hidraulice şi volumetric se poate exprima prin relaţia ;

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} \cdot \frac{n_p}{n_t} \quad ; \quad M_2 = \frac{\eta M_1}{\frac{n_t}{n_p}}$$

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{M_2 - M_{frpt} + M_{frts}}{M_1 - M_{frpt} - M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p} \quad ; \quad 0 = n_t/n_p < 1,0$$

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{K_{M_1} \cdot \eta - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} f_{pt} + \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 f_{ts}}{K_{M_1} - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 f_{pt} - f_{ps}}$$

(5.67)

Rezultă că produsul randamentelor $\eta_h \cdot \eta_v$ se poate calcula, cunoscînd coeficienţii K_{M_1} şi randamentul din măsurătorile de ştand şi coeficienţii de frecare mecanică şi de disc f_{pt} , f_{ps} şi f_{ts} din calculele efectuate conform metodologiei din capitolul 7.

Pentru regimul de funcţionare $n_t/n_p = 1,0$

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{K_{M_1} \cdot \eta + f_{ts}}{K_{M_1} - f_{ps}}$$

(5.68)

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{K_{M1} \eta}{K_{M1} - f_{ps}} = 0$$

(5.69) pentru $n_t/n_p = 0$

In cazul regisirilor de lucru cu valori $n_t/n_p > 1,0$ se poate scrie produsul randamentelor $\eta_h \eta_v$ sub forma ;

$$\eta_h \eta_v = \frac{M_2 + M_{frpt} + M_{frts}}{M_1 + M_{frpt} - M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

$$\eta_h \cdot \eta_v = \frac{K_{M1} \eta + \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} f_{pt} + \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 f_{ts}}{K_{M1} + \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 - f_{ps}}$$

(5.70)

Cunoscînd produsul randamentelor hidraulice și volumetrice pentru diferite regimuri de lucru, se pot determina momentele teoretice ale rotorului turbină M_{tht} pentru toate regimurile de lucru.

$$M_{thi} = \frac{M_{thp} \cdot \eta_h \cdot \eta_v}{\frac{n_t}{n_p}}$$

Randamentul mecanic al convertizorului hidraulic η_m se poate obține din relația ;

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h \cdot \eta_v}$$

; Împărțind randamentul η la relațiile (5.67), (5.68), (5.69) și (5.70) se obțin expresiile randamentului mecanic η_m , după cum urmează ;

$$\eta_m = \frac{[K_{M1} - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 f_{pt} - f_{ps}] \eta}{K_{M1} \eta - \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} f_{pt} + \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 f_{ts}}$$

(5.71)

pentru $0 = n_t/n_p < 1,0$

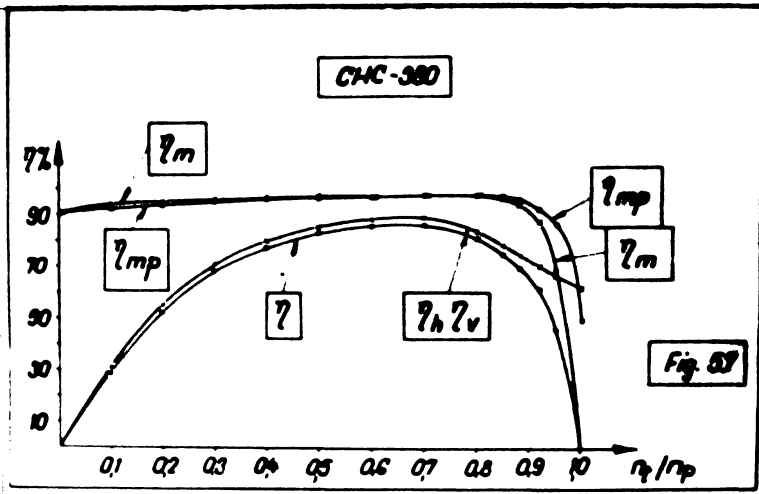
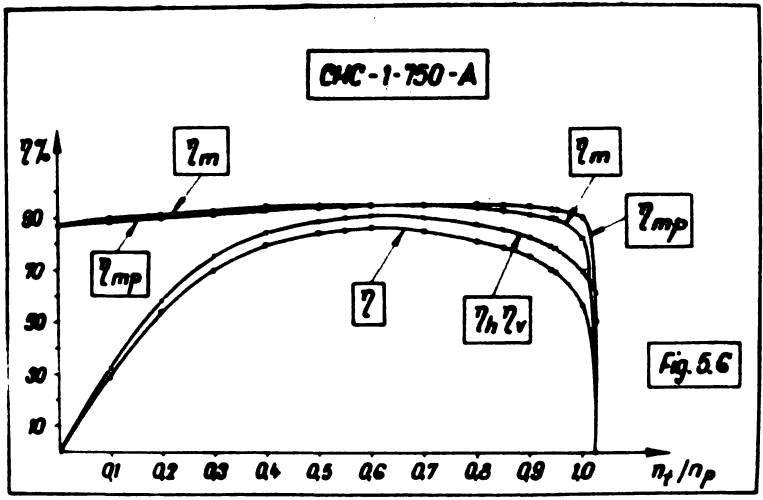
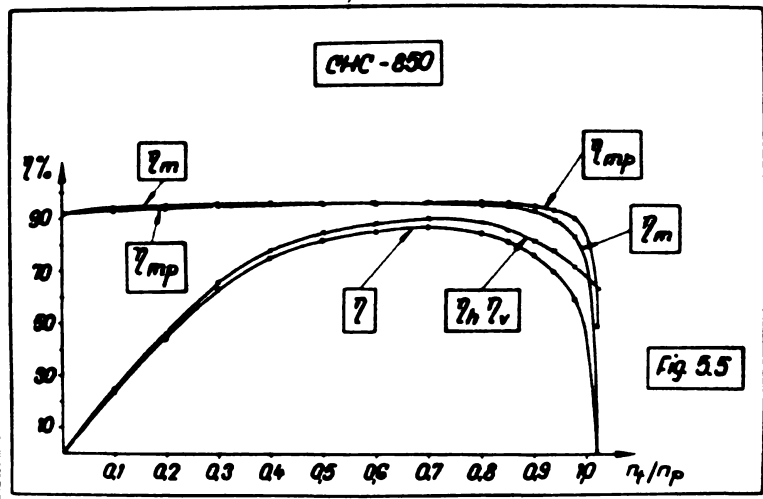
$$\eta_m = \frac{(K_{M1} - f_{ps}) \eta}{K_{M1} \cdot \eta + f_{ts}}$$

(5.72) pentru $n_t/n_p = 1,0$ ambalare

$$\eta_m = \frac{K_{M1} - f_{pt} - f_{ps}}{K_{M1}}$$

(5.73) pentru $n_t/n_p = 0$

Se reaminte faptul subliniat și la punctul 5.3.1, că $\eta_m = \eta_{mp}$ pentru $n_t/n_p = 0$, fapt evidențiat de relațiile (5.73) și (5.65).



$$\eta_m = \frac{[K_{M_1} + (1 - \frac{n_t}{n_p})^2 f_{pt} - f_{ps}] \eta}{K_{M_1} \eta + (1 - \frac{n_t}{n_p})^2 \frac{n_t}{n_p} f_{pt} + (\frac{n_t}{n_p})^3 f_{ts}}$$

(5.74)

pentru $n_t/n_p > 1,0$

Din relațiile anterioare rezultă că randamentul mecanic η_m al convertizorului hidraulic, se poate calcula, dacă se cunoaște coeficientul K_{M_1} , și randamentul η din măsurătorile pe stand pentru diferite regimuri de lucru și coeficienții de frecare mecanică și de disc f_{pt} , f_{ps} și f_{ts} pentru diferite regimuri de lucru.

Dacă se admite că randamentul volumetric în toate relațiile de la punctul 5.3.2. se va înlocui

Metodologia de la punctul 5.3.2. se poate aplica, pentru determinarea caracteristicilor funcționale interioare ale convertizoarelor hidraulice cu o treaptă M_{thp} , M_{tht} și $\eta_h \cdot \eta_v$, cunoscînd caracteristicile funcționale exterioare măsurate pe standul de probă și coeficienții de frecare mecanică și de disc f_{pt} , f_{ps} și f_{ts} , care implică cunoașterea diametrului maxim al circuitului hidraulic "D" și raportul diametrelor $\frac{D_{t2}}{D_{p2}}$ (fără cunoașterea în detaliu a paletajului).

Dacă la un convertizor hidraulic se cunosc și caracteristicile funcționale exterioare (prin măsurători pe stand) și caracteristicile funcționale interioare pe baza calculului hidraulic (datorită cunoașterii exacte a paletajului, atunci randamentul mecanic poate fi determinat din relația $\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h \cdot \eta_v}$ pentru toate regimurile de funcționare și se poate confrunța cu rezultatele obținute după metodele anterioare unde au fost luate în considerare coeficienții de frecare mecanică și de disc. O echivalare a rezultatelor ne va scoate în evidență atât exactitatea calculului hidraulic (în special direcțiile firului mediu de lichid la ieșirea din paletaje, care diferă puțin față de direcțiile de ieșire geometrice ale paletajelor, în funcție de regimul de lucru) cât și măsurile cât mai aproape de realitate ai coeficienților de frecare mecanică și de disc.

5.3.3. În fig. 5.5, 5.6 și 5.7 sînt indicate randamentele (totale, hidraulice și mecanice), precum și coeficienții de frecare și de disc pentru convertizoarele hidraulice GNC-350 la 1100 rot/min (D = 850 mm, $P_1 = 1460$ CI), GNC-1-750 A la 1200 rot/min (D = 750 mm, $P_1 = 800$ CI) și GNC-330 la 2400 rot/min (D = 330 mm, $P_1 = 270$ CI).

..///..

C A P I T O L U L VI .

CALCULUL HIDRAULIC AL CONVERTIZOARELOR HIDRAULICE DE CUPLU CU O TREAPTĂ .

Avînd la bază studiul pierderilor hidraulice expuz în capitolul IV, în cele ce urmează se va prezenta metodologia calculului hidraulic al convertizoarelor hidraulice cu o treaptă, pentru obținerea unor caracteristici energetice optime, precum și calculul caracteristicilor energetice interioare ale unui convertizor hidraulic, la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

6.1. Calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, pentru obținerea unor caracteristici energetice optime.

Circuitele hidraulice ale convertizoarelor cu o treaptă de tipul celor studiate în prezenta lucrare (turbină centripetală și aparat director fix situat în poziție axială între rotorul pompei și turbină) pot fi caracterizate prin următoarele rapoarte;

$$\frac{D_{p1}}{D_{p2}} = 0,58 \div 0,62 ; \frac{D_{t2}}{D_{t1}} = 0,58 \div 0,62 ; \frac{b_{p2}}{D_{p2}} = 0,06 \div 0,065 ;$$

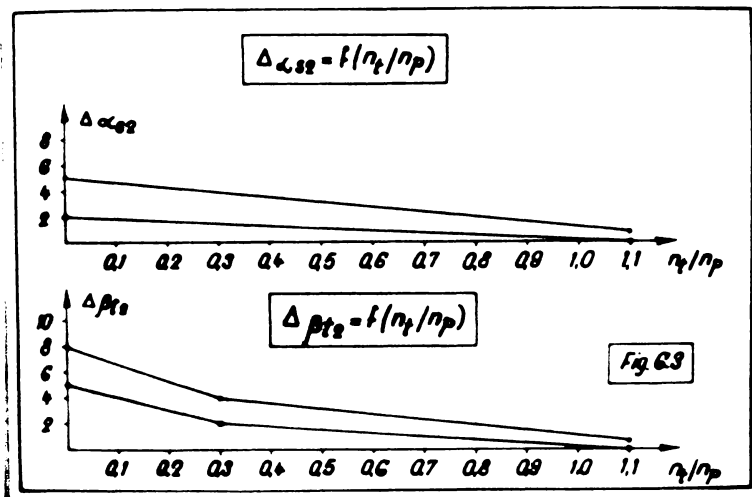
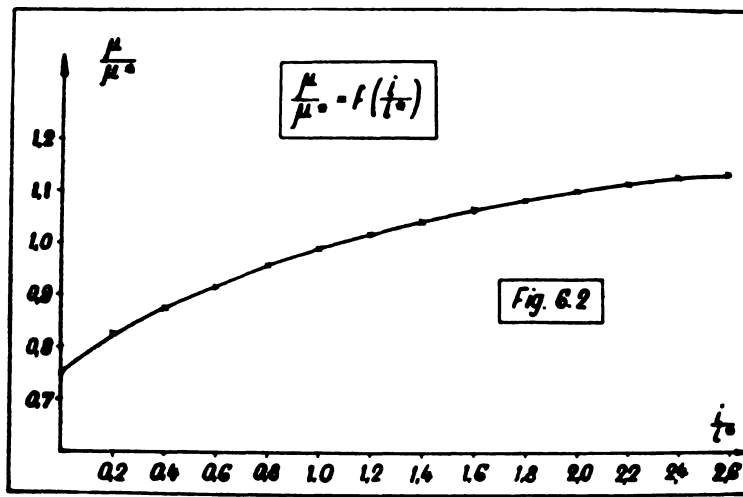
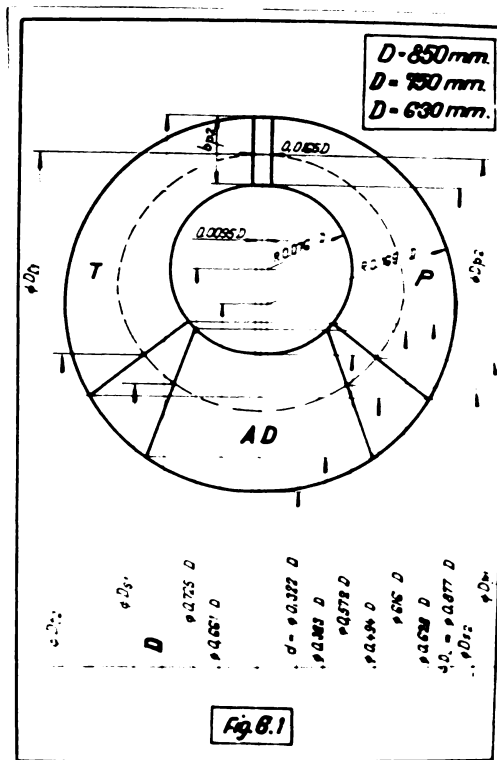
$$\frac{d}{D} = 0,28 \div 0,35 ; \frac{D_{s1}}{D_{t1}} = 0,5 \div 0,53 ; \frac{D_{s2}}{D_{p2}} = 0,5 \div 0,53 ; \frac{D_{t1}}{D_{p2}} = 1,0 ;$$

(6.1)

Notațiile utilizate sînt cele din fig.6.1, unde de fapt este arătat un circuit hidraulic pentru convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă, ce s-a realizat în țara noastră pe bază de concepție proprie, ale cărui dimensiuni sînt raportate la „D”, diametrul maxim al circuitului. La trasarea circuitului se ia în considerare faptul că pe întregul traseu, secțiunile să rămîină pe cît posibil constante, nefiind obligatorie egalitatea rapoartelor $\frac{D_{t2}}{D_{p1}} = 1,0$ și $\frac{D_{s1}}{D_{s2}} = 1,0$.

Între diametrele D și D_{p2} există următoarea relație ;

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D_t^2}{4} = 2 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi D_{p2}^2}{4} \right) ; \quad D = \sqrt{D_{p2}^2 - b_{p2}^2 + b_{p2}} \quad (6.2)$$



De regulă când se proiectează un nou tip de convertizor se indică puterea și turajia la intrare, P_1 și n_1 și se concepe un circuit hidraulic pe baza datelor indicate în relațiile (6.1). Din datele enunțate se poate calcula momentul nominal de rotație la intrarea în convertizor M_{1nom} și conform celor expuse la 5.3.2 se poate calcula randamentul mecanic al părții primare η_{mp} .

• Momentul teoretic nominal al rotorului pompă se poate calcula din relație ; $M_{thpnom} = M_{1nom} \cdot \eta_{mp}$. Considerînd că acest moment se realizează pentru intrarea fără șoc în rotorul pompă,

$$M_{thp}^* = M_{thpnom} \cdot \rho_m$$

In conformitate cu relația (4.3.38), (4.3.39) și (4.3.40) se pot scrie expresiile ;

$$\begin{aligned} M_{thp}^* &= A'_{p1} \cdot \rho_2^* (1 - \rho_2^* B'_{p1}) ; M_{thp}^* = \mu^* A'_{p1} \rho_2^* (1 - \rho_2^* B''_{p1}) \text{ și} \\ M_{thp}^* &= A'_{p1} \cdot \rho_2^* (\mu'^* - \rho_2^* B'''_{p1}) \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$A'_{p1} = \frac{\pi \sqrt{b_{p2}} D_{p2}^3 U_{p2}^2}{2g} = \frac{\pi \sqrt{b_{p2}}}{1200g} n_p^2 D_{p2}^5 \quad (6.4)$$

Dacă se alege coeficientul de debit ρ_2^* , unghiul mediu la ieșirea din paleta rotorului pompă β_{p2z} și numărul paletelor rotorului pompă Z_p conform relației:

$$Z_p = (4 \div 6,5) \frac{D_{p2} + D_{p1}}{D_{p2} - D_{p1}} \sin\left(\frac{\beta_{p1z} + \beta_{p2z}}{2}\right) \quad (6.5)$$

se poate calcula coeficientul $\mu'^* = v_{up2} / v_{up2\infty}$ de influență a numărului finit de palete, conform relației Fujie (3.27). Unghiul β_{p1z} din relația (6.5) se calculează din relația 4.3.8, în care se consideră ;

$$\frac{s_{p2}}{s_{p1}} \cdot \sigma_{p1} = \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \alpha_{s2} = 1,0 \quad , \text{ iar valoarea unghiului } \alpha_{s2} \text{ se alege, știind că diferă față de unghiul mediu al paletelor de la ieșirea din aparatul director } \alpha_{s2z} \text{ , conform celor indicate la pagina 65.}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{p1z} = \frac{\frac{v_2^*}{D_{p1}}}{\frac{v_2^*}{D_{p2}} \operatorname{tg} \alpha_{s2}} \quad (6.6)$$

Unghiul β_{p2} se poate calcula din relația ;

$$\boxed{\text{tg } \beta_{p2} = \frac{a_{p2} \rho_2^*}{1 - \mu'^* \left(1 - \rho_2^* \frac{a_{p2}}{\text{tg } \beta_{p2z}} \right)}} \quad (6.7)$$

$$\boxed{\text{tg } \beta_{p2} = \frac{a_{p2}}{B'_{p1} - \frac{s_{p2}}{s_{s2}} \frac{a_{s2} D_{s2}}{D_{p2}}}}$$

$$\boxed{\text{tg } \beta_{p2} = \frac{\rho_2^*}{1 - \mu'^* \left(1 - \frac{\rho_2^*}{\text{tg } \beta_{p2z}} \right)}} \quad (6.8)$$

$$\boxed{\text{tg } \beta_{p2} = \frac{1}{B'_{p1} - \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \text{tg } \alpha_{s2}}}$$

pentru $a_{p2} = 1,0$

Coeficientul de reducere a sarcinii rotorului pompă datorită numărului finit de palete $\mu'^* = v_{u02} / v_{up2} \propto$ poate fi calculat din relația Fujie. (3.27), ca și coeficientul $\mu^* = H_{thp} / H_{thp\infty}$

Rezultă că prin alegerea unor valori pentru unghiurile β_{p2z} , α_{s2} și pentru coeficientul de debit ρ_2^* , corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă, precum și prin calculele efectuate, se poate determina cu ajutorul uneia din relațiile (6.3), diametrul D_{p2} al circuitului hidraulic necesar pentru a se transmite puterea nominală P_1 la turația n_1 .

$$A'_{p1} = \frac{M_{thp}^*}{\rho_2^* (1 - \rho_2^* B'_{p1})} = \frac{\gamma \pi^2 \frac{b_{p2}}{D_{p2}}}{7200 \cdot g} n_p^2 D_{p2}^5$$

$$\boxed{D_{p2} = \sqrt[5]{\frac{7200 g \cdot M_{thp}^*}{\gamma \pi^2 \frac{b_{p2}}{D_{p2}} n_p^2 \rho_2^* (1 - \rho_2^* B'_{p1})}}} \quad (6.9)$$

Prin intermediul relațiilor (6.1) și (6.2) se pot determina dimensiunile principale ale rotorului pompă, inclusiv dimensiunile caracteristice ale circuitului hidraulic (mai puțin unghiurile de intrare și ieșire din rotorul turbină și aparatul director). Prin alegerea unor diferite valori pentru ρ_2^* , β_{p2z} și α_{s2} se pot obține diferite valori pentru diametrul maxim „D” al circuitului hidraulic. Spre exemplu pentru același coeficient ρ_2^* pe măsură ce crește valoarea unghiului β_{p2z} , va scădea valoarea diametrului „D”. Dacă în unele cazuri din motive constructive, se impune un anumit diametru „D”, pentru o anumită putere și turație, din relațiile (6.3) va rezulta valoarea coeficientului B'_{p1} ,

pentru un anumit coeficient φ_2^* . În această situație nu este necesar decât alegerea unui unghi (de exemplu β_{p2}), urmînd ca unghiul α_{s2} să rezulte din calcul.

Momentul maxim al rotorului pompă $M_{thp\max}$ se poate calcula din relația (4.3.45), iar coeficientul $\varphi_2(M_{thp\max})$ corespunzător acestui caz din relația (4.3.44). Aceste relații presupun că unghiurile medii ale fluidului la ieșirea din rotorul pompă și aparatul director β_{p2} și α_{s2} sînt valabile cele de la intrarea fără șoc.

Intrarea fără șoc în rotorul turbină se realizează de obicei pentru valori n_t^{**}/n_p și φ_2^{**} , diferite de cele ale rotorului pompă, în vederea obținerii unei plăje mai largi a randamentelor mari. În această situație sînt valabile relațiile ;

$$M_{thp}^{**} = A'_{p1} \varphi_2^{**} (1 - \varphi_2^{**} B_{p1})$$

$$M_{tht}^{**} = A'_{p1} \varphi_2^{**} \left[1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2^{**} B'_{t1} \right]$$

Dacă se dorește realizarea unui anumit coeficient maxim de amplificare a momentului, așa după cum s-a arătat în subcapitolul 4.3.7, aceasta depinde de valoarea raportului n_t^{**}/n_p și evident în conformitate cu diagrama fig.4.3.20 care se reflectă și în valoarea coeficientului de amplificare pentru intrarea fără șoc.

$$k^{***} = \frac{M_{tht}^{**}}{M_{thp}^{**}} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - \varphi_2^{**} B'_{t1}}{1 - \varphi_2^{**} B_{p1}}$$

Dacă se aleg valori pentru φ_2^{**} , n_t^{**}/n_p și k^{***} , considerîndu-se că unghiurile medii ale fluidului la ieșirea din rotorul pompă și aparatul director rămîn aceleași ca la intrarea fără șoc în rotorul pompă, rezultă ;

$$B'_{t1} = \frac{1 - \frac{n_t^{**}}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - k^{***} (1 - \varphi_2^{**} B_{p1})}{\varphi_2^{**}} \quad (6.10)$$

Știînd că $B'_{t1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} - \frac{\frac{Dt_2}{Dt_1}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}}$, pentru $\sigma_{p2} = 1,0$; $\frac{S_{p2}}{S_{t2}} \sigma_{t2} = 1,0$

$$\operatorname{ctg} \beta_{t2} = \frac{\operatorname{ctg} \beta_{p2} - B'_{t1}}{\frac{Dt_2}{Dt_1}} \quad (6.11)$$

Din relația (6.11) se poate calcula unghiul β_{t2} , care diferă față de unghiul mediu al paletelor β_{t2z} de la ieșirea din rotorul turbină, conform celor indicate la pag. 65. Unghiul $180^\circ - \beta_{t1z}$ se poate obține din relația (4.3.18) unde s-a considerat $\sigma_{p2} = 1,0$ și $\frac{s_{02}}{s_{t1}} \cdot a_{t1} = 1,0$.

$$\boxed{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z}) = \frac{\rho_2^{***}}{1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} - \frac{\rho_2^{***}}{\operatorname{tg} \beta_{p2}}} \quad (6.12)}$$

Pentru intrarea fără șoc în rotorul turbină, după cum se știe se pot scrie relațiile (4.3.88), (4.3.128) sau (4.3.131). Dacă în relația (4.3.131) se consideră cunoscută valoarea $\operatorname{ctg} \beta_{t2}$, aceasta se transformă într-o ecuație de gradul doi în $\operatorname{ctg}(180^\circ - \alpha_{s1z})$ după cum urmează ;

$$\boxed{b_1 \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \alpha_{s1z}) - (c_1 \operatorname{ctg} \beta_{t2} - e_1) \operatorname{ctg}(180^\circ - \alpha_{s1z}) + (a_1 \operatorname{ctg} \beta_{t2} - d_1) \operatorname{ctg} \beta_{t2} - f_1 = 0 \quad (6.13)}$$

Dacă se consideră toate rapoartele suprafețelor și toți coeficienții de micșorare a suprafețelor datorită prezenței paletelor, egali cu unitatea, relația (6.13) devine ;

$$\boxed{b_1'' \operatorname{ctg}^2(180^\circ - \alpha_{s1z}) - (c_1'' \operatorname{ctg} \beta_{t2} - e_1'') \operatorname{ctg}(180^\circ - \alpha_{s1z}) + (a_1'' \operatorname{ctg} \beta_{t2} - d_1'') \operatorname{ctg} \beta_{t2} - f_1'' = 0 \quad (6.14)}$$

$$b_1'' = \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2}{4} + \frac{\rho_{soc} (\rho_2^{***})^2}{2} ; \quad c_1'' = \rho_{soc} (\rho_2^{***})^2 \frac{Dt_2}{Ds_1}$$

$$d_1'' = \rho_{soc} \rho_2^{***} \frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 \frac{Dt_2}{Dt_1} - \frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} ; \quad e_1'' = \rho_{soc} \rho_2^{***} \frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1}$$

$$f_1'' = 1 - \rho_2^{***} B_{p1}' - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left[1 - \frac{n_t^{***}}{n_p} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right] + \rho_2^{***} \frac{n_t^{***}}{n_p} \operatorname{ctg} \beta_{p2} - \frac{\zeta_{med}^{***} (\rho_2^{***})^2 \cdot h'}{4} - \frac{\rho_{soc} (D_{p1} - \rho_2^{***} B_{p4})^2}{2} - \frac{\rho_{soc} (\frac{n_t^{***}}{n_p} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1})^2}{2}$$

$$h' = \frac{1}{\sin^2 \beta_{p1z}} + \frac{1}{\sin^2 \beta_{p2}} + \frac{1}{\sin^2(180^\circ - \beta_{t1z})} + \frac{1}{\sin^2 \alpha_{s2}}$$

Prin determinarea valorii unghiului $180^\circ - \alpha_{s12}$ se cunosc toate unghiurile de la intrarea și ieșirea paletajelor și în consecință din relațiile 4.3.93 și 4.3.30 se pot calcula coeficientul ρ_2^{***} și raportul n_t^{***}/n_p . Din relația 4.3.30 rezultă ;

$$\frac{n_t^{***}}{n_p} = \rho_2^{***} \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \left[\frac{Sp_2}{St_2} a_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} - \frac{Sp_2 D_{s1}}{S_{s1} D_{t2}} a_{s1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12}) \right]$$

$$\boxed{\frac{n_t^{***}}{n_p} = \rho_2^{***} \cdot r} \quad (6.15)$$

$$r = \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \left[\frac{Sp_2}{St_2} a_{t2} \operatorname{ctg} \beta_{t2} - \frac{Sp_2 D_{s1}}{S_{s1} D_{t2}} a_{s1} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12}) \right]$$

Dacă $\frac{Sp_2}{St_2} a_{t2} = 1,0$; $\frac{Sp_2}{S_{s1}} a_{s1} = 1,0$, rezultă:

$$\boxed{\frac{n_t^{***}}{n_p} = \rho_2^{***} r'} \quad (6.16) ; r' = \frac{D_{t1}}{D_{t2}} \left[\operatorname{ctg} \beta_{t2} - \frac{D_{s1}}{D_{t2}} \operatorname{ctg} (180^\circ - \alpha_{s12}) \right]$$

Dacă relațiile (6.15), respectiv (6.16) se introduc în ecuația (4.3.93) se obține ;

$$\boxed{s(\rho_2^{***})^2 - t\rho_2^{***} + u = 0} \quad (6.17)$$

$$s = r^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 + r B'_{t1} - \frac{\sum_{med} E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} B_{p4}^2 - \frac{\rho_{soc}}{2} r^2 - \frac{\rho_{soc}}{2} B_{t4}^2 - \rho_{soc} r B_{t4}$$

$$t = B'_{p1} + r - \rho_{soc} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} B_{p4} - \rho_{soc} r - \rho_{soc} B_{t4} ; u = 1 - \frac{\rho_{soc}}{2} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 - \frac{\rho_{soc}}{2}$$

$$\boxed{s'(\rho_2^{***})^2 - t'\rho_2^{***} + u = 0} \quad (6.18)$$

$$s' = (r')^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 + r' B'_{t1} - \frac{\sum_{med} E}{4} - \frac{\rho_{soc}}{2} B_{p4}^2 - \frac{\rho_{soc}}{2} (r')^2 - \frac{\rho_{soc}}{2} B_{t4}^2 - \rho_{soc} r' B_{t4}$$

$$t' = B'_{p1} + r' - \rho_{soc} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} B_{p4} - \rho_{soc} r' - \rho_{soc} B_{t4} ;$$

Din ecuațiile (6.17) sau (6.18) se poate obține valoarea coeficientului de debit ρ_2^{***} , care introdusă în relația (6.15) sau (6.16)

conduce la determinarea valorii raportului η_t^{***}/η_p . Valorile ζ_{med}^* și ζ_{med}^{**} se citesc din diagrama fig.4.19, în funcție de coeficienții de debit ρ_2^* și ρ_2^{**} , iar coeficientul ζ_{med}^{***} poate fi considerat egal cu ζ_{med}^* , deoarece în momentul calculului coeficientului ρ_2^{***} este necesară valoarea coeficientului ζ_{med}^{***} . Pentru toate cazurile intrărilor fără șoc în paletaje se consideră coeficientul $\rho_{soc} = 1,0$.

Coeficienții $B_{p1}^I, B_{p1}^{II}, B_{p1}^{III}, B_{p4}, B_{t4}$ și B_{s4} pot avea valorile indicate anterior, sau valorile indicate mai jos, în cazurile când rapoartele suprafețelor și a coeficienților de micșorare a secțiunilor datorită prezenței paletelor, se consideră egali cu 1,0.

$$B_{p1}^I = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{\frac{Ds_2}{Dp_2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} ; B_{p1}^{II} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{\frac{Ds_2}{Dp_2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} ;$$

$$B_{p1}^{III} = \frac{\mu'}{\operatorname{tg} \beta_{p2z}} + \frac{\frac{Ds_2}{Dp_2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} ; B_{p4} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{\frac{Ds_2}{Dp_1}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} ;$$

$$B_{t4} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} + \frac{1}{\operatorname{tg}(180^\circ - \beta_{t1z})} ; B_{s4} = \frac{\frac{Dt_2}{Ds_1}}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} - \frac{1}{\operatorname{tg}(180^\circ - \alpha_{s1z})} ;$$

Din relația 4.3.84' se poate calcula valoarea raportului η_t^*/η_p .

Cunoscînd geometria circuitului hidraulic, coeficienții de debit $\rho_2^*, \rho_2^{**}, \rho_2^{***}$ și rapoartele $\eta_t^*/\eta_p, \eta_t^{**}/\eta_p, \eta_t^{***}/\eta_p$ se pot calcula momentele teoretice al rotorului pompă și rotorului turbină, din relațiile 4.3.38 și 4.3.58, prin înlocuirea coeficientului ρ_2 și a raportului η_t/η_p cu valorile corespunzătoare intrărilor fără șoc.

Valorile coeficienților $k^{I*}, k^{I**}, k^{I***}$ și a randamentelor $\eta_h^*, \eta_h^{**}, \eta_h^{***}$ se pot calcula prin intermediul relațiilor (4.3.137).

Caracteristicile energetice interioare pentru diferite regimuri de lucru se pot calcula din relația (4.3.138), prin introducerea unei suite de valori pentru coeficientul ρ_2 și a valorilor corespunzătoare pentru ζ_{med} și ρ_{soc} din diagrama fig.4.19. Deoarece unghiurile la ieșirea fluidului din paletaje variază în raport cu regimul de lucru se va proceda după cum urmează. Pentru calculul unghiului β_{p2} , din diagrama fig.6.2 se poate citi $\frac{\mu}{\mu^*} = f\left(\frac{l}{l^*}\right)$ și se poate calcula coeficientul μ corespunzător coeficientului de debit ales ρ_2 . Din relația (4.3.50) se poate

calcula valoarea B'_{p1} ;

$$B'_{p1} = \frac{1 - \mu (1 - \rho_2 B''_{p2})}{\rho_2}$$

și în consecință valoarea unghiului β_{p2} va fi dată de expresia ;

$$\operatorname{tg} \beta_{p2} = \frac{\sigma_{p2}}{B'_{p1} - \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}} \quad \text{sau} \quad \operatorname{tg} \beta_{p2} = \frac{1}{B'_{p1} - \frac{D_{s2}}{D_{p2}} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}}}$$

Pentru valorile unghiurilor β_{t2} și α_{s2} corespunzătoare diferitelor regimuri de lucru, din diagramele din fig.6.3 se pot citi variațiile $\Delta \beta_{t2} = f(n_t/n_p)$ și $\Delta \alpha_{s2} = f(n_t/n_p)$. Unghiurile β_{t2} și α_{s2} se vor calcula cu ajutorul expresiilor ;

$$\beta_{t2} = \beta_{t2z} + \Delta \beta_{t2} ; \quad \alpha_{s2} = \alpha_{s2z} + \Delta \alpha_{s2} .$$

Pentru a se găsi intervalul în care este necesar să se acorde valori pentru coeficientul ρ_2 , în relația (4.3.138), se vor considera cele două cazuri de regimuri limită ; blocajul convertizorului ($n_t/n_p = 0$) și ambalarea convertizorului ($\rho_2 = 0$).

Pentru blocajul convertizorului se poate scrie relația (4.3.136), de unde se poate calcula ρ_2^0 , luînd $\zeta_{med} = (0,7 - 0,8)$ ζ_{med}^* și $\rho_{soc} = 1,1 - 1,2$.

Rezultă că intervalul de valori pentru coeficientul de debit ρ_2 , pentru toate regimurile de tracțiune vor fi cuprinse între zero și ρ_2^0 .

În cazul ambalării (pentru ipoteza $\rho_2 = 0$) rezultă relația ;

$$(6.19)$$

$$\left\{ \frac{\rho_{soc}}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] - \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right\} \left(\frac{n_t}{n_p} \right)^2 + (1 - \rho_{soc}) \frac{n_t}{n_p} + \frac{\rho_{soc}}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \right] - 1 = 0$$

Prin rezolvarea ecuației (6.19) se obține valoarea raportului n_t/n_p pentru care se realizează ambalarea convertizorului, pentru valori $\rho_{soc} = 0,8 - 0,9$.

Introducînd valorile coeficienților de debit ρ_2 și a rapoartelor corespunzătoare n_t/n_p în relațiile (4.3.1); (4.3.12); (4.3.38); (4.3.58) se pot calcula sarcinile teoretice și momentele teoretice ale rotorului pompă și rotorului turbină ; H_{thp} , H_{tht} , M_{thp} , M_{tht} .

Avînd la bază aceste mărimi se pot calcula ;

$$\eta_h \eta_v = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} \frac{n_t}{n_p} ; \quad \eta' = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} ;$$

In ipoteza $\eta_v = 10$ rezultă ; $\eta_h = \frac{H_{tht}}{H_{thp}} = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} \frac{n_t}{n_p}$;

Din relația (4.3.133) sau din relația (6.2.3) se pot obține perechi de valori pentru coeficientul ρ_2 și raportul n_t/n_p care introduse în relația (4.3.110) vor conduce la diferite valori ale randamentului hidraulic η_h . În acest fel se va obține și un randament hidraulic maxim η_{hmax} pentru un anumit coeficient ρ_2 și un anumit raport n_t/n_p .

Față de cele expuse, rezultă că se pot calcula toate caracteristicile energetice intericare ale unui convertizor hidraulic, pentru diferite turații constante n_p ale rotorului pompă, inclusiv caracteristicile funcționale interioare adimensionale cu valabilitate generală.

După metodologia expusă se pot face programe pe calculator electronic, alegîndu-se diferite valori pentru coeficienții ρ_2^* , ρ_2^{**} , pentru unghiurile β_{p22} și α_{s22} , respectiv rapoartele n_t^{**}/n_p și k'^{**} , obținînd în final o variație a randamentului hidraulic η_{hmax} , a coeficientului maxim de amplificare k'_{max} , a randamentului hidraulic η_h , a coeficientului de amplificare k' , în funcție de coeficienții de debit ρ_2 sau de rapoartele n_t/n_p , dintre care se pot alege variante optime.

Pentru calculul caracteristicilor energetice exterioare avînd la bază caracteristicile energetice interioare, se va aplica metodologia de calcul indicată în cap.V, determinîndu-se astfel momentele la intrarea și ieșirea din convertizor M_1 și M_2 , randamentele $\eta = M_2/M_1 \cdot n_t/n_p$, coeficienții de amplificare a momentelor $k = M_2/M_1$, precum și alte caracteristici care prezintă interes pentru utilizarea rațională a convertizoarelor hidraulice cu o treaptă.

Destul de solcitate sînt și caracteristicile reprezentate prin relațiile ;

$$K = \frac{n}{\sqrt{M_1}} = f(n_t/n_p) \text{ sau } K_M = \frac{M_1}{n_p^2 D^5} = f(n_t/n_p)$$

În cazul determinării turației de ambalare (ca o caracteristică funcțională exterioară), deoarece există totuși un debit de circulație Q , foarte mic, deci un coeficient de debit ρ_2 foarte mic, se pot utiliza relațiile ;

$$M_{iht} \pm M_{frpt} - M_{frts} = 0 ; H_{thp} - H_{tht} - \Sigma h = 0$$

$$A'_{p1} \rho_2 \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B'_{t1} \right] \pm M_{frpt} - M_{frts} = 0 \quad (6.20)$$

$$\frac{1}{2} (G' \rho_{soc} - H') \left(\frac{\eta_t}{\eta_p} \right)^2 + [1 - \rho_{soc} + (F' \rho_{soc} - B'_{t1}) \rho_2] \frac{\eta_t}{\eta_p} - (I' \rho_{soc} - B'_{p1}) \rho_2 + (J' \rho_{soc} + \frac{E}{4} \zeta_{med.}) \rho_2^2 + L' \rho_{soc} - 1 = 0 \quad (6.24)$$

Introducînd diferite valori mici pentru coeficientul ρ_2 (de regulă $\rho_2 < 0,01$) se pot obține diferite valori pentru raportul η_t/η_p , atât din ecuația (6.20) cît și din ecuația (6.2.4).

Reprezentînd grafic aceste curbe $\rho_2 = f(\eta_t/\eta_p)$, la intersecția lor se pot determina valorile coeficientului ρ_2 și a raportului η_t/η_p corespunzătoare ambalării convertizorului ($M_2 = 0$).

Metodologia expusă reprezintă de fapt un calcul de optimizare, deoarece va conduce la găsirea unui convertizor care va transmite o putere P_1 , la o turație n_1 , cu dimensiuni geometrice minime și cu performanțe energetice maxime.

6.2. Calculul hidraulic al unui convertizor cu o treaptă la care se cunosc geometria circuitului hidraulic.

În acest caz mărimile geometrice necesare pentru calculul hidraulic sînt următoarele ;

Unghiurile ; β_{p1z} ; β_{p2z} ; $180^\circ - \beta_{t1z}$; β_{t2z} ; $180^\circ - \alpha_{s1z}$; α_{s2z} .

Numărul paletelor ; Z_p ; Z_t ; Z_s .

Elementele care definesc forma circuitului hidraulic ;

D_{p1} ; b_{p1} ; S_{p1} ; σ_{p1} ; D_{p2} ; b_{p2} ; S_{p2} ; σ_{p2} .

D_{t1} ; b_{t1} ; S_{t1} ; σ_{t1} ; D_{t2} ; b_{t2} ; S_{t2} ; σ_{t2} .

D_{s1} ; b_{s1} ; S_{s1} ; σ_{s1} ; D_{s2} ; b_{s2} ; S_{s2} ; σ_{s2} .

Relația (4.3.95) pentru intrarea fără șoc în rotorul pompei mai poate fi scrisă și sub forma ;

$$\boxed{\rho_2^*} = \frac{\frac{D_{p1}}{D_{p2}}}{\frac{S_{p2}}{S_{p1}} \frac{\sigma_{p1}}{\operatorname{tg} \beta_{p1z}} + \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p1}}} = \boxed{\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \frac{1}{B_{p4}}} \quad (6.2.1)$$

În conformitate cu cele indicate la pag.65, se consideră $\alpha_{s2} = \alpha_{s2z} + (2^\circ \div 4^\circ)$ și în consecință se poate calcula coeficientul de debit ρ_2^* (corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompei). Se pot de asemenea calcula coeficienții B''_{p1} , μ^* și B'_{p1} (corespunzători intrării fără șoc în rotorul pompei), cu relațiile menționate anterior, putîndu-se astfel calcula unghiul β_{p2} din relația ;

$$\operatorname{tg} \beta_{p2} = \frac{\sigma_{p2}}{B'_{p1} - \frac{S_{p2}}{S_{s2}} \frac{\sigma_{s2}}{\operatorname{tg} \alpha_{s2}} \frac{D_{s2}}{D_{p2}}}$$

Unghiul β_{t2} , conform indicațiilor de la pag.65, se poate calcula din relația : $\beta_{t2} = \beta_{t2z} + (2^\circ \div 4^\circ)$.

În această situație se pot calcula coeficienții A'_{p1} , B'_{t1} , B_{p4} , B_{t4} și B_{s4} și respectiv coeficientul E , cu ajutorul relațiilor indicate anterior.

Luînd în considerare calculele efectuate la pag. 99-106 referitor la pierderile prin șoc, și considerînd de data aceasta

un regim de funcționare oarecare, se pot scrie relațiile pierderilor prin șoc, după cum urmează ;

$$h_{p, \text{șoc}} = \rho_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2 B_{p4} \right)^2$$

$$h_t \text{ șoc} = \rho_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(1 - \frac{n_t}{n_p} - \rho_2 B_{t4} \right)^2$$

$$h_{s, \text{șoc}} = \rho_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left(\rho_2 B_{s4} - \frac{n_t}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2$$

$$\Sigma h_{\text{șoc}} = \rho_{\text{șoc}} \frac{u_{p2}^2}{2g} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2 B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{n_t}{n_p} - \rho_2 B_{t4} \right)^2 + \left(\rho_2 B_{s4} - \frac{n_t}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right]$$

(6.2.2)

6.2.1. Calculul caracteristicilor funcționale interioare și exterioare pentru un regim de lucru oarecare.

În aceste condiții relația generală $H_{thp} - H_{tht} - \Sigma h = 0$ devine ;

$$\left(1 - \rho_2 B'_{p1} \right) - \frac{n_t}{n_p} \left[1 - \frac{n_t}{n_p} \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 - \rho_2 B'_{t1} \right] - \frac{\zeta_{med} \rho_2^2 E}{4} - \frac{\rho_{\text{șoc}}}{2} \left[\left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} - \rho_2 B_{p4} \right)^2 + \left(1 - \frac{n_t}{n_p} - \rho_2 B_{t4} \right)^2 + \left(\rho_2 B_{s4} - \frac{n_t}{n_p} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] = 0$$

(4.3.138)

Dacă relația 4.3.138. se ordonează în raport cu n_t/n_p se obține relația ;

$$\left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right)^2 \right] \rho_{\text{șoc}} - \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}} \right)^2 \right\} \left(\frac{n_t}{n_p} \right)^2 + \left\{ 1 - \rho_{\text{șoc}} + \left[\left(B_{t4} - B_{s4} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \right) \rho_{\text{șoc}} - B'_{t1} \right] \rho_2 \right\} \frac{n_t}{n_p} - \left[\left(B_{p4} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} + B_{t4} \right) \rho_{\text{șoc}} - B'_{p1} \right] \rho_2 + \left[\frac{1}{2} \left(B_{p4}^2 + B_{t4}^2 + B_{s4}^2 \right) \rho_{\text{șoc}} + \frac{E \zeta_{med}}{4} \right] \rho_2^2 + \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}} \right)^2 \right] \rho_{\text{șoc}} - 1 = 0$$

(6.2.3)

Dacă în relația (6.2.3) se introduc diferite valori pentru coeficientul P_2 și valorile corespunzătoare pentru coeficientul ζ_{med} din fig. 4.19, va rezulta diferite valori pentru raportul

n_t/n_p . Valorile coeficientului P_2 se pot alege de la zero pînă la valoarea la care raportul $n_t/n_p = 0$. Relația 6.2.3 se mai poate scrie și sub forma ;

$$\left(\frac{1}{2} G' P_{soc} - H'\right) \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 + [1 - P_{soc} + (F' P_{soc} - B'_{t1}) P_2] \frac{n_t}{n_p} - (I' P_{soc} - B'_{p1}) P_2 + (J' P_{soc} + \frac{E}{4} \zeta_{med}) P_2^2 + L' P_{soc} - 1 = 0$$

$$G' = 1 + \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}}\right)^2 \left(\frac{D_{t2}}{D_{s1}}\right)^2 ; H' = \left(\frac{D_{t2}}{D_{t1}}\right)^2 ; F' = B_{t4} - B_{s4} \frac{D_{t2}}{D_{t1}} \frac{D_{t2}}{D_{s1}} \quad (6.2.4)$$

$$I' = B_{p4} \frac{D_{p1}}{D_{p2}} + B_{t4} ; J' = \frac{1}{2} (B_{p4}^2 + B_{t4}^2 + B_{s4}^2) ; L' = \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{D_{p1}}{D_{p2}}\right)^2\right]$$

În cazul că se consideră blocajul convertizorului, $n_t/n_p = 0$, relația (6.2.4) devine ;

$$(J' P_{soc} + \frac{E}{4} \zeta_{med}) (P_2^0)^2 - (I' P_{soc} - B'_{p1}) P_2^0 + L' P_{soc} - 1 = 0 \quad (6.2.5)$$

Din relația (6.2.5) se poate calcula valoarea coeficientului P_2^0 pentru blocajul convertizorului. După cum s-a arătat în cap. 3, debitul Q scade considerabil spre ambalarea convertizorului, ajungînd aproape de valoarea zero. Datorită acestui fapt și coeficientul de debit P_2 la ambalare are valori foarte mici, apropiate de zero.

Dacă se consideră că la ambalare debitul este zero și deci coeficientul $P_2 = 0$, relația (6.2.4) devine ;

$$\left(\frac{1}{2} G' P_{soc} - H'\right) \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 + (1 - P_{soc}) \frac{n_t}{n_p} + L' P_{soc} - 1 = 0 \quad (6.2.6)$$

Din analiza celor prezentate rezultă că pentru a afla valorile coeficienților de debit P_2 pentru orice regim de funcționare, la un convertizor hidraulic la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic se va aplica relația (6.2.3) sau (6.2.4) iar pentru punctele extreme ale regimului de tracțiune (blocaj și ambalare) se vor aplica relațiile (6.2.5) respectiv (6.2.6). Valorile coeficienților ζ_{med} și P_{soc} se vor lua din diagrama indicate în fig. 4.19

După cum s-a indicat în cap. 4, dacă se cunoaște coeficientul de formă \bar{b}_{med} , știind că $\lambda'_{med} = \frac{\zeta_{med}}{\bar{b}_{med}}$, se pot utiliza

diagramele din fig.4.18.

Cunoscând vslorile coeficienților f_2 și rapoartele de turații n_t/n_p corespunzătoare acestora, cu ajutorul relațiilor (4.3.1) (4.3.12); (4.3.33); (4.3.58) se pot calcula sarcinile teoretice și momentele de rotație teoretice ale rotorului pompă și turbină, H_{thp} , H_{tht} , M_{thp} , M_{tht} . Cunoscând aceste mărimi se poate calcula

$$\eta_h \eta_v = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} \frac{n_t}{n_p} ; \quad k' = \frac{M_{tht}}{M_{thp}}$$

Dacă se consideră randamentul volumetric $\eta_v = 1,0$:

$$\eta_h = \frac{M_{tht}}{M_{thp}} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

Rezultă că se pot calcula toate caracteristicile funcționale interioare ale unui convertizor hidraulic pentru diferite turații constante n_p ale rotorului pompă, inclusiv caracteristicile interioare adimensionale cu valabilitate generală.

Pentru a se trece de la caracteristicile funcționale interioare la cele exterioare, se va aplica metodologia indicată în cap.5, determinându-se astfel momentele la intrare și ieșire din convertizor M_1 , M_2 , respectiv $\eta = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{n_t}{n_p}$ și $k = \frac{M_2}{M_1}$, precum și alte caracteristici funcționale exterioare, care prezintă interes pentru utilizarea rațională a convertizoarelor hidraulice cu o treaptă.

6.2.2. Calculul caracteristicilor funcționale interioare și exterioare pentru intrările fără șoc în rotorul pompă, rotorul turbine și aparatul director.

Se pot deasemenea determina coeficienții de debit f_2^* , f_2^{**} , f_2^{***} pentru intrarea fără șoc în rotorul pompă, rotorul turbine și aparatul director, precum și rapoartele de turații n_t^*/n_p , n_t^{**}/n_p , n_t^{***}/n_p pentru care se realizează acestea, putându-se astfel calcula caracteristicile funcționale interioare și exterioare corespunzătoare acestor puncte. În cele ce urmează se va arăta metodologia de determinare a acestor parametrii.

În cazul intrării fără șoc în rotorul pompă se pot scrie relațiile (4.3.84) și (6.2.1). Prin introducerea relației (6.2.1) în relația (4.3.84) se obține ;

$$2B_{p4}^2 \left\{ \rho_{soc} \left[1 + \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 \right] - 2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \right\} \left(\frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 - 4B_{p4} \left[\rho_{soc} \left(B_{p4} - B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} + B_{s4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right) - \left(B_{p4} - B_{t1} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right) \right] \frac{n_t^*}{n_p} + 2\rho_{soc} \left[B_{p4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 + B_{s4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 - 2B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right] + \zeta_{med}^* E \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 - 4B_{p4} \left(B_{p4} - B_{p1} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right) = 0 \quad (6.2.7)$$

$$F^* (G' \rho_{soc} - 2H') \left(\frac{n_t^*}{n_p} \right)^2 - I^* (J^* \rho_{soc} - L^*) \frac{n_t^*}{n_p} + R^* \rho_{soc} + S^* \zeta_{med}^* - U^* = 0 \quad (6.2.8)$$

$$F^* = 2B_{p4}^2; I^* = 4B_{p4}; J^* = B_{p4} - B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} + B_{s4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1};$$

$$L^* = B_{p4} - B_{t1} \frac{Dp_1}{Dp_2};$$

$$R^* = 2 \left[B_{p4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 + B_{s4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 - 2B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right]$$

$$U^* = 4B_{p4} \left(B_{p4} - B_{p1} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right); S^* = E \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2$$

Coeficienții ζ_{med}^* și ρ_{soc} se pot citi din diagrama figura 4.19, în funcție de valoarea coeficientului ρ_2^* , calculat prin intermediul relației (6.2.1). Din relația (6.2.8) se poate calcula raportul n_t^*/n_p pentru care se realizează coeficientul ρ_2^* (adică intrarea fără șoc în rotorul pompei).

Intrarea fără șoc în rotorul turbină poate fi caracterizată prin relațiile (4.3.88) și (4.3.89). Prin introducerea relației (4.3.89) în relația (4.3.88) rezultă;

$$\left\{ 4B_{t4} \left[B_{t4} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - B_{t1} \right] - \zeta_{med}^{**} E - 2\rho_{soc} \left[B_{p4}^2 + B_{s4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 + 2B_{t4} B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right] \right\} \left(\frac{n_t^{**}}{n_p} \right)^2 + \left[4B_{t4} (B_{p1} + B_{t1} - B_{t4}) + 2\zeta_{med}^{**} E + 4\rho_{soc} \left(B_{p4}^2 + B_{s4}^2 - B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} + B_{t4} B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right) \right] \frac{n_t^*}{n_p} - 2\rho_{soc} \left[B_{p4}^2 + B_{s4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 - 2B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right] - E \zeta_{med}^{**} + 4B_{t4} (B_{t4} - B_{p1}) = 0 \quad (6.2.9)$$

$$F^{**} - E \zeta_{med}^{**} - G^{**} \rho_{soc}) \left(\frac{n_t^{**}}{n_p} \right)^2 + (H^{**} + 2E \zeta_{med}^{**} + I^{**} \rho_{soc}) \frac{n_t^{**}}{n_p} -$$

$$- J^{**} \rho_{soc} - E \zeta_{med}^{**} + L^{**} = 0 \quad (6.2.10)$$

$$F^{**} = 4 B_{t4} \left[B_{t4} \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 - B'_{t1} \right]$$

$$G^{**} = 2 \left[B_{p4}^2 + B_{s4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds1} \right)^2 + 2 B_{t4} B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1} \right]$$

$$H^{**} = 4 B_{t4} (B'_{p1} + B'_{t1} - B_{t4})$$

$$J^{**} = 2 \left[B_{p4}^2 + B_{s4}^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 - 2 B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \right]$$

$$L^{**} = 4 B_{t4} (B_{t4} - B'_{p1}); I^{**} = 4 (B_{p4}^2 + B_{s4}^2 - B_{p4} B_{t4} \frac{Dp_1}{Dp_2} + B_{t4} B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1})$$

In relațiile (6.2.9) și (6.2.10) se admite că $\zeta_{med}^{**} = \zeta_{med}^*$, obținându-se astfel valoarea raportului n_t^{**}/n_p , care introdusă apoi în relația (4.3.89), determină valoarea coeficientului de debit ρ_2^{**} .

Condițiile care determină intrarea fără șoc în aparatul director sînt definite prin relațiile (4.3.93) și (4.3.94). Prin introducerea relației (4.3.94) în relația (4.3.93) se obține ;

(6.2.11)

$$\left\{ 4 B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} + B'_{t1} \frac{Dt_2}{Ds1} \right) - \zeta_{med}^{***} E \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds1} \right)^2 - 2 \rho_{soc} \left[B_{s4}^2 + \right.$$

$$\left. + B_{p4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds1} \right)^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds1} \right)^2 + 2 B_{s4} B_{t4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1} \right] \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \right)^2 -$$

$$- \left[4 B_{s4} \left(B_{s4} + B'_{p1} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1} \right) - 4 \rho_{soc} B_{s4} \left(B_{p4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1} + \right.$$

$$\left. + B_{t4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds1} + B_{s4} \right] \frac{n_t^{***}}{n_p} - 2 \rho_{soc} B_{s4}^2 \left[1 + \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 \right] + 4 B_{s4}^2 = 0$$

$$(F^{***} - G^{***} \zeta_{med} - H^{***} \rho_{soc}) \left(\frac{n_t^{***}}{n_p} \right)^2 - (I^{***} - J^{***} \rho_{soc}) \frac{n_t^{***}}{n_p} -$$

$$- L^{***} \rho_{soc} + R^{***} = 0 \quad (6.2.12)$$

$$F^{***} = 4 B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \left(B_{s4} \frac{Dt_2}{Dt_1} + B'_{t1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right)$$

$$H^{***} = 2 \left[B_{s4}^2 + B_{p4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 + B_{t4}^2 \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2 + 2 B_{s4} B_{t4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right]$$

$$G^{***} = E \left(\frac{Dt_2}{Dt_1} \right)^2 \left(\frac{Dt_2}{Ds_1} \right)^2$$

$$I^{***} = 4 B_{s4} \left(B_{s4} + B'_{p1} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} \right)$$

$$J^{***} = 4 B_{s4} \left(B_{p4} \frac{Dp_1}{Dp_2} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} + B_{t4} \frac{Dt_2}{Dt_1} \frac{Dt_2}{Ds_1} + B_{s4} \right)$$

$$L^{***} = 2 B_{s4}^2 \left[1 + \left(\frac{Dp_1}{Dp_2} \right)^2 \right] ; R^{***} = 4 B_{s4}^2$$

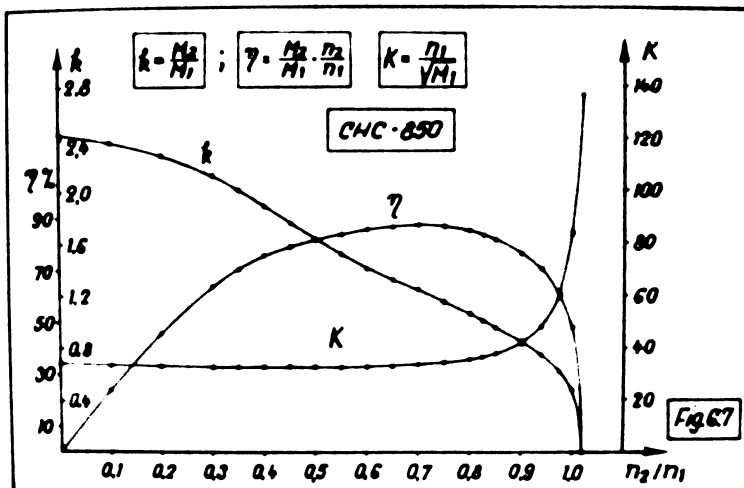
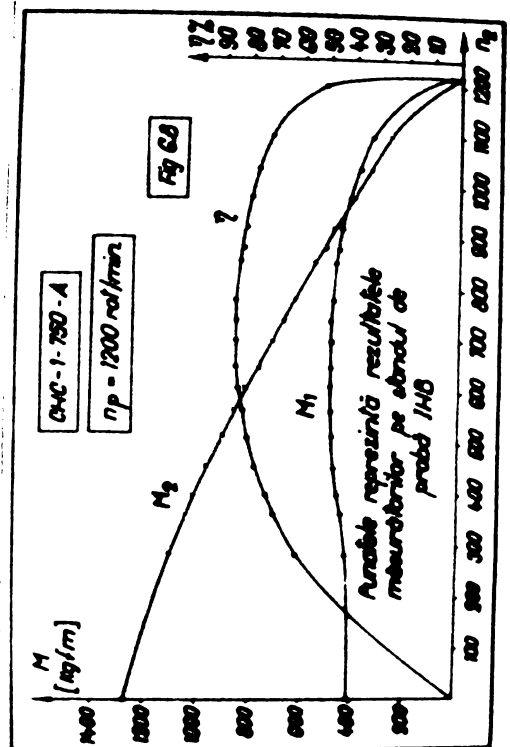
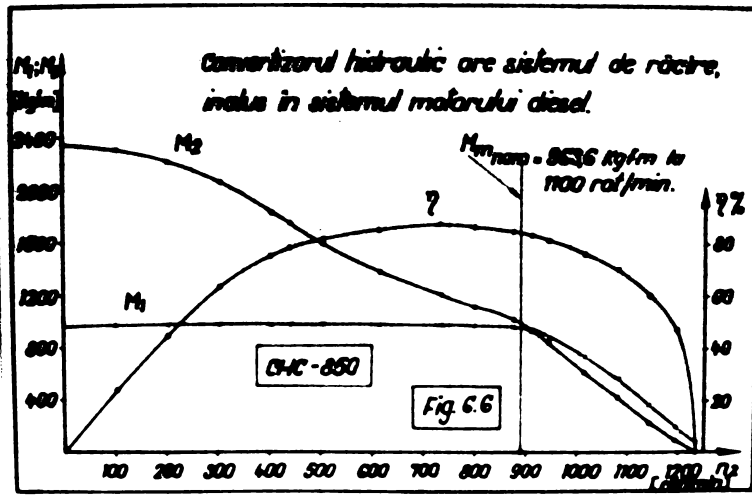
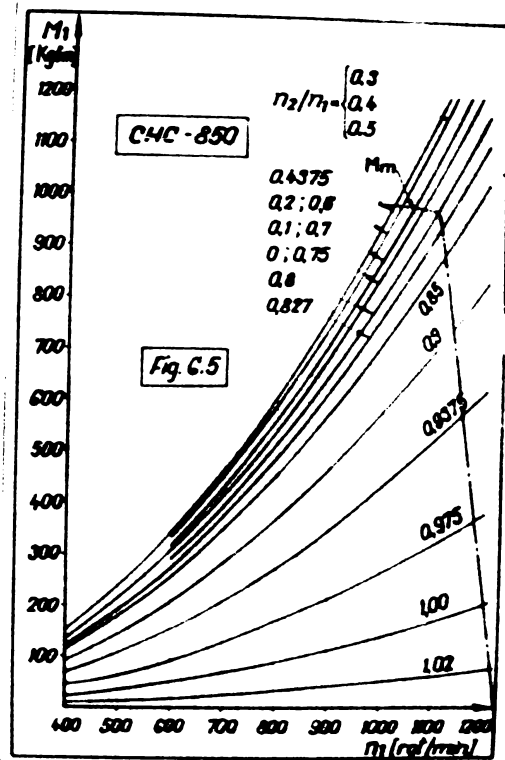
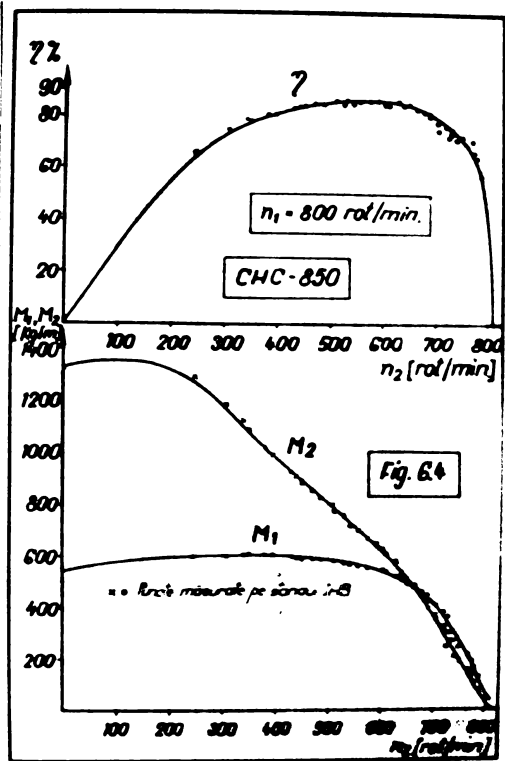
În relațiile (6.2.11) și (6.2.12) se admite că $\zeta_{med}^{***} = \zeta_{med}^*$, putându-se astfel obține valoarea raportului η_t^{***}/η_p , care introdusă în relația (4.3.94), va da posibilitatea calculării valorii coeficientului de debit φ_2^{***} .

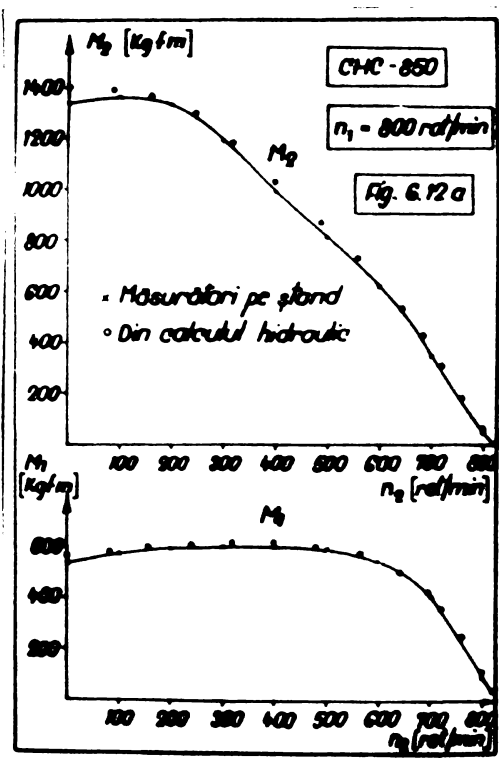
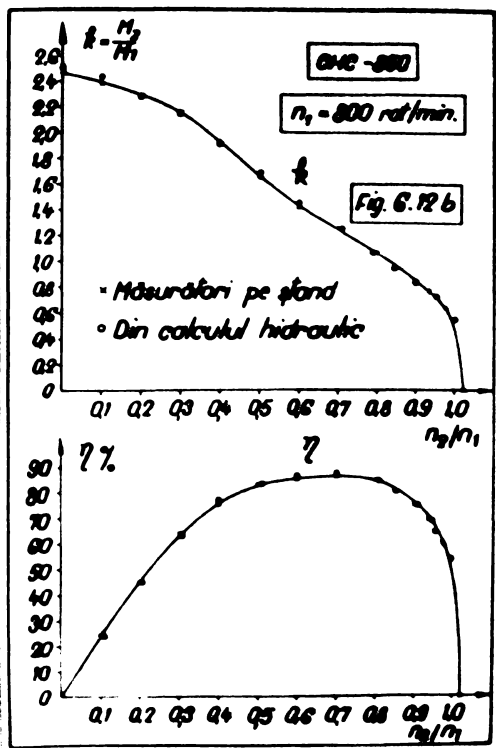
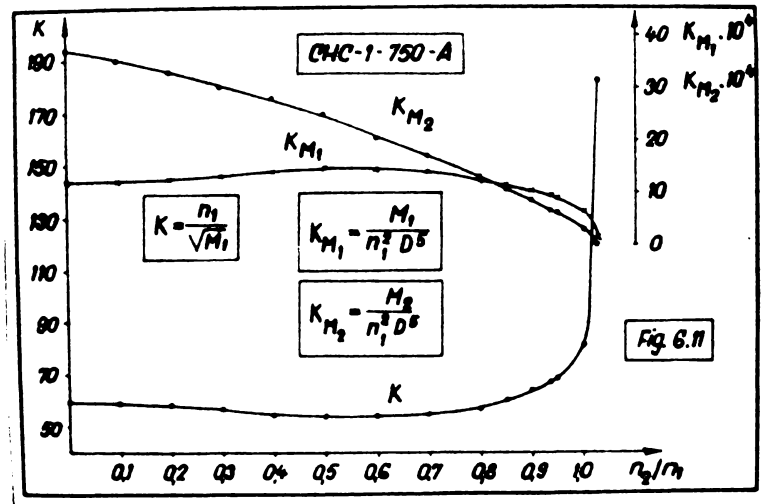
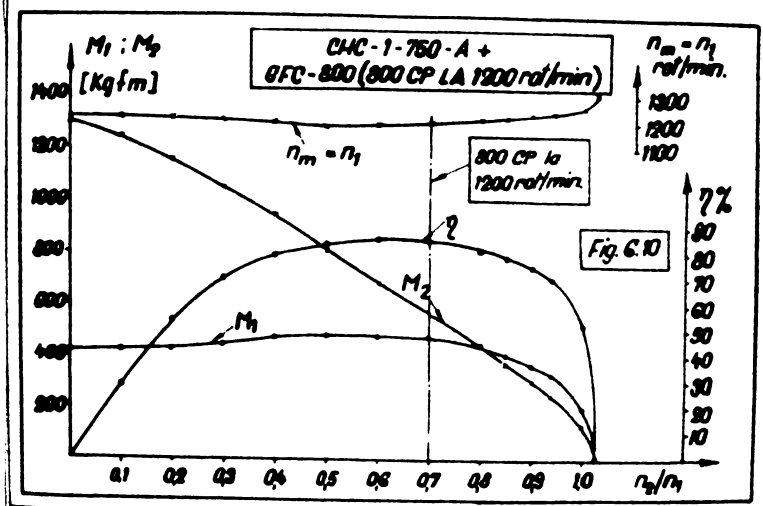
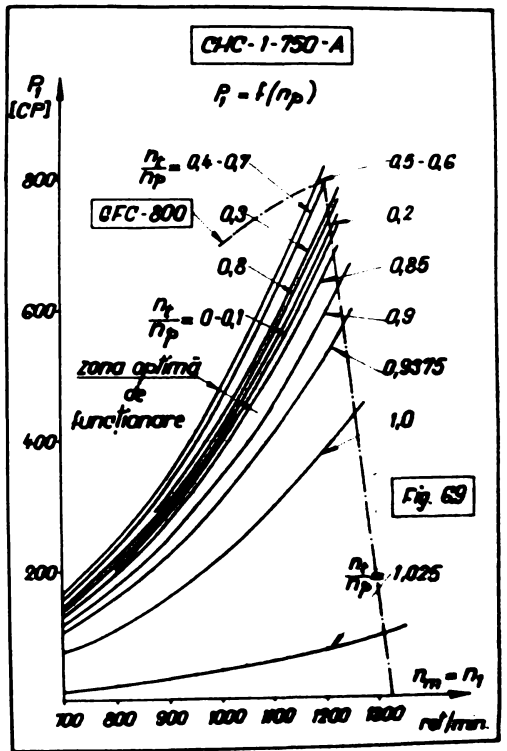
Dacă în relațiile (4.3.1); (4.3.12); (4.3.38) și (4.3.58) se introduc coeficienții φ_2^* , φ_2^{**} , φ_2^{***} și rapoartele η_t^*/η_p , η_t^{**}/η_p , η_t^{***}/η_p se obțin sarcinile și momentele teoretice ale rotărului pompă și turbină pentru intrările fără șoc, respectiv toate caracteristicile interioare de funcționare, iar apoi aplicând metodologia de la cap.5 se pot determina caracteristicile exterioare de funcționare.

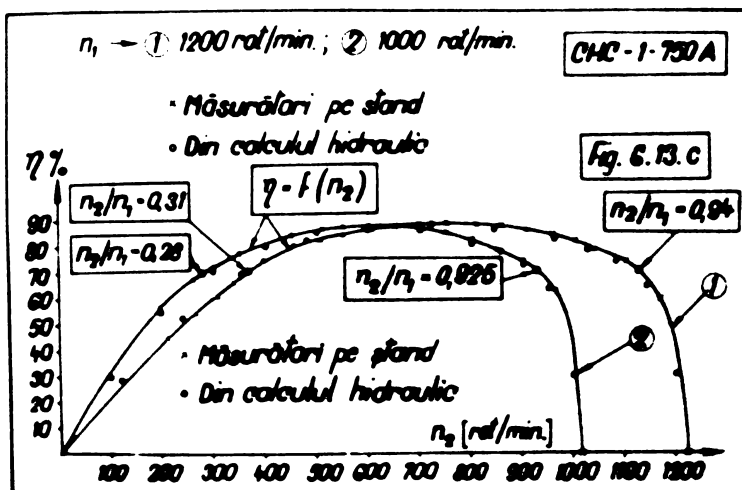
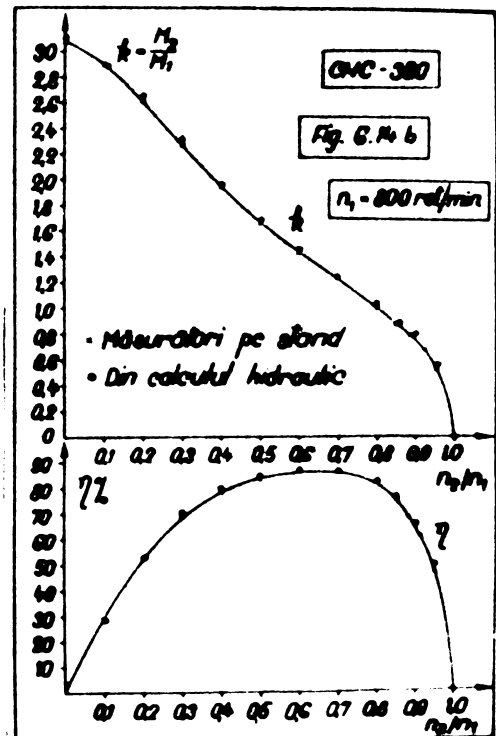
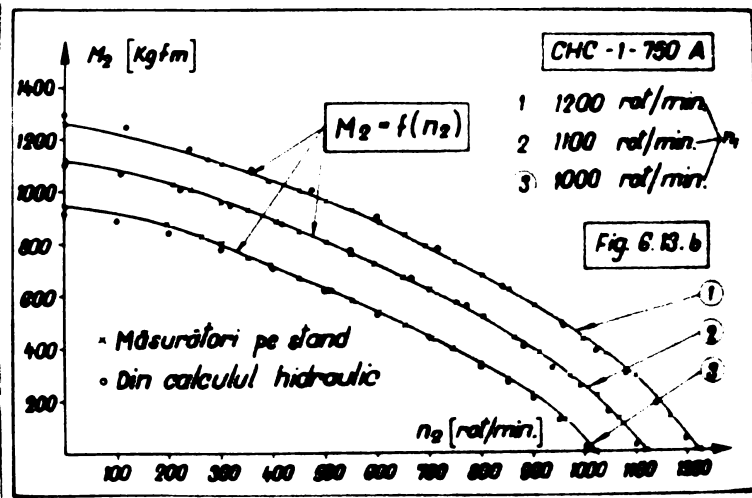
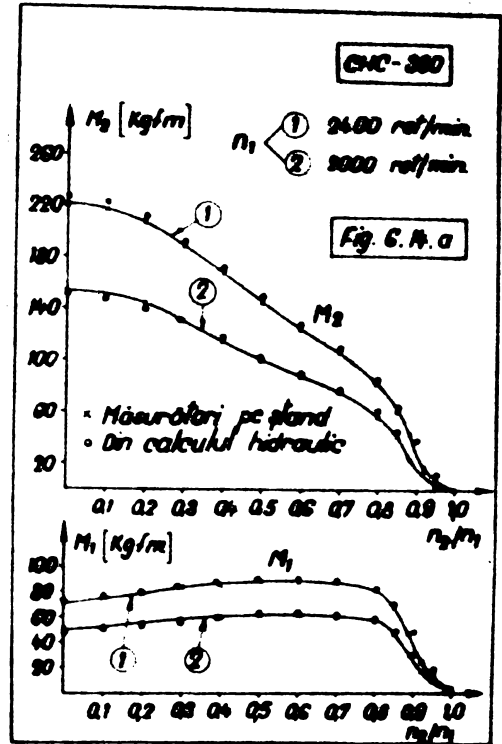
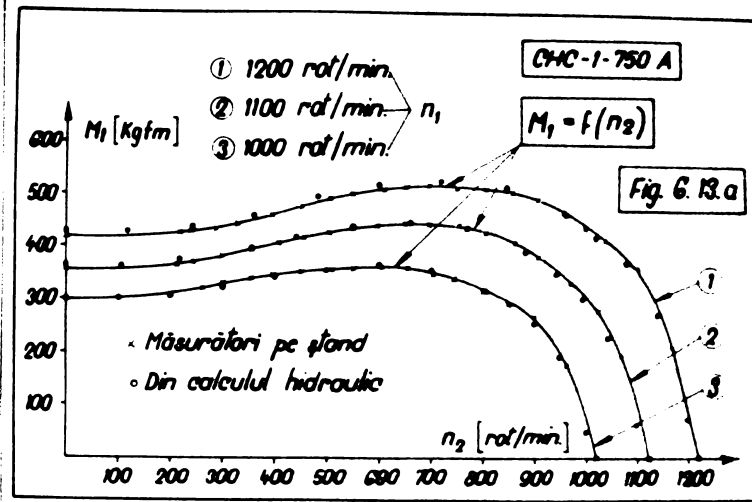
6.3. Rezultatele experimentale obținute cu convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă realizate în R.S. România. Comparații între rezultatele experimentale și cele din calcule. Comparații cu produse similare străine.

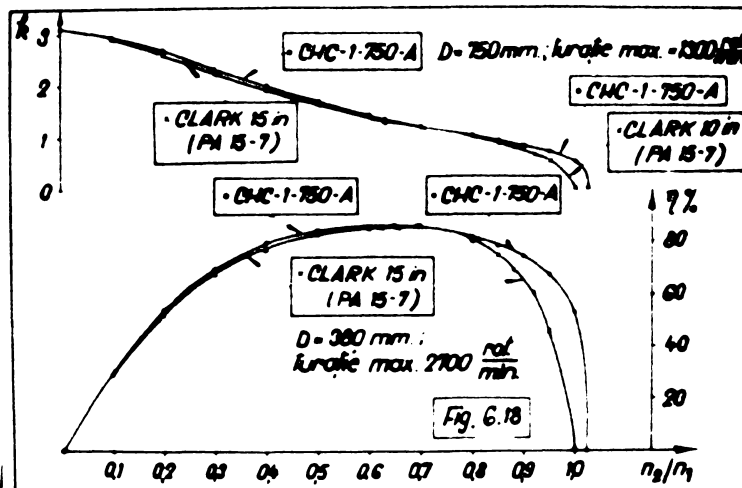
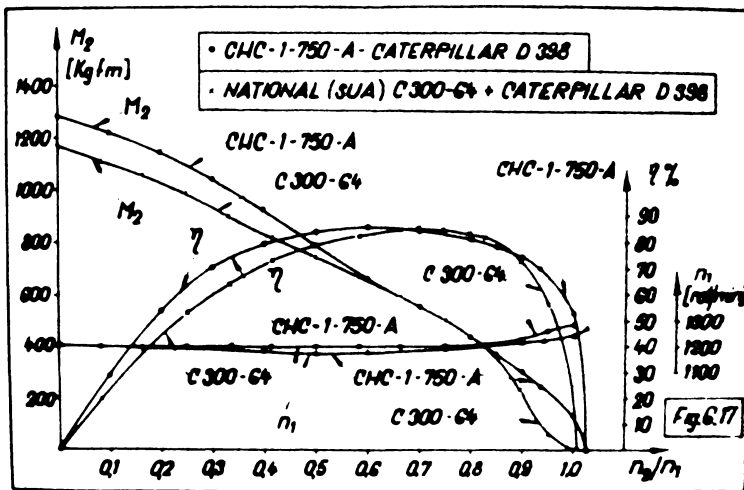
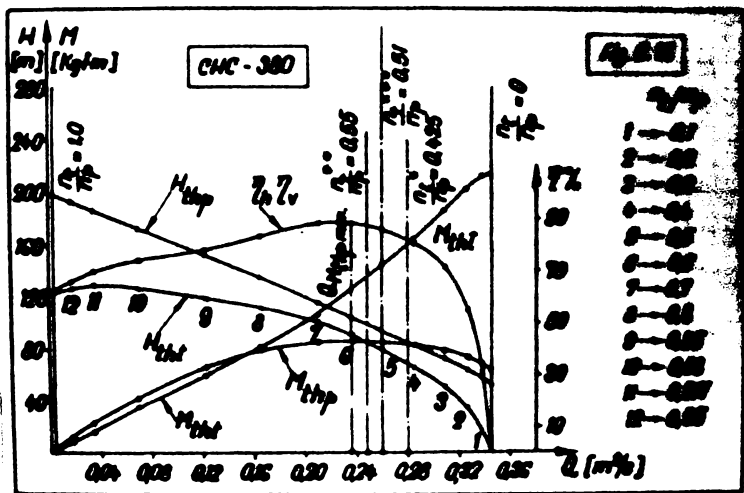
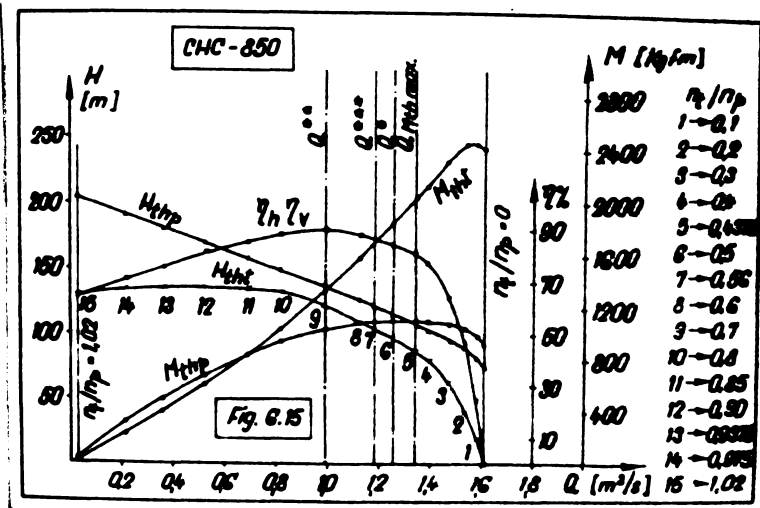
Așa cum s-a arătat în cap. II primele convertizoare hidraulice de cuplu cu o treaptă, realizate în R.S. România pe bază de concepție proprie, au fost pentru utilaj petrolier, în perioada 1980-1982, după cum și primele convertizoare hidraulice de cuplu (cu trei trepte) realizate pentru prima dată în țară au fost tot pentru utilaj petrolier și tot pe bază de concepție proprie.

În cele ce urmează se vor arăta caracteristicile energetice realizate pentru convertizoarele hidraulice cu o treaptă CHC-850 și CHC-1-750 A .









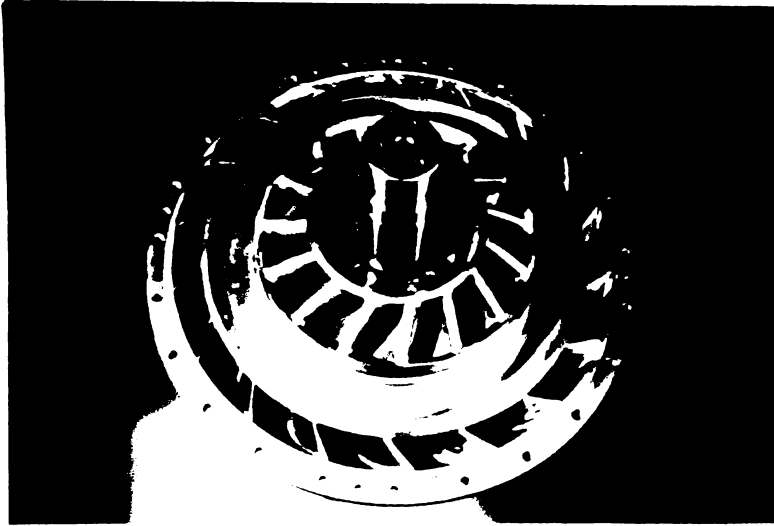
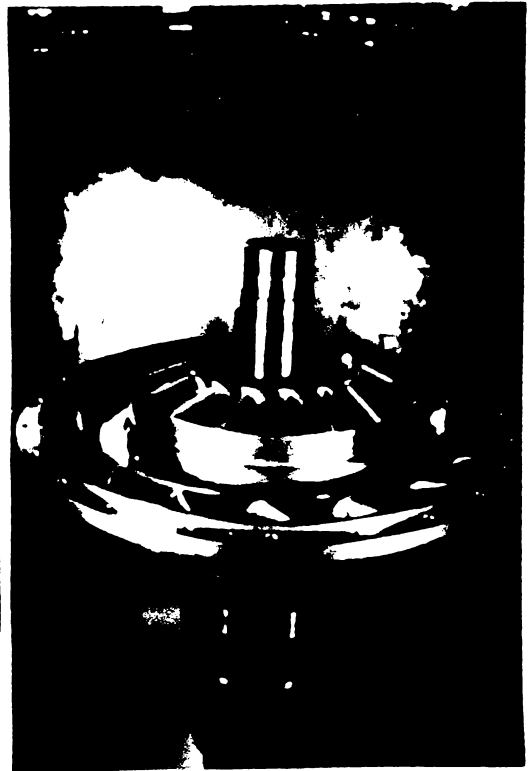
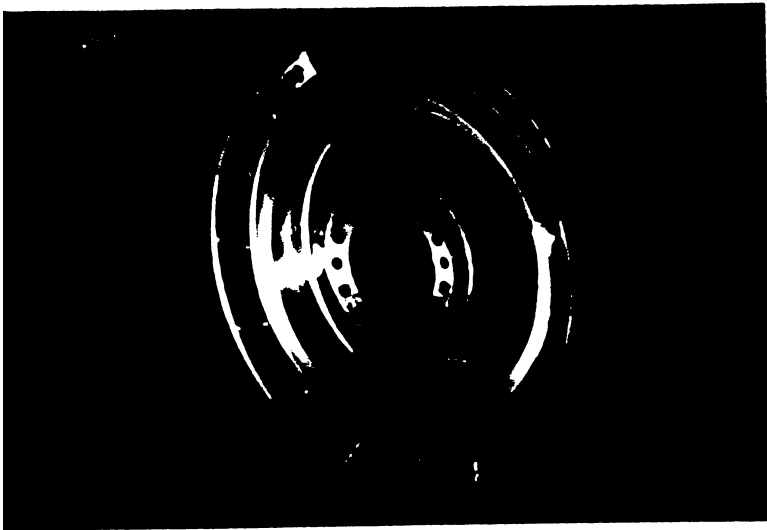
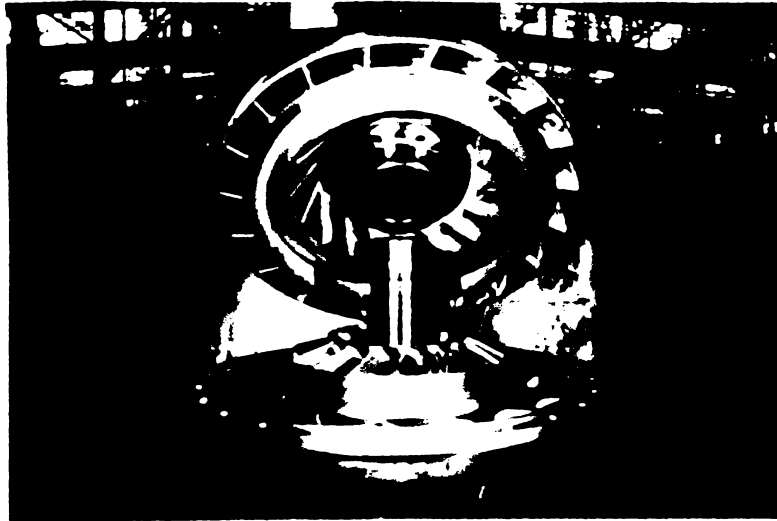


Fig. 6.190000.



In fig.6.4 sînt prezentate curbele caracteristice exterioare $M_1 = f(n_2)$, $M_2 = f(n_2)$ și $\eta = f(n_2)$ pentru convertizorul CHC-850, la $n_1 = 800$ rot/min, rezultate din măsurătorile efectuate pe ștandul de probă al Intr.Hidromecanica Braşov. Caracteristicile exterioare la intrarea în convertizor $M_1 = f(n_1)$ pentru diferite rapoarte n_2/n_1 , sînt indicate în fig.6.5. Tot din această diagramă se poate aprecia și modul de cuplare a convertizorului cu motorul diesel, astfel zona conturată include caracteristicile convertizorului pentru care randamentul $\eta = 0,83 \div 0,87$, precum și zona puterilor maxime ale motorului diesel. Caracteristicile funcționale exterioare $M_2 = f(n_2)$; $M_1 = f(n_2)$; $\eta = f(n_2)$ ale convertizorului CHC-850 cuplat cu un motor diesel de 1450 CP la 1100 rot/min sînt ilustrate în fig.6.6. Se remarcă faptul că randamentul maxim 0,87 se realizează pentru turația $n_2 = 735$ rot/min, iar valorile turațiilor n_2 pentru care randamentul $\eta \geq 0,7$, sînt cuprinse între 355 și 1080 rot/min, iar pentru $\eta \geq 0,8$ turațiile n_2 sînt cuprinse între 475 și 960 rot/min. Diagramele din fig.6.5 și 6.6 arată că pentru mersul în gol convertizorul consumă puteri foarte mici, 63 CP la 1100 rot/min și 20 CP la 600 rot/min, aceasta fiind o caracteristică principală a acestor tipuri de convertizoare (turbină centripetală și aparat director situat în poziție axială între rotorul pompă și turbină). Variațiile coeficientului de amplificarea a momentului $k = f(n_2/n_1)$, a randamentului $\eta = f(n_2/n_1)$ și a coeficientului care determină capacitatea de preluare a momentelor $K = f(n_2/n_1)$, sînt arătate în diagramele din fig.6.7, din care rezultă că randamentul maxim η_{max} se realizează pentru $n_2/n_1 = 0,7$, iar randamentele $\eta \geq 0,7$ pentru rapoartele n_2/n_1 , cuprinse între 0,35 și 0,9375. Convertizorul CHC-1-750 A, care are aceeași formă de circuit hidraulic ca și convertizorul CHC-850, a fost încercat pe ștandul de probă IHB pentru turații la intrare $n_1 = 700, 800, 900, 1000, 1100$ și 1200 rot/min. În fig.6.8 sînt prezentate caracteristicile exterioare $M_1 = f(n_2)$, $M_2 = f(n_2)$ și $\eta = f(n_2)$ reprezentînd chiar punctele măsurate pe ștandul IHB. Modul de cuplare a convertizorului CHC-1-750 A cu un grup de foraj (300 CP la 1200 rot/min) este prezentat în diagramele din fig.6.9 și 6.10. Se remarcă faptul că pentru rapoarte n_2/n_1 , cuprinse între 0,5 și 0, turația motorului diesel oscilează în jurul valorii de 1200 rot/min, menținînd astfel motorul diesel în jurul puterii nominale. Variațiile coeficienților K și $K_{M_1} = f(n_2/n_1)$, care indică capacitatea de preluare a momentelor la intrarea în convertizor, precum și a coeficientului $K_{M_2} = f(n_2/n_1)$ care indică capacitatea de realizare a momen-

telor la ieșirea din convertizor, sînt exprimate prin intermediul diagramelor din fig.6.11.

Pentru a se verifica metodologiile de calcul a caracteristicilor energetice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, expuse în capitolul V și VI, în fig.6.12 și 6.13 sînt prezentate comparații între caracteristicile funcționale exterioare, măsurate pe ștandul de probă IMB și caracteristicile funcționale exterioare rezultate din calcul, pentru convertizoarele CHC-850 și CHC-1-750 A. Se remarcă faptul că diferențele sînt minime, fapt ce constituie o atestare a metodologiilor elaborate.

Aceiași comparație s-a efectuat și pentru convertizorul CHC-380 (Clark PA 15-7), în fig.6.14, unde de fapt s-au comparat caracteristicile funcționale exterioare indicate de firmă și caracteristicile exterioare rezultate din calcul după metodologiile indicate în lucrarea de doctorat. Ca și în cazul precedent diferența între rezultate este minimă, scoțînd în evidență faptul că metodologiile de calcul elaborate se verifică stît la convertizoarele de fabricație românească, cît și la cele de fabricație străină. Caracteristicile funcționale interioare teoretice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu CHC-850 și CHC-380 calculate pe baza metodologiei din cap.VI sînt prezentate în fig.6.15 și 6.16. În diagramele din fig. 6.17 sînt prezentate comparații între caracteristicile funcționale exterioare ale convertizorului CHC-1-750 A și ale convertizorului C 300-64 al firmei National SUA, ambele cuplate cu acelaș motor diesel Caterpillar D 398.0 comparație similară este prezentată în fig. 6.18 între caracteristicile funcționale exterioare așe convertizorului CHC-1-750 A și ale convertizorului Clark 15 in. (PA 15-7). Din aceste comparații rezultă că performanțele energetice ale convertizorului CHC-1-750 A sînt la acelaș nivel cu ale firmelor National și Clark SUA, renumite pe plan mondial în acest domeniu.

Pentru a se ilustra cum se prezintă roterul pompă, roterul turbină și aparatul director de la convertizorul CHC-1-750 A, în fig.6.19, a, b, c și d sînt arătate fotografiile acestora în timpul montajului.

Avînd în vedere rezultatele obținute, se poate spune că în cei peste 28 ani de activitate de cercetare și proiectare pe bază de concepție proprie în domeniul convertizoarelor hidraulice, de activitate în domeniul elaborării unor tehnologii de fabricație proprii, precum și de activitate în domeniul experimentărilor pe ștand și urmării comportării în expoatare, în țara noastră s-a format o școală proprie de convertizoare hidraulice, care a contribuit la dezvoltarea acestui domeniu pe plan mondial.

CONCLUZII GENERALE

Teza de doctorat a avut ca obiectiv principal studiul pierderilor hidraulice în circuitul convertizoarelor hidraulice de cuplu în diferite regimuri de lucru, care să stea la baza elaborării metodologiei pentru calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă. Datorită dificultăților de determinare a coeficienților pierderilor hidraulice, rezultați direct prin măsurători în interiorul circuitului hidraulic, în lucrare se prezintă o metodă indirectă de determinare a coeficienților pierderilor hidraulice, avînd la bază geometria circuitului hidraulic și caracteristicile funcționale exterioare măsurate pe standuri de probă.

Cunoscînd coeficienții pierderilor hidraulice s-au putut elabora metode pentru ;optimizarea calculului hidraulic la convertizoarele cu o treaptă prin stabilirea unor relații între unghiurile paletajelor și caracteristicile energetice, care să conducă la dimensiuni geometrice minime și performanțe energetice maxime ;calculul hidraulic pentru proiectarea unui convertizor de tip nou ;calculul caracteristicilor energetice ale unui convertizor la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

Prin anvergura lucrării se reușește în mod unitar, pentru prima dată în literatura de specialitate, să se dea soluții pentru aceste trei probleme importante, sub această formă devenind un instrument de lucru deosebit pentru cercetătorii și proiectanții din domeniul convertizoarelor hidraulice,

I. În cadrul tezei de doctorat s-au stabilit metodologii originale pentru ;

1. Determinarea coeficientului global mediu al pierderilor hidraulice prin frecare ζ_{med} , a coeficientului mediu al pierderilor hidraulice prin frecare longitudinală λ'_{med} , în funcție de geometria circuitului hidraulic, de coeficientul de debit φ_2 și de coeficientul pierderilor hidraulice prin șoc la intrarea în paletaje $\varphi_{șoc}$, pentru toate regimurile de lucru din domeniul tracțiunii, de la blocarea convertizorului ($\sigma_t/\sigma_p=0$), până la ambalarea convertizorului (mersul în gol).

Relațiile obținute au un caracter general și pot fi aplicate la toate convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă,

2. Calculul coeficienților pierderilor hidraulice ζ_{med} și λ'_{med} în funcție de coeficientul ρ_{soc} , pentru convertizoarele hidraulice la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic și caracteristicile exterioare măsurate pe standuri de probă. Prin aplicarea acestei metodologii la convertizoare hidraulice cu o treaptă (cu turbină centripetală și aparat director fix) cu diametre maxime ale circuitului hidraulic foarte mult diferite ca mărime, cu forme diferite ale circuitului hidraulic, cu profile și unghiuri diferite ale paletajului, cu numere de palete diferite, s-au determinat valori pentru coeficienții ζ_{med} , λ'_{med} și ρ_{soc} , în funcție de coeficientul de debit ρ_2 , de la blocarea convertizorului până la ambalare. Pe baza calculelor efectuate cu ajutorul calculatorului electronic s-au putut stabili valori ale coeficienților; $\zeta_{med} = f(\rho_2)$, $\lambda'_{med} = f(\rho_2)$ și $\rho_{soc} = f(\rho_2)$, care pot fi utilizate la calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice cu o treaptă, de tipul celor studiate în lucrare.

2.1. Reprezentând valorile obținute pentru coeficientul ζ_{med} sub forma; $\zeta_{med} = f(u_{p2}/w_{med})$ și $\zeta_{med} = f(u_{med}/w_{med})$ se constată o confirmare ca valori și ca domeniu a datelor experimentale publicate în literatura de specialitate [49], privind coeficientul pierderilor hidraulice prin frecare la țevi rotitoare curbate.

2.2. Exprimând coeficientul $\zeta_{med} = f\left(\frac{z_p}{\pi} \frac{Wb_2}{u_{p2}}\right)$ se obține o confirmare a domeniului valorilor acestui coeficient, publicat în literatura de specialitate [27] privind coeficientul pierderilor hidraulice prin frecare, la cuplaje hidraulice.

2.3. Valorile determinate în prezenta lucrare pentru coeficientul $\lambda' = f(\rho_2)$, integrează și valoarea indicată pentru acest coeficient în literatura de specialitate [19], scoțînd în evidență faptul că rezultatele obținute în lucrarea de față, sînt mai generale, cuprinzînd întregul domeniu de tracțiune, de la blocarea la ambalarea convertizorului.

2.4. Variația coeficientului $\lambda'_{med} = f(Re)$ este foarte pronunțată, crescînd mult pe măsură ce scade numărul Reynolds Re , avînd valori mult diferite de cele indicate în literatura de specialitate pentru coeficientul λ a pierderilor hidraulice prin frecare în conducte drepte.

3. Calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, pentru obținerea unor caracteristici energetice optime, avînd la bază coeficienții ζ_{med} , λ'_{med} și φ_{soc} în funcție de coeficientul φ_2^* .

3.1. În lucrare s-a prezentat un mod de determinare a coeficientului μ de influență a sarcinii rotorului pompă, datorită numărului finit de palete, pentru diferite regimuri de lucru, $\mu = f(\varphi_2)$. Valorile pentru zona intrărilor fără șoc în rotorul pompă pot fi utilizate cele indicate în literatura de specialitate [3, 18], avînd însă valori diferite pentru restul regimurilor de lucru. Diferențele care apar pentru regimurile marginale intrării fără șoc, sînt justificate datorită faptului că relațiile indicate în literatura de specialitate nu țin seama de influența pe care o au variațiile importante ale unghiului fluidului la intrarea în rotorul pompă, asupra unghiului fluidului de la ieșirea din rotorul pompă. Pe baza calculelor efectuate s-a prezentat în lucrare diagrama $\frac{\mu}{u^*} = f\left(\frac{L}{L^*}\right)$ care se poate utiliza la calculul sarcinii teoretice a rotorului pompă, pentru diferite regimuri de lucru, la convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă.

3.2. Pentru determinarea relațiilor optime care not există între geometria circuitului hidraulic și caracteristicile energetice, s-a elaborat o metodologie de calcul pe baza căreia, cu ajutorul calculatorului electronic, s-au stabilit relații numerice între; $k'_{max} = f(\varphi_2^*)$; $\eta_{hmax} = f(\varphi_2^*)$; $k'^* = f(\varphi_2)$; $\eta_h^* = f(\varphi_2)$, β_{p1z} , β_{p2} , $180^\circ - \beta_{t1z}$, $180^\circ - \alpha_{s1z} = f(\varphi_2^*)$ pentru diferite rapoarte n_t^*/n_p și diferite unghiuri α_{s2} și β_{t2} ; $k'_{max} = f(n_t^*/n_p)$; $\eta_{hmax} = f(n_t^*/n_p)$; $k'^* = f(n_t^*/n_p)$; $\eta_h^* = f(n_t^*/n_p)$; β_{p1z} , β_{p2} , $180^\circ - \beta_{t1z}$, β_{t2} , $180^\circ - \alpha_{s1z}$, $\alpha_{s2} = f(n_t^*/n_p)$. Modul de variație a coeficientului $k'_{max} = f(n_t^*/n_p)$ raportat la caracteristicile funcționale exterioare este confirmat de literatura de specialitate [50],

Nu au fost găsite în literatura de specialitate indicații referitoare la valori numerice pentru ceilalți coeficienți de amplificare, randamente și unghiuri în funcție de coeficientul φ_2^* sau raportul n_t^*/n_p .

4. Calculul hidraulic al convertizoarelor de cuplu cu o treaptă pentru obținerea unor caracteristici energetice optime.

5. Calculul caracteristicilor energetice a convertizoarelor cu o treaptă, la care se cunoaște geometria circuitului hidraulic.

Au fost stabilite relații prin care se pot determina coeficienții de debit φ_2^* , φ_2^{**} , φ_2^{***} și rapoartele n_t^*/n_p , n_t^{**}/n_p , n_t^{***}/n_p corespunzătoare intrărilor fără șoc în rotorul pompă, rotorul turbină și aparatul director.

6. Calculul pierderilor mecanice și de disc la convertizoarele hidraulice cu o treaptă, pentru determinarea caracteristicilor exterioare (care se pot verifica pe standul de probă), avînd la bază caracteristicile energetice interioare rezultate din calculul hidraulic. Acestea pot fi utilizate și pentru determinarea caracteristicilor energetice interioare, în cazul cunoașterii caracteristicilor exterioare prin măsurători de stand. S-au determinat coeficienții f_{pt} , f_{ps} și f_{ts} a pierderilor de disc și mecanice. Valorile obținute pentru coeficientul $f_{pt} = f(Re)$, care determină în principal pierderile de disc dintre rotorul pompă și rotorul turbină, includ și valoarea indicată în literatura de specialitate [26], cu precizarea că rezultatele obținute în lucrarea de față sînt mai generale, cuprinzînd diferite regiuri de lucru de la blocarea la ambalarea convertizorului hidraulic.

II. Pe baza metodologiilor elaborate în lucrarea de doctorat s-au verificat calculele hidraulice ale convertizoarelor cu o treaptă CHC-350 și CHC-1-750 A₂, primele convertizoare hidraulice cu o treaptă realizate în țara noastră pe bază de concepție proprie. Comparînd rezultatele obținute prin calcul cu cele determinate experimental pe standul de probă de la Intreprinderea Hidromecanica Brașov, rezultă diferențe minime. Aceleași diferențe minime s-au obținut și din comparația între caracteristicile convertizorului CHC-380 (de fabricație străină) obținute prin calcul prin metodologia expusă în această lucrare și cele experimentale indicate de firma constructoare,

Rezultatele acestor comparații vin să confirme metodologiile elaborate în teza de doctorat pentru calculul hidraulic al convertizoarelor cu o treaptă.

În lucrare s-au prezentat de asemenea comparații între caracteristicile exterioare reale (măsurate pe standuri de probă) ale convertizoarelor de concepție românească și ale unor convertizoare realizate de firme străine de renume mondială. Din analiza lor a rezultat că performanțele energetice ale convertizoarelor de concepție și fabricație românească se situează la nivelul produselor similare străine, cele mai renumite pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

1. ANTON I.- Turbine Hidraulice. Editura Facla Timișoara 1979
2. ANTON I.- Curbele teoretice de sarcină ale pompelor centrifuge prevăzute cu palete reglabile utilizate la transmisiile hidraulice. Sesiunea tehnico-științifică. Inst.Politehnic Timișoara 1969
3. ANTON I.- Influența numărului de palete și unghiului β_{2p} asupra înălțimii de pompare. Sesiunea de Comunică tehnico-științifice a Inst.Politehnic Timișoara Oct.1979
4. ANTON I.- Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale ale turbinelor axiale I și II. Studiu și cercetări de Mecanică Aplicată 3 Tomul 30 1971.
5. ANTON I.SANTAU I.ANTON V; Contribuții la studiul rețelelor plane de profile groase utilizate în construcția turbinelor de foraj. Sesiunea de comunicări tehnico-științifică IPCUP Oct.1974.
6. ANTON V.POPOVICI M.FIRERO I; Hidraulică și Mașini Hidraulice. Editura Didactică și Pedagogică București 1978
7. BARGLAZAN A.- Mașini Hidraulice vol 1 și 2. Editura Inst.Politehnic Timișoara 1951.
8. BARGLAZAN A.DOBINDA V;- Turbotransmisiile hidraulice. Editura Tehnică București 1957.
9. BERZANESCU A.- Mașini Hidraulice Petroliere . Editura de Stat Didactică și Pedagogică Buc.1961.
10. BRUN A.E, LAGORDE A.M, MATHIEU J;- Mecanique des fluides vol.1 II și III. Dunod Paris 1968
11. BUBLIC A, CRISTEA V, HIRSCH I, PELIGRAD N, SILION GHE; - Utilaj petrolier pentru foraj și extracție. Editura Tehnică București 1968.
12. CARAFOLI E, OROVEANU T;- Mecanica Fluidelor. Editura Academiei R.P.R. 1955.
13. CIOC D. - Hidraulica. Editura Didactică și Pedagogică Buc.1975
14. CSANADY G.T.- Theory of Turbomachines. Mc. Graw-Hill Book Company New-York 1964.
15. DAUGHERTY L, ROBERT, FRANZINI B, JOSEPH;- Fluid Mechanics with Engineering Applications. Mc. Graw-Hill Book Company New-York 1965.

16. DRIELING April 15 1983- Torque converters, transmissions and clutches make drilling smoother. pag.44-45
17. FEDIAEVSKI C.s.a. - Mécanique des fluides
Moscou Izd.MIF 1974
18. FUJIE K.- Pompes dans les centrales électriques .Comptes-Rendus du Symposium International Brunswick 1966.
19. GAVRILENKO B, SEMICIASTNOV I;- Ghidrodinamiciestkie mufti i transformatorf. Izdatelstro Maşinostroenie.Moskova
20. GAVRILENKO B, SEMICIASTNOV I; - Ghidrodinamiciestkie Peredaci¹⁹⁶⁹
Moskova, Maşinostroenie, 1980.
21. GILES L.G- Automatic and fluid transmissions.
Odham Press Limited London 1962.
22. HELDT M.P.- Convertisseurs de couple, transmissions automatiques
23. KICKBUSCH- Föttinger-Kupplungen und Föttinger Getriebe.
Springer Verlag 1966.
24. LANDAU U, LIFSCHITZE - Mécanique des fluides.Ed.de Moscou 1971
25. LAPIDUS V, PETROV V.- Ghidravlicestkie transmisii avtomobilfi.
Moskova Maşghiz 1957.
26. NARBUT V.- Ghidrotransformatorf. Moscova 1966.
27. OPRECHT U.- Untersuchung von hydrodynamischen Kupplungen.
MTZ 1955 Nr.10.
28. PFLEIDERER C.- Stromungsmaschinen. Springer Verlag 1957.
29. PFLEIDERER C, PETERMAN;- Stromungsmaschinen.Springer Verlag 1964
30. PELIGRAD N.- Contribuţii la realizarea transmisiilor hidrodinamice. Metalurgia şi Construcţia de Maşini Nr.12
Bucureşti 1960.
31. PELIGRAD N.- Unele tipuri de turboambreiaje şi convertizoare hidraulice de cuplu utilizate în instalaţiile de foraj. Comunicările Conferinţei Internaţionale de Maşini Hidraulice. Timişoara Sept.1964 Partea II-a
32. PELIGRAD N.- Convertizoare hidraulice de cuplu echipate cu cuplaj de mers liber, utilizate pentru frânare.
Comunicările Conferinţei Internaţionale de Maşini Hidraulice Timişoara Sept.1964 Partea II-a.
33. PELIGRAD N.- Convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile folosite în utilajul petrolier.
Petrol si Gaze Nr.3-4 1965.
34. PELIGRAD N.- Curbele caracteristice de funcţionare ale pomelor pentru noroi acţionate prin convertizoare hidraulice de cuplu.
Construcţia de Maşini Nr.9 1966

35. PELIGRAD N.- Probleme teoretice și experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte și paletel; rotorului pompă reglabile.
Construcția de Mașini Nr.6 1969.
36. PELIGRAD N.- Acționări diesel-hidraulice și electro-hidraulice în utilaj petrolier. Mine, Petrol și Gaze Nr.4 1975
(Pentru lucrările celui de al IX. Congres Mondial al Petrolului Tokio 11-16 Mai 1975).
37. PELIGRAD N.- Transmisii hidrodinamice de mare putere pentru instalațiile de foraj. Simpozionul Facultății de Utilaj Tehnologic, Chimic și Petrolier.
Inst. Petrol și Gaze Ploiești 8-9 XI 1974.
38. PELIGRAD N.- Evoluția transmisiilor hidrodinamice în utilajul petrolier. Construcția de Mașini Nr.2-3 1975.
Lucrare comunicată la Sesiunea Jubiliară la un sfert de veac de apariție a revistei *construcția de mașini* 6-9 XI. 1974.
39. PELIGRAD N.- Contribuții privind studiul caracteristicilor energetice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă. Sesiunea de comunicări tehnico-științifice a Inst. Politehnic Timișoara Oct. 1979.
40. PELIGRAD N.- Contribuții privind determinarea caracteristicilor exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă. Sesiunea de comunicări tehnico-științifice IPCUP Noembr. 1979. Construcția Mașini Nr-4 1980.
41. PELIGRAD N, MAGDA N.- Convertizoare hidraulice de cuplu echipate cu angranaj planetar. Construcția de Mașini 1971.
42. PELIGRAD N, VISOIU D, POPESCU C;- Convertizor hidraulic de cuplu cu palete reglabile. Brevet OSIM Nr. 56962 19. IV. 1972
43. PROCOPIEV V.- Ghidravlicheschie peredaci colesnih i gusenichin magazin. *M.*, Oboronghiz 1960
44. PROCOPIEV IV-Z.- Rasciotu nolia scorostei i davlenii odnostupeniatove gidrotransformatora.
Trudi B.I.G. *M* Vîp XXVIII n. 1961.
45. PROCOPIEV V.- Avtomobilnye gidropredaci , *M.*, Maghiz 1948
46. PROSKURA G.- Ghidrodinamika Turbomarin. Maghiz 1956
47. Prospekte firma National SUA
48. Prospekte firma Twin Disc SUA
49. SEELIG W.- Über Phänomen der Rotationsturbulenz in rotierenden Röhren und Canälen. Berlin 1930
50. WOLF MAURIZIO- Stromungskupplungen und Stromungswandler.
Springer Verlag 1952.