

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"
TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

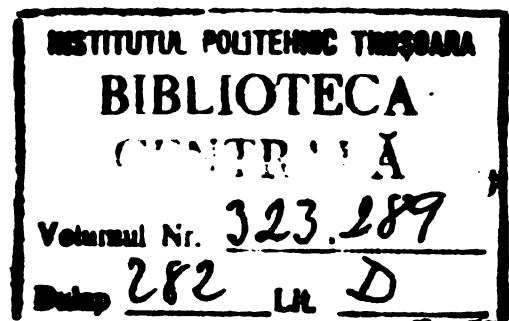
Ing. IOAN EMIL SANTIĂU

STUDIUL INFLUENȚEI PASULUI RELATIV ȘI AL UNGHIIULUI
DE AȘEZARE AL REȚELEI DE PROFILE ASUPRA CARACTERIS-
TICILOR ENERGETICE ALE TURBINELOR DE FORAJ

Teză pentru obținerea titlului de
DOCTOR-INGINER

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC,
Acad.Prof.Dr.Doc.Ing.IOAN ANTON

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ"
TIMIȘOARA



- 1977 -

C U P R I N S U L

Introducere	5
<u>Cap. I.</u> Probleme actuale privind procedeele de execuție ale lucrărilor de foraj	9
1.1. Regimul de foraj și indicatori economici ai lucră- rilor de foraj	9
1.2. Limite tehnico-economice de utilizare a forajului rotativ și cu turbine convenționale	11
1.3. Procedee și utilaje de perspectivă în execuția lucrărilor de foraj	15
1.4. Probleme nerezolvate de studiile și cercetările efec- tuate pînă în prezent în domeniul turbinelor de foraj	19
1.5. Considerații privind oportunitatea cercetărilor în domeniul turbinelor de foraj cu turație redusă	25
1.6. Metode de abordare a cercetărilor asupra turbine- lor de foraj cu turație redusă	26
<u>Cap. II.</u> Probleme specifice al rețelelor plane de profile	28
2.1. Parametrii rețelei plane de profile	28
2.2. Parametrii curentului de fluid	30
2.3. Caracteristicile rețelei plane de profile	32
2.4. Considerații privind rezultatele cercetărilor asupra rețelelor plane de profile prezentate în literatură	37
2.5. Influența parametrilor geometrici asupra caracte- risticilor rețelelor plane de profile	39
2.5.1. Influența geometriei profilului asupra ca- racteristicilor energetice ale rețelelor plane de profile	39
2.5.2. Influența geometriei rețelei asupra caracte- risticilor sale energetice	40
2.5.3. Influența parametrilor aerodinamici asupra caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile	41
2.5.4. Influența curenților secundari	42
<u>Cap. III.</u> Cercetări experimentale asupra rețelelor plane de pro- file pentru turbine de foraj	44
3.1. Stațiunea pentru încercarea rețelelor plane de profile	44
3.2. Metodica de lucru și instrumente de măsură	45
3.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale	47
3.3.1. Determinarea valorilor medii	47

3.3.2.	Determinarea caracteristicilor curentului în amonte și aval de rețea	48
3.3.3.	Determinarea coeficienților de pierdere și deviație pentru profilul funcționând în rețea plană	48
3.3.4.	Determinarea forțelor de interacțiune dintre profilul dispus în rețea și curentul fluid	49
3.3.5.	Program pentru prelucrarea rezultatelor experimentale pe calculatorul electronic FELIX C-256	50
3.3.6.	Program pentru prelucrarea rezultatelor experimentale pe calculatorul electronic de birou CompuCorp-Scientist model 324 G	52
3.4.	Programul de cercetări	52
3.5.	Rezultate ale cercetărilor experimentale	55
3.5.1.	Prelucrarea mărimilor primare	56
3.5.2.	Caracteristici energetice ale unor rețele plane de profile pentru turbine de foraj	56
3.6.	Influența geometriei rețelei asupra curbelor $\varphi = f(\beta_1)$ și $\Delta\beta = f(\beta_1)$	58
3.7.	Influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $C_T = f(\beta_1)$ ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj	60
3.8.	Influența geometriei rețelei asupra polarelor rețelelor de profile pentru turbine de foraj	62
3.9.	Curbe caracteristice energetice ale rețelelor plane având profilele echipate cu două fire de turbulență	63
3.10.	Diagrame universale ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj	65
3.11.	Concluzii privind cercetările experimentale asupra rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj	71
<u>Cap. IV.</u>	Elemente specifice ale teoriei și construcției turbinelor de foraj	74
4.1.	Particularități constructive și funcționale ale turbinelor de foraj	74
4.2.	Ecuații fundamentale	77
4.3.	Coeficienți caracteristici etajelor turbinelor de foraj	78
4.4.	Turația specifică a turbinelor de foraj	80
4.5.	Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice ale etajelor de foraj cu turație redusă	81

4.5.1. Caracteristicile etajului turbinelor de foraj cu turație redusă	81
4.5.2. Coeficienți fundamentali și derivați ai etajelor turbinelor de foraj	82
4.5.3. Determinarea dimensiunilor principale ale rotorului	86
4.5.4. Elemente cinematice și unghiulare ale rotorului	83
4.5.5. Torsionarea paletelor rotorului	91
4.5.6. Caracteristicile rețelei rotorului	92
4.5.7. Elemente cinematice și unghiulare ale statorului	94
4.5.8. Deviația unghiulară a statorului	96
4.5.9. Torsionarea paletelor statorului	96
4.6. Studiul comparativ al coeficienților adimensionali ai turbinelor de foraj	97
4.7. Definirea mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj în funcție de coeficienții fundamentali și derivați	100
4.8. Concluzii privind expresiile adimensionale utilizate în teoria turbinelor de foraj	106
Cap.V. Determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale asupra rețelelor plane de profile	103
5.1. Curbe caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj	108
5.2. Curbe caracteristice teoretice	110
5.3. Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj	113
5.4. Curbe caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale analitică	120
5.5. Influența geometriei rețelei de profile asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj	120
5.5.1. Influența unghiului de așezere al rețelei de profile asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj	122
5.5.2. Influența pasului relativ al rețelei de profile asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj	123
5.5.3. Comparații cu rezultatele din literatură	123

5.6. Concluzii privind curbele caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale teoretică și analitică	129
<u>Cap. VI.</u> Cercetări experimentale asupra turbinelor de foraj cu turație redusă	132
6.1. Stațiunea de cercetări asupra modelelor turbinelor de foraj	132
6.1.1. Descrierea stațiunii a sistemelor și aparaturii de măsură	132
6.1.2. Parametrii caracteristici ai stațiunii de încercare	137
6.1.3. Etalonarea sistemelor de măsurare a mașinilor caracteristice ale modelului experimental	139
6.2. Particularități funcționale ale stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj	140
6.2.1. Debitul evacuat prin labirinți	140
6.2.2. Pierderi prin frecare în lagăre și etanșări. Pierderi prin frecare cu lichidul de lucru	141
6.2.3. Forța axială pe arborele modelului experimental	143
6.3. Determinarea pe cale experimentală a mărimilor caracteristice ale modelului experimental	144
6.3.1. Metoda de efectuare a măsurătorilor	144
6.3.2. Prelucrarea rezultatelor experimentale	145
6.4. Programul de cercetări	148
6.5. Curbe caracteristice ale modelelor turbinelor de foraj determinate pe cale experimentală	150
6.6. Comparații cu rezultatele din literatură	159
6.7. Analiza comparativă a curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale analitică și experimentală	164
6.8. Analiza comparativă a curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale teoretică, analitică și experimentală	173
6.9. Particularități funcționale ale profilelor în rețea plană și în turbina de foraj	174
6.10. Concluzii privind cercetările experimentale asupra turbinelor de foraj cu turație redusă	175
<u>Cap. VII.</u> Concluzii generale	179
Bibliografie	183

I N T R O D U C E R E

Dezvoltarea continuă a lucrărilor și tehnologiilor de foraj în vederea prospectării și punerii în exploatare a noi rezerve de țiței și gaze, se realizează în condițiile revoluției tehnico-științifice din patria noastră, pe baza sarcinilor de importanță majoră stabilite de Congresul al XI-lea al P.C.R. și de conducerea de Partid și de Stat. În cadrul acestei acțiuni de mare importanță tehnică și economică, industriei constructoare de utilaj petrolier îi revin sarcini multiple în vederea perfecționării și îmbunătățirii parametrilor tehnico-economici ai instalațiilor de foraj. Realizarea acestui obiectiv este indisolubil legată de cercetarea și analiza amănunțită a fiecărui utilaj și echipament în vederea perfecționării sale și a ansamblului instalațiilor de foraj în special. Diversificarea tehnologiilor de foraj atât pe uscat cât și pe mare, în paralel cu creșterea adâncimii sondelor și a experimentării forajului cu garnitură flexibilă, au impus adaptarea instalațiilor de foraj la noile condiții de lucru. În acest cadru, ca element component al instalației, turbina de foraj a constituit unul din obiectivele spre care a fost necesară orientarea muncii de cercetare.

Turbina de foraj constituind o mașină hidraulică, axială, multi-etajată s-a încadrat în preocupările și problematica de cercetare a Colectivului de mașini hidraulice din Timișoara condus de către Academicianul Ioan Anton. În cadrul acestui colectiv, încă de la înființarea sa de către eminentul om de știință care a fost Prof.dr.ing.Aurel Bărglăzan, s-au definit ca principale direcții de cercetare științifică: hidrodinamica rețelelelor de profile utilizate în construcția mașinilor hidraulice; hidrodinamica turbomașinilor și cercetarea fenomenului de cavitație în mașinile hidraulice.

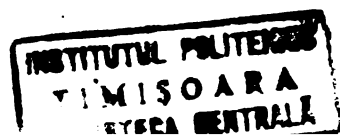
În domeniul rețelelor de profile și al hidrodinamicii turbomașinilor hidraulice, unde se încadrează prezenta lucrare, au fost aduse importante contribuții teoretice și experimentale prin numeroase lucrări elaborate de către Prof.dr.ing.Aurel Bărglăzan, Acad.Ioan Anton, Prof.dr.ing.Viorica Anton, Prof.dr.ing.Octavian Popa, Dr.ing.Sișak Ernest. În cadrul acestor lucrări au fost elaborate noi metode de investigație teoretică și experimentală a profilului funcționând izolat sau în rețea, s-au definit coeficienții fundamentali și derivați pentru mașinile hidraulice axiale și radial axiale, s-au realizat primele stațiuni experimentale pentru cercetarea rețelelor plane de profile și a modelelor turbinelor hidraulice, au fost elaborate metode noi de prelucrare și

sistematizare rezultatelor cercetărilor în forme utile pentru practica inginerescă.

Cercetările efectuate în cadrul acestei lucrări au urmărit pe cale experimentală funcționarea profilelor având curbura și grosimea mare în rețele plane respectiv în rețelele axiale multiple ale etajelor turbinelor de foraj, determinarea pe cale analitică a curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj precum și influența parametrilor geometrici ai rețelelor de profile asupra acestor curbe. Rezultatele cercetărilor efectuate sistematizate în forma aplicativă, au fost prezentate în lucrări de cercetare necesare industriei noastre constructoare de mașini. Intregul program de cercetări, început în anul 1966 și continuat în prezent, s-a desfășurat pe baza colaborării contractuale dintre Catedra de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, Institutul de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier București și Intreprinderea constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești.

În cadrul lucrării pe baza a numeroase cercetări experimentale efectuate asupra rețelelelor plane de profile având curbura și grosime mare, a sistematizării într-o formă adimensională generală și unitară a coeficienților și mărimilor caracteristice energetice, se determină printr-o metodă analitică originală curbele caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj. Cu scopul verificării veridicității ipotezelor care stau la baza metodei analitice și a efectuării cercetărilor necesare industriei, s-a proiectat, montat, etalonat și dat în funcțiune în Laboratorul de mașini hidraulice din Timișoara, prima instalație din țară pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj. Instalația de cercetări a fost realizată prin colaborare dintre Catedra de mașini hidraulice al Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, I.P.C.U.P. București și I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești. Comparatia caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj obținute pe cale analitică și experimentală a condus la confirmarea ipotezelor și relațiilor care stau la baza metodei analitice precum și la concluzii noi privind funcționarea profilelor în rețea plană și în rețea axială multiplă. Pe baza metodei analitice s-a analizat influența parametrilor geometrici ai rețelelor de profile asupra caracteristicilor turbinelor de foraj, fapt care a permis delimitarea domeniului de variație a acestor parametri în vederea proiectării și realizării turbinelor de foraj cu turație redusă la noi în țară.

O mare parte a cercetărilor din cadrul tezei au fost valorificate într-un număr de 14 lucrări predate colaboratorilor în baza cărora s-a realizat prototipul industrial al turbinei de foraj cu turație redusă,



de concepție și fabricație românească. Prototipul industrial al turbinei de foraj cu turație redusă a fost experimentat în lucrările de foraj din șchea Tîrgu Ocna a Trustului petrolului Moinești începînd din luna decembrie 1976. Rezultatele primelor probe de exploatare au evidențiat căderi de presiune mai reduse și o anduranță mai mare a prototipului industrial al turbinei de foraj cu turație redusă în raport cu turbinele convenționale.

Lucrarea nu epuizează problematica turbinelor de foraj ci caută să constituie o modestă contribuție în sistematizarea unor aspecte teoretice și experimentale, din acest domeniu, folosind o metodă unitară pentru analiza comportării profilelor funcționînd în rețea plană și în rețea axială multiplă, cu scopul determinării caracteristicilor turbinelor de foraj.

Programarea în limbaj FORTRAN pentru calculatorul Felix CE 256, a metodei de prelucrare a rezultatelor obținute prin cercetări experimentale pe rețele plane de profile, precum și programarea în limbaj mașină pentru calculatorul de birou cu program CompuCorp-Scientist 324 G, a relațiilor de calcul utilizate în metoda analitică pentru determinarea caracteristicilor turbinelor de foraj oferă condiții de aplicabilitate directă a rezultatelor lucrării în activitatea de cercetare.

Indrumările și sugestiile prețioase, de o înaltă competență științifică pe care le-am primit din partea conducătorului științific Academicianul Ioan Anton pe toată durata elaborării lucrării au constituit și constituie pentru mine un sprijin deosebit și un imbold pentru o continuă perfecționare în activitatea de cercetare. Pentru toate acestea doresc să-i mulțumesc pe această cale.

În întreaga activitate de cercetare am beneficiat de sprijinul colectivelor de conducere ale Catedrei de mașini hidraulice, Institutului de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier București, Întreprinderii constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești și a Catedrei de tehnologie mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara care manifestînd o deosebită înțelegere au asigurat condițiile de realizare ale bazei materiale necesare cercetărilor concretizată în :aparatură, stațiuni pentru cercetări și modele experimentale.

Sugestiile și ajutorul efectiv primit din partea colegilor din cadrul Catedrei de mașini hidraulice și Laboratorului de cercetări pentru mașini hidraulice Timișoara, a specialiștilor din cadrul Institutului de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier București și a Întreprinderii constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești au constituit un sprijin real și prețios pe parcursul efectuării cercetărilor.

Prin participarea muncitorilor și tehnicienilor Laboratorului de cercetări pentru mașini hidraulice, a Catedrei de tehnologie mecanică și a Intreprinderii constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești la execuția unor unicate de calitate ireproșabilă s-au asigurat condiții care să confere optimism în reușita cercetărilor experimentale.

Tuturor celor care au contribuit în mod direct sau indirect la obținerea rezultatelor prezentate în cadrul lucrării le exprim sincere mulțumiri.

CAP. I. PROBLEME ACTUALE PRIVIND PROCEDEELE DE EXECUȚIE A LUCRĂRILOR DE FORAJ

1.1. Regimul de foraj și indicatori economici ai lucrărilor de foraj

Lucrările de foraj executate cu scopul prospectării sau exploatarei resurselor naturale subterane prezintă un aspect complex datorită interacțiunii simultane a factorilor caracteristici obiectului, procedeelor și instrumentelor de dislocare a rocilor.

Obiectul acestor lucrări îl constituie suprafața terei, care înglobează structuri geologice diverse, stratificate, cu proprietăți fizico-mecanice diferite. Efectuarea în condiții tehnico-economice cât mai favorabile a lucrărilor de foraj necesită cunoașterea proprietăților structurilor geologice străbătute definite prin : duritate, friabilitate, compactitate, permeabilitate, abrazivitate și plasticitate. Pe baza acestor proprietăți se stabilesc instrumentele și parametrii caracteristici ai procedeelor de lucru. Alternarea structurilor geologice având grosimi variabile impune ca parametrii de execuție să fie modificați în conformitate cu proprietățile fizico-mecanice ale structurii străbătute și adâncimea forajului, în scopul obținerii unei eficiențe economice maxime.

Procedeul de foraj definit prin sistemul de acționare al instrumentului de lucru, modul de dislocare al rocilor și avansare poate fi caracterizat de către toți parametrii regimului de foraj sau numai de o parte din aceștia.

Regimul de foraj cuprinde totalitatea parametrilor dependenți de procedeul de execuție efectuat cu un anumit instrument de dislocare a rocilor, care influențează indicatorii economici în condiții geologice date. Parametrii regimului de foraj sînt : turația sapei valoarea forței axiale pe sapă, cantitatea și calitatea fluidului de circulație, viteza jetului și puterea transmisă la sapă.

Instrumentele de dislocare a rocilor denumite în mod curent sape, sînt caracterizate din punct de vedere tehnic prin: formă constructivă, natura materialului din care sînt realizate, turație de funcționare și fiabilitate în condiții geologice date.

Avînd în vedere că în execuția lucrărilor de foraj factorul determinant îl constituie proprietățile fizico-mecanice ale structurilor geologice dintr-o anumită zonă, acestea determină tipul sapei utilizate și procedeul de foraj care trebuie să asigure regimul optim în concordanță cu caracteristicile obiectului și instrumentului de dislocare a rocilor. Regimul de foraj optim corespunde indicatorilor economici cu valori max

nale în ceea ce privește productivitatea muncii și cu valori minimale în ceea ce privește prețul de cost al lucrărilor.

Principalii indicatori economici utilizați în lucrările de foraj sînt : viteza mecanică, viteza comercială, avansarea pe sapă și prețul de cost pe metru forat care constituie indicatorul sintetic al cheltuielilor efectuate.

Prin optimizarea procesului de foraj se urmărește obținerea unor valori maxime ale indicatorilor economici pe baza corelării cu ajutorul mijloacelor tehnice a regimului de foraj cu caracteristicile instrumentelor de dislocare și proprietățile fizico-mecanice ale rocilor străbătute. Luîndu-se în considerare multitudinea factorilor care influențează performanțele lucrărilor de foraj, au fost elaborate metode de optimizare ale procesului de lucru folosind ipoteze simplificatoare. Pe baza sintezei efectuate asupra metodelor de optimizare de Gr.Tatu /146/ rezultă că acestea converg spre :

- corelarea momentului de extragere al sapei cu valoarea vitezei mecanice maxime sau a vitezei mecanice medii,
- corelarea dintre forabilitate și debitul minim la care spălarea pe talpa sondei nu este perfectă,
- corelația dintre timpul de lucru pe talpă și viteza mecanică medie,
- corelarea dintre viteza mecanică, forabilitate, turație, uzură și timpul admisibil de lucru pentru dantură.

Dintre metodele de optimizare a lucrărilor de foraj cu aplicativitate semiindustrială amintim metoda elaborată de H.B.Woods și E.M. Calle /81/ care permite determinarea în condițiile prețului de cost minim a următoarelor dependențe :

- apăsarea pe sapă-turație menținute constante pe durata unui marș
- apăsarea optimă pentru o valoare impusă turației,
- turație optimă pentru orice apăsare impusă

Pe baza celor prezentate rezultă că una din mărimile fundamentale ale corelațiilor utilizate în procesul de optimizare a lucrărilor de foraj o constituie turația instrumentului de dislocare, a sapei, mărime care influențează : viteza mecanică, viteza comercială și durata de lucru la talpă. Ca urmare se impune atenției turația de antrenare a sapei în vederea studierii posibilităților tehnice de influențare a valorii sale în cazul diferitelor procedee de foraj.

O prezentare succintă a aspectelor tehnico-economice ale lucrărilor de foraj este în măsură să evidențieze limitele și posibilitățile de optimizare pe ansamblul acestora, precum și condițiile specifice în ceea ce privește antrenarea sapelor.

1.2. Limite tehnico-economice de utilizare ale forajului rotativ și cu turbine convenționale.

Procedeul de foraj rotativ, în cadrul căruia momentul necesar dislocării rocilor se transmite sapei de la suprafață prin intermediul prăjinilor de foraj a apărut în anul 1895. Din această perioadă și până în prezent, în toate țările producătoare de petrol, au fost efectuate încercări de perfecționare a acestui procedeu de foraj în special în direcția creșterii vitezei mecanice. Perfecționările în majoritatea cazurilor au vizat mărirea debitului de lucru, creșterea turației și îmbunătățirea constructivă a sapelor de foraj. Pe această bază, în anumite categorii de roci, la valori uzuale ale apăsărilor pe sapă, s-a ajuns la viteze mecanice de 3,64 m/oră, după cum reiese din datele Institutului Francez de Petrol /147/. Creșterea continuă a adâncimii forajelor la 5000-10000 metri, a evidențiat limitele tehnice și economice ale procesului de foraj rotativ care sînt cauzate de următorii factori :

1.- Creșterea excesivă a lungimii garniturilor de foraj aflate în mișcare de rotație. Acest factor conduce la :

- Mărirea pierderilor prin frecare între garnitura de foraj și pereții găurii forate, respectiv noroiul de foraj.

- Posibilitatea apariției în urma blocării și deblocării sapei a unor oscilații elastice de torsiune a căror frecvență poate coincide cu frecvența oscilațiilor proprii ale garniturii suspendate, conducînd astfel la fenomenul de rezonanță. Ca urmare, se creează condiții favorabile apariției accidentelor tehnice.

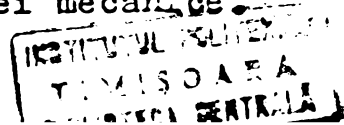
- Blocarea sapei la apăsări mari pe aceasta, datorită faptului că momentul transmis prin garnitură este insuficient pentru dislocarea rocilor. Creșterea în continuare a momentului transmis de la suprafață, are ca urmare mărirea tensiunilor din garnitură, fapt ce poate conduce după depășirea limitei de curgere a materialului la ruperea acesteia.

- Uzura rapidă a prăjinilor și coloanelor de tubaj datorită frecării.

- Creșterea posibilității devierii sondei, în special la apăsări mari pe sapă.

2.- Scăderea vitezei mecanice odată cu creșterea adâncimii sondei ca urmare a reducerii vitezei periferice a sapei. Această limitare a forajului rotativ este o urmare a faptului că diametrul sapelor se reduce odată cu creșterea adâncimii sondei, iar viteza de rotație a garniturii nu poate fi mărită datorită creșterii pierderilor prin frecare și a posibilității apariției accidentelor tehnice.

3.- Creșterea prețului de cost pe metru forat și reducerea productivității muncii ca urmare a scăderii vitezei mecanice.



Datorită limitelor tehnico-economice ale forajului rotativ s-a căutat un nou procedeu de foraj care să înlăture cel puțin parțial aceste limite în ceea ce privește sistemul de antrenare al sapei. Astfel perioada anilor 1920-1934 se consideră ca eră de pionierat a construcției și încercării turbinelor de foraj. În baza studiilor și cercetărilor ulterioare efectuate în U.R.S.S., S.U.A., Franța și a brevetelor depuse în țările menționate, precum și în Anglia, Austria, Jugoslavia, Olanda și R.F.G., s-a perfecționat atât construcția turbinei de foraj, cât și procedeu de foraj cu turbine /6/.

Turbinele de foraj convenționale, produse în serie de uzinele constructoare, sînt caracterizate prin aceea că turația corespunzătoare regimului de funcționare cu putere maximă sau turația nominală are valori de 500-600 rot/min. Aceste turbine sînt formate din 1-3 secțiuni independente cuplate între ele (Fig.1.1.). Fiecare secțiune cuprinde corpul

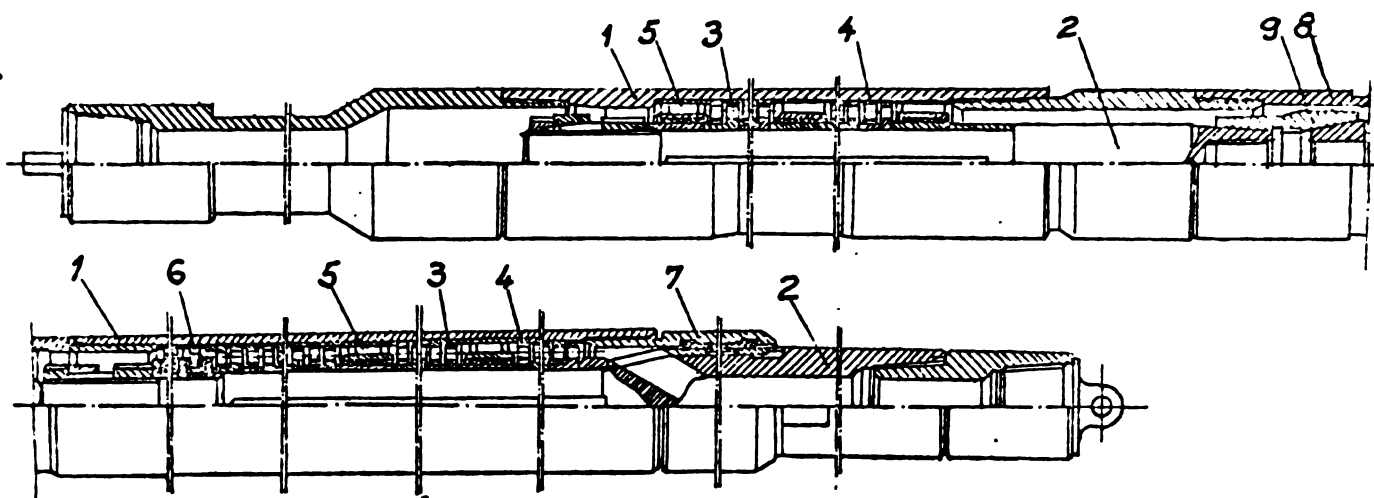


Fig.1.1.

turbinei (1) arborele (2) un număr de 60-100 etaje formate din rotoari (3) statori (4), lagăre radiale intermediare (5). În secțiunea inferioară se află amplasate lagărele axiale (6) și lagărul de cap (7). Cuplarea corpurilor secțiunilor se realizează prin reducția (8) iar capetele conice ale arborilor prin mufa (9).

Procedeu de foraj cu turbină asigură prin prezența turbinei la talpa sondei în imediată apropiere a sapei, eliminarea tuturor deficiențelor legate de creșterea lungimii garniturii de foraj în procedeu de foraj rotativ. Totodată oferă posibilități de efectuare a forajului dirijat, a forajului marin în tufă și se poate adapta noului procedeu de flexo-foraj /43, 45, 50, 104, 160/.

Turbinele de foraj convenționale prezintă următoarele limite tehnico-economice în procesul de foraj :

1.- Turația nominală a turbinelor de foraj convenționale, nu co-

respunde cu turația nominală a sabelor. În condițiile unor apăsări uzuale pe sapă, pentru formațiile geologice cu diferite grade de consolidare și abrazivitate, turația nominală a sabelor produse și exploatare în diferite țări este cuprinsă în tabelul 1.1.

TABELUL 1.1.

Gradul de consolidare al rocilor și gradul de abrazivitate	Locul de producție sau exploatare al sabelor					
	UCUP 1 Mai Ploiești /158/	Hughes SUA /49/	Foraj RSR /160/	Foraj URSS /158/	Foraj SUA /158/	Foraj Franța /158/
	Turația nominală rot/min					
Slab	60-300	100-250	200-250	200-275	-	400
Mediu	50-200	60-180	150	300-400	300-200	200-400
Tare abraziv	40-150	40-90	50	600-700	-	-
Tare extraabr.	40-150	35-70	-	-	-	-

Din tabelul 1.1. reiese faptul că turbinele de foraj convenționale nu pot antrena în condiții corespunzătoare sabelor de foraj, cu excepția celor utilizate pentru roci tari-abrazive în URSS. Pe de altă parte se impune a fi subliniat faptul că turațiile de 200-400 rot/min necesare antrenării sabelor nu pot fi realizate nici prin intermediul forajului rotativ, fiind peste capacitățile sale. Acest domeniu este necesar a fi acoperit prin turbine de foraj cu turații reduse.

Datorită neconcordanței dintre turația nominală a turbinelor convenționale și turația sabelor, în procesul de foraj se produce o uzură rapidă a dinților precum și a lagărelor de susținere a conurilor sabelor. Ca urmare a uzurii rapide, chiar în condițiile obținerii unei viteze mecanice mari, se impun manevre frecvente ale garniturii în scopul schimbării sapei. Avansul mic pe sapă realizat în aceste condiții, prelungirea timpului de manevră precum și consumul mare de sape pe metru forat, face ca la săparea unei sonde convenționale de o anumită adâncime forajul cu turbina convențională să fie mai puțin economic în raport cu forajul rotativ, chiar dacă timpul efectiv la talpă se reduce. Pe baza datelor Institutului Francez de Petrol /147/ rezultă că între timpul efectiv de lucru la talpă necesar în procedeul de foraj cu turbine convenționale T_{tt} și timpul similar necesar în procedeul rotativ T_{tr} , în condiții geologice similare, există raportul

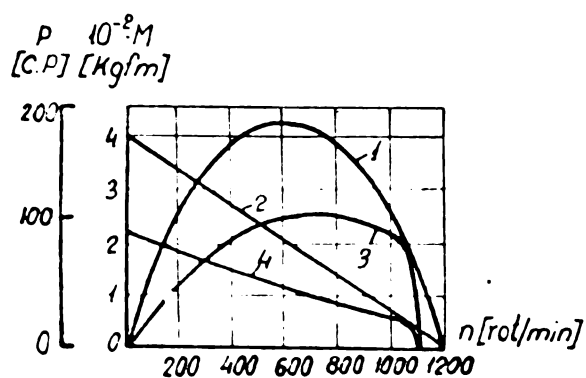
$$\frac{T_{tt}}{T_{tr}} = 0,46 \quad (1.1)$$

Intre timpul de manevră T_{mt} necesar în procedeul de foraj cu turbina convențională și timpul necesar în forajul rotativ T_{tr} în condiții geologice similare se obține :

$$\frac{T_{mt}}{t_{mr}} = 1,7 \quad (1.2)$$

Din rapoartele de mai sus rezultă o reducere a timpului de lucru la talpă cu 54% și o creștere a timpului de manevră cu 70% în cazul forajului cu turbină convențională în raport cu forajul rotativ. Pe ansamblul celor două operații rezultă deci o prelungire a duratei de lucru cu 16% în cazul forajului de turbine convenționale față de forajul rotativ, ceea ce evident, nu este economic. Această constatare evidențiază necesitatea studierii turbinelor de foraj cu turație redusă sau a altor metode de corelare a turației de antrenare cu turația nominală a sabelor. Dintre metodele utilizate pînă în prezent în acest scop se remarcă utilizarea sabelor de foraj cu diamante /5, 82, 158/ cuplate la turbine de foraj cu turații mari /161/, soluție care necesită investiții mari și tehnologii speciale de fabricație a sabelor.

2.- Reducerea turațiilor turbinelor convenționale echipate cu lagăre de alunecare prin creșterea apăsării pe sapă, se poate face numai pînă la turații de 400 rot/min /6, 74, 148, 160/ deoarece la turații mai reduse regimul de funcționare devine instabil, ducînd la oprirea completă a turbinei. Acest fenomen se explică prin faptul că lagărele de alunecare consumă prin frecare o parte importantă din momentul dezvoltat la arbore de către etajele turbinei de foraj. Pe baza cercetărilor efectuate de Iu.R.Ioanesian /74/, în figura 1.2 a fost reprezentat cantitativ acest fenomen pentru încercările



- 1 $P=f(n)$ Lagăr cu rulmenți
- 2 $M=f(n)$ Lagăr cu rulmenți
- 3 $P=f(n)$ Lagăr cu alunecare
- 4 $M=f(n)$ Lagăr cu alunecare

Fig.1.2.

le turației.

le efectuate pe aceeași turbină echipată cu lagăre de alunecare și lagăre cu rulmenți. Luînd în considerare definiția coeficientului de stabilitate în funcționarea turbinelor de foraj /160/:

$$S = \frac{d M}{d n} \quad (1.3)$$

din figura 1.2 reiese că valoarea acestuia se reduce sensibil datorită pierderilor prin frecare în lagărele de alunecare, ceea ce explică și instabilitatea în funcționarea turbinei la valori reduse ale

3.- Utilizarea lagărelor de alunecare în turbinele de foraj con-

venționale reduce anduranta în exploatare la 50-150 ore de funcționare /160/, perioadă după care se impune înlocuirea totală a lagărelor. Ca urmare a acestui fapt cresc cheltuielile de întreținere a utilajului.

Pe baza aspectelor prezentate rezultă că procedeele de foraj rotativ și cu turbine convenționale sînt afectate de dezavantaje care în condițiile forajului la adîncimi mari sau ale forajului marin, fac improprie aceste procedee pentru o utilizare economică. Astfel, în cadrul cercetărilor din domeniul construcției și exploatării utilajului petrolier s-a conturat problema necesității elaborării unor noi procedee și utilaje care în condiții economice să asigure efectuarea lucrărilor de foraj la adîncimi din ce în ce mai mari, precum și a forajului marin. Si în cadrul acestor procedee urmărirea realizării corelației turației de antrenare cu turația nominală a sapeilor, rămîne o problemă care se impune a fi soluționată.

1.3. Procedee și utilaje de perspectivă în execuția lucrărilor de foraj.

Creșterea continuă a necesarului de energie pe plan mondial a condus la dezvoltarea prospecțiunilor și exploatării hidrocarburilor naturale. După cum a reieșit din paragraful precedent procedeele convenționale de foraj devin tot mai puțin economice pe măsură ce adîncimea de exploatare crește. Ca urmare, au fost impulsionate cercetările în domeniul construcției și exploatării utilajului petrolier care în condiții cît mai economice să satisfacă cerințele tehnicii actuale. Astfel, în ultimii 10-15 ani, s-au conturat noi procedee de foraj care prin continua lor perfecționare vor fi capabile să asigure perspectivele efectuării lucrărilor în acest domeniu. În categoria acestor procedee se includ :

- 1.) Procedee de foraj cu jet.
- 2.) Procedeele de flexoforaj.

Principiul de bază al forajului cu jet constă în conducerea fluidului de circulație la talpă cu o viteză mare, obținută la ieșirea din duze. Duzele calibrate, interschimbabile, realizate din aliaje dure sau materiale mineralo-ceramice, sînt amplasate pe sape, între conuri. În trecerea prin duze, datorită unei căderi de presiune, de aproximativ 20-100 kgf/cm², funcție de diametrul duzei se obține o viteză a jetului de ordinul a 100 m/sec. Acest jet de fluid orientat corespunzător lovește talpa găurii de sondă, avînd ca efect atît curățirea acesteia de detritus cît și dizlocarea rocilor slabe sau puțin consolidate. Sapele cu duze utilizate în acest procedeu de foraj, se pot antrena prin intermediul mesei rotative sau al turbinei de foraj, situație în care și asupra acestui procedeu se repercutează dezavantajele prezentate în pa-

raportul 1.2. Forajul după acest procedeu aplicat pe plan mondial a condus la următoarele rezultate tehnico-economice /49/ :

TABEL 1.2.

Tara	Viteza mecanică (m/oră)	Turația sapei (rot/min)
R.D.Germană	2,83 - 4,13	60-140
R.F.Ungară	8,3 - 9,5	100
U.R.S.S.	creșteri 20-100% față de foraj convențional	400
S.U.A.	2,7 - 13,1	-

Valorile vitezei mecanice prezentate în tabelul 1.2 au fost obținute la foraje efectuate în roci cu durități diferite și sînt superioare vitezelor mecanice realizate prin procedee convenționale în roci similare.

Forajul cu jet a fost introdus și la noi în țară. În primii ani de aplicare, s-au obținut rezultatele prezentate în tabelul 1.3 /49/.

TABEL 1.3.

Anii	Volum forat cu jet		Creșteri înregistrate față de indicatorii forajului normal (%)		Observații
	m	din totalul forat convențional	m/h	m/sapă	
1964	527	-	93,0	266,0	Primele încercări
1965	10039	0,95	100,6	389,0	Fază experimentală
1966	64924	3,88	18,3	159,6	Fază experimentală
1967	133394	8,70	21,4	98,7	Fază experimentală
1968	335786	25,40	28,4	56,5	Fază industrială

Pe baza datelor din tabelul 1.3 rezultă că forajul cu jet este un procedeu de mare productivitate, cu posibilități largi pentru realizarea unor indicatori tehnici și economici mult superiori celor obținuți prin metodele clasice. În perspectiva de dezvoltare a acestui procedeu se prevede antrenarea sapei prin turbină de foraj cu turație redusă sau motoare electrice de adîncime avînd turațiile nominale, corelate cu cele ale sapei utilizate. Asigurarea debitului de lucru și a unei presiuni globale mai mari în raport cu procedeele convenționale impune ca în procedeul de foraj cu jet instalațiile să dispună de pompe cu puteri mari, capabile să furnizeze energia hidrolică necesară.

Procedeul de flexoforaj este caracterizat prin continuitatea operațiilor de introducere și extragere a garniturii de foraj. În cadrul acestui procedeu coloana de prăjini este înlocuită cu o coloană flexi-

bilă, de secțiune inelară, armată cu cabluri, învelită la exterior și interior într-un strat de elastomeri. Coloana flexibilă înfășurată pe un tambur poate fi derulată în mod continuu, pe măsură ce sapa avansează în teren. Schema de principiu a instalațiilor și aparaturii utilizate în procedeul de flexoforaj, este prezentată în figura 1.3 /43,160/.

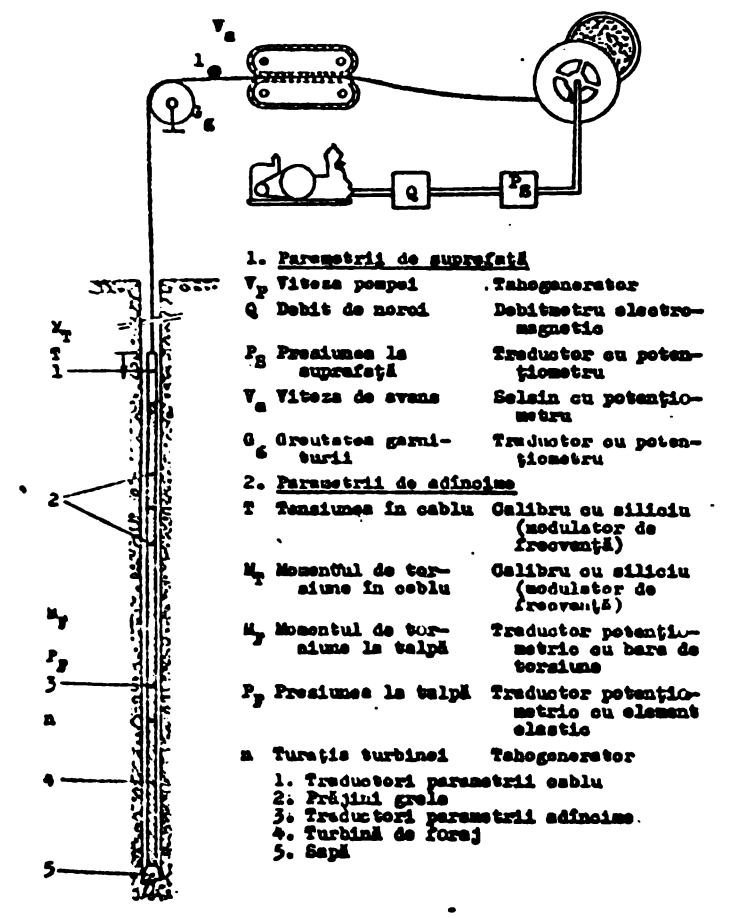


Fig.1.3.

O particularitate esențială pe care o prezintă procedeul de flexoforaj în raport cu forajul cu prăjini, constă în aceea că dacă în forajul convențional antrenarea sapei poate fi realizată fie prin intermediul mesei rotative, fie prin motor de adâncime (turbine de foraj sau motor electric), în cazul flexoforajului utilizarea motorului de adâncime devine obligatorie. Pentru creșterea eficacității economice a acestui procedeu de foraj rezultă că sînt necesare cercetări în direcția realizării de motoare de adâncime avînd turația de antrenare corelată cu turația nominală a sapei.

Principalele avantaje ale flexoforajului în raport cu forajul clasic sînt :

- 1.- Creșterea productivității instalației ca urmare a :
 - eliminării timpului de adăugare a bucății de avansare,
 - posibilității de eliminare a timpului de săpare pentru corectare și tubare a găurilor deoarece nu mai sînt necesare prăjina de antrenare și bucata de avansare,
 - reducerii timpului de manevră prin eliminarea timpilor necesari pentru : ridicarea și coborîrea macaralei, manevrarea pasului, efectuarea operațiilor manuale (prinderea, respectiv scoaterea elevatorului de pe prăjină, fixarea, respectiv scoaterea cleștilor, înșurubarea, respectiv desurubarea pasului, etc.),
 - posibilității de reducere a timpilor de avarii și complicații datorate ruperii coloanei de prăjini,
 - posibilității de evitare a opririi circulației fluidului de foraj, operație obligatorie la adăugarea sau extragerea bucăților de a-

vansare în forajul convențional cu ocazia introducerii și scoaterii garniturii.

2.- Datorită faptului că în cablul flexibil pot fi înglobați și conductori electrici, apar următoarele avantaje :

- posibilitatea de automatizare complexă a procesului de foraj folosind informațiile culese de la talpa sondei prin traductori. Pe această bază talpa sondei poate fi racordată la un calculator de proces programat pe baza relațiilor de optimizare ale procesului în funcție de parametrii acestuia : cuplu de dislocare, apăsare pe sapă, duritatea rocilor etc. În acest mod se poate asigura conducerea procesului de foraj în regim de comandă adaptivă, adaptarea efectuându-se opțional în funcție de proprietățile structurilor străbătute,

- efectuarea continuă a operațiilor de carotaj (electric, radioactiv etc.) în timpul forajului, obținându-se cu promptitudine informații asupra formațiilor traversate, în condițiile unei contaminări minime a rocilor de către fluidul de foraj.

3.- Efectuarea foarte rapidă a unor lucrări de investigație geologică ca prelevarea unor probe de rocă prin carotaj mecanic, operațiune deosebit de avantajată în special în prospecțiunea geologică pe mare, la adâncimi mari de apă, datorită posibilităților de manevrare foarte rapidă a coloanei flexibile în mediul marin.

4.- Devine posibilă micșorarea gabariturii instalației de foraj ceea ce contribuie la reducerea greutateii acesteia la efectuarea mai operativă a transportului și a operațiilor de montare ale instalațiilor. În forajul pe mare acest avantaj este esențial.

5.- Pe baza calculelor efectuate de Institutul Francez al Petroliului (147), în cazul aplicării procedurii de flexoforaj în raport cu forajul rotativ, rezultă următoarele efecte economice :

- reducerea duratei de lucru la săparea unei sonde cu 30-40%,
- reducerea prețului de cost pe metru forat cu 15% la forajul terestru și cu 30% la forajul marin.

Procedul de flexoforaj, cu toate avantajele pe care le prezintă, în momentul de față se află în fază experimentală, prin colaborarea realizată în acest domeniu de Franța și U.R.S.S.

Prin acest procedeu au fost săpate pînă în anul 1969, 10 sonde dintre care una pînă la adîncimea de 1830 metri cu o instalație proiectată să lucreze pînă la 4000 metri adîncime. Instalația de foraj a utilizat un motor de adîncime electric de construcție sovietică, care a antrenat o sapă cu diamante /43, 158/. Pentru aplicarea la scară industrială și extinderea în condiții economice a procedurii de flexoforaj, în prezent se ridică următoarele probleme :

1.- Realizarea coloanei flexibile, în tronsoane de câteva sute de metri necesită mașini și tehnologii speciale. Pentru racordarea tronsoanelor sînt necesare mufe care pe lîngă o rezistență mecanică și o etanșare bună a coloanei, trebuie să asigure și mijloacele de cuplare a conductorilor electrice pentru traductori, respectiv forța, în cazul folosirii motoarelor electrice de adîncime.

2.- Studiul și realizarea unor traductori specifici procesului de foraj cu siguranță și fiabilitate mare în exploatare care să asigure posibilitatea automatizării complete prin calculator a procesului de foraj.

3.- Proiectarea și construirea unor noi prevenitoare de crupție care să asigure obturarea perfectă a coloanei flexibile.

4.- Asigurarea unor scule și tehnologii noi pentru lucrările de eliminare a avariilor care pot fi mult mai dificile.

5.- Datorită faptului că turbinele de foraj convenționale conduc la uzuri rapide ale sapelor, iar motoarele electrice de adîncime nu sînt suficient de fiabile, este necesar atît în cazul flexoforajului cît și al forajului clasic cu turbina, realizarea unui nou tip de motor de adîncime : turbina de foraj cu turație redusă.

6.- Adaptarea echipamentului de foraj de suprafață : trolu, turlă, pompe etc., la condițiile specifice flexoforajului.

7.- Pentru săparea dirijată a sondelor vor trebui elaborate soluții noi, specifice posibilității de dirijare automată sau prin telecomandă a garniturii de foraj.

Din cadrul multiplelor probleme ridicate de aplicarea procedurii de flexoforaj se desprinde necesitatea efectuării cercetărilor în vederea realizării unor motoare de adîncime hidraulice a căror turație să fie corelată cu aceea a sapelor.

1.4. Probleme nerezolvate de studiile și cercetările efectuate pînă în prezent în domeniul turbinelor de foraj

Luînd în considerare problemele ridicate de executarea lucrărilor de foraj prezentate în prealabil, rezultă necesitatea realizării unor motoare de adîncime electrice sau hidraulice, care să aibă o turație nominală în concordanță cu aceea a sapelor adică 250-400 rot/min, o fiabilitate mare, siguranță mare în funcționare și un preț de cost cît mai redus. Pe această bază se poate considera că atît pentru forajul convențional cît și pentru metodele moderne de foraj, problema cercetărilor în domeniul motoarelor de adîncime poate fi abordată în două direcții distincte :

a) cercetări în vederea realizării de motoare de adîncime hidrau-

lice cu turația redusă,

b) cercetări în domeniul motoarelor de adâncime electrice.

În cele ce urmează vom analiza numai aspectele ce privesc cercetările în domeniul turbinelor de foraj cu turație redusă, adică a motoarelor hidraulice de adâncime.

Problema esențială în acest domeniu a constituit-o și o constituie încă, corelația dintre caracteristicile turbinei de foraj, caracteristicile sapei și parametrii regimului de foraj. Această problemă a fost abordată în funcție de dezvoltarea științifică și tehnologică în mai multe etape distincte. Perioada 1951-1957 constituie o primă etapă a concretizării acestor cercetări. Această etapă, caracterizată prin realizarea turbinelor cu lagăre cauciucate și palete profilate cu bordul de față rotunjit, este prezentată sub formă de sinteză științifică și tehnică de R.A.Ioannessian /72/. Turbinele de foraj realizate în această etapă prezentau instabilitate în funcționare la turații mai mici ca 400 rot/min și indicii economici de foraj erau reduși. Cercetările ulterioare /75, 90/ au analizat în ansamblu problemele legate de corelarea parametrilor regimului de foraj cu caracteristicile turbinei scoțând în evidență posibilitățile de creștere a puterii transmise de talpă, a reducerii turației sau a utilizării altor lichide de spălare a tălpii /118/. Realizările obținute în construcția turbinelor de foraj prin utilizarea rotorilor și statorilor din masă plastică /64, 116/, respectiv prin modificarea geometriei profilelor și a geometriei rețelei /94, 97/ au condus la influențarea favorabilă a parametrilor turbinei și regimului de foraj, fără însă a soluționa corelația dintre turația turbinelor și a sapei de foraj. Acest aspect este amplu dezbătut în articolele publicate în perioada 1966-1973 de către cercetătorii de la VNIIBT Moscova /52, 59, 78, 80/. Perspectivele dezvoltării forajului cu turbina analizate de R.A.Ioannessian în 1967 /76/ și 1969 /77/ precum și probleme privind perfecționarea turbinelor de foraj reluate în 1970 /53/ și 1971 /75, 79/ evidențiază necesitatea realizării unor turbine de turație scăzută, moment mare la arbore și cu o caracteristică a căderilor de presiune constantă în raport cu turația turbinei, care să prezinte o stabilitate mare în domeniul turațiilor optime de funcționare a sapei.

Luând în considerare metodele posibile de reducere a turației turbinei, cercetările teoretice și experimentale efectuate până în prezent pot fi grupate astfel :

1.- Cercetări vizând reducerea vitezei meridionale a curentului fluid în paralel cu creșterea numărului de etaje ale turbinei.

2.- Cercetări privind utilizarea unui reductor mecanic de turație înglobat în corpul turbinei.

3.- Cercetări privind construcția unor motoare de adâncime acționate hidraulic pe alte principii.

4.- Cercetări în vederea realizării unor palete de formă specială care să echipeze rotorii și statorii turbinelor de foraj.

Cercetările privind obținerea turației scăzute la arborele turbinei de foraj prin reducerea vitezei meridionale, se bazează pe faptul că odată cu reducerea valorii ei scade și viteza tangențială pentru o geometrie dată a paletajului etajului. În aceste condiții momentul dezvoltat la arbore, proporțional cu patratul vitezei periferice scade în mod corespunzător. Pentru a asigura învingerea momentului rezistent o-pus de rocă prin valori mai mari ale momentului dezvoltat la arbore rezultă ca necesară mărirea numărului de etaje. Pe baza acestor principii s-au realizat în U.R.S.S. mai multe turbine de foraj /60,97,138,148/. Creșterea numărului de etaje conduce însă la mărirea prețului de cost al turbinei, la complicații constructive și funcționale și la creșterea căderilor de presiune. Ca urmare a dezavantajelor de mai sus, în prezent această metodă nu mai este utilizată.

În scopul reducerii turației la arborele turbinei au fost studiate diferite variante constructive de reductoare de turație cu mai mulți sateliți /72/. Toate acestea au prezentat după o scurtă perioadă de exploatare o uzură accentuată a danturii datorită pătrunderii noroiului abraziv în zona de angrenare cu toate că au fost utilizate etanșări realizate în diferite forme constructive. Pentru o scurtă perioadă între anii 1936-1960, această posibilitate de reducere a turației a fost abandonată, dar în 1960 a fost reluată datorită problemelor ridicate de forajul cu turbină la adâncimi mai mari /95, 153/. Cercetările ulterioare au condus la realizarea de noi reductoare în care dantura cu profil de evolventă a fost înlocuită prin dantura având profilul Novikov. Caracteristicile noilor reductoare sînt analizate de către S.S.Nikomarov /101/ iar influența diferiților factori ai procesului de foraj asupra turbinei cu reductor, de către G.A.Liubimov /96/. Incercările industriale asupra turbinelor de foraj cu reductor au pus în evidență performanțele bune obținute pe această cale. Astfel pentru turbina TR 8 K /102/ echipată cu un număr de 95 etaje avînd reductor cu dantura Novikov și un raport de transmisie $i = 3,57$ s-au obținut caracteristicile prezentate în tabelul 1.4.

Pe baza datelor de mai sus rezultă că turația turbinei echipată cu reductor mecanic de turație se suprapune peste domeniul optim de lucru al sapeilor, momentele dezvoltate la arbore corespund cerințelor impuse de lucrările de foraj, iar căderile de presiune se înscriu în

TABELUL 1.4.

Debitul de norci l/s	Turația arborelui la ieșire din turbina corespunzătoare regimului de putere maximă (rot/min)	Momentul la arbore în regim de randament maxim (kgfm)	Momentul corespunzător turației zero (kgfm)	Puterea la ieșire din turbină (CP)	Căderea de presiune pe turbină (kgf/cm ²)
25	168	265	530	59	29,0
28	188	285	570	84	35,5
30	204	360	720	104	42,3
35	235	495	990	164	36,2

limitele admise. În ceea ce privește viteza mecanică s-au obținut valori de 3-5 ori mai mari în raport cu forajul rotativ iar avansul pe sapă a crescut de două ori /102/. Cu toate avantajele pe care le prezintă, turbinele de foraj cu turație redusă echipate cu reductor de turație, ele s-au dovedit a fi costisitoare și cu o fiabilitate redusă de 13-32 ore de funcționare între două reparații consecutive /102, 148/.

Cercetările privind posibilitatea reducerii turației de antrenare a sapei cu ajutorul unor motoare de adâncime acționate hidraulic, bazate pe alte principii constructive decât cele menționate în prealabil au fost abordate în special în S.U.A. /58, 74, 148/ și U.R.S.S. /55, 63/. Rezultatele acestor cercetări s-au concretizat prin realizarea unui motor de adâncime de tip volumic, cu trei trepte, denumit "Dyna-Drill". Fiecare treaptă cuprinde un rotor în formă de arbore ondulat montat excentric în stator. Rotorul acționează o tijă de legătură și un arbore la care este conectată o reducere de sapă. Turația acestui motor de adâncime este funcție de viteza fluidului de lucru, respectiv de debitul acestuia. Momentul la arbore este proporțional cu presiunea de intrare a fluidului de lucru iar variația presiunii de intrare se realizează tot prin intermediul debitului /148/. Valoarea turației nominale a motorului "Dyna-Drill" este 330 rot/min, iar cuplul realizat 50-126 kgfm. Pe baza cercetărilor industriale efectuate la forajul sondelor asupra motorului "Dyna-Drill" pe o durată de 163 ore, s-a realizat o viteză mecanică medie de 1,5 m/oră, iar prețul de cost pe metru forat s-a redus cu 40% față de forajul convențional.

Acest tip de motor de adâncime are o aplicabilitate redusă datorită prețului de cost ridicat și vitezelor mecanice mici în raport cu forajul cu jet ale cărui performanțe au fost prezentate în tabelul 1.2. Reducerea valorii vitezei mecanice la forajele executate cu motorul

"Dyna-Drill" este cauzată de turația ridicată în raport cu turațiile nominale ale sapelelor prezentate în tabelul 1.1, impusă prin valoarea debitului de spălare.

Implicațiile economice nefavorabile ale soluțiilor tehnice privind realizarea turbinelor de foraj cu turație redusă, prezentate anterior, au orientat cercetările din acest domeniu în perioada 1960-1970 spre analiza multilaterală și aprofundată a geometriei paletelor și a influenței diferiților parametri a acestora asupra caracteristicilor turbinei. Pe baza rezultatelor cercetărilor privind influența formei constructive a paletelor asupra curbelor caracteristice ale turbinei prezentate de B.G.Liubimov /90,91/ și a lucrării lui V.L.Ilskii /70/ privind legătura dintre elementele unghiulare ale paletelor și elementele cinematice ale rotorului, se poate considera că s-au pus bazele analizei științifice ale acestei direcții de cercetare în domeniul turbinelor de foraj. Extinderea forajului cu turbina, precum și realizarea sintezei cercetărilor în domeniul turbinelor de foraj multietajate, publicată în 1963 /97/, au declanșat în perioada următoare o serie de cercetări teoretice și experimentale în acest domeniu, atât în U.R.S.S. cât și în Franța. Prin gruparea tematică a acestor cercetări rezultă că au fost abordate următoarele aspecte :

1.- Interdependența între parametrii regimului de foraj și caracteristicile turbinei /56,59,124/.

2.- Interdependența dintre caracteristicile rețelei plane de profile și caracteristicile turbinei de foraj /137/, bazată pe cercetări similare în domeniul turbinelor axiale /150/.

3.- Influența variației geometriei profilului și rețelei asupra caracteristicilor turbinelor de foraj /62,80,93,122,138,148/.

4.- Influența elementelor geometrice ale turbinelor asupra caracteristicilor acestora /61,88/.

5.- Influența materialelor și tehnologiei de fabricație asupra caracteristicilor turbinei /89,154/.

Indiferent de tematica abordată în aceste lucrări, geometria profilului paletelor, precum și geometria rețelei au constituit elemente de bază în compararea rezultatelor și la stabilirea concluziilor cercetărilor. Acest aspect se desprinde cu o deosebită pregnanță din cercetările teoretice și experimentale efectuate de A.N.Sindin și B.G.Liubimov /138/ în vederea măririi momentului de torsiune la arborele turbinei. Pe baza rezultatelor acestor cercetări s-a dovedit utilă folosirea profilurilor subțiri cu deviație mică la realizarea rotorului turbinei, în scopul obținerii unei caracteristici cât mai plate a căderii de presiune

în funcție de turație. În aceeași lucrare, pe baza cercetărilor asupra unei turbine model echipată cu un stator avînd 33 palete iar rotorii utilizați succesiv, fiind prevăzuți cu un număr de palete variînd între 26-29, s-a pus în evidență influența pasului relativ variabil al rețelei asupra caracteristicilor turbinelor de foraj (fig.1.4.). Din aceste

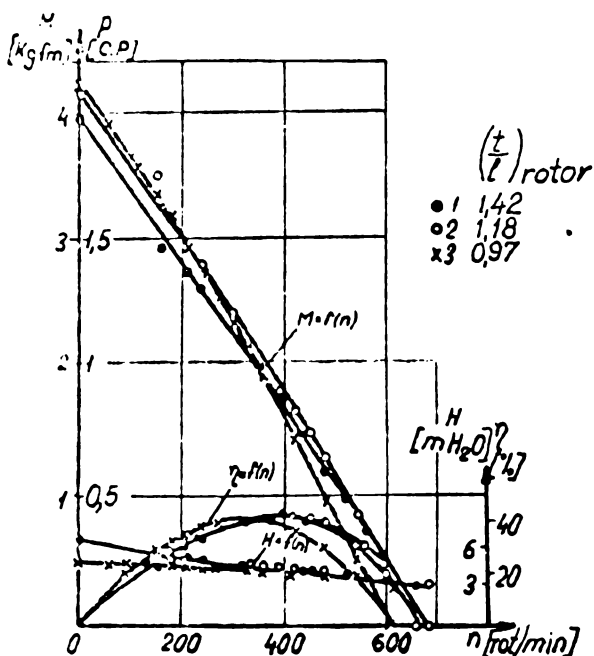


Fig.1.4.

caracteristici reiese că turația la arbore în regim optim variază în limitele 325-400 rot/min., crescînd odată cu creșterea valorii pasului relativ al paletelor rotorice de la $t/l = 0,97$ la $t/l = 1,42$. Variația liniară a momentului cu turația, caracterizată printr-o pantă crescătoare odată cu reducerea valorii pasului relativ, asigură pe de altă parte o stabilitate mărită a turbinei. Pe cale teoretică și experimentală s-a dovedit că este necesară creșterea unghiului de intrare al curentului în rețeaua rotorică în vederea măririi momentului la arborii turbinei /97/.

Încercările industriale efectuate asupra turbinelor cu turație redusă : 3 TSS-7 1/2 inch/TL /48, 54, 57/ și 3 TSS-9 inch/TL /123/, realizate pe baza studiilor și cercetărilor de laborator privind influența geometriei rețelei /93/, au scos în evidență posibilitatea utilizării în bune condiții atât a sașelor cu role, cu sau fără duze cât și a sașelor cu diamante la turații de antrenare de 300-500 rot/min. Trebuie remarcat că asupra stabilității în funcționarea acestor turbine s-a acționat nu numai printr-o formă adecvată a profilului paletelor ci și prin utilizarea lagărelor cu rulmenți în construcția lor /74/.

Pe baza încercărilor industriale efectuate asupra turbinelor de foraj cu turație redusă 3 TSS-7/ 1/2 inch/TL, V.A.Dobkin /48/ prezintă comparativ indicii tehnico-economici ai forajului cu aceste turbine în raport cu indicii similari ai turbinelor de foraj convenționale TS 5 B-7 1/2 inch. Luînd în considerare succesiv valorile minime, respectiv maxime ale indicatorilor tehnico-economici realizați la forajul cu turbine convenționale, variația indicilor similari în forajul cu turbine de foraj cu turație redusă, este :

- productivitatea medie pe sapă crește cu 25-42,5%
- timpul mediu de lucru la talpă variază între limitele de scădere cu 4,9% și creșterea cu 22,3%
- viteza mecanică medie crește cu 14,5-32%

Indicii tehnico-economici obținuți în cadrul forajului cu turbine cu turație redusă indică o mai bună corelare a caracteristicilor turbinei cu cele ale sapei ca și în cazul turbinelor convenționale. Faptul că timpul mediu la talpă se reduce în raport cu turbinele convenționale pe lângă alți factori cauzali care au condus la această reducere, reliefează că turația la arborele turbinelor cu turație redusă se menține în că prea ridicată în raport cu turația optimă a sapei.

Având în vedere oă toate cercetările privind influența geometriei profilelor și a geometriei rețelelor care formează paletele turbinelor de foraj asupra caracteristicilor acestora s-au efectuat pe turbine echipate cu un număr redus de etaje, în stațiuni de laborator au fost necesare investiții mari cu ocazia realizării diferitelor tipuri de etaje. Pe de altă parte durata efectuării cercetărilor s-a prelungit fiind necesar studiul unui număr mare de variante de rotor și stator, fapt care a condus de asemenea la creșterea investițiilor.

Cercetările asupra influenței geometriei rețelei și a geometriei profilului asupra caracteristicilor turbinei de foraj au evidențiat prin rezultatele obținute influența unora din principalii factori. Analizând în ansamblu rezultatele acestor cercetări rezultă că nu s-au aprofundat în suficientă măsură problemele legate de influența acestor factori asupra reducerii turației turbinelor în paralel cu menținerea unui moment mare la arbore, în condițiile unui randament ridicat. Tot ca o problemă deschisă a acestor cercetări a rămas și corelația între caracteristicile energetice ale rețelelor de profile plane și caracteristicile turbinelor de foraj.

1.5. Considerații privind oportunitatea cercetărilor în domeniul turbinelor de foraj cu turație redusă

Cercetările teoretice și experimentale în domeniul turbinelor de foraj efectuate până în prezent pe plan mondial, expuse în mod succint în paragraful precedent, au oferit unele soluții care însă nu au rezolvat problema principală ridicată de execuția lucrărilor de foraj și anume: concordanța dintre turația turbinelor de foraj și a sapei în condiții economice favorabile. Ca urmare a acestui fapt, cu toate perfecționările aduse în construcția sapei performanțele acestora se mențin în sub posibilitățile lor maxime, iar în final randamentul lucrărilor de foraj în ansamblu se menține la un nivel scăzut. Pe această bază în

condițiile unor resurse energetice mondiale limitate, se impune efectuarea unor studii și cercetări care să conducă la o soluționare științifică și tehnică a problemei, astfel încât să se îmbunătățească la maxim posibil randamentul pe ansamblul acestor lucrări. În paralel cu realizarea concordanței cât mai bune între turația turbinei și a sapei cercetările trebuie să fie îndreptate spre eliminarea zonei de funcționare instabilă a turbinei, realizarea unor momente maxime la frînarea și reducerea turației de ambalare.

Pentru punerea în valoare a avantajelor noilor procedee de foraj: flexoforajul și forajul cu jet, este necesară abordarea concomitentă a unui front mai larg de probleme de care ar beneficia și procedeele clasice de foraj. Dintre acestea menționăm în primul rând studiile și cercetările privind perfecționarea turbinelor de foraj cu turație redusă și a altor tipuri de motoare de adâncime.

Introducerea în practica industrială a turbinelor de foraj cu turație redusă, realizate pe bază unor noi cercetări în acest domeniu ar avea următoarele efecte tehnico-economice favorabile :

- creșterea vitezei mecanice, a avansului pe sapă, a vitezei comerciale și a productivității muncii în lucrările de foraj,
- reducerea numărului de manevre, respectiv timpului neproductiv, a consumului de energie, a numărului de sape consumate și în consecință a prețului de cost pe ansamblul lucrărilor de foraj,
- oferă posibilitatea introducerii procedurii de flexoforaj a extinderii forajului cu jet și a îmbunătățirii sensibile a forajului marin.

Pe baza acestor considerente tehnico-economice rezultă oportunitatea abordării cercetărilor în domeniul turbinelor de foraj cu turație redusă.

1.6. Metode de abordare a cercetărilor asupra hidrodinamicii etajelor turbinelor de foraj cu turație redusă

Analiza posibilităților de reducere a turației nominale a turbinelor de foraj, efectuată în paragraful 1.4, a reliefat că cercetările asupra hidrodinamicii paletelor rotorilor și statorilor constituie una din căile de realizare a acestui obiectiv. În literatură /93, 138/ sînt prezentate foarte puține rezultate obținute pe această cale, prin cercetări asupra modelelor experimentale de turbine de foraj prevăzute cu un număr redus de etaje. Cercetările asupra modelelor turbinelor de foraj, în mai multe variante, sînt de lungă durată, necesită investiții mari, respectiv tehnologii speciale de execuție a modelelor și nu oferă garanția posibilității de generalizare a rezultatelor obținute.

Cercetările privind Hidrodinamica etajelor turbinelor de foraj din cadrul lucrării, efectuate în scopul reducerii turației nominale, s-au abordat pe o cale nouă bazată pe ideia că paletele rotorilor și statorilor constituie rețele axiale multiple de profile mobile respectiv fixe. Pentru ca pe baza rezultatelor acestor cercetări să poată fi concluzionate aspecte științifice, tehnice, economice și tehnologice ale problemei studiate, s-a considerat necesară urmărirea următoarelor probleme de ansamblu :

- Studiul caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile având geometrie variabilă.
- Stabilirea relațiilor de determinare a mărimilor caracteristice ale etajului turbinelor de foraj și de dimensionare optimă a acestuia pe baza caracteristicilor energetice ale profilelor funcționând în rețea.
- Verificarea prin cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj a rezultatelor teoretice.
- Studiul comparativ a caracteristicilor determinate pe cale teoretică cu relații clasice, cu relațiile stabilite în lucrare și pe cale experimentală.
- Stabilirea căilor și metodelor de valorificare a rezultatelor cercetărilor efectuate în industrie.

CAP. II. PROBLEME SPECIFICE ALE REȚELOR PLANE DE PROFILE

2.1. Parametrii rețelei plane de profile

Transferul de energie în cadrul mașinilor hidraulice axiale se realizează în cea mai mare măsură la nivelul rotorilor acestora prin intermediul paletelor profilate. Dirijarea curentului de fluid spre rotor este efectuată de către stator prevăzut de asemenea cu palete profilate.

Turbinele de foraj sînt mașini axiale multietajate, care cuprind în ansamblul lor un număr variabil de 100-250 etaje. Fiecare etaj al turbinelor de foraj (fig.2.1) este format din cîte un stator (2) fixat în corpul turbinei (1) și un rotor (3) solidar cu arborele (4). Atît rotorul cît și statorul sînt prevăzuți cu palete profilate. O secțiune cilindrică efectuată la o rază r arbitrară printr-un etaj al turbinei de foraj, evidențiază existența a două rețele axiale de profile corespunzătoare statorului respectiv rotorului. Pasul paletelor statorice t_s , respectiv al paletelor rotorice t_r , determină univoc poziția unei palete în raport cu paleta precedentă și următoare, evidențiind astfel caracterul unor rețele axiale infinite. Curgerea în rețeaua rotorului respectiv statorului este tridimensională, viteza absolută avînd componente după direcția radială, tangențială și axială a secțiunii considerate. Deoarece la turbinele de foraj lățimea radială h a canalului paletat este mică, componenta radială a vitezei poate fi neglijată [137], mișcarea pe cilindru în acest caz particular devine bidimensională. Pe baza desfășurării în plan a secțiunii cilindrice efectuate la raza r prin etajul turbinei de foraj se obțin două rețele plane de profile corespunzătoare statorului și rotorului în care scurgerea este bidimensională (fig.2.1).

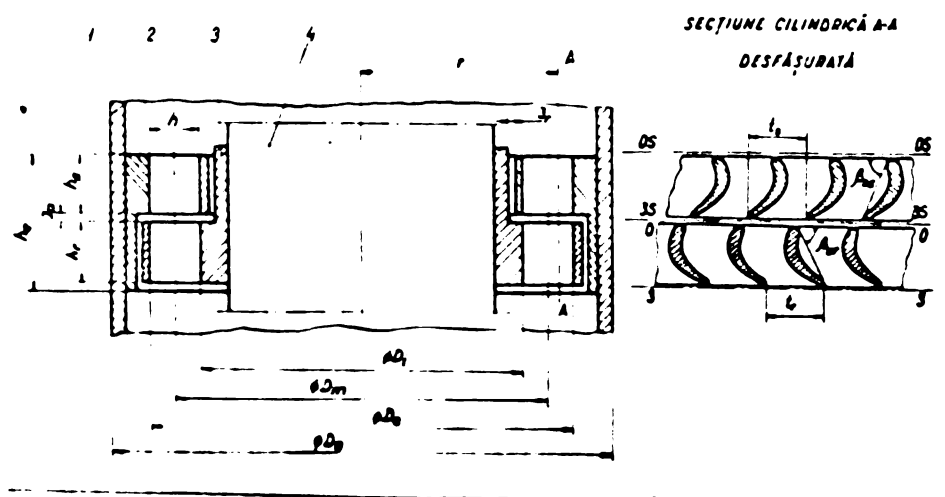


Fig.2.1.

Schema simplificată a mișcării fluidului prin mașinile axiale pe care o oferă rețeaua plană de profile prezintă următoarele avantaje :

- Oferă posibilitatea de determinare a caracteristicilor energetice și cavitaționale ale profilelor funcționînd în rețea în condi-

ții tehnico-economice favorabile.

- Oferă condiții pentru cercetarea influenței geometriei profilului și influenței geometriei rețelei asupra caracteristicilor energetice.

- Elimină necesitatea efectuării unor corecții privind caracteristicile energetice ale profilului funcționând în rețea, corecții impuse în cazul studiului profilului izolat.

Principalii parametri care influențează caracteristicile energetice ale profilelor funcționând în rețea plană pe baza sintezei prezentate de V. Anton /27/ sînt :

- Geometria profilului (Fig.2.2) caracterizată prin: grosimea relativă (d/l), poziția relativă a grosimii (x_d/l), curbura relativă (f/l), poziția relativă a curburii (x_f/l), raza relativă a bordului de atac (R_N/l), raza relativă a bordului de fugă (r_N/l).

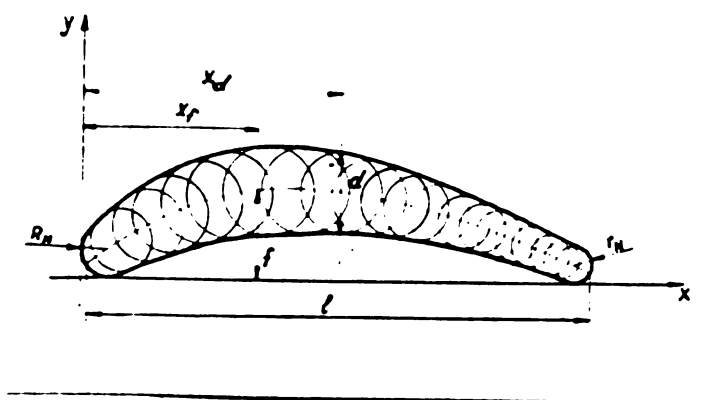


Fig.2.2

- Geometria rețelei (Fig.2.3) caracterizată prin : unghiul de instalare (β_s) și pasul relativ (t/l).

- Parametrii curentului de fluid care parcurge rețeaua sînt :

viteza curentului amonte de rețea (w_1), viteza curentului aval de rețea (w_2), unghiul de intrare al curentului în rețea (β_1), unghiul de ieșire al curentului din rețea (β_2), presiunea totală (P_{tot1}) respectiv statică (P_{st1}) amonte de rețea, presiunea totală (P_{tot2}) respectiv statică (P_{st2}) aval de rețea, numărul Re (Re_1), numărul Mach (Ma) și gradul de turbulență (Tu).

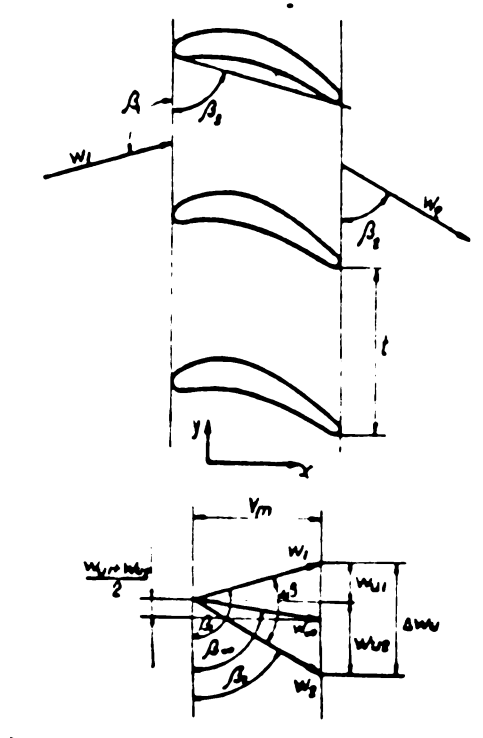


Fig.2.3.

În scopul definirii mărimilor cinematice caracteristice rețelelor plane corespunzătoare unui etaj vom considera patru secțiuni normale pe axa de rotație a rotorului infinite apropiate ce-

lor două rețele (fig.2.1., fig.2.4) notate prin indicii :

- 0- pentru secțiunea din amonte de rețeaua rotorului
- 3- pentru secțiunea din aval de rețeaua rotorului
- 0S- pentru secțiunea din amonte de rețeaua statorului
- 3S- pentru secțiunea din aval de rețeaua statorului.

În ipoteza simplificatoare că influența jocului axial dintre stator și rotor este neglijabilă, între vitezele absolute pe de o parte și unghiurile corespunzătoare pe de altă parte la o rază curentă r există relațiile :

$$v_{0r} = v_{3sr} ; v_r = v_{0sr} \quad (2.1)$$

$$\alpha_{0r} = \beta_{3sr} ; \alpha_{3r} = \alpha_{0sr} \quad (2.2)$$

Între vitezele periferice din secțiunile 0 și 3 ale secțiunii cilindrice considerate avem :

$$U_{0r} = U_{3r} = U_r \quad (2.3)$$

Notînd cu W_0 respectiv W_3 vitezele relative în secțiunile din amonte și aval de rotor (fig.2.4) rezultă egalitățile :

$$v_{0r} = U_r + W_{0r} \quad (2.4)$$

$$v_{3r} = U_r + W_{3r}$$

În aceeași figură indicele u este afectat componentelor vitezelor absolute V și relative W după direcția vitezei periferice, iar indicele m componentelor vitezelor absolute normale la axa rețelei AA.

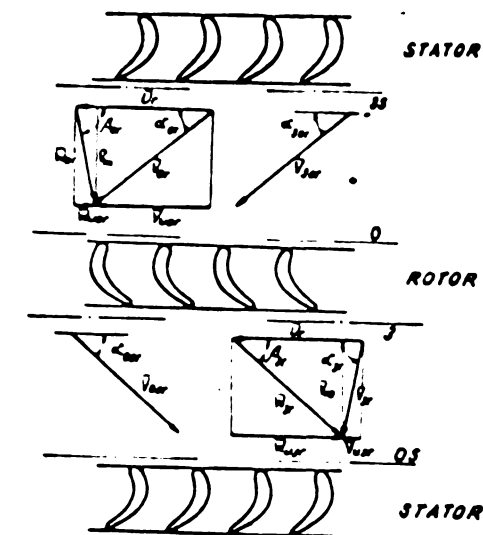


Fig.2.4.

Datorită debitului de lucru constant rețelele axiale ale turbinelor de foraj se caracterizează prin viteza meridională constantă.

2.2. Parametrii curentului de fluid

Deoarece la trecerea curentului de fluid prin rețeaua de profile viteza W_1 din amonte se modifică atât ca mărime cât și ca direcție fiind W_2 în aval de rețea, nici una din aceste viteze nu constituie o mărime caracteristică a curentului de fluid.

În scopul caracterizării unitare a curentului trecut prin rețea se definește viteza de calcul sub forma :

$$\bar{W}_\infty = \frac{W_1 + W_2}{2} \quad (2.5)$$

În fig.2.3 sînt reprezentate vitezele W_1, W_2 și W_∞ pentru o re-

țea de turbină precum și convenția referitoare la unghiurile definite de aceste viteze cu axa rețelei yy .

Deviația unghiulară a curentului, la trecerea prin rețeaua de profile este :

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2 \quad (2.6)$$

Ea diferă de deviația geometrică a profilului definită prin unghiul format de tangentele la scheletul profilului, trasate în zona bordului de atac respectiv de fugă. Tot odată $\Delta\beta$ diferă și de deviația geometrică a canalului dintre două profile, definită prin unghiul format de tangentele la linia mijlocie a canalului în zona de intrare respectiv de ieșire a curentului (fig.2.5)

Presiunea totală din amonte de rețea diferă de presiunea totală din aval de rețea. În cazul rețelelor de turbină între acestea existând

corelația $P_{1tot1} > P_{2tot2}$. Diferența de presiune totală între secțiunile amonte și aval ale unei rețele plane fixe reprezentând pierderea de energie la trecerea curentului prin rețea. Valoarea diferenței între presiunile totale din secțiunile amonte și aval de rețea determinată pe o lungime caracteristică a rețelei, spre exemplu pasul t , constituie o mărime de bază în stabilirea caracteristicilor energetice ale rețelelor plane de profile.

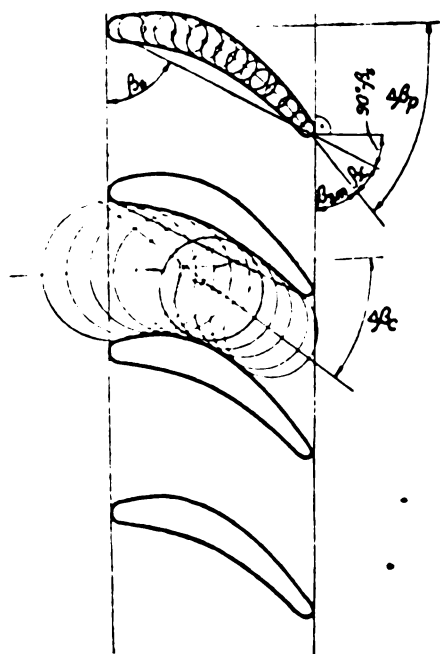


Fig.2.5.

Numărul Reynolds caracteristic rețelelor de profile se definește considerînd ca lungime caracteristică coarda profilului l în funcție de vitezele curentului amonte sau aval de rețea sub forma /27, 144/

$$Re_1 = \frac{w_1 l}{\nu_f} ; \quad Re_2 = \frac{w_2 l}{\nu_f} \quad (2.7)$$

În scopul unei reprezentări unitare a rezultatelor considerăm că pentru definirea numărului Reynolds este justificată relația :

$$Re = \frac{w_\infty l}{\nu_f} \quad (2.8)$$

în care ν_f este vîscozitatea fluidului de lucru.

Numărul Mach în cazul rețelelor plane de profile poate fi definit pe considerente similare cu numărul Reynolds prin /27,46/

$$Ma_1 = \frac{w_1}{a} ; \quad Ma_2 = \frac{w_2}{a} ; \quad Ma = \frac{w_\infty}{a} \quad (2.9)$$

în care c este viteza de propagare a sunetului în mediul respectiv.

Gradul de turbulență al curentului poate fi definit sub forma /27, 127/ :

$$T_U = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(\overline{U'^2} + \overline{V'^2} + \overline{W'^2})}}{\overline{W}} \quad (2.10)$$

în care \overline{W} este viteza medie a curentului, iar u', v', w' sînt vitezele pulsatorii ale curentului într-un sistem cartezian avînd axa u orientată în direcția curgerii.

Mediile în timp ale patratelor vitezelor pulsatorii se definesc sub forma :

$$\overline{U'^2} = \frac{1}{t} \int_0^t U'^2 dt; \quad \overline{V'^2} = \frac{1}{t} \int_0^t V'^2 dt; \quad \overline{W'^2} = \frac{1}{t} \int_0^t W'^2 dt \quad (2.11)$$

2.3. Caracteristicile energetice ale rețelei plane de profile

Atît în cazul funcționării unui profil în rețea cît și în cazul funcționării izolate, caracteristicile sale energetice sînt date pentru o lungime unitară a unei aripi profilate de anvergură infinită. Prin profil, în cele ce urmează, se va subînțelege o aripă profilată de secțiune constantă și anvergură finită, putînd funcționa izolat sau în rețea în condiții similare cu o aripă de anvergură infinită.

Cercetările efectuate pînă în prezent asupra profilului izolat au urmărit determinarea teoretică sau experimentală a caracteristicilor sale energetice precum și posibilitățile de transpunere a acestor caracteristici pentru funcționarea în rețea a anumitor profile /27, 99, 105, 126/. Rezultatele acestor cercetări, efectuate în general asupra unor profile subțiri, cu deviație mică utilizate în construcția turbinelor și pompelor axiale, sînt sintetizate în cataloage de profile /68, 114, 117/. Asupra profilelor groase, de curbură mare, avînd bordul de fugă rotunjit, funcționînd izolat, nu sînt prezentate în literatură studii sistematice. Datorită faptului că în turbinele de foraj profilele funcționează în rețea, pe baza celor prezentate în paragraful 2.1, considerăm că nu prezintă interes analiza parametrilor energetici ai unor astfel de profile funcționînd izolat. Datorită aceluiași motiv considerăm lipsită de interes și analiza coeficientului de influență al rețelei, utilizat la determinarea caracteristicilor energetice ale profilului funcționînd în rețea, pe baza caracteristicilor similare la funcționarea izolată a acestuia. Rezultă deci că pentru profilele utilizate în construcția turbinelor de foraj este necesară și suficientă prezentarea generală a caracteristicilor energetice ale acestora pentru funcționarea în rețea plană.

O rețea plană de profile este caracterizată din punct de vedere energetic prin :

- deviația curentului
- pierderea de energie în rețea

Deviația curentului poate fi exprimată sub formă :

a) unghiulară definită prin relația 2.6.

b) liniară definită prin

$$\Delta W_u = W_{u2} - W_{u1} \quad (2.12)$$

În scopul generalizării noțiunii de deviație N.Scholz /132/ introduce coeficientul de deviație definit prin :

$$\tilde{f}_u = \frac{\Delta W_u}{v_m} = \operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1 \quad (2.13)$$

Pe baza acestui coeficient I.Anton /8/ stabilește o legătură bi-univocă între caracteristicile energetice ale rețelei de profile și cele ale turbinelor axiale.

Pierderile de energie care iau naștere la trecerea curentului de fluid prin rețeaua plană de profile pot fi divizate funcție de zona profilului în care se produc deosebindu-se :

- pierderi de profil produse prin frecare analog unei rețele infinite /32/

- pierderi de capăt provocate datorită anvergurii finite /46,97/

În cele ce urmează sînt luate în considerare numai pierderile de profil la funcționarea acestora în rețea pe care le vom denumi pierderi în rețea. Acestea cuprind pierderile prin frecare în stratul limită, pierderile de muchie datorită vârtejurilor care apar în aval de profil precum și pierderile datorate desprinderilor stratului limită de pe conturul profilului.

Pierderea de energie în rețeaua plană de profile este definită ca diferență între presiunea totală a curentului din amonte de rețea și presiunea totală a curentului aval de rețea :

$$\Delta P_{total} = P_{tot1} - P_{tot2} \quad (2.14)$$

corespunzător valorii absolute a pierderilor definite prin (2.14) N. Scholz /144/ exprimă coeficientul de pierdere pentru profilul funcționînd în rețea sub forma :

$$\varphi = \frac{P_{tot1} - P_{tot2}}{\frac{\rho}{2} v_m^2} \quad (2.15)$$

Mărimile caracteristice ale rețelei plane definite prin relațiile (2.6), (2.12) și (2.14), sau sub formă adimensională (2.13), (2.15), pot să fie determinate pe cale teoretică sau experimentală. Interdependența

acestora poate fi stabilită printr-o variabilă independentă care poate să fie una din mărimile unghiulare $\beta_1, \beta_2, \beta_\infty$. Luînd în considerare faptul că la încercările experimentale variabila independentă o constituie unghiul β_1 /27,28,29,144/ precum și faptul că unicul parametru variabil de legătură directă între caracteristicile rețelei plane și caracteristicile cinematice ale turbinei îl constituie tot unghiul $\beta_1 \equiv \beta_0$ /119/ vom adopta în cele ce urmează ca variabilă independentă această mărime.

În scopul analizei compartimentului energetic al unei rețele plane de profile este necesară reprezentarea grafică a dependenței caracteristicilor energetice în funcție de variabila independentă β_1 sau funcție de o altă variabilă aleasă în mod corespunzător, luînd în considerare sub formă de parametri, caracteristicile geometrice ale rețelelor de profile, pasul relativ t/l și unghiul de așezare al rețelei β_s .

Astfel R.Vogel /49/, V.Anton /10,27,28,29/ I.Anton /17/ și I.Santău /120/ prezintă caracteristicile energetice ale rețelelor de profile obținute în baza cercetărilor experimentale sub forma curbelor $\Delta\beta = f(\beta_1)$ și $\varphi = f(\beta_1)$. În fig.2.6.a. sînt prezentate aceste curbe pentru o rețea de profile MHT-1 cu $t/l = 1$ și $\beta_s \neq ct$, obținute pe baza cerce-

tărilor efectuate de V. Anton și I.Santău /28/ în Laboratorul de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

N.Scholz /132/ și L. Speidel /144/ utilizează în scopul reprezentării caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile dependențele funcționale $\beta_2 = f(\sigma_u)$ și $\varphi = f(\sigma_u)$. Pe această bază în fig.2.6.b sînt reprezentate caracteristicile rețelei NACA 2410 avînd $\beta_s = 60^\circ$ și $t/l \neq ct$ /144/

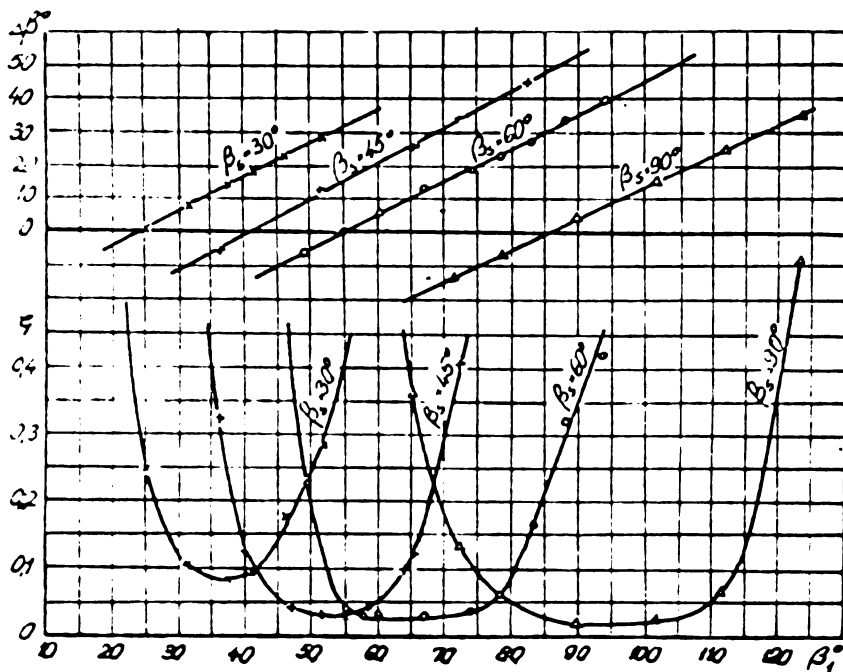


Fig.2.6.a

Indiferent de modul de reprezentare al caracteristicilor energetice ale rețelei plane de profile fig.2.6.a. sau fig.2.6.b. reiese faptul că se realizează o corelație între cele două mărimi caracteristice ale rețelei φ și σ_u .

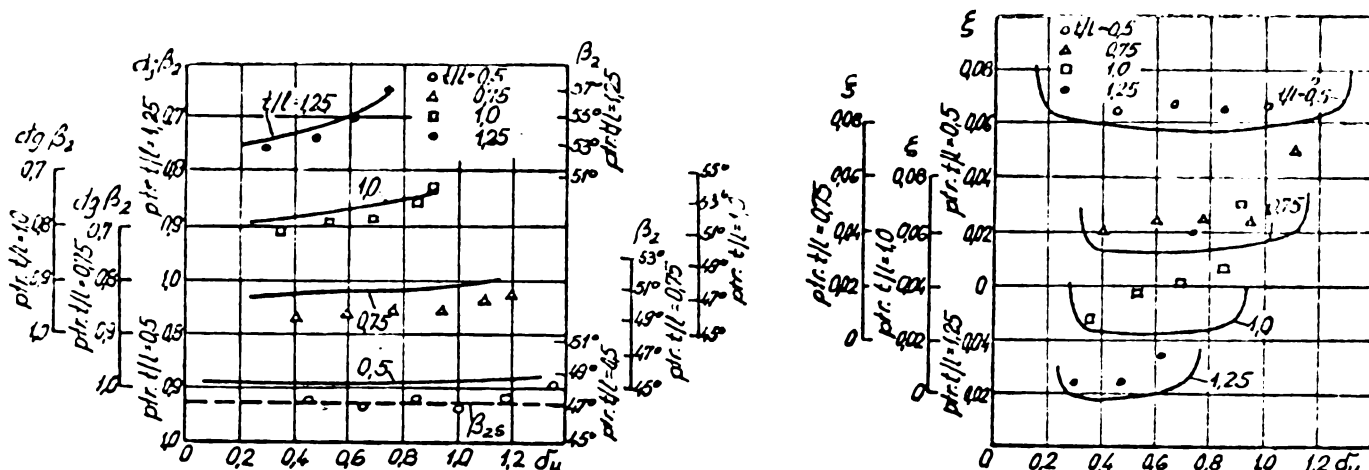


Fig.2.6.b.

Pentru a stabili o corelație directă între caracteristicile turbinelor axiale în general și caracteristicile rețelelor plane de profile W.Albring /1/ introduce mărimile adimensionale :

- coeficient de presiune definit prin

$$\psi = \frac{2g H_u}{U^2} \quad (2.16)$$

- coeficient de viteză :

$$\varphi = \frac{v_m}{U} \quad (2.17)$$

în care : H_u - căderea utilă pe turbină.

Prin intermediul raportului $\frac{\psi}{\varphi}$ și a unghiului β_{∞} definit prin:

$$\operatorname{ctg} \beta_{\infty} = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{ctg} \beta_3) \quad (2.18)$$

se realizează o legătură directă între caracteristicile rețelei plane de profile și caracteristicile turbinei, folosind succesiv ca parametri unghiurile β_0 și β_3 sub forma $\operatorname{ctg} \beta_{\infty} = f\left(\frac{\psi}{\varphi}\right)$. Această dependență este reprezentată în fig.2.7.

Deoarece ecuația Euler poate fi exprimată sub forma :

$$\frac{\psi}{\varphi} = 2 (\operatorname{ctg} \beta_3 - \operatorname{ctg} \beta_0) \quad (2.19)$$

dependența $\operatorname{ctg} \beta_{\infty} = f\left(\frac{\psi}{\varphi}\right)$ (fig.2.7) a fost denumită diagrama Euler/1/

W.Albring /1,2,3,4/ recomandă reprezentarea caracteristicilor rețelelor plane sub forma dependenței $\beta_{\infty} = f\left(\frac{\psi}{\varphi}\right)$ avînd ca parametru valorile unghiulare β_0 și β_3 (fig.2.7.). Acest mod de reprezentare realizat în baza cercetărilor cu caracter teoretic prezintă dezavantajul că nu o-

Teră și variația pierderilor sau coeficienților de pierdere în raport cu parametri considerați. Diagrama Euler poate să fie completată pe baza cercetărilor teoretice sau experimentale cu variația pierderilor sau coeficienților de pierdere în funcție de variabilele considerate deoarece

$$\frac{\Psi}{\phi} = \delta_u ; \Psi = f(\delta_u) \quad (2.20)$$

Un alt mod de reprezentare al caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile îl oferă O.E.Balje /31/ care admite ca variabilă independentă $\text{ctg } \beta_\infty$ definind funcția $\delta_u = f(\text{ctg } \beta_\infty)$ (fig.2.8.) În

această diagramă sînt reprezentate parametric curbele $\Delta\beta = \text{ct}$ cu ajutorul relațiilor:

$$\begin{aligned} \text{ctg } \beta_3 &= \text{ctg } \beta_\infty + \frac{\delta_u}{2} \\ \text{ctg } \beta_0 &= \text{ctg } \beta_\infty - \frac{\delta_u}{2} \end{aligned} \quad (2.21)$$

care definesc în coordonatele considerate variația unghiurilor de intrare și ieșire a curențului din rețea.

Metodele de reprezentare ale caracteristicilor energetice prezentate în cele de mai sus, cu toate avantajele remarcate de L.Speidel și N.Scholtz /144/ pentru reprezentarea oferită de O.E.Balje (fig.2.8), nu asigură o privire de

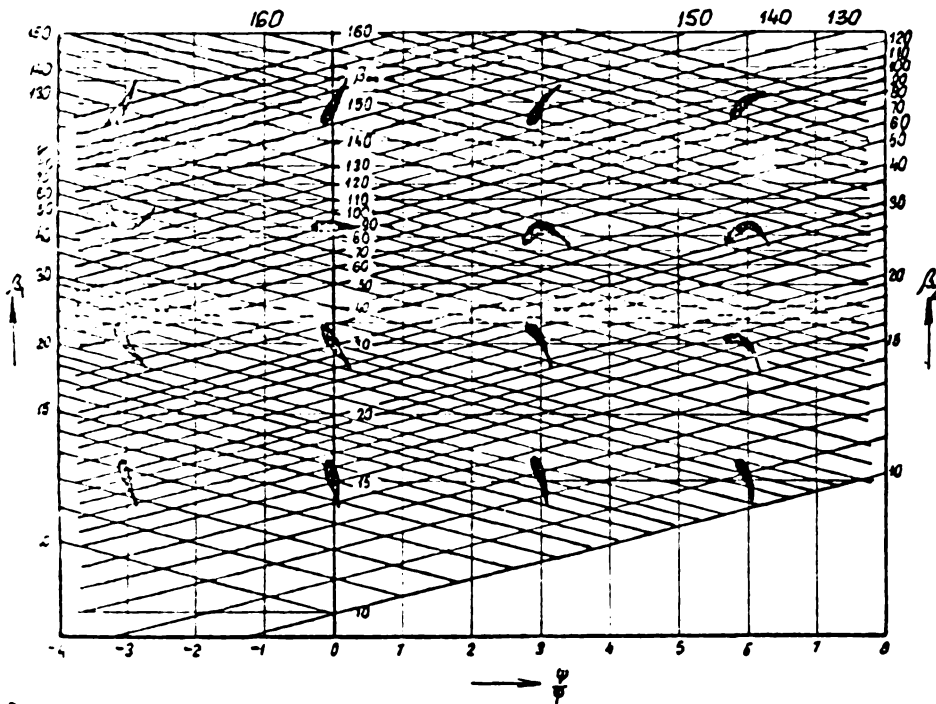


Fig.2.7.

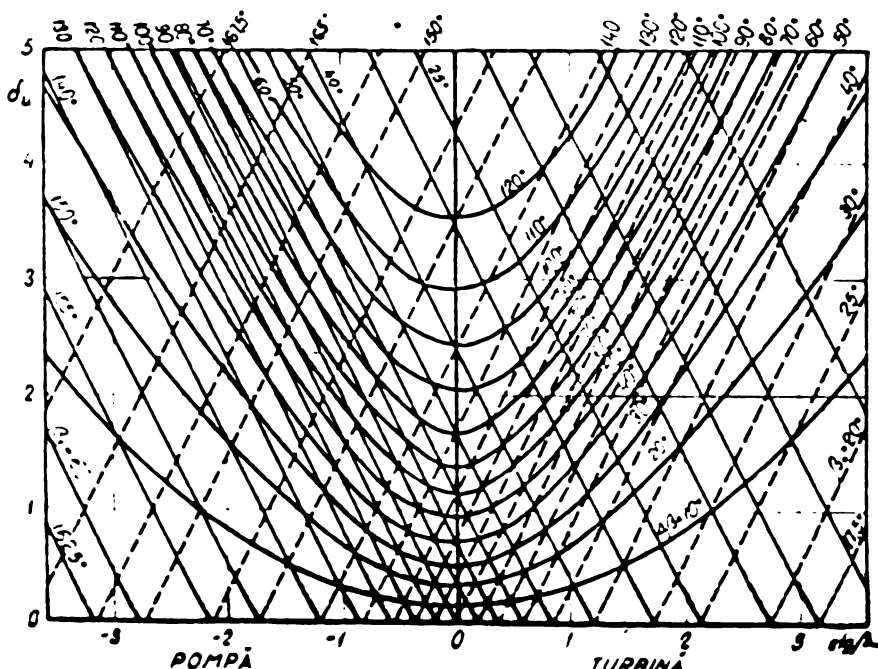


Fig.2.8

ansamblu asupra tuturor parametrilor energetici caracteristici rețelei plane și o corelare directă a acestora cu caracteristicile turbinei. Tot odată aceste metode nu oferă o legătură directă între parametrii energetici și cei geometrici ai rețelelor plane de profile. Aceste inconveniente au fost eliminate prin metodica de reprezentare a caracteristicilor energetice și cavitaționale ale rețelelor plane de profile elaborată de V. Anton /27/. Pe baza acestei metode de reprezentare se obține caracteristica universală a rețelei plane care oferă o imagine completă atât din punct de vedere energetic cât și cavitațional a rețelei plane de profile (fig.2.9). Această reprezentare efectuată prin funcția $\sigma_u =$

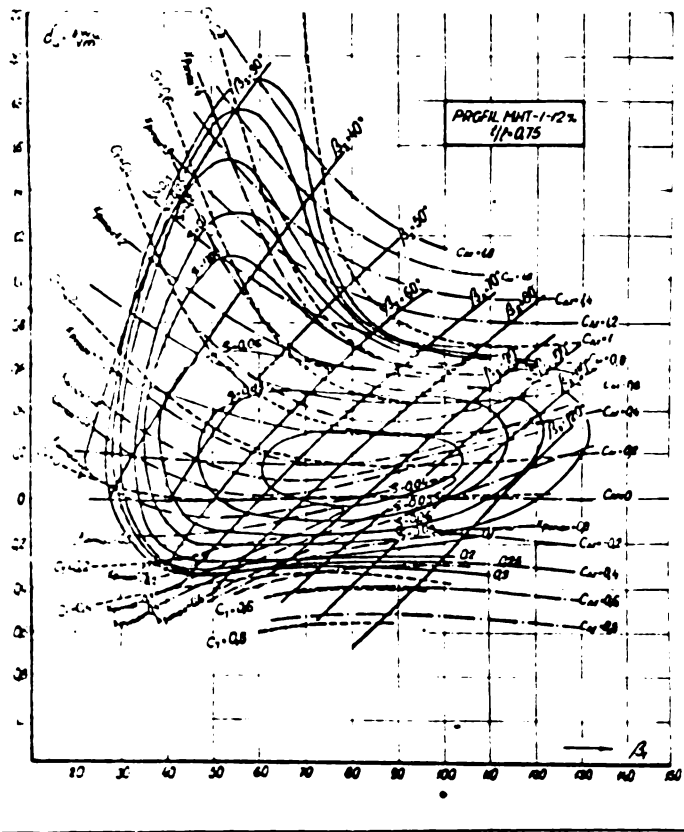


Fig.2.9.

$f(\beta_1)$ cu parametrii energetici constanți: coeficient de portanță C_{AR} și coeficient al forței tangențiale C_T , definiți în paragraful 3.4.4 și cu parametrii geometrici β_s variabil și t/l constant, asigură prin suprapunerea peste curbele $\xi = ct$ o vedere de ansamblu asupra rețelei. Pentru fiecare pereche de valori β_1 și σ_u se pot determina simultan caracteristicile energetice și geometrice ale rețelei plane respectiv ale profilului paletelor din mașina hidraulică. Legătura între parametrii rețelei și cei ai mașinei efectuându-se prin intermediul unghiului β_1 . În același timp diagrama permite și determinarea caracteristicilor cavitaționale ale profilelor funcționând în rețea pe baza curbelor $K_p \max =$

$f(\beta_1)$.

2.4. Considerații privind rezultatele cercetărilor asupra profilelor și rețelelor plane de profile prezentate în literatură.

Investigațiile efectuate pînă în prezent în domeniul profilelor aerodinamice și a rețelelor plane de profile au fost abordate prin metode teoretice și experimentale.

Pe cale teoretică s-a urmărit rezolvarea următoarelor probleme de bază :

- a) Determinarea geometriei profilului, a geometriei rețelei și a distribuției de presiuni pentru o secțiune cilindrică prin rotor corespunzător unor mărimi cinematice date și unor valori cunoscute ale

momentului.

b) Determinarea caracteristicilor aerodinamice ale curentului corespunzătoare unei rețele de geometrie cunoscută.

În scopul rezolvării ambelor probleme enunțate în ipoteza mișcării fluidelor ideale incompresibile, s-au utilizat în general următoarele metode de calcul :

- metoda reprezentărilor conforme aplicată de F.Weinig, I.Garrick și W.Traupel,

- metoda ecuațiilor integrale sub forma : ecuațiilor integrale singulare sau metoda singularităților, respectiv sub forma ecuațiilor integrale de tip Fredholm de speța doua. Această metodă a fost utilizată pentru prima oară în cazul profilului izolat de către W.Birnbaum și H. Glauert iar pentru rețeaua de profile subțiri de M.Schilhansl și A.Betz, N.Scholtz și H.Schlichting extind această metodă la profile de curbură și grosime mijlocie iar W.Richter, E.Martensen și W.Isay o aplică pentru profile de curbură și grosime mare.

În scopul determinării pierderilor în rețeaua de profile metodele teoretice trebuie completate cu calculul stratului limită pe paletă. Un prim calcul în vederea determinării pierderilor a fost efectuat de H.Schlichting și N.Scholtz /129, 130/ pentru o rețea de profile subțiri. L.Speidel și N.Scholz /144/ confruntă rezultatele obținute prin calcul cu cele experimentale pentru rețele de profile NACA 0010 și NACA 8410, constatând că atât timp cât nu există desprinderi ale stratului limită de pe profil metoda teoretică este suficient de exactă.

Studiul teoretic al profilelor și rețelelor de profile a constituit o preocupare a Școlii timișorene de mașini hidraulice reprezentată prin A.Bărglăzan, I.Anton, O.Popa, E.Sisak. În acest cadru pornind de la studiul profilului izolat /11,37,38,39/ s-a aplicat metoda ecuațiilor integrale singulare în studiul rețelelor de profile subțiri /12, 40,41/. Pe baza aceleiași metode a fost studiat efectul rotunjirii bordului de fugă al profilului în cazul rețelelor de profile Camfoli de curbură și grosime redusă /106,107,108/. Perfecționarea continuă a cercetărilor teoretice bazate pe metoda ecuațiilor integrale a condus la elaborarea a numeroase lucrări /109, 110, 111/ care constituie elementele fundamentale în proiectarea mașinilor axiale cu ajutorul mijloacelor electronice de calcul.

Metodele experimentale de cercetare urmăresc determinarea mărimilor caracteristice ale profilelor sau rețelelor de profile cu o geometrie dată, a influenței parametrilor curentului și rețelei asupra acestora. Cercetările experimentale constituie nu numai o posibilitate de verificare a rezultatelor teoretice dar oferă și un câmp larg de

investigație în special în domeniile extreme de funcționare a rețelelor de profile, unde aproximațiile teoretice sînt foarte mari, precum și în domeniul profilelor cu grosime și curbură mare. Numeroase cercetări experimentale efectuate de către H.Sohlichting /128,129/, N.Scholtz/152/, L.Socidel /144/, E.A.Gukasova /40/, I.I.Kirilov /85/, I.M.Volfson /151/, A.Bărglăzan /33, 35, 36/, E.Sişak /141, 142/, V.Anton /26, 27, 28), au urmărit fie verificarea rezultatelor obținute prin metode teoretice fie determinarea experimentală a caracteristicilor rețelelor de profile și analiza influenței diverșilor parametri.

Luînd în considerare faptul că în cadrul cercetărilor asupra rețelelor de profile, indiferent de metoda de abordare a acestora, apar influențe ale parametrilor profilelor, curentului de fluid și ai parametrilor rețelei, studiul complet al acestora este foarte vast. Datorită acestui fapt cercetările efectuate pînă în prezent au urmărit în mai mică măsură studiul complet al rețelelor, concentrîndu-se asupra influenței diverșilor parametri asupra caracteristicilor rețelei.

O altă orientare a acestor cercetări cu posibilități de aplicare imediată a constituit-o determinarea rețelei optime pentru o anumită geometrie a profilului și anumiți parametri ai curentului. Pe baza acestei orientări s-a reușit o sintetizare a rezultatelor cercetărilor sub forma caracteristicilor universale ale rețelelor plane de profile prezentate de către V.Anton /27/.

Avînd în vedere faptul că în cadrul turbinelor de foraj sînt utilizate profile de curbură și grosime mare, în cazul cărora metodele teoretice dau rezultate mai puțin exacte, în cadrul prezentei lucrări s-a adoptat metoda de cercetare experimentală.

2.5. Influența parametrilor geometrici asupra caracteristicilor rețelelor plane de profile.

2.5.1. Influența geometriei profilului asupra caracteristicilor energetice ale rețelelor plane de profile.

Geometria profilului este caracterizată prin : curbura f/l , grosime d/l și forma bordului de atac respectiv de fugă.

Influența curburii profilului a fost analizată de I.Bahr /30/ pe rețele formate din profile NACA 65 avînd $t/l = 6\%$, 12% , 15% . Parametrii geometrici ai rețelei au fost $t/l = 1$ și $\beta_B = 130^\circ$. Pe baza acestor cercetări rezultă :

- deviația profilului crește cu creșterea t/l la $\beta_1 = ct$
- valoarea minimă a coeficientului de pierdere crește cu creșterea deviației și implicit cu f/l
- la valori egale ale coeficienților de pierdere ζ diferența de-

viațiilor limită realizate de profil crește cu creșterea f/l .

Influența grosimii profilului a fost studiată pe rețele de geometrie similară formate din profile NACA 65 avînd $d/l = 4\%$, 6% , 8% , 10% , 12% tot de I.Bahr /30/. Pe baza acestor studii a rezultat :

- coeficientul de pierderi crește cu creșterea d/l la $\beta_1 = \text{ct}$ pentru valori $Re \leq 1 \cdot 10^5$

- coeficientul de pierderi este foarte puțin influențat de valoarea grosimii relative la cifra $Re = 4 \cdot 10^5$

- deviația curentului la valori $\beta_1 = \text{ct}$ crește cu reducerea d/l pentru $Re = 10^5 - 4 \cdot 10^5$

2.5.2. Influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor sale energetice

Geometria rețelei de profile este caracterizată de pasul relativ t/l și unghiul de instalare β_s .

Influența pasului relativ asupra caracteristicilor rețelelor de profile abordată în lucrările /27,29,129,144,152/ reliefează că pentru valori constante ale unghiului β_1 , rețeaua avînd pasul relativ mai mic produce o deviație mai mare decît aceia cu pas relativ mare.

Caracteristicile $\eta = f(\beta_1)$ ale rețelelor de profile /27,28/ arată că la t/l mic, curentul fiind mai bine ghidat, se extinde domeniul de utilizare al rețelei spre valori β_1 mai mari. Totodată este de remarcat și faptul că în condițiile optime de intrare ale curentului în rețea valoarea minimă a coeficientului de pierderi crește cu scăderea t/l datorită creșterii pierderilor prin frecare. Această influență este pușă în evidență pe baza cercetărilor efectuate în Laboratorul de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara asupra unor rețele de profile pentru turbine de foraj (fig.2.10) /29/.

Analizînd influența pasului relativ asupra curbelor $\eta = f(\sigma_u)$ rezultă că la pas relativ mic încărcarea profilului este mai mare și polară este plată /27,129,144/. Curba înfășurătoare din caracteristica $\eta = f(\sigma_u)$ determină pasul relativ optim (fig.2.11).

Influența unghiului de instalare asupra caracteristicilor rețelelor plane de profile este prezentată în mică măsură în literatură /28, 149/ fiind aprofundată și sistematizată pentru rețele de profile dubțiri de către V.Anton /27/. Pe baza cercetărilor efectuate în cadrul laboratorului de mașini hidraulice din Timișoara (fig.2.6.a) reiese că la valori $t/l = \text{ct}$ influența unghiului de așezare se manifestă prin creșterea valorilor minime ale coeficientului η odată cu scăderea valorii unghiului de așezare. Reducerea valorii unghiului de așezare conduce și la îngustarea domeniului optim de funcționare al rețelei în ra-

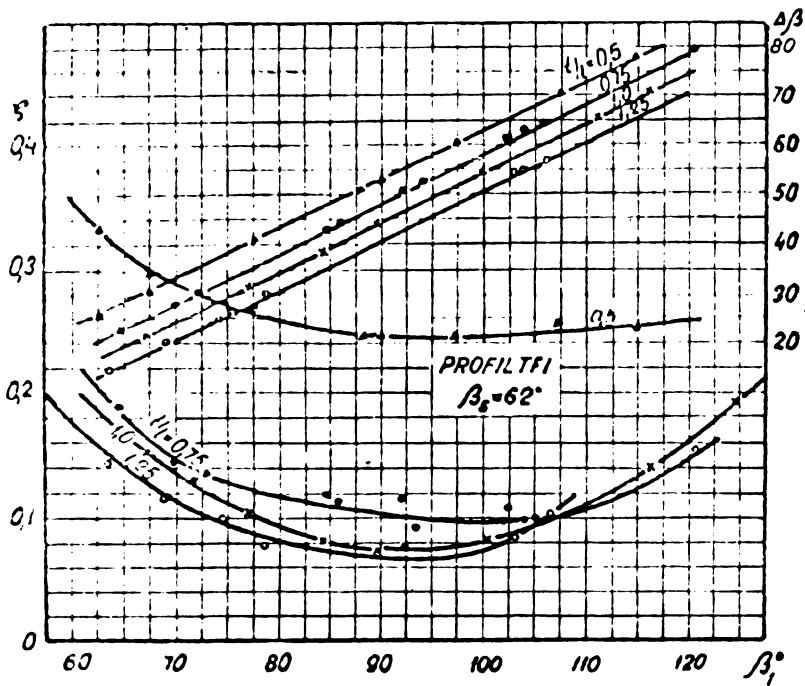


Fig. 2.10.

bulentă.

Influența cifrei Re asupra caracteristicilor rețelelor de profile.

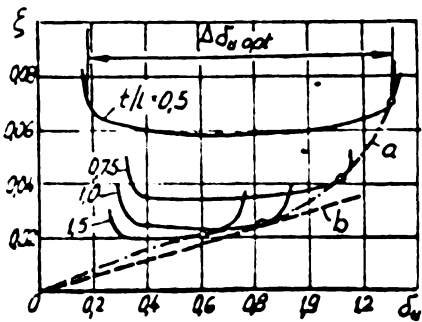


Fig. 2.11

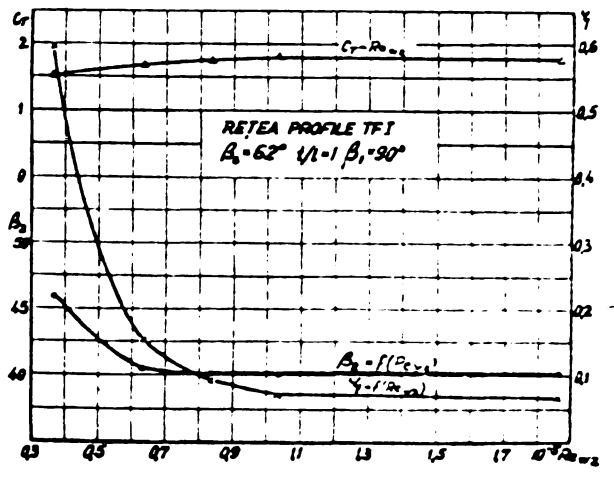


Fig. 2.12

studiată în lucrările /28,66,67,152/, se manifestă prin scăderea continuă a coeficientului de rezistență cu cifra Re pînă la anumite valori ale acestuia, după care coeficientul de pierdere ξ devine independent. Pe baza încercărilor efectuate în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice din Timișoara asupra rețelelor de profile pentru turbine de foraj (fig. 2.12) rezultă că valoarea ξ se menține practic constantă pentru $Re > 1,3 \cdot 10^5$ /10/. Tot din (fig. 2.12) rezultă că valoarea unghiului de ieșire din rețea este influențată pentru $Re < 0,8 \cdot 10^5$ iar valoarea coe-

port cu unghiul de intrare. Deviația unghiulară a curențului corespunzătoare valorilor minime ale lui ξ este constantă.

2.5.3. Influența parametrilor aerodinamici asupra caracteristicilor rețelelor de profile.

Cercetările experimentale asupra rețelelor plane de profile sînt influențate sensibil de parametrii aerodinamici ai curențului exprimați prin cifra Re, cifra Ma și gradul de tur-

ficientului forței tangențiale pentru $Re < 1,1 \cdot 10^5$. Concluzii similare în ceea ce privește influența cifrei Re asupra unghiului de ieșire prezintă și S.Wegel /152/.

Valorile coeficientului de rezistență φ cresc sensibil cu creșterea cifrei Ma în special la cifre $Re < 2 \cdot 10^5$ după cum rezultă din cercetările efectuate de H.H.Hebel /66,67/. Deviația curentului este de asemenea influențată de valoarea cifrei Ma . Pe baza cercetărilor lui H. Schlichting și A.Das /129/ rezultă o creștere a deviației curentului odată cu scăderea cifrei Ma pentru $Re > 2 \cdot 10^5$. La valori $Re > 2 \cdot 10^5$ influența cifrei Ma este neglijabilă iar deviația curentului este independentă și de Re .

Pe baza cercetărilor efectuate de H.H.Hebel /66/ rezultă că prin creșterea gradului de turbulență la cifre $Re_1 < 10^5$ coeficientul de pierdere scade. Pentru valori $Re_1 < 10^5$ creșterea gradului de turbulență conduce la creșterea coeficientului de rezistență. Creșterea gradului de turbulență conduce și la aplatizarea caracteristicilor $\varphi = f(\beta_1)$ ale rețelelor de profile.

2.5.4. Influența curenților secundari.

Curenții secundari iau naștere la extremitățile profilelor în timpul încercărilor experimentale, ca urmare a existenței unei diferențe

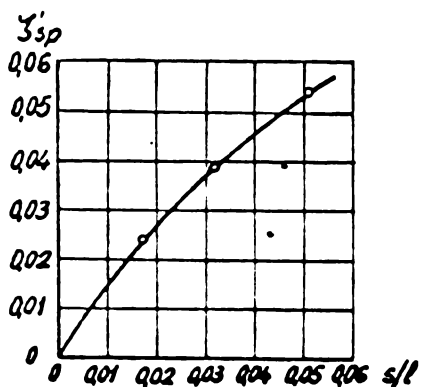


Fig.2.13

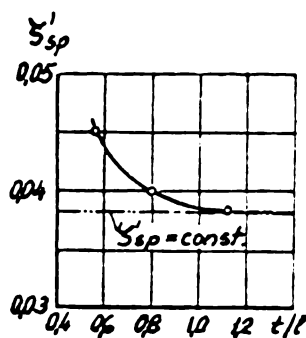


Fig.2.14

de presiune între intradosul și extradadosul profilelor, datorită jocului (S) existent între acestea și pereții stațiunii de încercare. Ca urmare a existenței curenților secundari apar pierderile de capăt caracterizate prin coeficientul φ'_{sp} definit în /152/. Pe baza cercetărilor efectuate de către S.Wegel /152/ rezultă că valoarea pierderilor de capăt este influențată pe de o parte de valoarea jocului la anvergură și pas relativ constant (fig.2.13) iar pe de altă parte de valoarea pasului relativ la anvergură și joc constant (fig.2.14).

2.6. Concluzii privind cercetările asupra rețelelor plane de profile prezentate în literatură

Pe baza literaturii de specialitate consultate reiese că cercetările asupra rețelelor plane de profile au fost abordate prin metode teoretice și experimentale. Scopul tuturor cercetărilor efectuate a fost determinarea caracteristicilor energetice și cavitaționale ale profilelor funcționând în rețea plană. Rezultatele acestor cercetări oferă date complete sau parțiale privind :

- Caracteristicile energetice ale unor profile funcționând în rețea plană.
- Influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor energetice ale unor profile funcționând în rețea plană.
- Influența geometriei profilului asupra caracteristicilor energetice la funcționarea în rețea plană pentru anumite profile.
- Influența parametrilor curentului asupra unora din caracteristicile energetice ale profilului.

Forma de prezentare a rezultatelor cercetărilor asupra rețelelor plane de profile în literatură este diferită. Sistematizarea acestor rezultate de către V. Anton sub forma caracteristicilor universale asigură:

- O formă unitară de prezentare a caracteristicilor energetice și cavitaționale ale profilelor funcționând în rețea.
- Posibilitatea determinării parametrilor geometrici ai rețelei corespunzător funcționării profilului în rețea la optimul energetic.
- Corespondență directă între caracteristicile energetice ale rețelelor plane și ale mașinilor axiale prin intermediul unghiului de intrare al curentului.

Cercetările prezentate în literatură în majoritate au abordat problema funcționării în rețea a profilelor având grosime și curbură redusă. Problema funcționării în rețea a profilelor groase având curbură mare este ilustrată în general numai prin rezultate parțiale privind comportarea energetică a profilelor în domeniul turbinelor cu abur și gaze. Datorită acestei cauze și a faptului că în turbinele de foraj sînt utilizate profile groase avînd curbură mare se impune efectuarea unor cercetări sistematice asupra funcționării acestei categorii de profile.

CAP. III. CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA REȚELELOR PLANE DE PROFILE PENTRU TURBINE DE FORAJ

Profilele aerohidrodinamice pentru turbinele de foraj în raport cu profilele utilizate în construcția altor mașini hidraulice axiale precum și rețelele corespunzătoare prezintă următoarele particularități

- geometria profilelor este caracterizată prin $f/l > 14\%$ și $d/l > 15\%$,

- geometria rețelei este limitată din considerente funcționale la $t/l > 0,5$ iar unghiul de așezare al rețelei $\beta_s > 30^\circ$,
- unghiul de intrare al curentului în general este $\beta_1 > 40^\circ$,
- pierderile de energie pe rețea sînt mai mari.

Datorită acestor particularități cercetările experimentale asupra rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj impun asigurarea unor condiții deosebite de lucru pentru stațiunile de încercare în ceea ce privește uniformizarea cîmpului în amonte și aval de rețea și respectarea domeniului de automodelare. Stațiunile de încercare trebuie să asigure o mare stabilitate în funcționare datorită faptului că durata efectuării măsurărilor este mare. Totodată trebuie asigurate posibilități largi de modificare a valorilor unghiului de intrare β_1 și ale unghiului de așezare β_s .

3.1. Stațiunea pentru încercarea rețelelor plane de profile

Stațiunea de încercare a rețelelor plane de profile din Laboratorul de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara funcționează cu suprapresiune folosind ca fluid de lucru aerul. Schema acestei stațiuni este prezentată în Fig.3.1. Aerul este re-

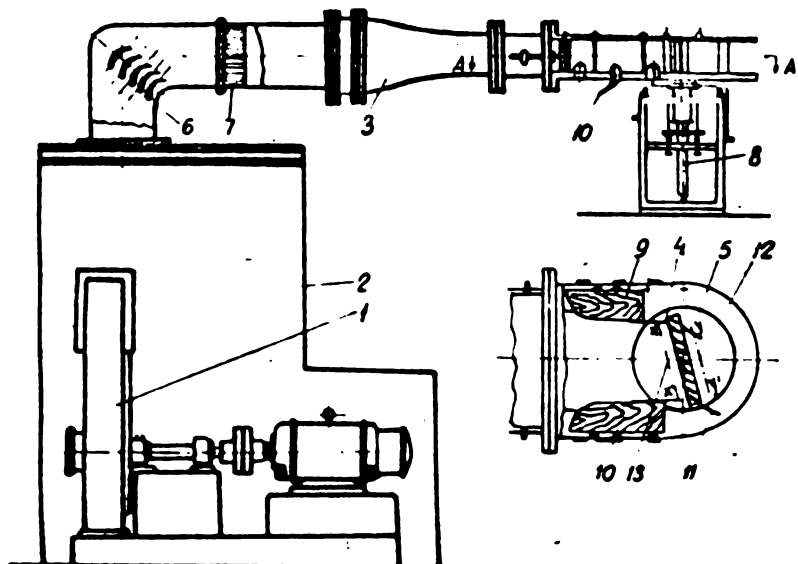


Fig.3.1.

fulat de ventilatorul 1 în camera de egalizare a presiunii 2. De aici printr-un sistem de conducte cu secțiune dreptunghiulară și confuzorul 3 aerul este dirijat spre secțiunea de lucru formată din două discuri paralele 5. Discurile 5 sînt prevăzute cu plăci dreptunghiulare amovibile în care se dispun rețelele formate din pro-

filele 4 echipate la extremități cu fusuri. Uniformizarea curentului de aer dirijat asupra rețelei plane este realizată prin intermediul paletelor profilate 6, grătarului 7, confuzorului 3 și a confuzorului lateral format de peroții mobili 9.

Caracteristicile stațiunii de încercare a rețelelor plane de profile sînt :

- Debitul maxim	8 m ³ /s
- Suprapresiunea	90 mm c.apă
- Puterea motorului de antrenare	55 kW
- Turația motorului de antrenare	1000 rot/min
- Secțiunea de lucru - maximă	0,7 x 0,3 = 0,21 m ²
- minimă	0,5 x 0,3 = 0,15 m ²
- Domeniu de măsură	Re ₁ < 2.10 ⁵ ; Ma < 0,083

Gradul de turbulență T_u al instalației a fost determinat pe cale experimentală. Măsurătorile au fost efectuate cu ajutorul unui termoanemometru cu fir cald DISA 55 A 01. Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în Fig.3.2. Pe baza acestora rezultă că gradul de turbulență în

funcție de viteză variază în limitele T_u = 0,68 - 0,72%.

Dimensiunile profilelor care se încearcă sînt : coarda profilului l = 100 mm, lungimea L = 300 mm.

Profilele dispuse între discurile 5 formează rețeaua plană de profile a cărei geometrie poate fi modificată după cum urmează :

- pasul relativ t/l = 0,5 - 1,5
- unghiul de așezare 30° < β_s < 150°

Modificarea pasului relativ se poate realiza în trepte cu pas de 25 mm. Unghiul de așezare se poate modifica continuu cu ajutorul unui mecanism care asigură rotirea simultană a tuturor profilelor în jurul axei fusurilor proprii.

Unghiul de intrare în rețea poate fi modificat prin rötirea simultană a discurilor 5 în jurul axei V (Fig.3.1.). În funcție de valoarea unghiului de intrare se modifică lățimea secțiunii de lucru prin peroții mobili 9 acționați de mecanismul 10.

Stațiunea poate fi echipată după necesități cu o balanță cu două componente 8 sau cu două sonde 12, 13 care se deplasează în lungul axei rețelei, amonte (X - X') și aval (Y - Y') de rețea.

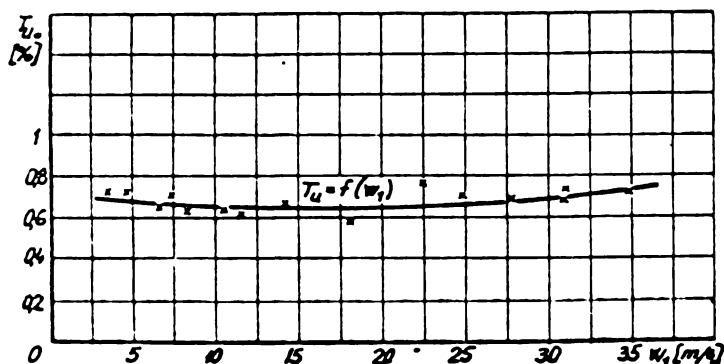


Fig.3.2.

Lucrările pregătitoare și de etalonare ale stațiunii de încercare sînt prezentate în /27,28/.

3.2. Metodica de lucru și instrumente de măsură

Avînd în vedere posibilitățile oferite de stațiunea pentru încercarea rețelelor de profile descrisă în paragraful 3.1. cercetările experimentale în cadrul acestora pot să fie efectuate prin una din metodele de măsurare a forțelor de interacțiune fluid - profil cu ajutorul balanței sau prin metoda impulsului. A doua metodă cu toate că este mai laborioasă, prezintă avantaje prin faptul că asigură o precizie mai mare a măsurătorilor și permite determinarea pe baza datelor primare a tuturor mărimilor caracteristice ale rețelei, motive pentru care a fost adoptată în cadrul prezentei lucrări.

Principiul metodei de lucru este ilustrat în Fig.3.3. Considerăm secțiunea de control care închide segmentul de vîină fluidă 11' - 22' și cuprinde unul din profilele dispuse în rețea. În scopul determinării caracteristicilor rețelei se măsoară în mod independent în secțiunile 11' și 22' mărimile : presiunea totală, presiunea statică și direcția curentului. Luînd în considerare faptul că în aval de rețea cîmpul de viteze respectiv de presiuni este neuniform, datorită prezenței profilului, toate mărimile menționate se măsoară în lungul axei rețelei pe o lungime egală cu (2-3) t. Distanța între punctele în care se efectuează măsurătoarea este de 2-10 mm fiind stabilită în funcție de modul de variație a mărimilor caracteristice ale curentului. În mod analog se procedează și pentru secțiunea amonte unde curentul de fluid este uniform însă poate fi influențat de prezența rețelei /27/.

Atît în secțiunea amonte cît și în secțiunea aval de rețea măsurătorile se efectuează cu ajutorul a două sonde combinate prevăzute cu orificii pentru determinarea presiunii totale, presiunii statice și a direcției curentului. Forma constructivă, dimensiunile, metodica de etalonare și curbele de etalonare ale sondelor combinate utilizate sînt

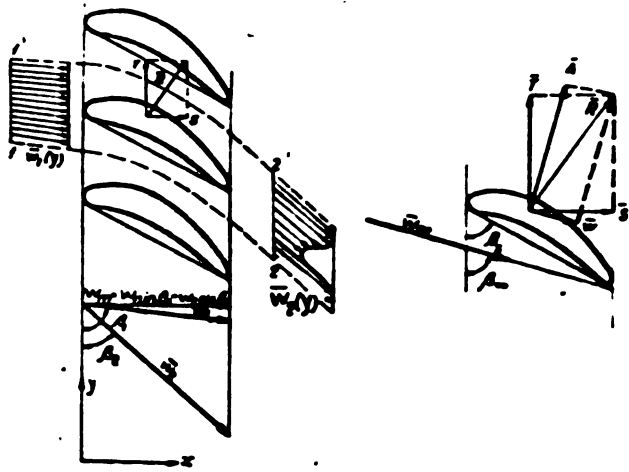


Fig.3.3

prezentate în /27, 28/. Orificiile de presiune totală respectiv statică, ale fiecărei sonde sînt racordate la cîte un micromanometru cu alcool cu tub de citire înclinat. Principiul de determinare al direcției curentului este prezentat în /27/. Menținerea preciziei măsurătorilor se

realizează în mod convenabil prin modificarea în trepte a înclinației tubului micromanometrelor. Clasa de precizie a instrumentelor de măsură utilizate, luând în considerare variația densității alcoolului cu temperatura, este de 0,25.

3.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale

3.3.1. Determinarea valorilor medii

Pe baza metodei prezentate în paragraful precedent, pentru fiecare rețea de profile avînd $t/l = ct$ și $\beta_s = ct$, se impune măsura-rea mărimilor caracteristice ale curentului pentru minimum 8-10 valori ale unghiului de intrare β_1 . Corespunzător fiecărei valori β_1 se efectuează măsurători în 70-100 puncte dispuse în lungul axei rețelei în aval de aceasta (Fig.3.4) și 10-15 puncte în lungul axei în amonte de rețea. Pentru fieca-

re din aceste puncte s-au măsurat următoarele mărimi :

- a) În amonte de rețea, la o distanță egală cu coarda măsurată perpendicular pe axa rețelei;
 - presiunea totală $P_{tot 1}$
 - presiunea statică $P_{st 1}$
 - unghiul β_1 definit de direcția curentului la intrare în rețea și axa rețelei

- b) În aval de rețea, la o distanță egală cu coarda

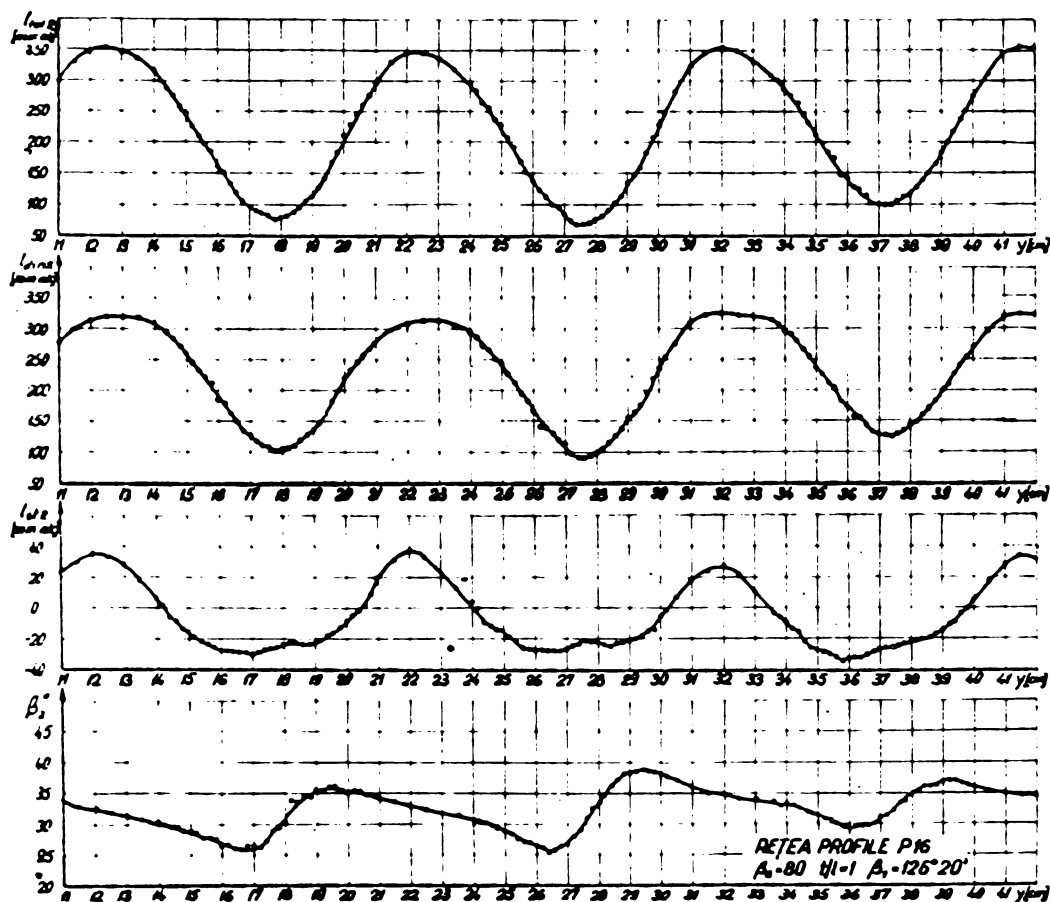


Fig. 3.4

măsurată perpendicular cu axa rețelei :

- presiunea totală $P_{tot 2}$
- presiunea statică $P_{st 2}$
- unghiul β_2 definit de direcția curentului la ieșire din rețea și axa rețelei.

Prin reprezentarea grafică a rezultatelor măsurătorilor se obțin curbele : $P_{tot 2} = f(y)$, $P_{st 2} = f(y)$, $\beta_2 = f(y)$ respectiv din acestea

rezultă $p_{din 2} = f(y)$ (Fig.3.4). Pe baza acestora prin integrare grafică se obțin valorile medii :

$$P_{tot2} = \frac{1}{t} \int_y^{y+t} P_{tot2}(y) dy \quad (3.1)$$

$$P_{st2} = \frac{1}{t} \int_y^{y+t} P_{st2}(y) dy \quad (3.2)$$

$$P_{din2} = \frac{1}{t} \int_y^{y+t} P_{din2}(y) dy \quad (3.3)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{t} \int_y^{y+t} \beta_2(y) dy \quad (3.4)$$

Integrarea grafică se efectuează în general pe un pas deoarece în prealabil efectuării măsurărilor se realizează uniformizarea câmpului din avalul rețelei cu ajutorul pereților mobili 11 (fig.3.1).

3.3.2. Determinarea caracteristicilor curentului în amonte și aval de rețea

Viteza curentului la intrare în rețea este :

$$W_1 = k_1 \sqrt{2 \frac{P_{tot1} - P_{st1}}{\rho_a}} \quad (3.5)$$

Viteza curentului la ieșire din rețea :

$$W_2 = k_2 \sqrt{2 \frac{P_{tot2} - P_{st2}}{\rho_a}} \quad (3.6)$$

În baza valorilor din (3.5) și (3.6) se obține W_∞ cu relația (2.5).

Cunoscînd unghiurile β_1 med și β_2 med se poate determina unghiul β_∞ și unghiul de incidență α definit de direcția W_∞ cu coarda profilului :

$$\alpha = \beta_\infty - \beta_s \quad (3.7)$$

Pe baza celor de mai sus viteza meridională a curentului este

$$V_m = W_1 \sin \beta_1 = W_2 \sin \beta_2 = W_\infty \sin \beta_\infty \quad (3.8)$$

3.3.3. Determinarea coeficienților de pierdere și deviație pentru profilul funcționînd în rețea plană

Coeficientul de pierdere pentru profilul funcționînd în rețea a fost definit prin relația (2.15). Pe baza valorilor măsurate acesta se calculează cu relația :

$$\varphi = \frac{P_{tot1} - P_{tot2}}{\frac{\rho_a}{2} V_m^2} = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{\rho_a}{2} V_m^2} \quad (3.9)$$

Coefficientul de deviație definit în relația (2.13) se calculează pe baza valorilor măsurate cu relația :

$$\delta_u = \operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1 \quad (3.10)$$

3.4.4. Determinarea forțelor de interacțiune dintre profilul dispus în rețea și curentul de fluid

În vederea determinării forțelor de interacțiune dintre profilul dispus în rețea și curentul de fluid considerăm secțiunea de control 1-1'-2-2' (Fig.3.3). În ipoteza că mișcarea plană este permanentă, frontierele 1-2 și 1'-2' sînt linii de curent și distanța $11' = 22' = t$, cu valorile medii măsurate pe baza teoremei impulsului rezultă :

$$\rho_a Q (\bar{w}_2 - \bar{w}_1) = \sum \bar{F}_{ext} \quad (3.11)$$

Forțele exterioare fiind acțiunea profilului asupra curentului și rezultanta presiunilor în secțiunile 11' și 22', pe baza (3.11) se poate exprima acțiunea curentului asupra profilului :

$$\bar{R} = \rho_a Q (\bar{w}_1 - \bar{w}_2) + p_1 \bar{S}_1 + p_2 \bar{S}_2 \quad (3.12)$$

Proiectînd (3.12) după direcția axei rețelei și după o normală la aceasta rezultă :

- forța tangențială

$$T = \rho_a t v_m^2 (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1) \quad (3.13)$$

- forța normală

$$S = \rho_a Q (w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2) + (p_1 - p_2) t \cdot l \quad (3.14)$$

Pentru o lățime unitară a aripii profilate rezultă sub formă adimensională :

- coeficientul forței tangențiale :

$$C_T = \frac{T}{\frac{\rho_a}{2} w_\infty^2 \cdot l} = 2 \frac{t}{l} \sin^2 \beta_\infty (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1) \quad (3.15)$$

- coeficientul forței normale :

$$C_S = \frac{S}{\frac{\rho_a}{2} w_\infty^2 \cdot l} = \frac{t}{l} \frac{p_1 - p_2}{\frac{\rho_a}{2} w_\infty^2} \quad (3.16)$$

Pe baza relației lui D. Bernoulli aplicată între secțiunile 1-2, în ipoteza fluidului real se obține :

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho_a}{2} v_m^2 \left(\frac{1}{\sin^2 \beta_2} - \frac{1}{\sin^2 \beta_1} + \varphi \right) \quad (3.17)$$

Luînd în considerare (3.17) și (2.14) relațiile (3.15) și (3.16) devin :

$$C_T = 2 \frac{t}{l} \sin^2 \beta_\infty \delta_u \quad (3.18)$$

$$C_s = \frac{t}{l} \sin^2 \beta_{\infty} (2 \delta_u \operatorname{ctg} \beta_{\infty} + \varphi) \quad (3.19)$$

unde

$$\operatorname{ctg} \beta_{\infty} = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \beta_1) \quad (3.20)$$

Cunoscînd componentele T și S ale forței rezultante R (fig.3.3) rezultă :

- coeficientul de portanță al profilului funcționînd în rețea

$$C_{AR} = C_T \sin \beta_{\infty} + C_s \cos \beta_{\infty} \quad (3.21)$$

- coeficientul de rezistență al profilului funcționînd în rețea:

$$C_{WR} = C_s \sin \beta_{\infty} - C_T \cos \beta_{\infty} \quad (3.22)$$

Tinînd seama de (3.18) și (3.19) relațiile (3.21) și (3.22) devin

$$C_{AR} = \frac{t}{l} (2 \delta_u \sin \beta_{\infty} + \varphi \sin^2 \beta_{\infty} \cos \beta_{\infty}) \quad (3.23)$$

$$C_{WR} = \frac{t}{l} \varphi \sin^3 \beta_{\infty} \quad (3.24)$$

Caracteristica adimensională a regimului de lucru corespunzător încercărilor este definită de :

$$Re_l = \frac{w_{\infty} l}{\nu_a} \quad (3.25)$$

3.3.5. Program pentru prelucrarea rezultatelor experimentale pe calculatorul electronic FELIX C 256

În scopul determinării caracteristicilor, rețelilor de profile cu relațiile prezentate în paragrafele 3.3.2, 3.3.3 și 3.3.4 se poate utiliza metoda grafo-analitică /10,27/. Această metodă este foarte laborioasă și poate conduce și la introducerea unor erori în determinarea valorilor unghiului β_{∞} respectiv a vitezei w_{∞} . Din această cauză pentru realizarea lucrărilor de cercetare efectuate de către Catedra de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara pentru colaborare cu industria /9,17/ și a cercetărilor de dezvoltare, a fost elaborat un program pentru prelucrarea datelor experimentale pe calculatorul Felix C 256. La baza acestui program de calcul realizat în limbaj FORTRAN stau următoarele considerente :

- Valorile medii ale mărimilor măsurate definite în paragraful 3.3.1, se determină prin integrare grafică și constituie date inițiale ale programului de calcul.

- Constantele fizice ale aerului și alcoolului se corectează în funcție de temperatura acestora măsurată în timpul cercetărilor experimentale la intervale de timp prestabilite. Relația de corecție a densi-

tății aerului funcție de temperatură și presiunea barometrică după /157/ este :

$$\rho_a = \rho_{at=0^\circ} \frac{P_{bar}}{(1 + \alpha_p t_a) 760} \quad (3.26)$$

iar pentru vîscozitate :

$$\nu_a = 9 \cdot 10^{-6} + 1,33 \cdot 10^{-5} t_a \quad (3.27)$$

Pentru densitatea alcoolului etilic utilizat, s-a determinat experimental dependența densității de temperatură sub forma :

$$\rho_{alc} = 827,08 - 0,86 t_{alc} \quad (3.28)$$

Coeficienții K_1 și K_2 din relațiile (3.5) și (3.6) sînt dependenți de valoarea vitezei după cum rezultă din/27/. Din această cauză în forma cea mai generală a programului s-au considerat două matrici avînd fiecare m linii și n coloane. Una din matrici conține coeficienții K_{ij} iar cealaltă vitezele reale corespunzătoare v_{ij} . Pe baza realizării corespondenței între termenii de acelaș rang din cele două matrici, cunoscînd V_{ij} determinat în prealabil cu una din relațiile (3.5) sau (3.6) în care s-a admis $K_1 = K_2 = 1$, se determină K_{ij} . Pe această bază eroarea

maximă posibilă de aproximativ 2% pe care o pot avea valorile K_1 sau K_2 se reduce la valori sub 1%.

- Datorită erorilor care afectează măsurătorile experimentale nu este satisfăcută relația (3.8). Din acest motiv în cadrul programului s-a considerat :

$$v_m = \frac{w_1 \sin \beta_1 + w_2 \sin \beta_2}{2} \quad (3.29)$$

Pe această bază erorile în determinarea lui V_m se reduc sub 0,5%.

Luînd în considerare ipotezele admise ordiograma programului

elaborat este prezentată în fig.3.5.

Pe baza utilizării programului elaborat timpul de prelucrare al rezultatelor cercetărilor experimentale pentru o rețea ($t/l = ct, \beta_0 = ct$) s-a redus de peste 50 ori față de metoda grafo-analitică.

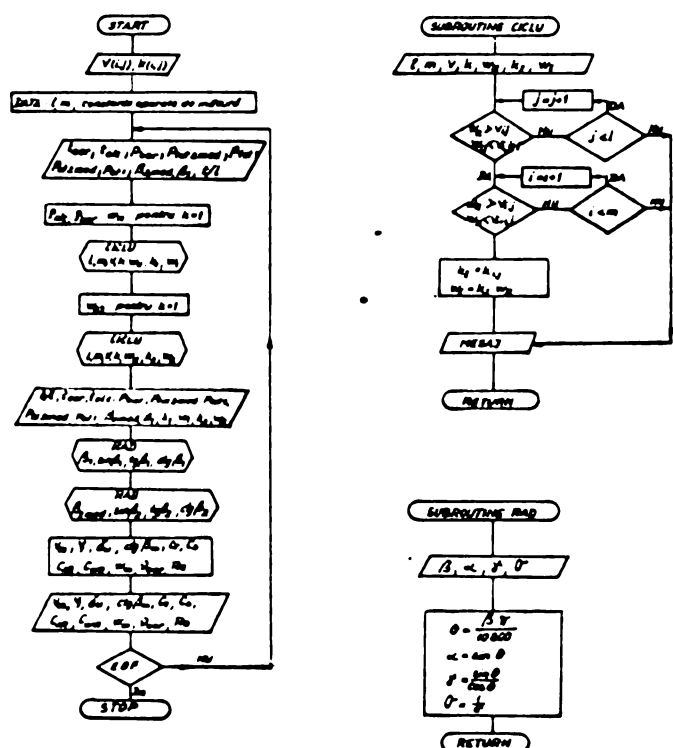


Fig.3.5.

3.3.6. Program pentru prelucrarea rezultatelor experimentale pe calculatorul electronic de birou "Compucorp-Scientist" model 324 G

Avînd în vedere că utilizarea calculatorului Felix C 256 este rațională numai în cazul prelucrării unui număr mare de date experimentale s-a analizat posibilitatea ca pentru verificări sau calcule curente să fie utilizat calculatorul de birou cu program "Compucorp-Scientist" model 324 G. Descrierea și modul de lucru al calculatorului sînt prezentate în /155/. Calculatorul dispune de 160 pași de program și 10 registre de memorie fiind capabil de a opera în afara programului său în continuarea acestuia prin comandă manuală. Pe baza analizei posibilităților de lucru ale calculatorului Compucorp Scientist model 324 G s-a elaborat un program de lucru de 248 pași de program din care se calculează automat 159 pași iar restul sînt realizați cu comandă manuală.

Relațiile și ipotezele de calcul utilizate în acest caz sînt identice cu cele folosite pentru calculatorul Felix C 256.

Pe baza utilizării acestei posibilități de prelucrare a rezultatelor timpul de lucru s-a redus de 10 ori față de metoda grafo-analitică crescînd în același timp și precizia rezultatelor obținute.

3.4. Programul de cercetări

Cercetările asupra rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj începute în anul 1966, au fost efectuate pe baza unui program vast cu caracter fundamental și aplicativ. Programul de cercetări a fost axat pe una din principalele direcții de cercetare ale Catedrei de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara : hidrodinamica rețelelor plane de profile. Problematika acestui domeniu fundamentat de către Prof.Dr.Aurel Bărglăzan a fost dezvoltată, îmbogățită și actualizată de către Acad.Ioan Anton.

Problemele esențiale ale programului de cercetare în domeniul rețelelor plane pentru turbine de foraj pot să fie grupate în felul următor :

- 1.- Studiul influenței geometriei rețelei asupra caracteristicilor rețelelor plane de profile.
- 2.- Studiul influenței geometriei profilului asupra caracteristicilor rețelelor.
- 3.- Stabilirea metodei pentru determinarea caracteristicilor etapelor turbinelor de foraj pe baza caracteristicilor rețelelor plane de profile.
- 4.- Analiza critică a aplicabilității la scară industrială în proiectarea și realizarea turbinelor de foraj cu turație redusă, a rezul-

tatelor cercetărilor efectuate pe rețele plane de profile.

Având în vedere posibilitățile potențiale de aplicare a rezultatelor cercetărilor în domeniul industrial în majoritatea timpului, în perioada 1966-1976, acestea s-au desfășurat pe bază de contract al Catedrei de mașini hidraulice a IPTVT cu Institutul de proiectări și cercetări utilaj petrolier București și Intreprinderea constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești. Problematika contractelor de cercetare a constituit-o în mod succesiv : cercetările în domeniul rețelelor plane, analiza posibilităților de proiectare, proiectarea, realizarea și încercarea turbinelor de foraj cu turație redusă.

Caracterul complex al cercetărilor efectuate pentru prima dată în țară, metoda nouă de abordare a acestora, precum și obiectivul final de aplicare la scară industrială a rezultatelor, au impus ca o necesitate obiectivă, studiul sistematic și continuu al elementului fundamental al cercetării : rețeaua plană de profile. În acest cadru au fost studiate un număr de 31 rețele de profile în trei etape distincte :

- În prima etapă s-au efectuat studii și cercetări asupra rețelelor plane de profile utilizate în turbinele de foraj convenționale fabricate în serie de către I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești. Caracteristicile geometrice ale profilelor care formează aceste rețele denumite convenționale TF I, TF II și TF III, conform notațiilor din figura 3.5a, sînt prezentate în tabelul 3.1.

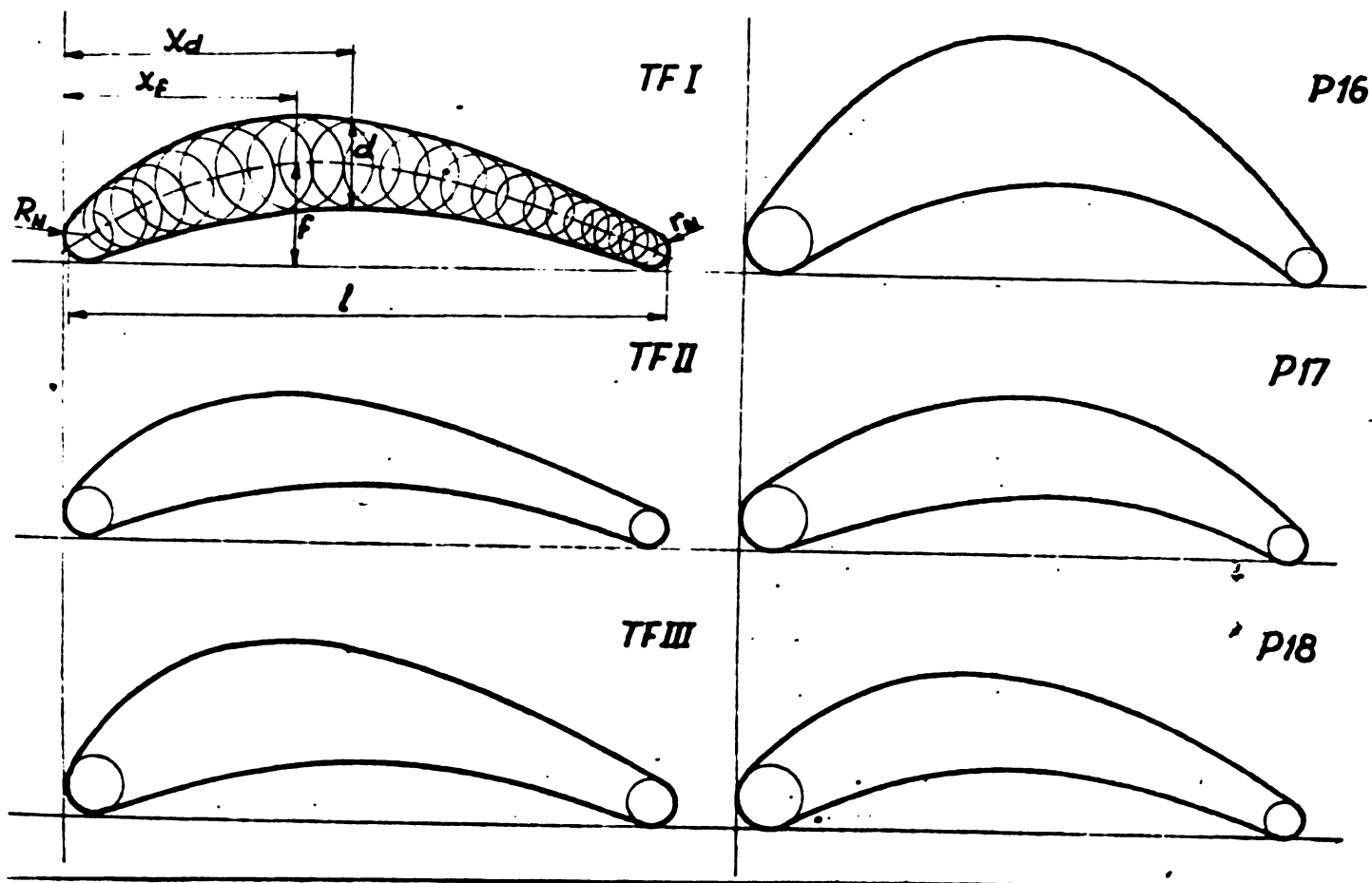


Fig.3.5.a

- A doua etapă a cercetărilor s-a axat pe studii efectuate asupra profilelor a căror geometrie s-a definit pe baza metodei de proiectare a turbinelor de foraj cu turație redusă elaborată în cadrul Catedrei de mașini hidraulice / 14 /. Caracteristicile geometrice ale acestor profile denumite convențional P 16, P 17, și P 18 conform notațiilor din figura 3.5.a, sînt cuprinse în tabelul 3.1.

- Ultima etapă a cercetărilor a constituit-o determinarea experimentală a caracteristicilor energetice ale rețelelor plane avînd $t/l=1$ și $\beta_s \neq \alpha$ ot formate din profilele P 17 echipate cu cîte două fire de turbulență. Firele de turbulență au fost realizate din sîrmă de cupru emailată avînd $\varnothing 0,3$ mm și s-au amplasat în lungul profilelor în zona bordului de atac în punctul de coordonate $x = 1,9$ mm și $y_i = 1,8$ mm, respectiv pe extradosul profilelor în punctul de coordonate $x = 17$ mm și $y_e = 20,4$ mm.

Conturul tuturor profilelor studiate este prezentat în fig.3.5.a.

TABELUL 3.1

Denumirea profilului	$\left(\frac{f}{l}\right)_{max}$ %	$\frac{x_f}{l}$ %	$\left(\frac{d}{l}\right)_{max}$ %	$\frac{x_d}{l}$ %	$\Delta\beta$	$\frac{R_N}{l}$ %	$\frac{r_N}{l}$ %
TF I	15,5	45	16	45	56°	4,54	2,73
TF II	14,1	44	16	40,2	56°	4,7	3,53
TF III	19	45	22,8	42,4	$63^\circ 10'$	4,60	3,45
P 16	28	47,6	27,78	46,2	$87^\circ 40'$	6,25	4
P 17	16,9	52,1	19,22	49	56°	6,25	4
P 18	17,2	44,7	18,8	36,6	$63^\circ 40'$	6,25	4

Geometria rețelelor formate din profilele menționate în tabelul 3.1 care au fost studiate în cadrul programului de cercetare este sintetizată în tabelul 3.2. Caracteristicile geometrice ale profilelor și rețelelor studiate s-au determinat pe baza parametrilor de proiectare a turbinelor de foraj. Astfel pentru rețelele formate din profile TF acestia au fost extrași din desenele de execuție oferite de ICUP 1 Mai Ploiești. Pentru rețelele formate din profile P valorile parametrilor geometrici s-au obținut în baza metodei de proiectare prezentate în /14/. Extinderea domeniului de cercetare față de valorile de proiectare s-a efectuat astfel încît să se încadreze în domeniul de aplicabilitate reală definit în baza parametrilor funcționali, a tehnologiei de execuție și a considerentelor impuse de exploatarea turbinelor de foraj cu turație redusă.

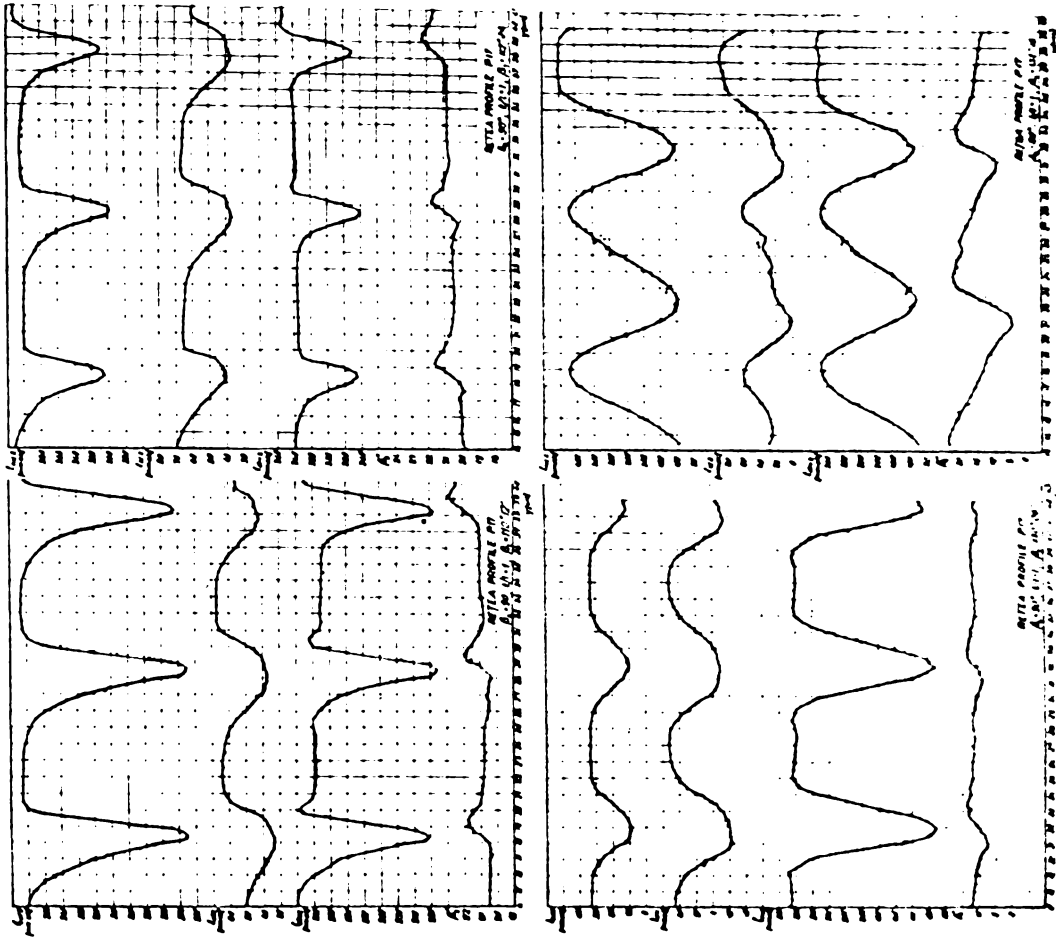


Fig. 3.6.b

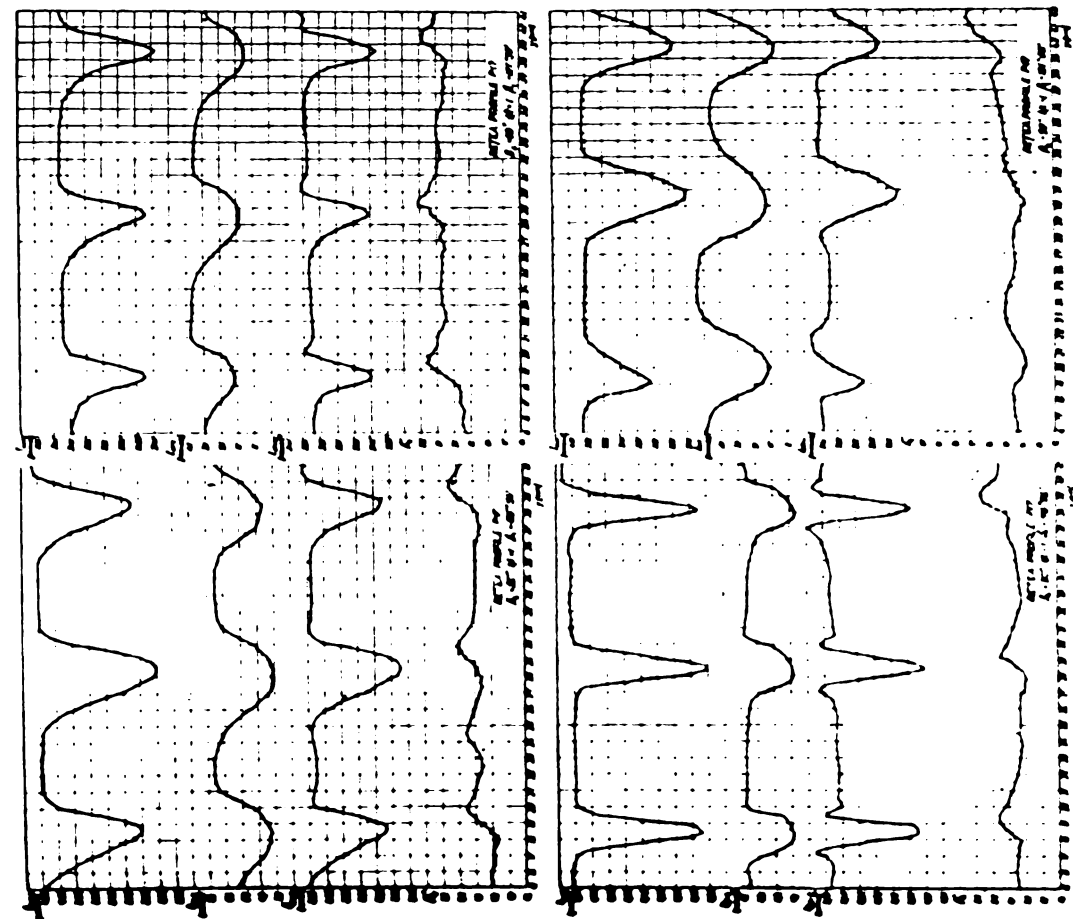


Fig. 3.6.a

TABELUL 3.2

Denumirea profilului component al rețelei	β_s	Pasul relativ t/l			
		0,5	0,75	1	1,25
TF I	62	⌘	⌘	⌘	⌘
	45			⌘	
TF II	64		⌘	⌘	⌘
	75			⌘	
	60		⌘		
TF III	75	⌘	⌘	⌘	
	90		⌘		
P 16	80	⌘	⌘	⌘	⌘
	60			⌘0	
P 17	75°40'		⌘	⌘0	
	90			⌘0	
	105			⌘	
	60		⌘	⌘	
P 18	72°20'		⌘		
	80		⌘		
	100			⌘	

⌘ Rețele studiate experimental

⌘0 Rețele echipate și cu două fire de turbulență în vederea cercetărilor experimentale.

Profilele încercate au fost realizate din lemn de către ICUP "1 Mai" Ploiești pe baza proiectelor de execuție elaborate de Catedra de mașini hidraulice IPTVT /15/. Abaterile de la forma profilului pentru toate rețelele încercate a fost în limite 0,4 - 0,8%.

3.5. Rezultatele cercetărilor experimentale

3.5.1. Preluarea mărimilor primare

Rezultatele măsurătorilor pentru câteva rețele de profile sînt reprezentate sub forma curbelor $p_{tot 2} = f(y)$, $p_{st 2} = f(y)$, $p_{din 2} = f(y)$, $p_{2} = f(y)$ în fig. 3.6 a, b, c, d. Pe baza acestora, conform relațiilor (3.1), (3.2), (3.4), (3.5) se determină valorile medii ale mărimilor măsurate. Cu ajutorul programelor de calcul prezentate în paragrafele 3.3.5 și 3.3.6 s-au calculat toate mărimile caracteristice ale rețelelor de profile studiate în conformitate cu programul de lucru.

3.5.2. Caracteristicii energetice ale unor rețele plane de profile pentru turbine de foraj

În proiectarea turbinelor de foraj este necesar să se cunoască

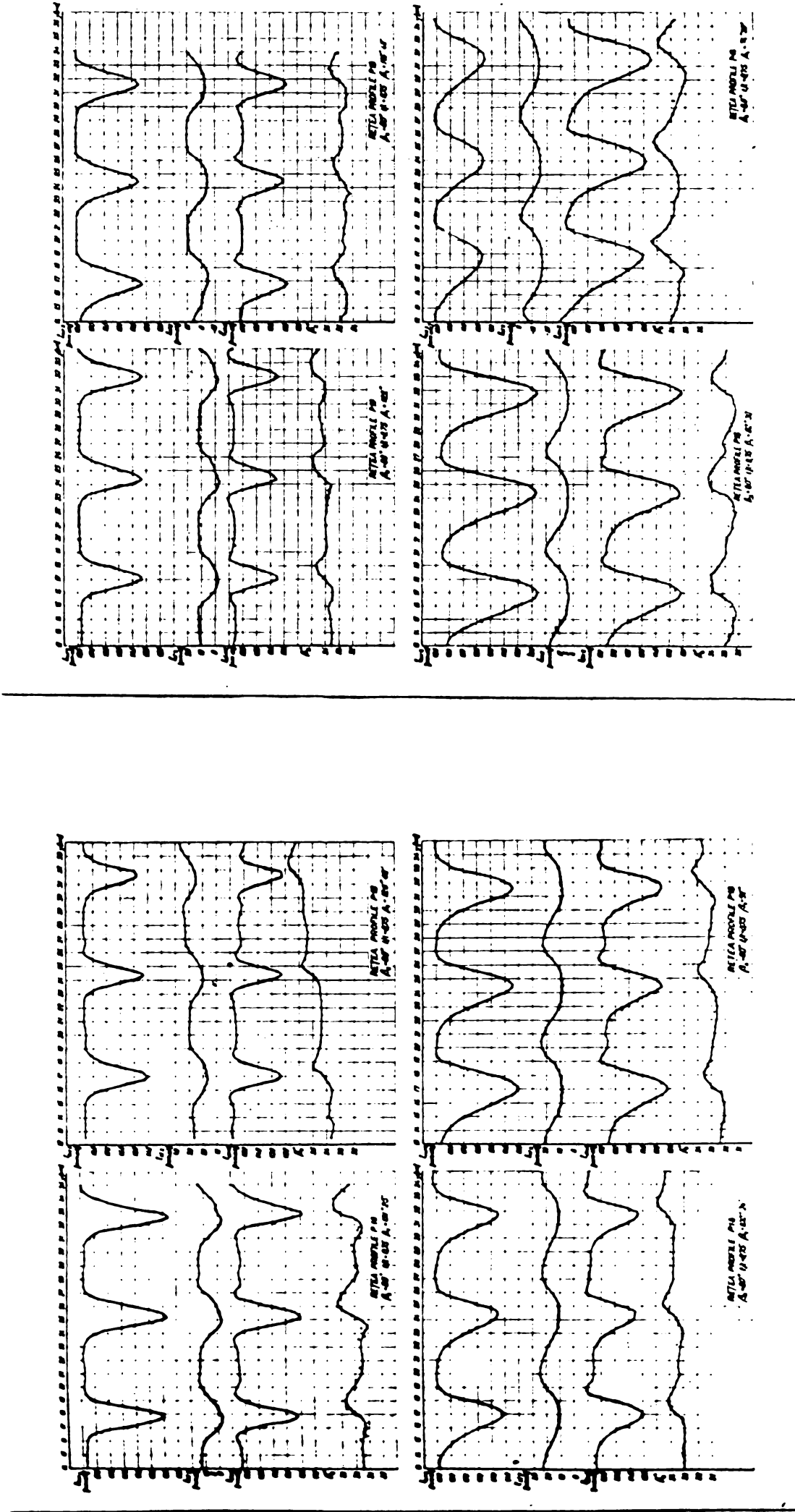


Fig. 3.6.d

Fig. 3.6.c

rețeaua de profile care să asigure o anumită deviație a curentului în condițiile modificării turației turbinei în funcție de apăsare. De asemenea este utilă cunoașterea pierderilor hidraulice în rețeaua de profile care se impun a fi minime în zona punctului nominal de funcționare. Pentru a studia variația acestor mărimi s-a admis ca variabilă independentă unghiul β_1 și s-au reprezentat caracteristicile $\varphi = f(\beta_1)$ și $\Delta\beta = f(\beta_1)$ (fig.3.7 la 3.12) pentru unele din rețelele de profile studiate. Avînd în vedere că pentru necesitățile practice ale proiectării turbinelor de foraj prezintă interes și caracteristicile $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $C_{p1} = f(\beta_1)$ sînt prezentate și aceste curbe în fig.3.13 la fig.3.18. Polarele rețelelor $\varphi = f(\sigma_u)$ sînt prezentate în fig.3.19 la fig.3.24.

3.6. Influența geometriei rețelei asupra curbelor $\varphi = f(\beta_1)$ și $\Delta\beta = f(\beta_1)$

Influența pasului relativ asupra caracteristicilor $\varphi = f(\beta_1)$ și $\Delta\beta = f(\beta_1)$ la valori $\beta_s = ct$ este prezentată în fig.3.7, 3.8 și 3.9.

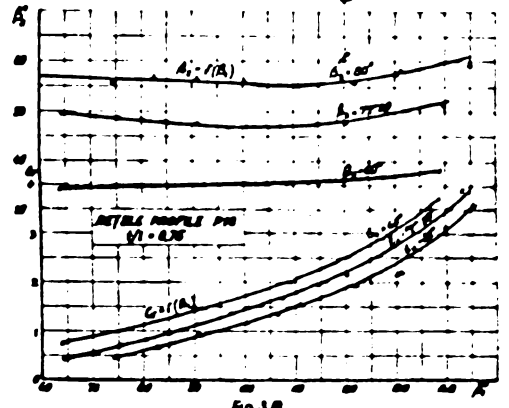
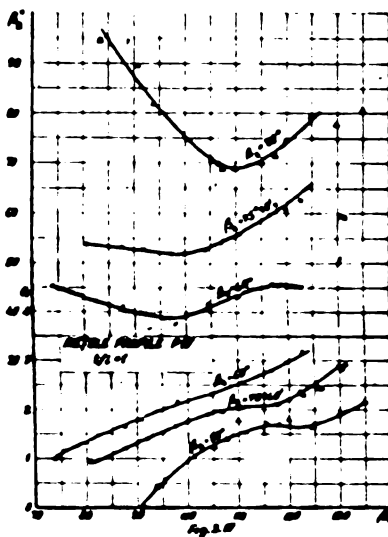
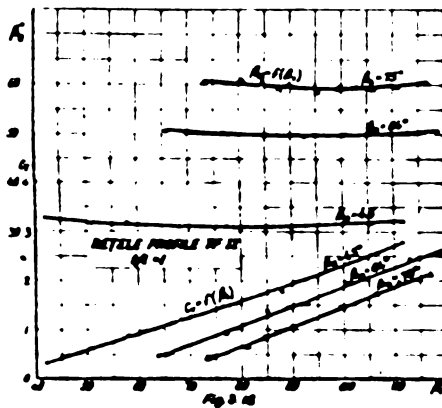
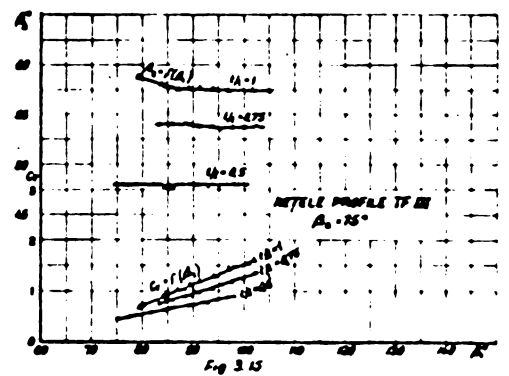
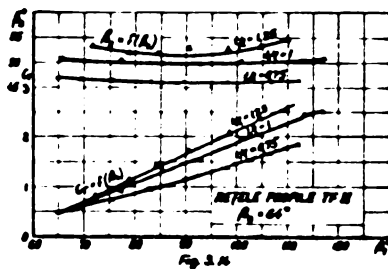
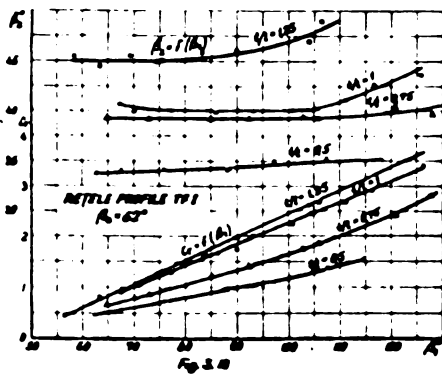
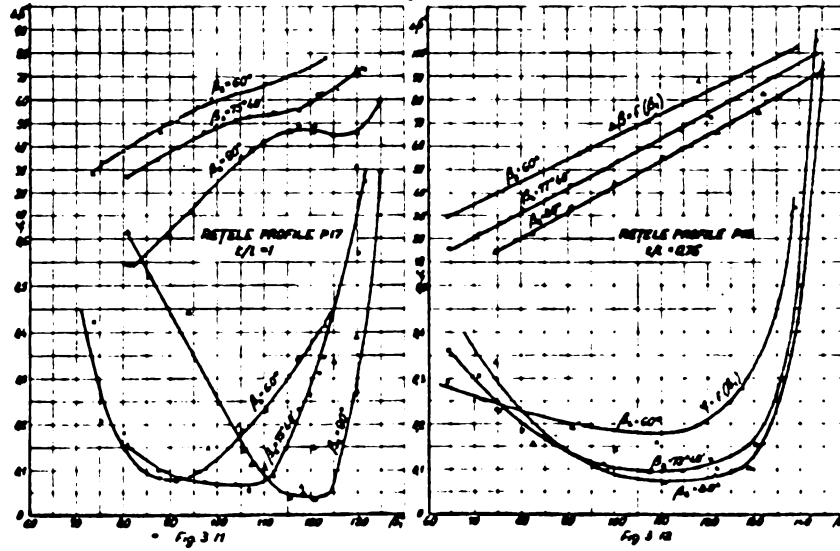
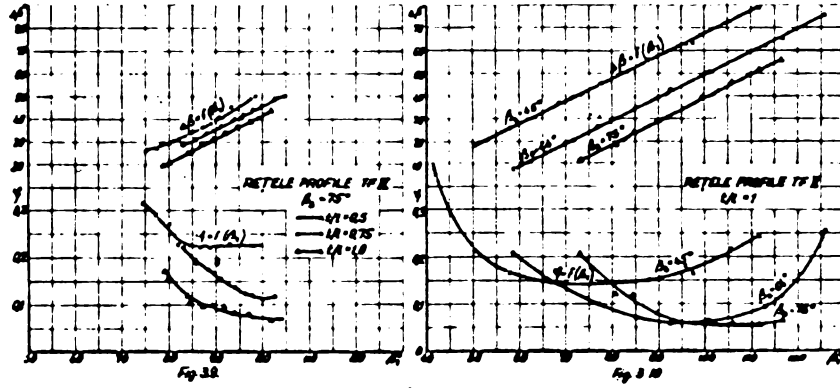
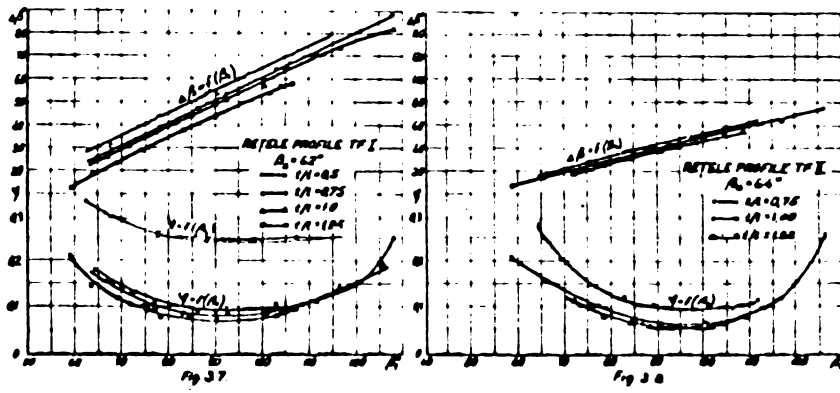
Ca alură generală curbele $\varphi = f(\beta_1)$ pentru o rețea dată ($t/l = ct$ și $\beta_s = ct$) prezintă un domeniu optim de funcționare în care pierderile sînt minime. La valori mari ale unghiurilor de intrare pierderile cresc datorită desprinderii curentului de pe extradosul profilului în zona bordului de atac. Corespunzător valorilor minime ale unghiului β_1 pierderile cresc datorită desprinderilor care apar pe intradosul profilului. Domeniul de funcționare al profilelor este definit astfel între valorile minime și maxime ale unghiurilor β_1 corespunzătoare unor pierderi admisibile în mașină.

La valori $\beta_1 = ct$ coeficientul de pierderi crește odată cu reducerea pasului relativ. Variația pasului relativ în limitele $t/l = 0,75 - 1,25$ nu conduce la o creștere sensibilă a pierderilor. Reducerea pasului relativ la $t/l = 0,5$ conduce la creșterea coeficientului φ cu 75-300% în raport cu aceleași valori la $t/l=1$.

Dependența $\Delta\beta = f(\beta_1)$ este liniară. Pentru $\beta_1 = ct$, deviația unghiulară crește cu reducerea t/l .

Influența unghiului de așezare asupra caracteristicilor rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj este pusă în evidență în figura 3.10, figura 3.11 și figura 3.12.

Analiza caracteristicilor $\varphi = f(\beta_1)$ pentru rețele plane avînd $\beta_s \neq ct$ și $t/l = ct$, evidențiază faptul că odată cu creșterea unghiului de așezare coeficientul de rezistență minim scade și zona de valori minime se deplasează spre unghiuri de intrare mai mari. Domeniul de funcționare al rețelei la $\varphi = ct$, este mai extins pentru valorile mici ale unghiului de așezare. Ca aspect particular din caracteristicile $\varphi = f(\beta_1)$ al rețelelor formate din profile P 17, rezultă faptul că pentru



valori constante ale coeficientului de pierdere domeniul de variație al unghiului de intrare se restrânge atât la creșterea cât și la scăderea unghiului de așezare.

Caracteristicile $\Delta\beta = f(\beta_1)$ sînt liniare pentru rețelele de profile TF II și P 18 (fig.3.10, fig.3.12). Pentru rețele formate din profilele P 17 caracteristicile $\Delta\beta = f(\beta_1)$ prezintă un punct de inflexiune care devine mai pronunțat odată cu creșterea unghiului de așezare. Acest aspect, în baza celor prezentate de V.Anton /27/ și H.Schichting /127/ este datorat faptului că la valori ale unghiului de intrare $\beta_1 < 100-110^\circ$ se produce desprinderea stratului limită laminar de pe extradocosul profilului. Ca urmare a acestui fenomen crește unghiul de ieșire al curentului (Fig.3.17) și coeficientul de pierderi pe profil (Fig.3.11). Pentru valori $\beta_1 > 110^\circ$ fenomenul de desprindere a stratului limită laminar nu este reliefat prin forma curbelor $\beta_2 = f(\beta_1)$ (Fig.3.17). Curbe similare $\beta_2 = f(\beta_1)$ prezintă W.Bolte /42/ pe baza măsurărilor efectuate de L.Speidel și H.Reimer.

3.7. Influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor

$\beta_2 = f(\beta_1)$ și $C_T = f(\beta_1)$ ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj

Caracteristicile $\beta_2 = f(\beta_1)$ constituie elemente de bază pentru utilizarea în practică proiectării turbinelor de foraj a rezultatelor cercetărilor efectuate asupra rețelelor plane de profile pe baza acestora pot să fie determinate elementele cinematice corespunzătoare diferitelor valori ale turației turbinei de foraj din domeniul său de funcționare. Caracteristică $C_T = f(\beta_1)$ oferă elementele necesare determinării momentului la arborele turbinei de foraj.

Pe baza caracteristicilor $\beta_2 = f(\beta_1)$ (Fig.3.13, Fig.3.14, 3.15) rezultă că :

- Dependența unghiului de ieșire al curentului din rețea de unghiul de intrare este aproximativ liniară, panta sa fiind influențată de valoarea pasului relativ și de geometria profilului.

- Pentru valori constante ale unghiului de intrare al curentului unghiul β_2 crește odată cu creșterea t/l . Această variație nu este însă proporțională cu valoarea pasului relativ.

- În cazul rețelei de profile TF I, dependența $\beta_2 = f(\beta_1)$ prezintă o tendință de abatere de la forma liniară odată cu creșterea unghiului β_1 . Această tendință este mai accentuată cu creșterea t/l . Cauza acestei abateri o constituie desprinderea stratului limită laminar. Caracteristici $\beta_2 = f(\beta_1)$ asemănătoare pentru rețele de profile groase prezintă : I.I.Kirilov /85/, E.A.Gukasova /40/ W.Bolte /42/, I.M.Volfsan

/151/, N.M.Markov /98/ iar pentru rețele de profile subțiri L.Speidel și N.Scholz /144/.

Dependența $\beta_2 = f(\beta_1)$ în cazul rețelei de profile TF III (Fig. 3.15) prezintă o tendință de abatere de la forma liniară în zona unghiurilor de intrare mici pentru $t/l=1$. Aceasta indică desprinderea stratului, limită de pe extradosul profilului. Rezultate asemănătoare a obținut S.Wegel /152/ în cazul studiului influenței t/l asupra caracteristicilor rețelelor plane de profile groase.

Dependența $C_T = f(\beta_1)$ este liniară (Fig.3.13), (Fig.3.14), (Fig. 3.15). Pentru valori $\beta_1 = ct$, C_T crește odată cu creșterea pasului relativ. De remarcat că pentru $C_T = ct$ pasul relativ minim asigură unghiurile de intrare maxime, observație importantă pentru construcția turbinelor de foraj cu turație redusă.

Influența unghiului de așezare asupra caracteristicilor $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $C_T = f(\beta_1)$ a rețelelor de profile pentru turbinele de foraj este pusă în evidență în Fig.3.16, 3.17, 3.18. Pe baza acestora rezultă :

- O dependență $\beta_2 = f(\beta_1)$ prezentînd un minim discret (Fig.3.16, Fig.3.18) sau accentuat (Fig.3.17) pentru fiecare rețea de profile în parte. Creșterea unghiului de așezare conduce la creșterea diferenței între valorile maxime și minime ale unghiului de ieșire al curentului pentru o aceeași rețea. Fenomenele care explică forma acestor curbe au fost prezentate în paragraful 3.6.

- La valori constante ale unghiului de intrare, unghiul de ieșire al curentului crește cu creșterea unghiului de așezare. Această variație nu este proporțională cu β_s . În cazul rețelelor P 18 $t/l = 0,75$ și TF II $t/l = 1$, pentru unghiuri $\beta_1 < 100^\circ$ apare în mică măsură fenomenul de desprindere a stratului limită laminar de pe profil fapt, care explică reducerea valorii unghiului β_2 . Rezultate experimentale similare prezintă W.Bolte /42/ pe baza măsurărilor lui E.Pollmann.

Caracteristicile $C_T = f(\beta_1)$ (Fig.3.16, 3.17, 3.18) prezintă următoarele aspecte comune :

- La valori constante ale unghiului β_1 valoarea C_T crește odată cu creșterea unghiului β_s .

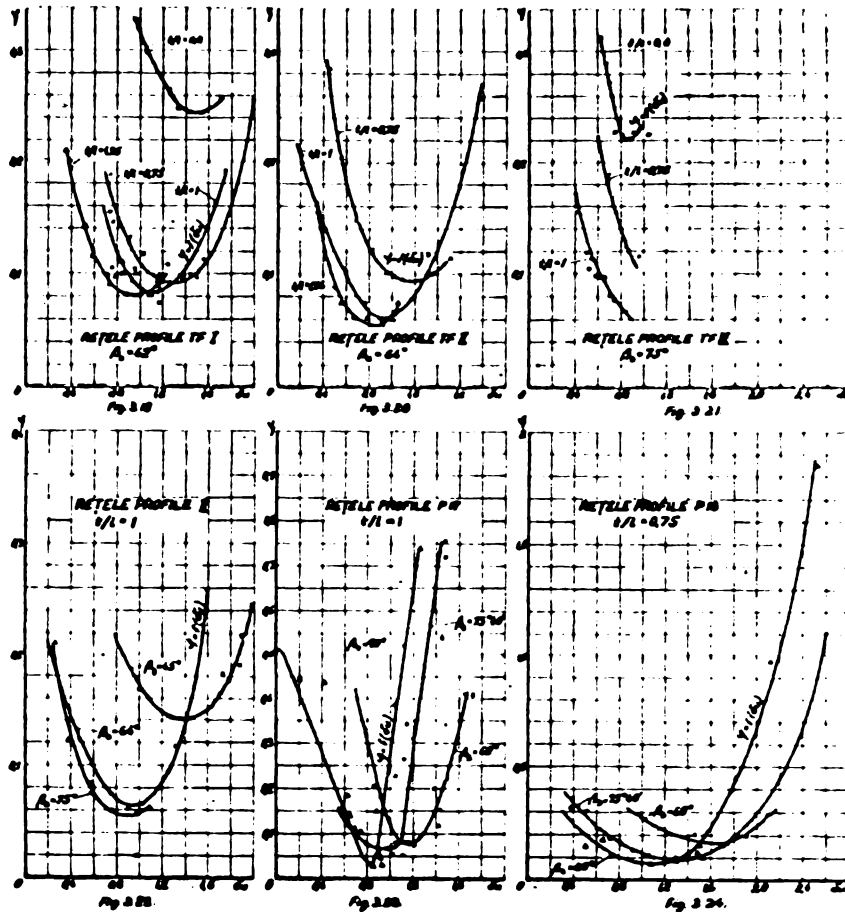
- Dependența $C_T = f(\beta_1)$ este liniară pînă în momentul apariției desprinderilor.

. În cadrul rețelelor plane pentru turbine de foraj o atenție deosebită trebuie acordată formelor curbelor $C_T = f(\beta_1)$ la $\beta_1 > 100^\circ$. O pantă mare acestora (Fig.3.17) asigură o stabilitate mărită în funcționarea turbinei la turații mici.

3.8. Influența geometriei rețelei asupra polarelor rețelelor plane de profile, pentru turbine de foraj

Polara rețelei de profile $\varphi = f(\sigma_u)$ oferă datele cele mai importante asupra comportării energetice a rețelei.

Influența pasului relativ asupra polarelor rețelelor de profile pentru turbine de foraj avînd $\beta_s = ct$ este ilustrată în Fig.3.19, 3.20, 3.21. Din analiza tuturor acestor caracteristici rezultă :



- Coeficientul minim de pierdere respectiv zona optimă de funcționare corespunzătoare unui profil de geometrie dată dispus într-o rețea, se deplasează spre valori mai mici ale deviației, odată cu creșterea pasului relativ pentru $\beta_s = ct$.

- Pentru valori constante ale coeficientului de pierdere coeficientul de deviație realizat de rețea se reduce odată cu creșterea pasului relativ la $\beta_s = ct$.

Pe baza polarelor rețelelor de profile TF I și TF III rezultă concluzia că nu este recomandabilă utilizarea în turbine de foraj a rețelelor avînd pasul relativ $t/l = 0,5$ deoarece în condițiile creșterii de peste 2 ori a pierderilor realizează deviații aproximativ egale cu rețeaua avînd $t/l = 0,75$.

Influența unghiului de așezare asupra polarelor rețelelor de profile pentru turbine de foraj avînd $t/l = ct$ este prezentată în Fig.3.22

3.23, 3.24. Pe baza analizei acestor caracteristici rezultă :

- Coeficientul minim de pierdere corespunzător unui profil de geometrie dată, dispus într-o rețea, se deplasează spre valori mai mici ale deviației, odată cu creșterea unghiului de instalare la $t/l = ct.$

- Pentru valori constante ale coeficientului de pierdere coeficientul de deviație realizat de către rețea se reduce odată cu creșterea unghiului de instalare la $t/l = ct.$

3.9. Curbe caracteristice energetice ale rețelelor, plane având profilul echipat cu două fire de turbulență

În paragrafele 3.6 respectiv 3.7 s-a admis ipoteza că tendința de creștere a unghiului de ieșire al curentului din rețea, în domeniul valorilor reduse β_1 este cauzată de desprinderea stratului limită laminar de profil. Ca urmare caracteristicile $\beta_2 = f(\beta_1)$ se abat de la forma liniară prezentînd un minim care este deosebit de accentuat pentru rețeaua P 17 $t/l = 1, \beta_s = 90^\circ$ (Fig.3.14, Fig.3.18). Cu scopul verificării acestei ipoteze s-au studiat pe cale experimentală rețelele plane formate din profilele P.17 prevăzute cu două fire de turbulență. Geometria rețelelor și mărimile caracteristice ale curentului s-au menținut identice cu mărimile similare pe rețelele formate din aceleași profile fără fire de turbulență. Modul de amplasare a firelor de turbulență a fost prezentat în paragraful 3.4.

Rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra profilelor prevăzute cu două fire de turbulență, amplasate în rețea, sînt prezentate în Fig.3.25, 3.27. Analizînd comparativ caracteristicile $\varphi = f(\beta_1)$ ale rețelei echipate cu două fire de turbulență (Fig.3.25) și cele ale rețelei fără fire de turbulență (Fig.3.11) rezultă :

- Valoarea minimă a coeficientului de pierdere pentru profilele prevăzute cu două fire de turbulență care funcționează în rețea plană, se obține corespunzător unghiului de așezare $\beta_s = 60^\circ$. Această valoare crește odată cu creșterea β_s (Fig.3.25). Pentru profilele identice fără fire de turbulență, funcționînd în rețea avînd aceeași geometrie valoarea minimă a coeficientului de pierdere se obține pentru $\beta_s = 90^\circ$ și crește odată cu scăderea β_s . Rezultă că prezența firelor de turbulență pe profilele funcționînd în rețea modifică sensul în care unghiul de așezare al profilului influențează valorile minime ale coeficientului de pierdere față de situația funcționării aceluiași profile fără fire de turbulență, în rețele avînd geometrie identică. Fizic acest aspect cantitativ se explică prin faptul că prezența firelor de turbulență crează în zona bordului de atac un punct de trecere laminar-turbulent, stratul limită turbulent astfel creat se atașează conducînd la apariția

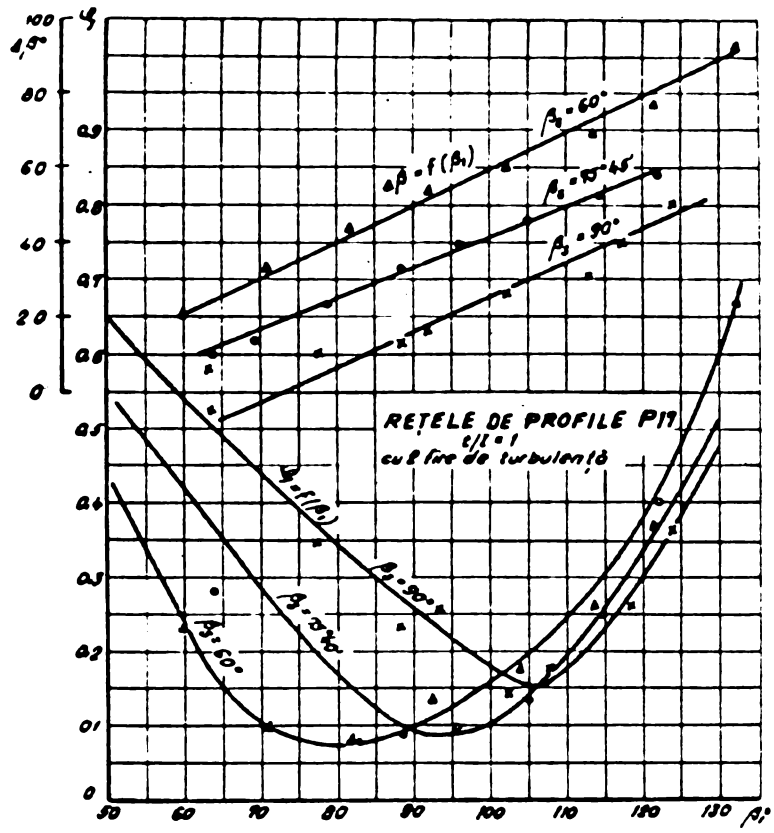


Fig. 3.25

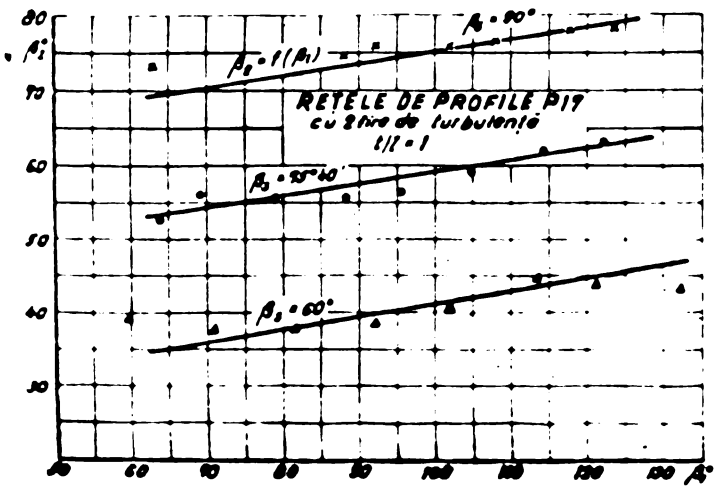
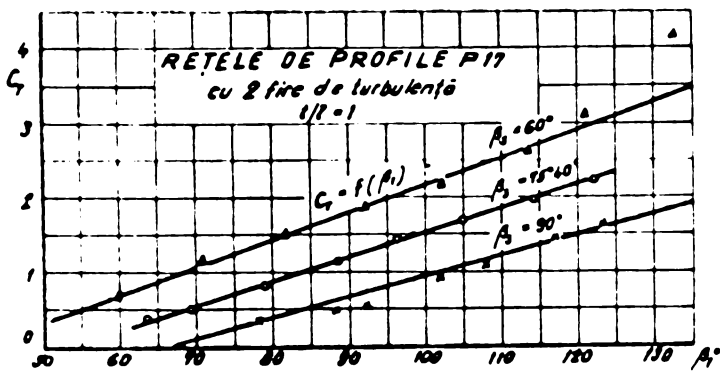


Fig. 3.26

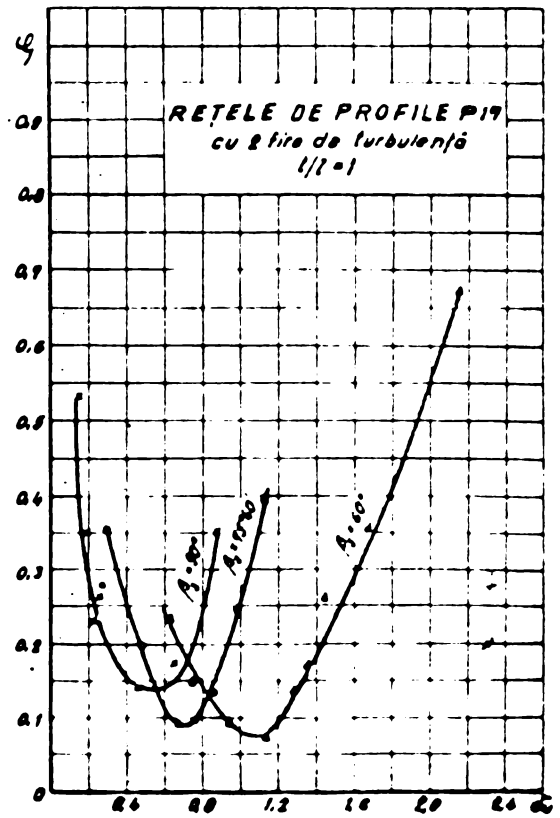


Fig. 3.27

unei rezistențe de frecare de profil. Rezistența de frecare de profil nu a existat în prealabil, dat fiind că stratul limită laminar a fost desprins. Această observație este în concordanță cu concluzia prezentată de H.Schlichting /127/ referitoare la influența rugozităților în trecerea laminar-turbulentă pe corpuri profilate.

- Corespunzător unei valori constante a coeficientului de pierdere domeniul de variație al unghiurilor de intrare se extinde odată cu reducerea valorilor unghiurilor de așezare în cazul profilelor prevăzute cu două fire de turbulență funcționând în rețea (Fig.3.25). Acest aspect nu reiese la fel de concludent în cazul funcționării în rețea a acelorași profile fără fire de turbulență (Fig.3.11).

Caracteristicile $\beta = f(\beta_1)$ (Fig.3.25), $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $C_T = f(\beta_1)$ (Fig.3.26) sînt liniare în cazul funcționării în rețea a profilelor prevăzute cu două fire de turbulență. Caracteristicile similare ale rețelelor de profile identice însă fără fire de turbulență prezintă cîte un punct de inflexiune (Fig.3.11) și (Fig.3.17). Forma liniară a caracteristicilor $\beta_2 = f(\beta_1)$ ale rețelelor echipate cu două fire de turbulență (Fig.3.26), în paralel cu reducerea valorii β_2 pentru $\beta_1 < 100^\circ$, în special în cazul rețelei avînd $\beta_s = 90^\circ$, confirmă din punct de vedere calitativ tranziția laminar-turbulentă din stratul limită și realipirea la profile a stratului limită turbulent.

Polarele rețelelor formate din profile prevăzute cu două fire de turbulență (Fig.3.27) evidențiază o creștere a domeniului de variație al coeficientului de deviație pentru valori $\varphi = ct$, în raport cu polarele rețelelor formate din aceleași profile fără fire de turbulență (Fig.3.23). Domeniul de variație al coeficientului de deviație pentru $\varphi = ct$ crește odată cu creșterea valorii unghiului de așezare al rețelei (Fig.3.27).

În scopul verificării și mai aprofundate pe cale indirectă a fenomenelor din stratul limită al rețelelor studiate s-a determinat gra-

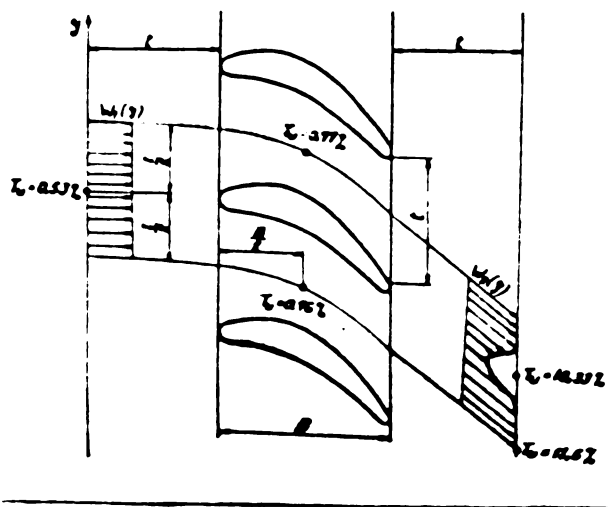


Fig.3.28

dul de turbulență al curentului în puncte situate amonte, aval și în interiorul rețelelor plane formate din profile prevăzute cu două fire de turbulență. Coordonatele punctelor în care s-a efectuat determinarea gradului de turbulență sînt prezentate în figura 3.28. Determinarea gradului de turbulență s-a efectuat cu termocrometrul cu fir cald DISA 55 A 0 1. Rezultatele măsurătorilor prezentate în (Fig.3.28

evidențiază faptul că la trecerea curentului prin rețea în zona mijlocie a canalului format de două profile consecutive, gradul de turbulență crește de peste 21 de ori iar în zona de perturbație din avalul profilelor de peste 34 ori în raport cu aceeași valoare măsurată în amonte de rețea. Aceste rezultate confirmă că stratul limită realipit la profile este turbulent și că tranziția laminar-turbulentă s-a produs ca urmare a efectului firelor de turbulență. Comparînd cifra $Re = 1,67 \cdot 10^5$ la care s-au efectuat măsurătorile pentru gradul de turbulență cu rezultatele obținute de H.Schlichting și A.Das /129/ sub forma curbei $\varphi = f(Re)$ se confirmă că trecerea laminar-turbulentă este corespunzătoare acestor cifre Re . Totodată se confirmă și fenomenul de realipire a stratului limită-turbulent pe profile.

3.10. Diagrame universale ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj

Sistematizarea rezultatelor cercetărilor din domeniul rețelelor plane de profile cu scopul de a oferi o imagine de ansamblu a acestora în special pentru necesitățile cercetării și proiectării mașinilor hidraulice a condus pe V.Anton /27/ la elaborarea caracteristicilor universale ale rețelelor de profile. Caracteristicia universală este reprezentată prin funcțiile $\sigma_u = f(\beta_1)$, ale mai multor rețele plane avînd $t/l = ct$ și β_s variabil. În același sistem de coordonate se suprapun valorile $\varphi = ct$, $C_T = ct$, $C_{AR} = ct$ pentru reprezentarea caracteristicilor energetice, respectiv $K_p \max = ct$ pentru ilustrarea caracteristicilor cavitaționale. Una din caracteristicile universale obținute în baza cercetărilor efectuate de către V.Anton asupra rețelelor de profile MHP-1-12% este prezentată în Fig.2.9 /27/. În cele ce urmează vom denumi caracteristici universale și curbele $\sigma_u = f(\beta_1)$ avînd $\beta_s = ct$ și t/l variabil folosind același sistem de reprezentare.

Caracteristicile universale ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj obținute pe baza măsurătorilor efectuate în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice din Timișoara sînt prezente în Fig.3.29 la Fig.3.35 /23/. Pe baza caracteristicilor universale ale rețelelor de profile pentru turbine de foraj se pot determina în fiecare punct al diagramei universale datele necesare proiectării turbinei: coeficientul de deviație, turația de funcționare și coeficientul de pierderi. Rezultă că aceste diagrame evidențiază pe de o parte componenta utilă a rețelei : deviația, iar pe altă parte componenta nefavorabilă: pierderea hidraulică prin rețea, corelate prin intermediul aceleiași variabile proporțională cu turația : unghiul de intrare β_1 .

Analiza comparativă a caracteristicilor universale ale rețelelor

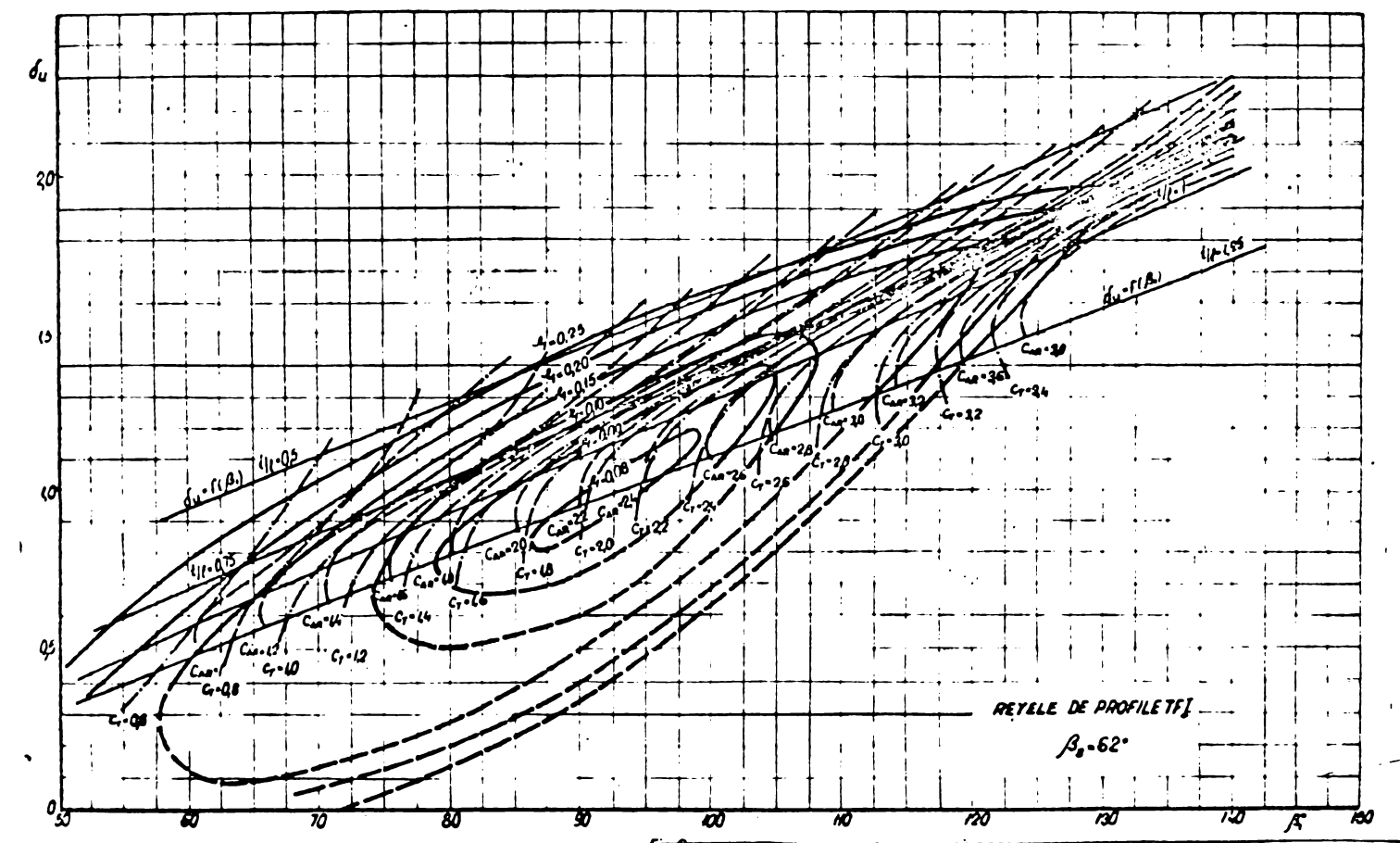


Fig. 3.29

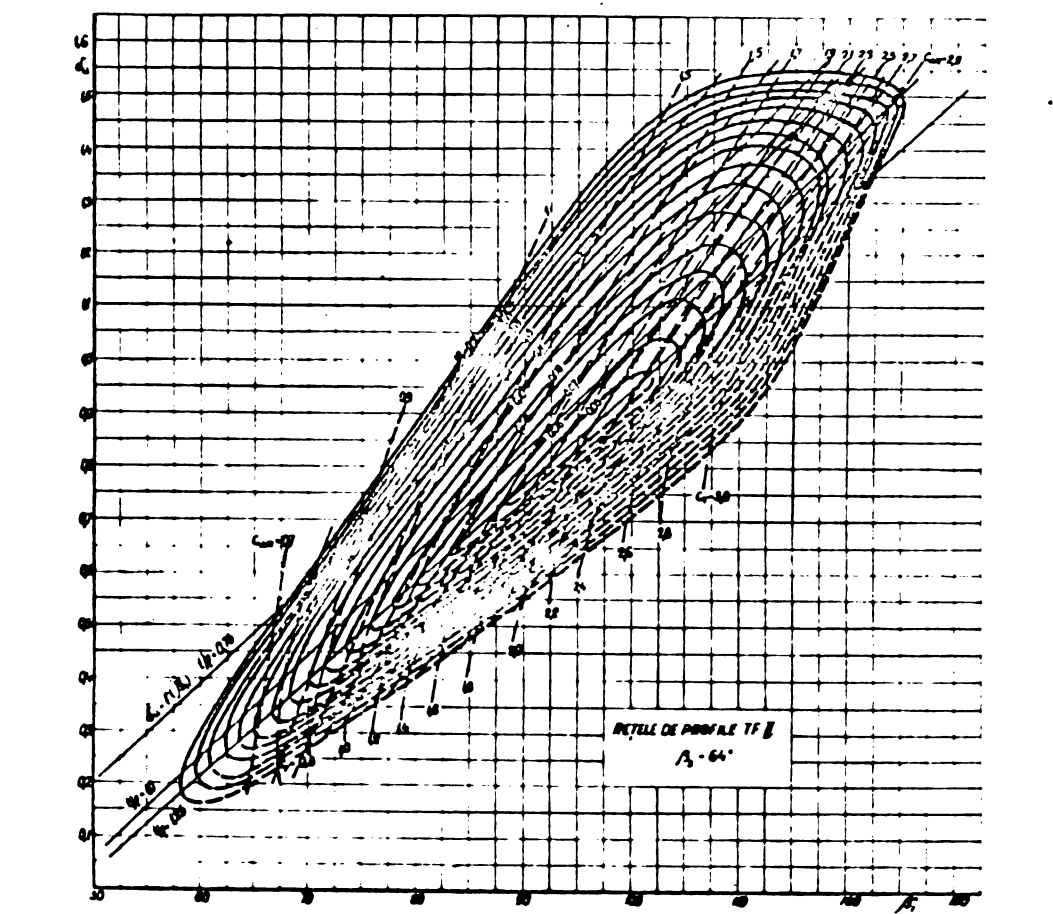


Fig. 3.30

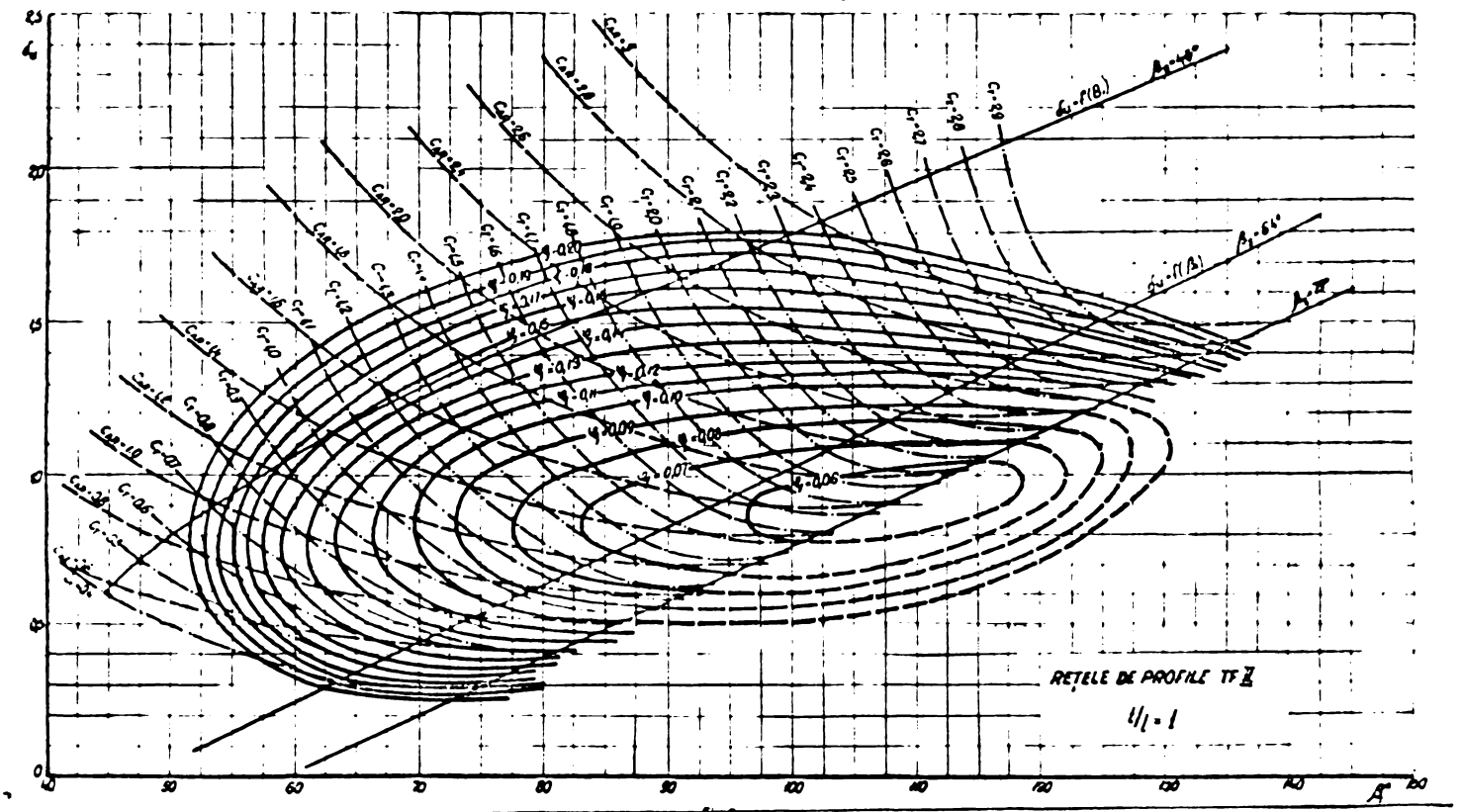


Fig.3.31

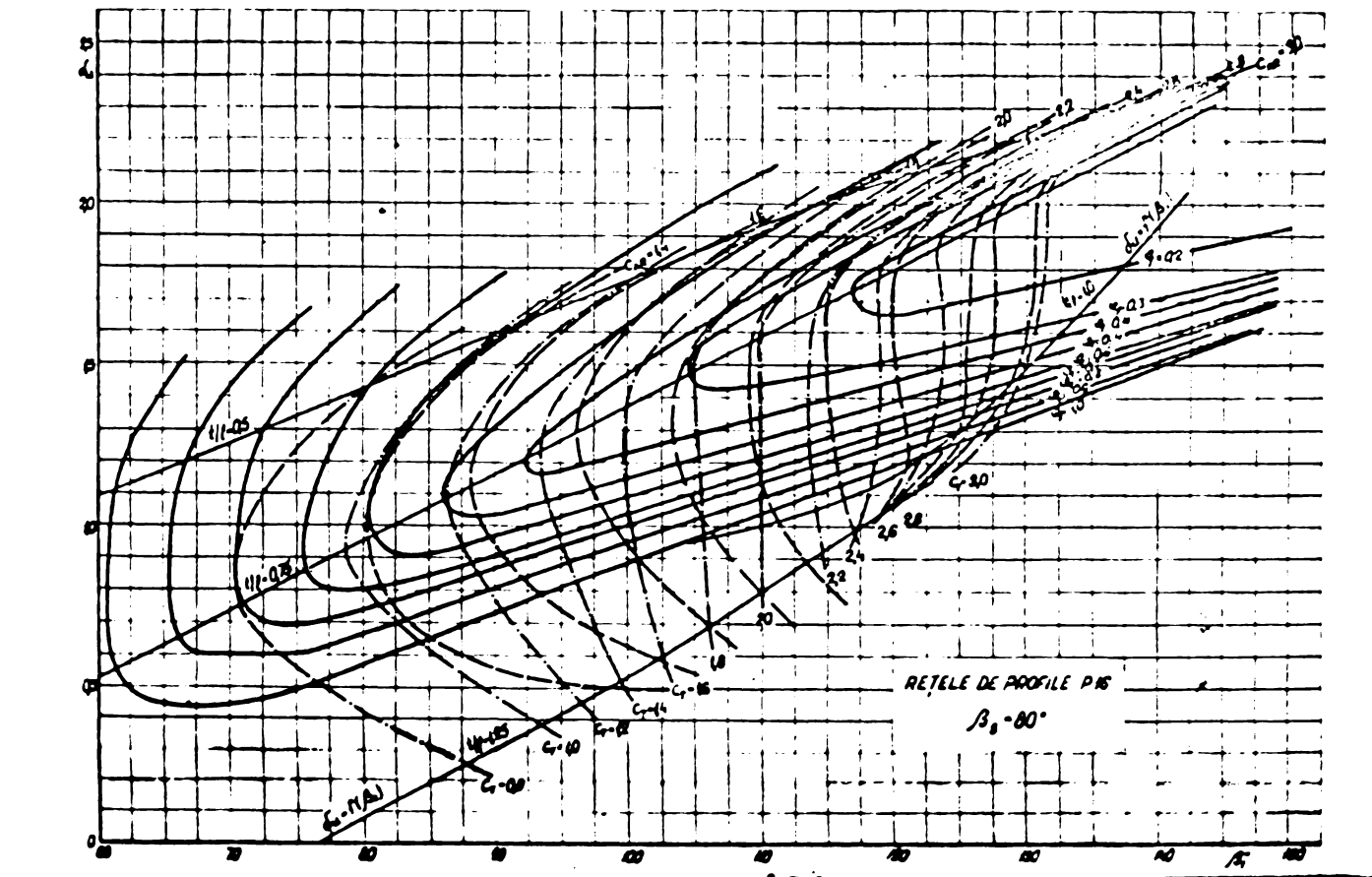


Fig.3.32

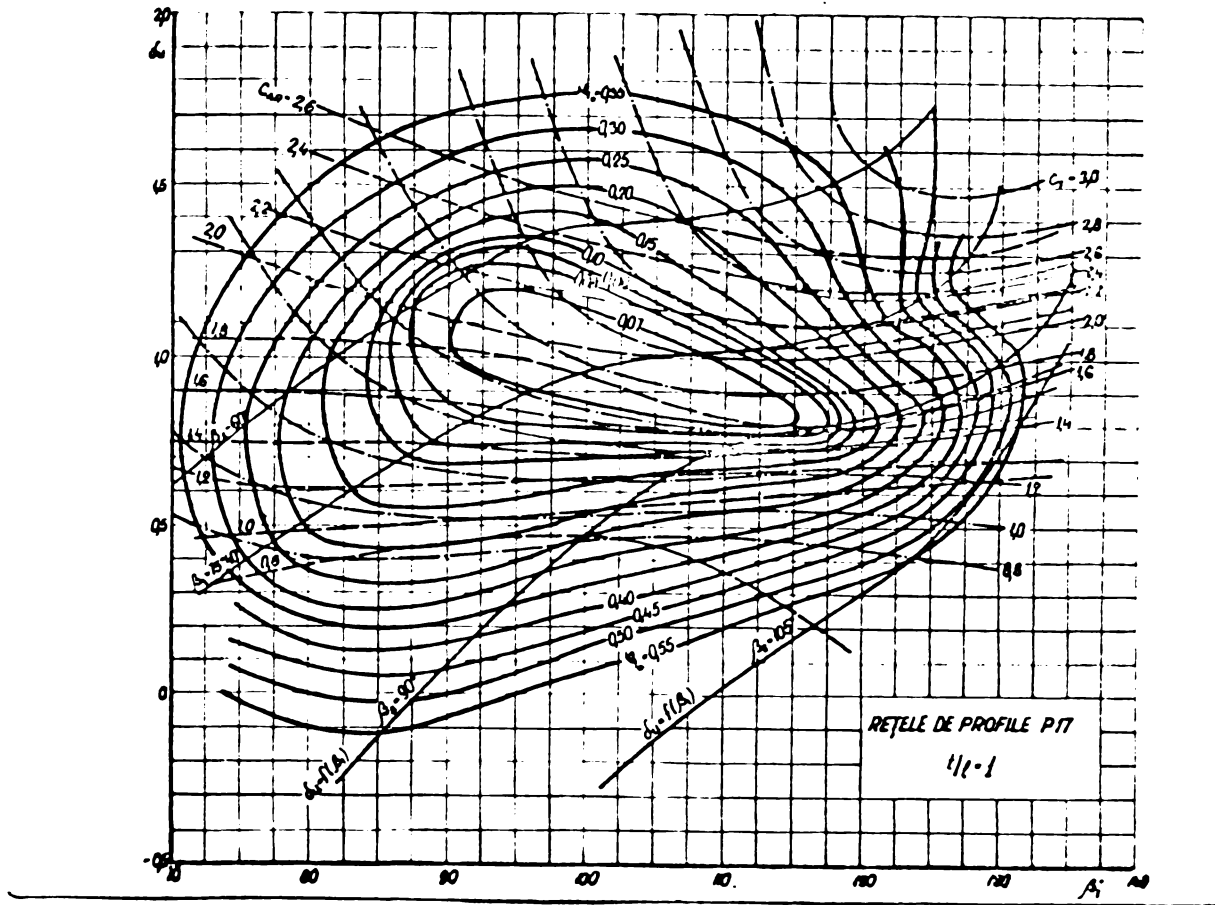


Fig.3.33

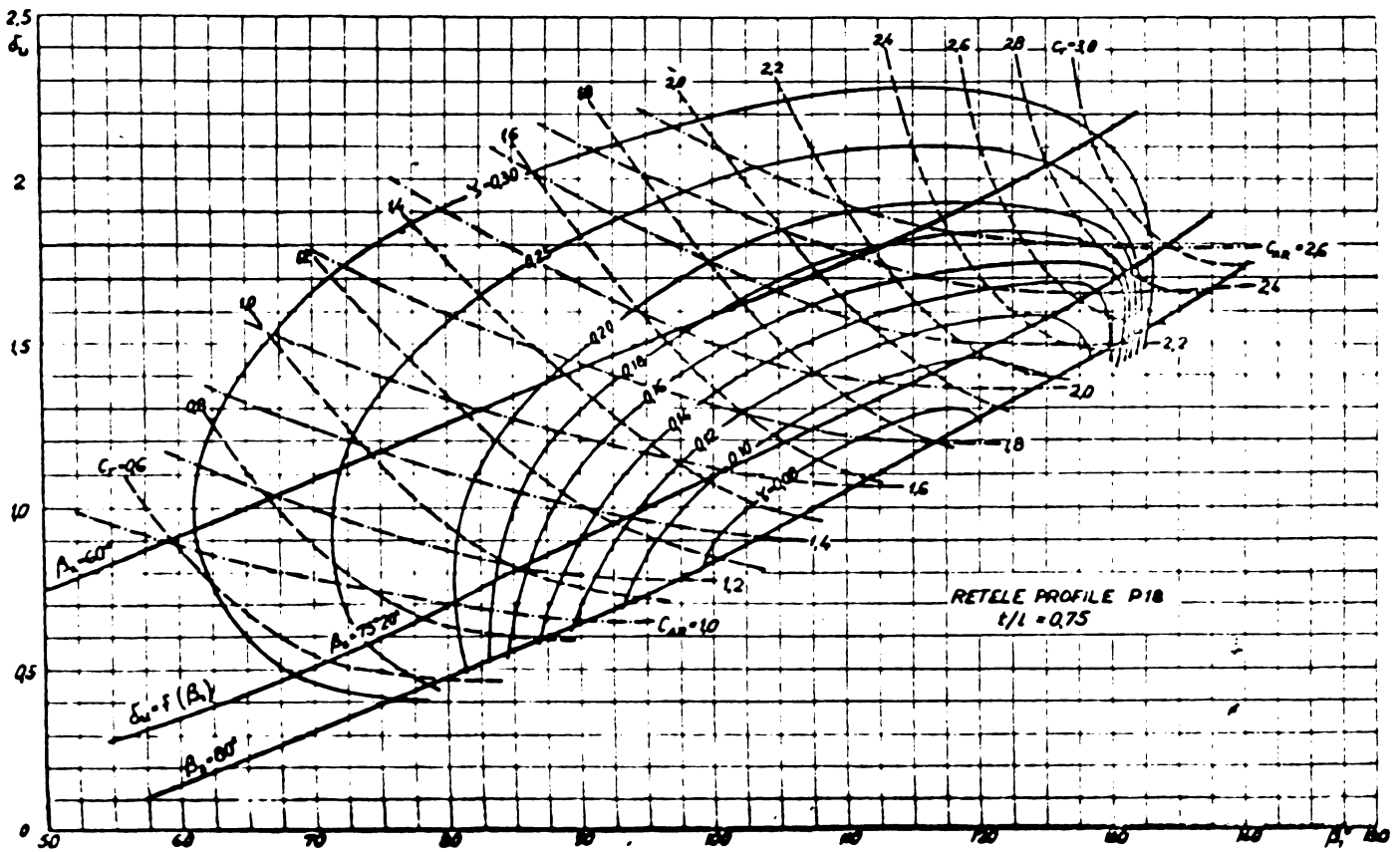


Fig.3.34

plane de profile pentru turbine de foraj și a caracteristicilor similare pentru rețelele de profile MHT-1-12% /27/ pun în evidență aspecte calitative asemănătoare, dar cantitativ diferite, datorate geometriei profilelor. Astfel trebuie remarcat faptul că valoarea coeficientului minim de pierdere în cazul rețelelor de profile groase este de 2,5 - 5 ori mai mare față de rețelele de profile subțiri. În același timp coeficientul de deviație corespunzător valorilor ζ_{minim} este de 5-10 ori mai mare în cazul rețelelor de profile pentru turbine de foraj în raport cu rețelele formate din profile MHT-1-12%.

Din punct de vedere al aplicabilității rețelelor de profile plane pentru turbine de foraj în construcția acestora, trebuie remarcat faptul că în cazul rețelelor TF II $t/l = 1 \beta_s \neq \text{ct}$ (Fig.3.31), P 16 $\beta_s = 80^\circ t/l \neq \text{ct}$ (Fig.3.32) și P 18 $t/l = 0,75 \beta_s \neq \text{ct}$ (Fig.3.34) zona coeficienților minimi de pierdere este deplasată spre valori mai mari ale unghiului de intrare.

Analiza comparativă a caracteristicilor universale ale rețelelor P 17 echipată cu două fire de turbulență (Fig.3.35) și fără fire de turbulență (Fig.3.33) evidențiază o creștere a valorilor coeficientului

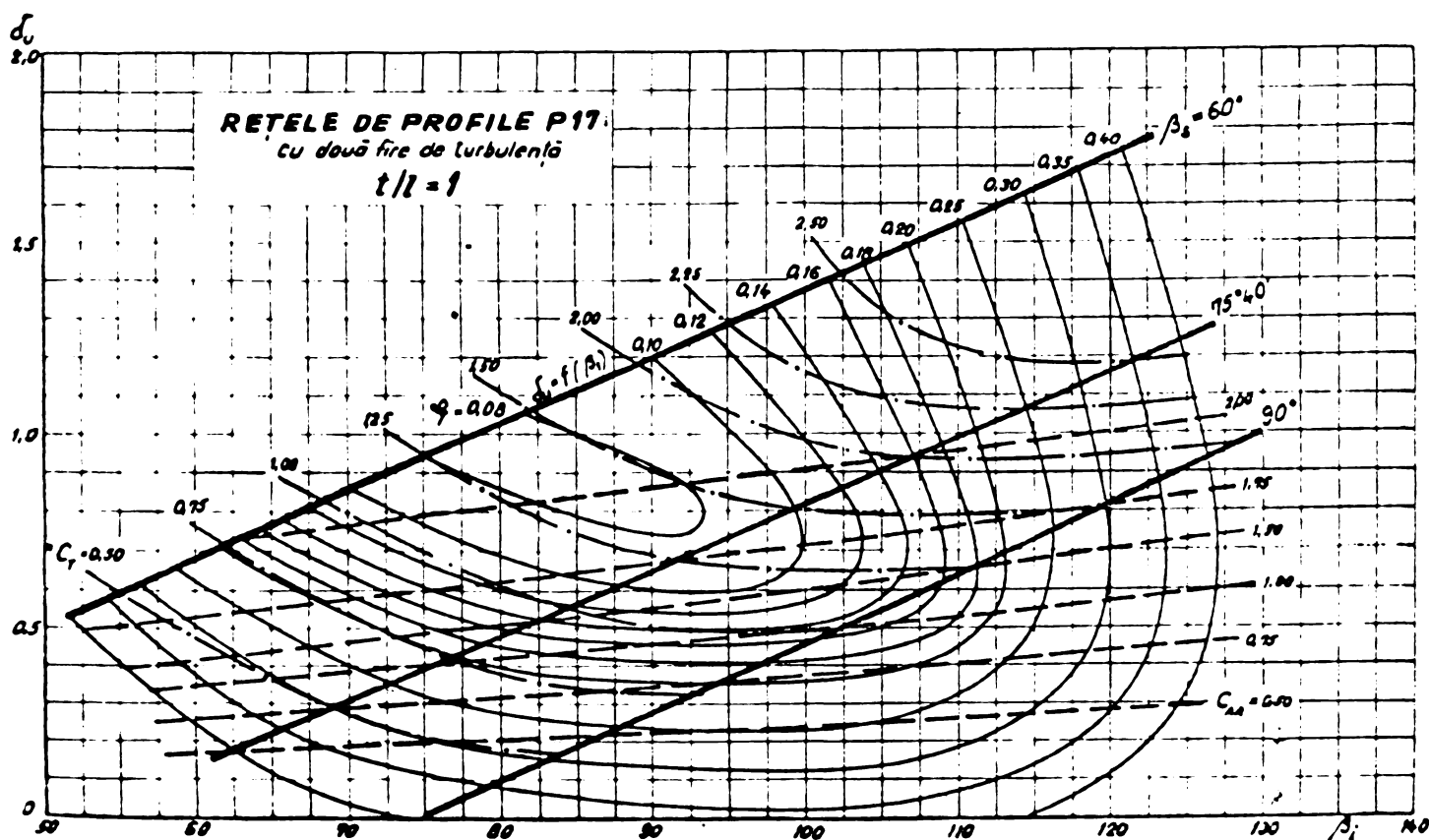


Fig. 3.35

de deviație pentru $\beta_1 = \text{ct.}$ Totodată se remarcă dependența liniară $f_u = f(\beta_1)$ în cazul rețelei echipate cu două fire de turbulență (Fig. 3.33), alură asemănătoare cu aceea a curbelor similare obținute de V. Anton /27/.

Domeniul corespunzător coeficientului minim de pierdere se restrânge deplasându-se spre valori mai mici ale unghiului de intrare în paralel cu creșterea valorii φ_{\min} în cazul rețelelor echipate cu două fire de turbulență (Fig. 3.35) față de rețelele identice fără fire de turbulență (Fig. 3.33).

3.11. Concluzii privind cercetările experimentale asupra rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj

Principalele probleme urmărite în cadrul cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor formate din profile având grosime și curbură mare tratate succint sau lipsind din literatură au fost :

- Determinarea mărimilor caracteristice energetice ale profilelor având curbură și grosime mare la funcționarea acestora în rețele plane și sistematizarea lor într-o formă unitară.

- Studiul influenței geometriei rețelei asupra caracteristicilor sale energetice.

- Studiul influenței geometriei profilului asupra caracteristicilor rețelelor plane.

- Studiul influenței firelor de turbulență amplasate pe profilele funcționând în rețea asupra caracteristicilor energetice.

Prin reprezentarea rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor plane de profile având curbură și grosime mare sub forma caracteristicilor universale după metoda elaborată de V. Anton au fost obținute următoarele rezultate noi prezentate într-o formă generală și unitară :

- S-a determinat ansamblul mărimilor caracteristice energetice pentru 31 de rețele plane de profile având $t/l = 0,5-1,25$ respectiv $\beta_s = 45^\circ - 105^\circ$ formate din 6 profile având geometria caracterizată prin $\left(\frac{f}{I}\right)_{\max} = 14,1 - 28\%$ și $\left(\frac{d}{I}\right)_{\max} = 16 - 27,78\%$.

- S-a determinat cantitativ influența pasului relativ și unghiului de așezare al rețelei asupra caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile studiate.

- S-a determinat domeniul de funcționare optim din punct de vedere energetic pentru fiecare din profilele studiate. Delimitarea acestui domeniu oferă posibilitatea stabilirii pasului relativ și unghiului de așezare optim.

- S-a determinat influența geometriei profilului asupra amplasării

în cadrul diagramei universale a zonei optime de funcționare a profilului în rețea.

Pentru cele 31 de rețele studiate zona optimă de funcționare în care $\varphi = 0,05 - 0,2$ corespunde la $\sigma_u = 0,75 - 2,2$ și $\beta_1 = 75 - 150^\circ$.

Studiul privind influența geometriei rețelei asupra curbelor caracteristice ale rețelelor au condus la următoarele concluzii :

- Pentru o rețea de profile avînd unghiul de așezare constant coeficientul de deviație crește odată cu reducerea pasului relativ pentru orice valoare a unghiului de intrare al curentului în rețea.

- în cazul unei rețele de profile avînd pasul relativ constant, coeficientul de deviație crește odată cu reducerea unghiului de așezare pentru orice valoare a unghiului de intrare al curentului în rețea.

Influența geometriei profilului asupra amplasării zonei optime de funcționare în caracteristica universală s-a analizat în condițiile rețelelor avînd aceeași geometrie. Pentru aceste rețele creșterea grosimii și săgeții maxime a profilului funcționînd în rețea conduce la deplasarea zonei optime spre valori mai mari ale unghiului de intrare și a coeficientului de deviație. Aceiași modificare a geometriei profilului este urmată de creșterea coeficientului minim de pierderi în zona optimă de funcționare.

Comparația caracteristicilor universale ale rețelelor de profile avînd grosime și curbura mare cu caracteristici similare ale rețelelor de profile subțiri a evidențiat că :

- Valorile minime ale coeficienților de rezistență sînt de 2-5 ori mai mari în cazul rețelelor de profile avînd curbura și grosime mare în raport cu aceleași valori caracteristice rețelelor de profile subțiri în condițiile aceleiași geometrii a rețelei.

- Zona optimă se deplasează spre valori mai mari ale coeficientului de deviație și puțin spre unghiuri de intrare mai mari în cazul rețelelor formate din profile avînd curbura și grosime mare, în raport cu aceiași zonă pentru rețele formate din profile subțiri, în condițiile aceleiași geometrii a rețelei.

- Influența geometriei rețelei este identică din punct de vedere calitativ atît în cazul rețelelor formate din profile avînd grosime și curbura mare cît și în cazul rețelelor formate din profile subțiri.

Cercetările experimentale privind influența desprinderii stratului limită laminar de pe profilele funcționînd în rețea asupra curbelor caracteristice energetice ale acestora s-au efectuat pe rețele identice formate din :

- profile prevăzute cu două fire de turbulență
- profile fără fire de turbulență

Rezultatele acestor cercetări au evidențiat că atîta timp cît

nu apare desprinderea stratului limită laminar de pe profilele funcționând în rețea plană curbele caracteristice $\beta_2 = f(\beta_1)$ respectiv $\delta_u = f(\beta_1)$ sînt liniare. Abateră de la forma liniară a acestor curbe indică apariția desprinderii stratului limită laminar de pe profilele funcționând în rețea plană.

Pentru prelucrarea operativă a rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor de profile s-au elaborat două programe de calcul. Unul din aceste programe a fost realizat în limbaj FORTRAN pentru calculatorul Felix CE-256 iar celălalt în limbaj mașină pentru calculatorul de birou cu program Compucorp-Scientist model 324 G.

CAP. IV. ELEMENTE SPECIFICE ALE TEORIEI SI CONSTRUCTIEI TURBINELOR DE FORAJ

4.1. Particularități constructive și funcționale ale turbinelor de foraj

Condițiile impuse de funcționarea în exploatare a turbinelor de foraj determină forma constructivă a etajelor și dimensiunile acestora. Diametrul nominal al turbinei D_n este funcție de dimensiunile sapei, respectiv diametrul puțului forat micșorat cu minim 25-30 mm în scopul creierii spațiului de circulație necesar fluidului de lucru și eventualelor lucrări de corectare. Lungimea turbinei este limitată la aproximativ 10 m datorită condițiilor de execuție. Există însă posibilitatea cuplării a două sau mai multe unități independente cu lungimi mai mici de 10 m creindu-se astfel turbinele de foraj secționare. Pe de altă parte, în scopul de a limita uzura prin abraziune și creșterea excesivă a pierderilor hidraulice în interiorul turbinei, este necesar ca valoarea vitezei meridionale a fluidului de lucru să fie 3-5 m/s. Această condiție cinematică trebuie să asigure transmiterea puterii necesare la sapă precum și o turație corespunzătoare arborelui.

Condițiile de funcționare restrictive prezentate în cele de mai sus au condus la realizarea turbinei de foraj ca o construcție multi-etajată prevăzută cu lagăre de alunecare cauciucate Fig.4.1. sau lagăre cu rulmenți Fig.4.2. Toate subansamblele turbinelor indiferent de tipul lagărelor sînt susținute pe arborele (1) și corpul turbinei (2) iar recordarea sapei se realizează prin niplu (8). Pe arbore sînt solidarizați un număr de rotoți (4) iar în corpul turbinei un număr egal de stator (5). În cazul turbinelor echipate cu lagăre de alunecare cauciucate /32, 72,84/ în corpul turbinei se găsesc un număr de lagăre axiale (3) respectiv radiale (6) și un lagăr de capăt radial (7). Turbinele prevăzute cu lagăre cauciucate conduc la pierderi mari de energie în lagăre după cum rezultă din Fig.1.2, motiv pentru care în prezent există tendința ca aceste lagăre să se înlocuiască prin lagăre axiale cu rulmenți (10) (Fig. 4.2) /74/. Dirijarea curentului în zona lagărelor cu rulmenți se poate realiza prin piese de formă specială (9). Numărul de rotoți și stator dintr-o turbină sînt funcție de caracteristicile impuse acestora iar numărul de lagăre în funcție de tipul lor constructiv și forțele care trebuie preluate.

Prin forma sa constructivă fiecare etaj al turbinei de foraj (Fig. 2.1) se aseamănă cu turbina hidraulică realizată de Jonval în 1841. Eta-

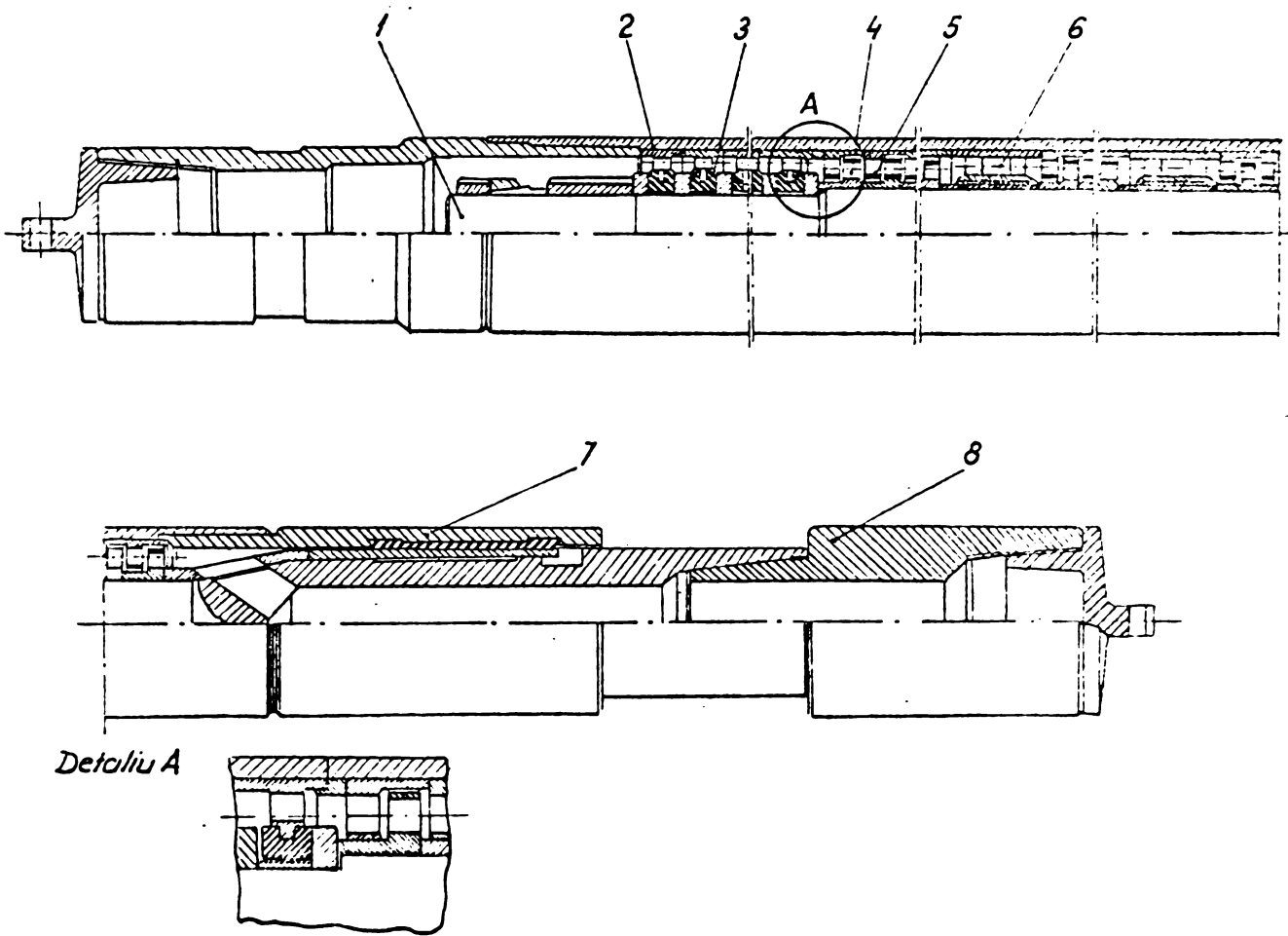


Fig.4.1

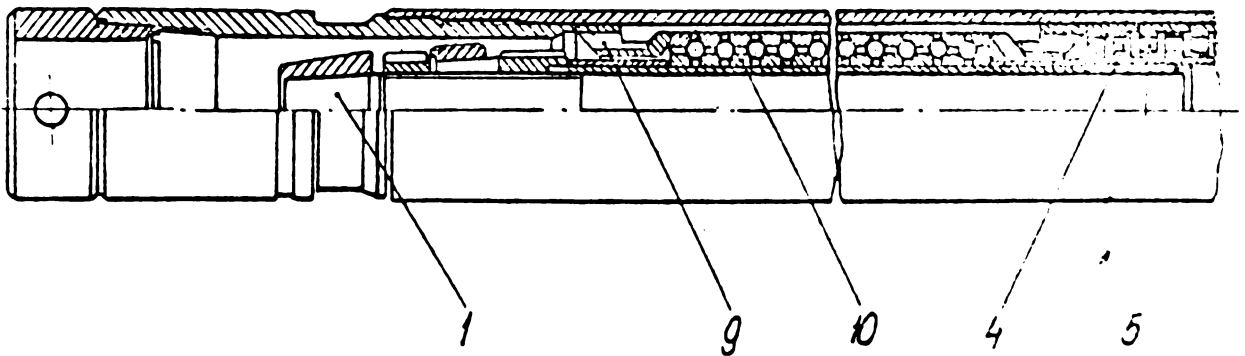


Fig.4.2

jele turbinelor de foraj fiind în general identice din punct de vedere constructiv, imprimă următoarele particularități funcționale :

a) Funcționare identică din punct de vedere hidraulic a tuturor etajelor cu excepția primului și ultimului etaj. Influența diferită a acestor două etaje în funcționarea de ansamblu a turbinei poate fi neglijată avînd în vedere că ea cuprinde un număr $K > 80$ de etaje. Pe această bază rezultă că studiul unei turbine de foraj poate fi redus la studiul unui singur etaj. Mărimile caracteristice ale turbinelor de foraj: moment la arbore, putere utilă, cădere de presiune și forță axială sînt determinate de caracteristicile etajului înmulțite cu numărul de etaje. Valoarea turației la arborele turbinei este independentă de numărul de etaje, fiind determinată de geometria profilelor și rețelelor de profile care formează paletele rotorului și statorului turbinei. Debitul nominal al turbinei de foraj este impus prin tehnologia de foraj. Acesta are o valoare quasi-constantă fiind livrat de către pompe cu piston. Dacă se neglijează pierderile volumice din etaje Q_p (Fig.2.1), datorate jocului radial J_r dintre rotor și stator, debitul care antrenează fiecare rotor este identic cu debitul nominal. Datorită acestui aspect particular turbinele de foraj funcționează la un debit ce poate fi considerat practic constant prin toate etajele acestora.

b) Lățimea canalului paletat h (Fig.2.1) este mică în raport cu diametrul nominal D_n . Curgerea prin acest canal este practic uniformă /6/. Ca urmare, pentru turbinele de foraj în literatură /6,72/ se adoptă o rază medie definită ca medie aritmetică :

$$r_m = \frac{D_e + D_i}{4} \quad (4.1)$$

sau ca medie geometrică

$$r_m = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D_e^2 + D_i^2}{2}} \quad (4.2)$$

între diametrul exterior D_e și interior D_i al părții paletate.

V.M.Kaseanov /84/ deduce pe baza ecuației momentului forțelor aplicate unui cilindru elementar de rază r și grosime dr aflat în mișcare de rotație, valoarea razei echivalente sub forma :

$$r_m = \frac{2}{3} \frac{\left(\frac{D_e}{2}\right)^3 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^3}{\left(\frac{D_e}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2} \quad (4.3)$$

Indiferent de relația de definire a razei medii sau medii echivalente (4.1), (4.2) și (4.3) acestea pot conduce la erori în stabilirea mărimilor caracteristice ale etajului deoarece nu țin seama de variațiile caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile care se modifică în lungul razei turbinei odată cu modificarea geometriei rețelei sau cu modificarea geometriei profilului.

c) Elementele cinematice și unghiulare ale etajelor precum și particularitățile acestora sînt prezentate în paragraful 2.1.

4.2. Ecuatii fundamentale

Luînd în considerare aspectele particulare prezentate în paragraful 4.1, în literatură /46, 85, 97/ sînt deduse ecuațiile fundamentale ale unui etaj al turbinelor de foraj pe baza aplicării legii momentului cantității de mișcare în condițiile mișcării relative permanente a fluidului ideal prin rotor. Se obțin astfel :

- momentul dezvoltat la arbore

$$M_{K=1} = \rho Q r_m (V_{U0} - V_{U3}) \quad (4.4)$$

- căderea de presiune

$$H_{K=1} = \frac{\omega r_m}{g} (V_{U0} - V_{U3}) \quad (4.5)$$

- puterea la arbore

$$P_{K=1} = \rho Q \omega r_m (V_{U0} - V_{U3}) \quad (4.6)$$

Pentru întreaga turbină avînd un număr K de etaje se obține

$$\begin{aligned} M &= K \rho Q r_m (V_{U0} - V_{U3}) \\ H &= K \frac{\omega r_m}{g} (V_{U0} - V_{U3}) \\ P &= K \rho Q \omega r_m (V_{U0} - V_{U3}) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Ecuatiile fundamentale ale turbinei de foraj (4.7) reprezintă funcțiile de legătură între căderea de presiune, momentul și puterea dezvoltată la arbore pe de o parte și elementele cinematice dependente de turație pe de altă parte, pentru un anumit fluid de lucru și un debit dat. Ele oferă relații de legătură între mărimile caracteristice

ale turbinelor și elementele lor geometrice respectiv cinematice.

Datorită faptului că transformarea energetică într-un etaj este afectată de pierderi hidraulice, volumice și de disc randamentul total al etajului este :

$$\eta_{k-1} = \eta_{hk=1} \cdot \eta_{vk=1} \cdot \eta_{dk=1} \quad (4.8)$$

În ansamblul turbinei apar pierderi similare cu cele din etajele acesteia și în plus pierderi mecanice în lagăre și etanșări. Incluzând pierderile de disc în categoria pierderilor mecanice expresia randamentului total al turbinelor de foraj este

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (4.9)$$

Luând în considerare relațiile (4.9) ecuațiile fundamentale ale turbinelor de foraj iau forma :

$$\begin{aligned} \eta_h H &= K \frac{\omega r_m}{g} (v_{u0} - v_{u3}) \\ P &= K \rho Q \omega r_m (v_{u0} - v_{u3}) \eta \end{aligned} \quad (4.10)$$

4.3. Coeficienți caracteristici ai etajelor turbinelor de foraj

În teoria turbinelor și în particular în cadrul teoriei turbinelor de foraj, sînt utilizați coeficienții adimensionali care caracterizează elementele cinematice și unghiulare ale acestor mașini în regimul optim de funcționare /84,97/. Pe baza acestora se poate determina forma poligonului de viteze și unghiurile care trebuiesc materializate prin rețelele statorice și rotorice corespunzătoare.

Coeficienții caracteristici ai etajelor sînt :

- Coeficientul de presiune sau circulație Ψ este definit prin relația (2.16). Acest coeficient oferă prin intermediul poligonului de viteze indicații asupra raportului dintre momentul dezvoltat la arbore și turația de funcționare. Valorile mari ale acestui coeficient caracterizează turbinele lente de foraj iar valorile mai reduse turbinele convenționale.

- Coeficientul de viteză ψ este definit prin relația (2.17). Acest coeficient realizează legătura între debitul de lucru și turația turbinei. În cazul unor debite constante valorile mari ale coeficientului de viteză caracterizează turbinele de foraj cu turație redusă iar valorile mici turbinele de foraj convenționale. În limitele impuse de creșterea excesivă a pierderilor acest coeficient oferă indicații caracteristice, în limite foarte largi, asupra lățimii canalului paletar.

- Coeficientul H_r sau gradul de reacție este definit prin raportul

dintre căderea de presiune pe un rotor H_r și căderea de presiune pe un etaj H_e /6,72,84,97/ sub forma :

$$m_r = \frac{H_r}{H_e} = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}} = \frac{w_{\infty} U}{U} \quad (4.11)$$

Coeficientul de reacție oferă indicații asupra modului de distribuire a căderilor de presiune între stator și rotor precum și a formei de energie utilizată în producerea lucrului mecanic la arbore.

Cunoscînd valorile coeficienților Ψ , φ și m_r corespunzător unei viteze tangențiale date, se pot determina unghiurile caracteristice ale treptelor la nivelul diametrului mediu al turbinelor de foraj cu relațiile :

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\varphi}{\frac{\Psi}{4} + 1 - m_r} \quad (4.12)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\varphi}{1 - m_r - \frac{\Psi}{4}} \quad (4.13)$$

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{\varphi}{m_r - \frac{\Psi}{4}} \quad (4.14)$$

$$\operatorname{tg} \beta_3 = \frac{\varphi}{\frac{\Psi}{4} + m_r} \quad (4.15)$$

Coeficienții caracteristici ai etajelor φ și Ψ asigură o corelare cu geometria rețelelor de profile necesare în turbinele de foraj pe baza relațiilor (2.16), (2.17) și a diagramei Euler. Totodată în ansamblul lor oferă posibilități de comparație între turbine de foraj avînd dimensiuni geometrice identice.

Cu toate aceste avantaje coeficienții caracteristici ai treptei prezintă următoarele limite :

- Oferă posibilități reduse de generalizare a rezultatelor deoarece nu sînt corelați cu elemente dimensionale ale turbinelor de foraj.

- Constituie criterii de similitudine parțială pentru mașinile asemenea.

- Mărimile cinematice sînt raportate la diametrul mediu care este susceptibil mai multor posibilități de definire (relațiile 4.1, 4.2, 4.3).

4.4. Turația specifică a turbinelor de foraj

Turația specifică constituie și în cazul turbinelor de foraj un criteriu de similitudine cu precizarea că aceasta caracterizează ansamblul turbinei. Relația de definiție este :

$$n_s = n \sqrt{\frac{\rho g Q \eta}{75 (K H_{k=1})^{1.5}}} \quad (4.16)$$

Forma adimensională a expresiei turației specifice este :

$$n_s^* = \frac{n_s}{2^{0.75} g^{1.25} \rho^{0.5}} = n \sqrt{\frac{Q \eta}{75 (2g K H_{k=1})^{1.5}}} \quad (4.17)$$

Turația specifică corespunzătoare unui etaj în forma dimensională respectiv adimensională este exprimată prin :

$$n_{sk=1} = n \sqrt{\frac{\rho g Q \eta_{k=1}}{75 H_{k=1}^{1.5}}} \quad (4.18)$$

$$n_{sk=1}^* = n \sqrt{\frac{Q \eta_{k=1}}{75 (2g H_{k=1})^{1.5}}} \quad (4.19)$$

Pe baza relațiilor (4.17) și (4.19) rezultă relația de legătură între turația specifică a etajului și a ansamblului turbinei :

$$n_{sk=1}^* = K^{0.75} n_s^* \quad (4.20)$$

Pe baza definițiilor (2.17), (2.18) precum și a relațiilor :

$$n = \frac{60 U}{\tilde{\pi} D_m} \quad (4.21)$$

$$Q = v_m \tilde{\pi} D_m h = \varphi U \tilde{\pi} D_m h \quad (4.22)$$

turația specifică adimensională a unui etaj (4.19) poate fi exprimată sub forma :

$$n_{sk=1}^* = 3,909 \sqrt{\frac{h \varphi}{D_m \psi^{1.5}} \eta_{k=1} \cdot \eta_{hk=1}^{1.5}} \quad (4.23)$$

4.5. Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj cu turație redusă

Problemele tehnico-economice ale lucrărilor de foraj prezentate amplu în capitolul I precum și cercetările efectuate pînă în prezent în domeniul turbinelor de foraj conduc la necesitatea analizei aprofundate a influenței parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor turbinelor de foraj cu turație redusă și moment mare la arbore. Aceste turbine se caracterizează prin turații nominale $n < 400$ rot/min și momente la arbore $M = 50 - 680$ kgfm, funcție de dimensiunea nominală /13/.

4.5.1. Caracteristicile etajului turbinelor de foraj cu turație redusă

Pentru caracterizarea etajului turbinelor de foraj se utilizează : debitul, momentul la arbore și turația corespunzătoare regimului nominal de funcționare. Din relația (4.19) rezultă :

$$H_{K=1} = \left(\frac{n}{n_{SK=1}^*} \right)^{\frac{4}{3}} \left(\frac{Q \eta_{K=1}}{75(2g)^{1,5}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (4.24)$$

Inlocuind (4.24) în :

$$M_{K=1} = \frac{\rho g Q H_{K=1} \eta_{K=1}}{\omega} \quad (4.25)$$

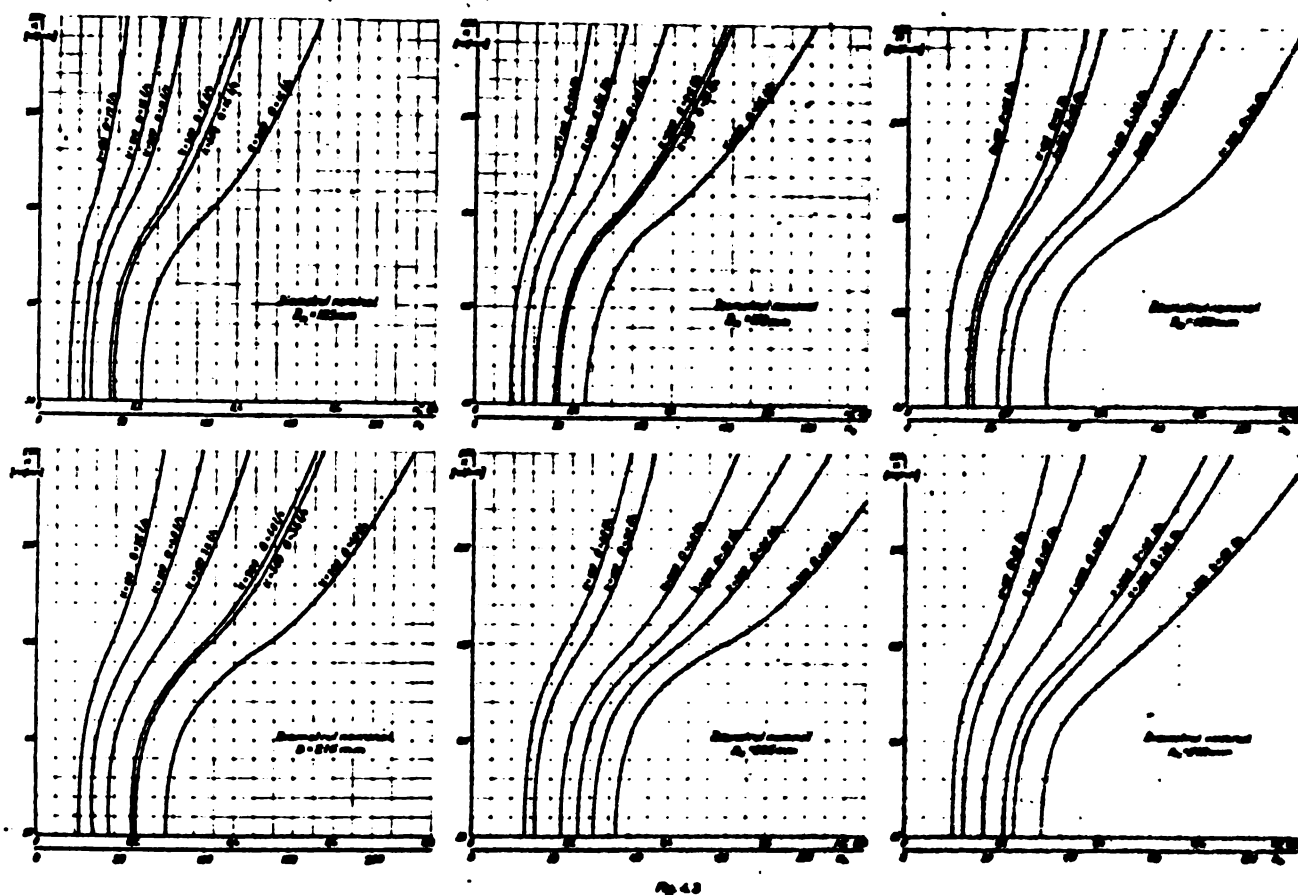
și considerînd ca fluid de lucru apa, rezultă :

$$n_{SK=1}^* = 1,162 \cdot 10^{-3} \frac{Q^{5/4}}{M_{K=1}^{3/4}} n^{1/4} \quad (4.26)$$

Pe baza relației (4.26) utilizînd valorile caracteristicilor turbinelor din /13/ și admițînd succesiv pentru debitele minime și maxime de lucru un număr de 100, 200 și 300 etaje s-au determinat turațiile specifice ale turbinelor de foraj cu turație redusă. Rezultatele acestor calcule sînt prezentate pentru cîteva dimensiuni nominale ale turbinelor cu turație redusă în diagramele $n = f(n_{SK=1}^*)$ (Fig.4.3). Pe baza diagramelor $n = f(n_{SK=1}^*)$ rezultă limitele turațiilor specifice adimensionale ale turbinelor de foraj cu turație redusă ca fiind $n_{SK=1}^* = 0,062 - 0,5$ pentru $K < 200$ etaje.

Pe baza prelucrării rezultatelor oferite de G.S.Barsal și N.I. Eulianovski /32/ pentru turbinele de foraj convenționale fabricate în URSS și a datelor oferite de firma Neyrpic /159/ pentru turbine de serie

se obține $n_s^{*} K_{=1} = 0,382 - 0,51$. Rezultă deci că turațiile specifice ale turbinelor de foraj cu turație redusă includ în parte valorile mărimilor corespunzătoare ale turbinelor convenționale. Zona în care turațiile specifice ale turbinelor de foraj convenționale și cu turație redusă se suprapun rezultă din fig.4.3. Analizând amplasarea curbelor $n=f(n_s^{*} K_{=1})$



în raport cu această zonă se observă că turațiile nominale ale turbinelor de foraj cu turație redusă avînd diferite dimensiuni nominale pot să fie cuprinse în limita $n = 100 - 200$ rot/min în anumite condiții cinematice care trebuiesc determinate în funcție de mărimi caracteristice care să asigure corelarea rețea-turbină și să fie dependente de $n_s^{*} K_{=1}$.

4.5.2. Coefficienți fundamentali și derivați ai etajelor turbinei de foraj

Coefficienții fundamentali și derivați pentru turbinele de foraj cu turație redusă care să asigure cerințele prezentate în paragraful precedent se vor defini pe baza lucrării Acad.I.Anton /8/.

Coefficienții fundamentali :

- coeficientul vitezei tangențiale :

$$k_{UR} = \frac{U_R}{\sqrt{2g H_{K=1}}} \quad (4.27)$$

- coeficientul de deviație definit prin relația (2.13).

Coeficienții derivați utilizați sînt :

- coeficientul vitezei meridionale la ieșire din rotor :

$$k_{vms} = \frac{V_{ms}}{\sqrt{2gH_{K=1}}} \quad (4.28)$$

în care :

$$V_{ms} = \frac{4Q}{\pi D_e^2 (1-\nu^2)} \quad (4.29)$$

- diametrul relativ definit prin relația (4.45)

- coeficientul de debit

$$\varphi_s = \frac{V_{ms}}{U_R} \quad (4.30)$$

- coeficientul de torsionare al curentului la ieșirea din rotor :

$$k_r = \frac{\pm V_{3UR}}{\Delta V_{UR}} \quad (4.31)$$

Pe baza cercetărilor efectuate asupra turbinelor Kaplan /8/ admitem dependența $k_{UR} = f(n_{sK=1}^*)$ pentru o treaptă a turbinei de foraj sub forma :

$$k_{UR} = \frac{C n_{sK=1}^{*3/5}}{\eta_{K=1}^{1/3}} \quad (4.32)$$

în care nu este cunoscută valoarea coeficientului C. În scopul determinării acestei valori pentru turbinele de foraj convenționale s-au prelucrat datele prezentate în literatură /32, 159/ obținându-se dependența $k_{UR} = f(n_{sK=1}^*)$ (Fig.4.4) a cărei expresie analitică este :

$$k_{UR} = \frac{0,91 n_{sK=1}^{*3/5}}{\eta_{K=1}^{1/3}} \quad (4.33)$$

Pentru turbinele de foraj cu turație redusă pe baza relației (4.27) rezultă că la valori D_e și $M_{K=1}$ egale cu a turbinelor de foraj convenționale este necesară o reducere a valorii C. În ipoteza că această reducere este proporțională cu raportul turațiilor s-a determinat $C = 0,4$. Admițînd un randament $\eta_{K=1} = 0,62$ după înlocuirea valorilor în (4.32) și efectuarea calculelor a rezultat pentru turbinele de foraj cu turație redusă dependența $k_{UR} = f(n_{sK=1}^*)$ (Fig.4.5). Din comparația valorilor coeficientului fundamental k_{UR} la $n_{sK=1}^* = \text{ot}$ (Fig.4.4 și 4.5) rezultă că în cazul turbinelor de foraj cu turație redusă acest coefi-

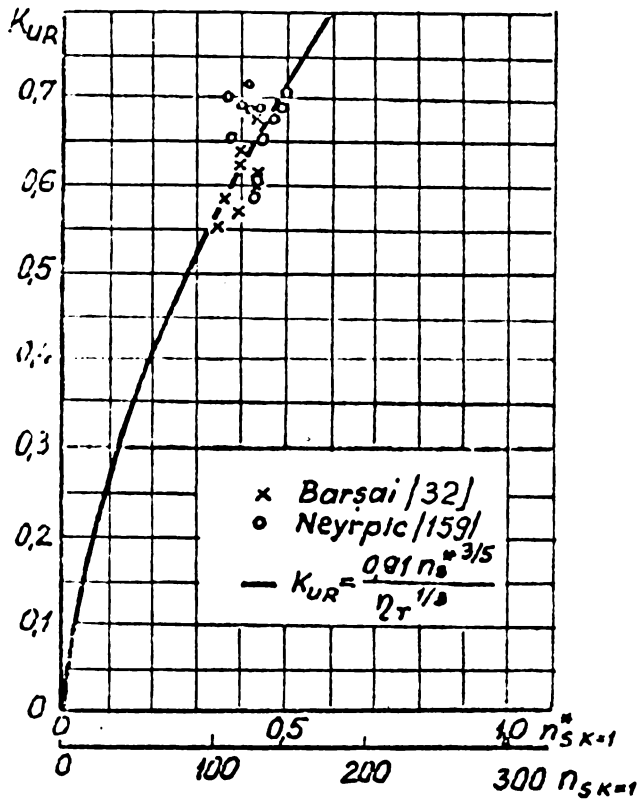


Fig. 4.4

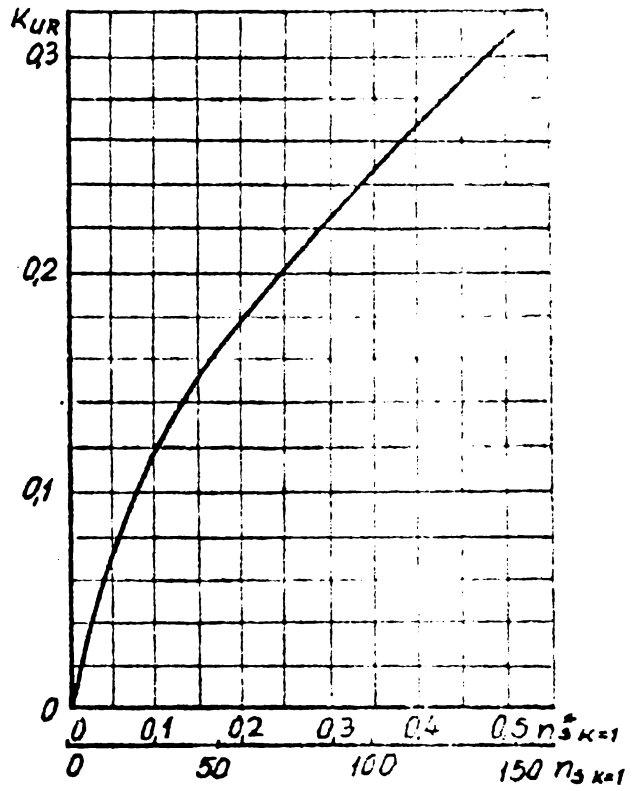


Fig. 4.5

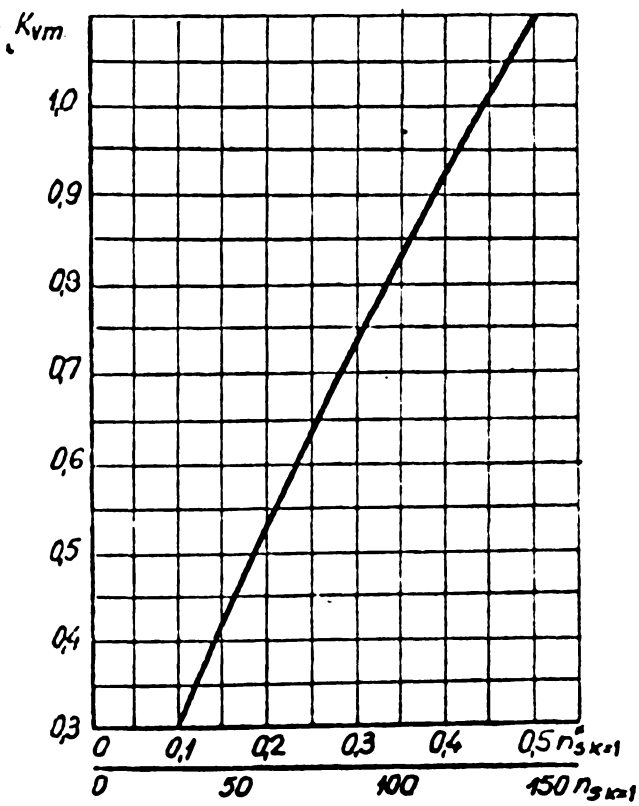


Fig. 4.6

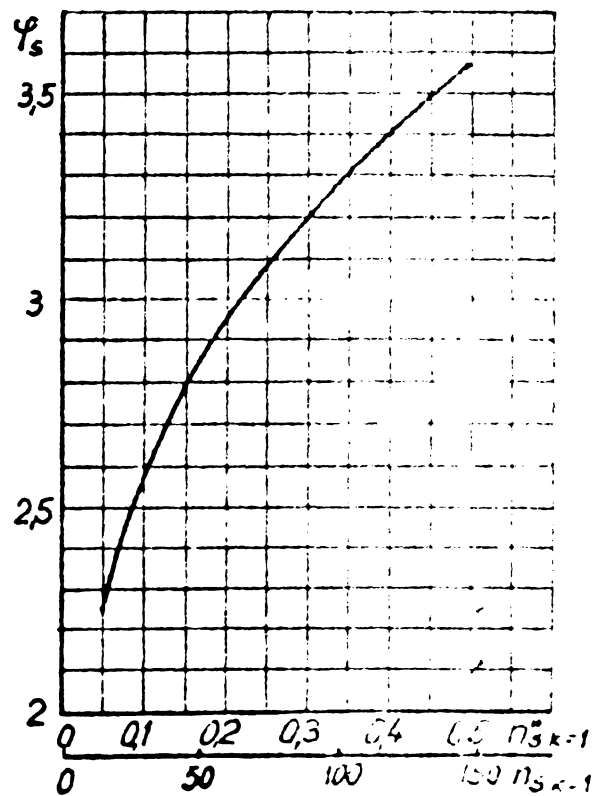


Fig. 4.7

cient scade de 2-4 ori în raport cu valorile corespunzătoare în cazul turbinelor de foraj convenționale.

Coeficientul vitezei meridionale la ieșire din rotor /8/ are expresia :

$$k_{vm} = \frac{C_1 n_{SK=1}^{*4/5}}{(1-\nu^2) \eta_{K=1}^{1/3}} \quad (4.34)$$

Considerînd că pentru un etaj al turbinei de foraj coeficientul vitezei meridionale este exprimat printr-o relație structural identică cu (4.34) rezultă $C_1 = 0,324$ pentru turbinele de foraj convenționale și $C_1 = 1,64$ pentru turbinele de foraj cu turație redusă. Cu valorile $C_1 = 1,64$ și $\eta_{K=1} = 0,62$ înlocuite în (4.34), după efectuarea calculelor a rezultat curba $k_{vm} = f(n_{SK=1}^*)$ (Fig.4.6).

Coeficientul de debit pentru secțiunea de ieșire din turbină este:

$$\varphi_s = \frac{k_{vm}}{k_{UR}} = \frac{4,1}{1-\nu^2} n_{SK=1}^{*1/5} \quad (4.35)$$

Luînd în considerare valorile k_{vm} (Fig.4.6) și k_{UR} (Fig.4.5) s-a determinat curba $\varphi_s = f(n_{SK=1}^*)$ (Fig.4.7). Pentru valori $n_{SK=1}^* = \text{ot}$ pe baza relației (4.35) rezultă o creștere a coeficientului φ_s pentru turbinele cu turație redusă în raport cu valoarea aceluiași coeficient determinat pentru turbinele convenționale.

Pe baza relației (2.14) și a ecuației lui Euler scrisă pentru un etaj al turbinei la o rază r :

$$\eta_{hK=1} \cdot g H_{K=1} = U_r \Delta V_{UR} \quad (4.36)$$

ou

$$\delta_r = \frac{U_r}{U_R} \quad (4.37)$$

în ipotezele egalității căderii $H_{K=1}$ pe toate tuburile de curent și $V_m = f(r) = \text{ot}$ se obține :

$$\delta_{UR} = \frac{\eta_{hK=1}}{2 k_{UR}^2} \frac{1-\nu^2}{\varphi_s} \frac{1}{\delta_r} \quad (4.38)$$

Pentru secțiunile de la butuc respectiv periferie relația (4.38) ia forma :

$$\delta_{ui} = \frac{\eta_{hK=1}}{2 k_{UR}^2} \frac{1-\nu^2}{\varphi_s} \frac{1}{\nu} \quad (4.39)$$

$$\delta_{ue} = \frac{\eta_{hK=1}}{2 k_{UR}^2} \frac{1-\nu^2}{\varphi_s} \quad (4.40)$$

In scopul determinării coeficientului de deviație pe baza studiilor de sinteză prezentate în /7,8 / vom admite exprimarea coeficientului de deviație la butuc sub forma :

$$\sigma_{ui} = A n_{sK=1}^* + B \quad (4.41)$$

Pentru determinarea constantelor A și B, în baza datelor din literatură /32,159/ se admit următoarele valori :

$$\begin{aligned} n_{sK=1}^* = 0,1 & \quad \nu = 0,85 \\ n_{sK=1}^* = 0,5 & \quad \nu = 0,7 \end{aligned} \quad (4.42)$$

Dacă se admite $\eta_{hK=1} = 0,7$ pentru toate firele de curent inclusiv pentru cele de la butuc și periferie, pe baza relațiilor (4.39), (4.41) și a valorilor (4.42) rezultă variația coeficientului de deviație la butuc sub forma :

$$\sigma_{ui} = -6,122 n_{sK=1}^* + 3,807 \quad (4.43)$$

Pe baza valorilor calculate cu (4.43) s-a trasat curba $\sigma_{ui} = f(n_{sK=1}^*)$ (Fig.4.8). Cu scopul verificării relației (4.43) s-au calculat valorile $\sigma_{ui} = f(n_{sK=1}^*)$ cu relația (4.39) având ca parametru diametrul butucului ν , valorile coeficienților k_{UR} și φ_s fiind cele prezentate în Fig.4.6 și Fig.4.7 iar $\eta_{hK=1} = 0,7$. Acestea sînt reprezentate tot în Fig.4.8. Comparînd caracteristicile determinate pe baza relațiilor (4.39) și (Fig.4.43) rezultă o bună concordanță în zona $n_{sK=1}^* > 0,3$. Pentru valori $n_{sK=1}^* < 0,3$ apar diferențe sensibile, coeficienții σ_{ui} determinați cu (4.39) fiind practic irealizabili. Pentru realizarea practică a coeficienților calculați cu (4.43) sînt necesare profile groase avînd curbura mare.

4.5.3. Determinarea dimensiunilor principale ale rotorului

Dimensiunile principale ale rotorului sînt : diametrul exterior $D_e = D$ și diametrul butucului d . Diametrul exterior rezultă din (4.27) sub forma :

$$D_e = D = \frac{60 k_{UR} \sqrt{2g H_{K=1}}}{\pi \cdot n} \quad (4.44)$$

Diametrul butucului se poate explicita din relația (4.39) după ce în prealabil în aceasta s-au înlocuit relațiile (4.32) și 4.34) cu constantele aferente turbinelor de foraj cu turație redusă. Rezultă astfel diametrul relativ al butucului:

$$\nu = \frac{d}{D} = - \frac{\varphi_s}{\frac{\eta_{hK=1}}{k_{UR}^2}} \sigma_{ui} + \sqrt{\frac{\varphi_s^2}{\left(\frac{\eta_{hK=1}}{k_{UR}^2}\right)^2} \sigma_{ui}^2 + 1} \quad (4.45)$$

Valorile calculate cu (4.45) pentru diametrul relativ al butucului sînt prezentate în Fig.4.9. În aceeași figură s-au reprezentat valorile diametrului relativ al butucului calculate pentru turbine convenționale pe baza datelor din literatura [32, 159]. Pe baza comparației acestora cu valorile calculate pentru turbine de foraj cu turație scăzută rezultă că acestea necesită la valori egale $n_{SK=1}^*$, diametrii d mai mici la butuc decît turbinele de foraj convenționale.

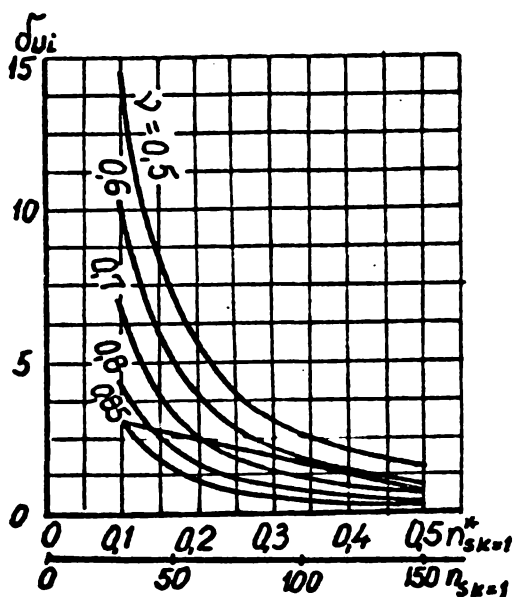


Fig. 4.8

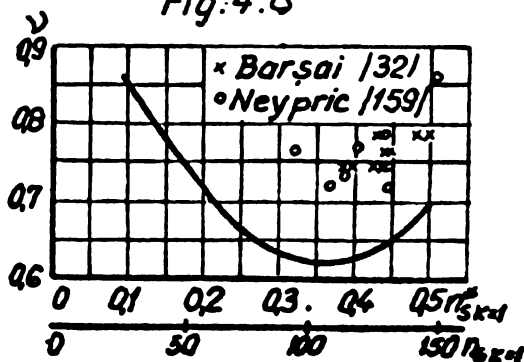


Fig. 4.9

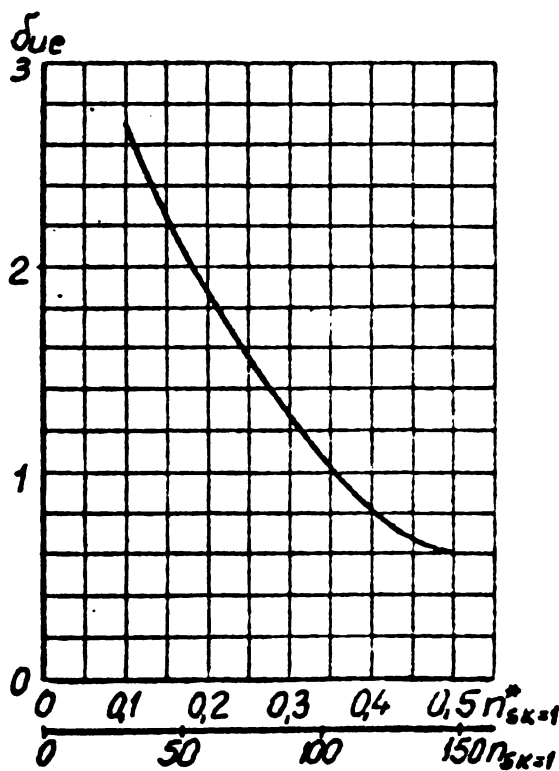


Fig. 4.10

Pe baza valorilor ν din (4.45) se poate exprima :

$$\sigma_{ue} = \nu \sigma_{ui} \quad (4.49)$$

Dependența $\sigma_{ue} = f(n_{SK=1}^*)$ obținută în baza relației (4.49) este reprezentată în Fig.4.10.

4.5.4. Elementele cinematice și unghiulare ale rotorului

Pentru elementele unghiulare ale curentului care trece printr-un etaj al turbinei de foraj în afara zonei de influență a rotorului, cu notațiile din Fig.2.1 și 2.4 ținând seama de (4.31) rezultă relațiile :

$$\operatorname{ctg} \beta_0 = \frac{U_r - V_{0ur}}{V_m} = \delta_{ur} \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - 1 - k_r \right) \quad (4.50)$$

$$\operatorname{ctg} \beta_{3r} = \frac{U_r - V_{3ur}}{V_m} = \delta_{ur} \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r \right) \quad (4.51)$$

$$\operatorname{ctg} \beta_{0or} = \frac{U_r - V_{3ur} - \frac{\Delta V_{ur}}{2}}{V_m} = \delta_{ur} \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right) \quad (4.52)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_{or} = \frac{V_{0ur}}{V_m} = \delta_{ur} (1 + k_r) \quad (4.53)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_{3r} = \frac{V_{3ur}}{V_m} = \delta_{ur} k_r \quad (4.54)$$

Deviația unghiulară a curentului la raza r definită analog cu (2.12) rezultă sub forma :

$$\operatorname{ctg} \Delta \beta_r = \frac{1}{\delta_{ur}} - \frac{\delta_{ur}}{4} + \delta_{ur} \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right) \quad (4.55)$$

Calculînd valorile β_{0r} , β_{3r} , β_{0or} , α_{or} și α_{3r} pentru coeficientul de torsionare al curentului după rotor $k_r = -0,5$; $k_r = -0,6$ și $k_r = -0,7$ se obțin dependențele mărimilor unghiulare pentru butuc și periferie prezentate în figurile 4.11.a și 4.11.b.

Din fig.4.11.a se remarcă o creștere peste 90° a unghiurilor de intrare la butuc și periferie, creșterea fiind mai accentuată odată cu reducerea valorii $n_{s \text{ } K=1}^*$. Acest aspect cantitativ confirmă teoria prezentată de B.G.Liubimov /97/ referitoare la necesitatea măririi unghiului de intrare la turbinele de foraj cu turație redusă. Din Fig.4.11.c rezultă pe baza curbelor $\beta_{\infty i, e} = f(n_{s \text{ } K=1}^*)$ creșterea unghiului β_{∞} atât la butuc cît și la periferie la $n_{s \text{ } K=1}^* = \text{ct}$ odată cu reducerea valorii $n_{s \text{ } K=1}^*$. Influența k_r este similară și asupra unghiurilor de ieșire la periferie și butuc.

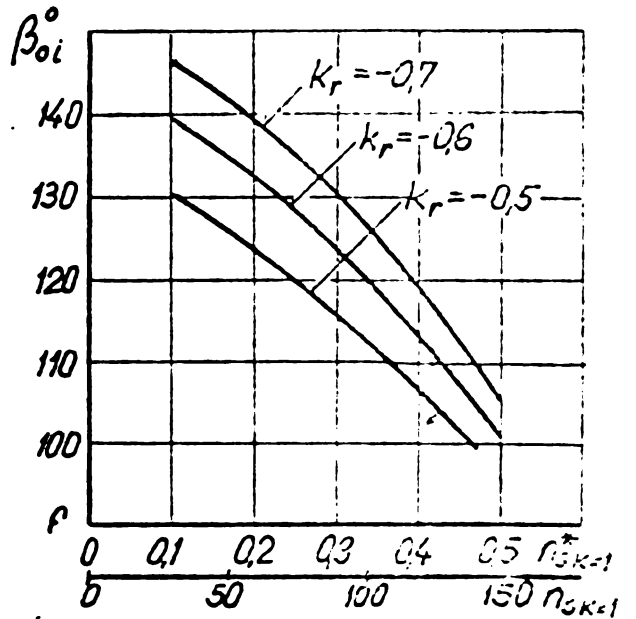
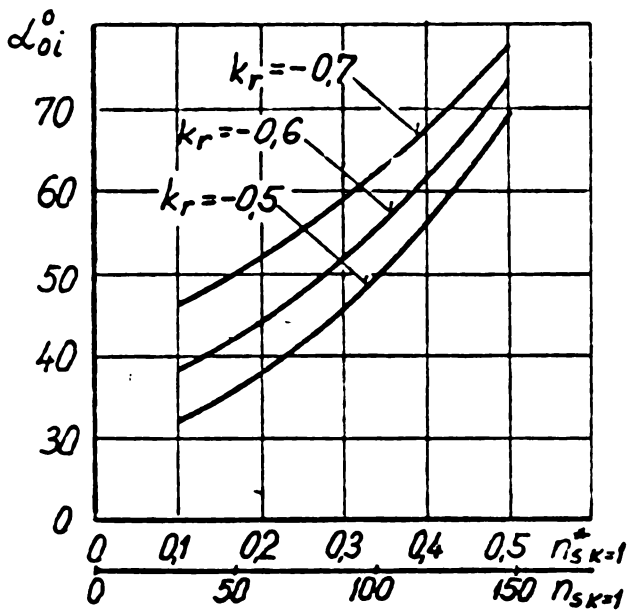
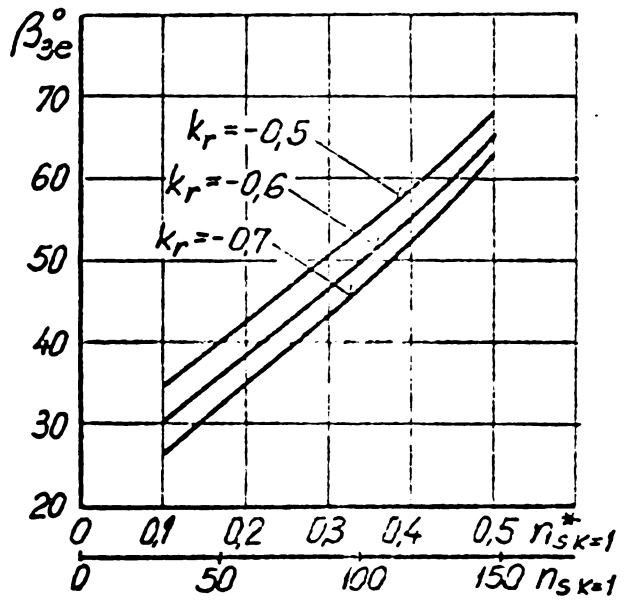
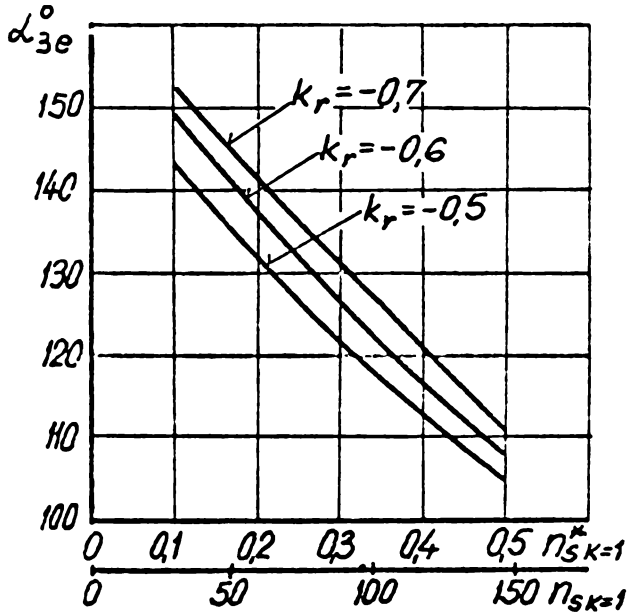
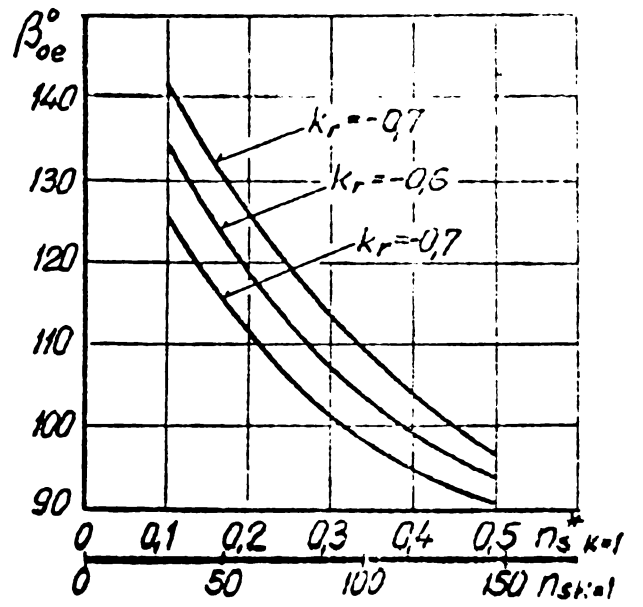
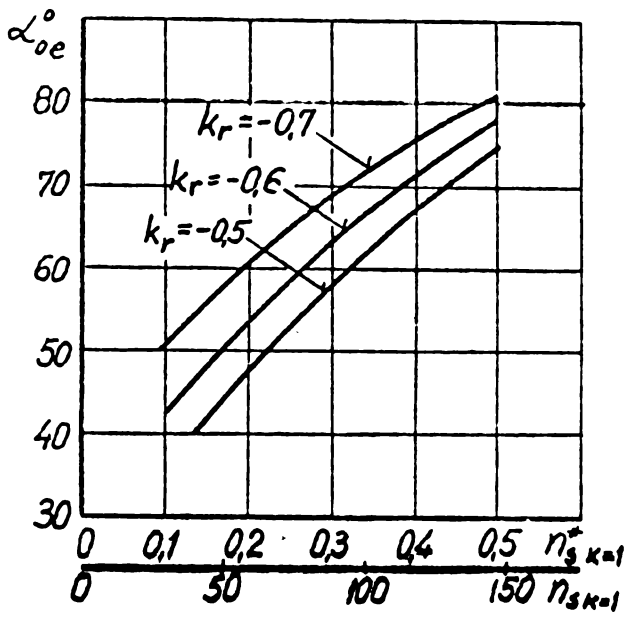


Fig. 4.11a

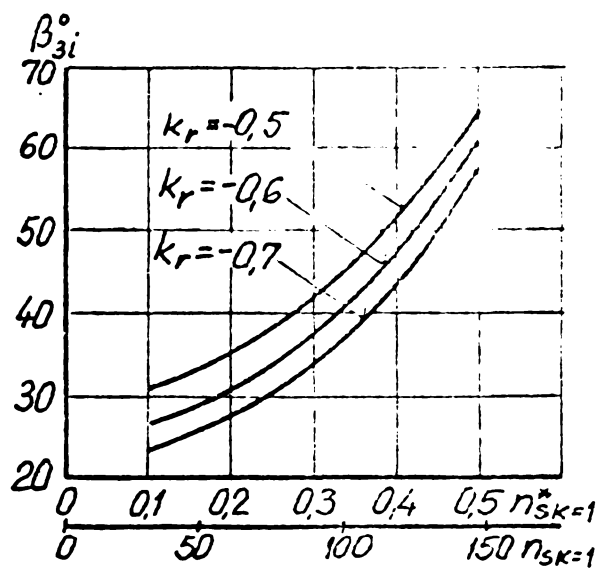
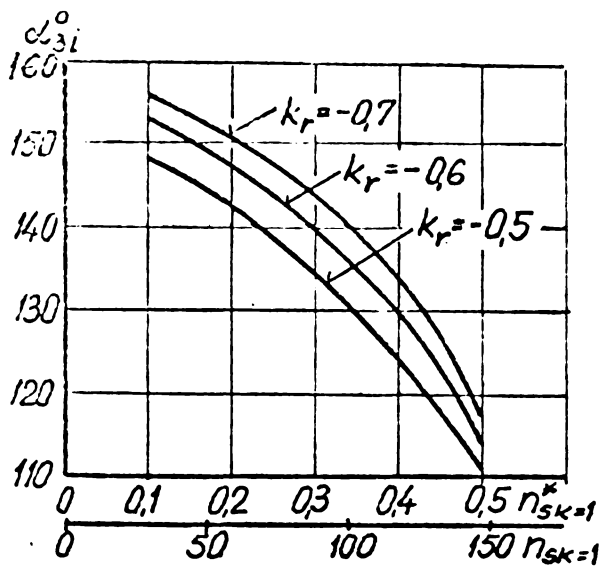


Fig. 4.11.b

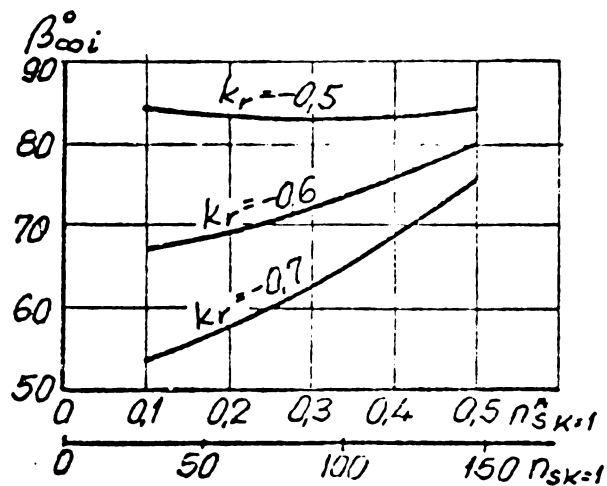
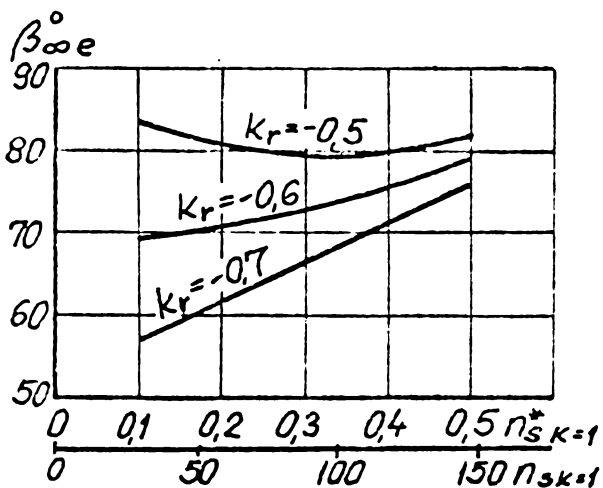


Fig. 4.11.c

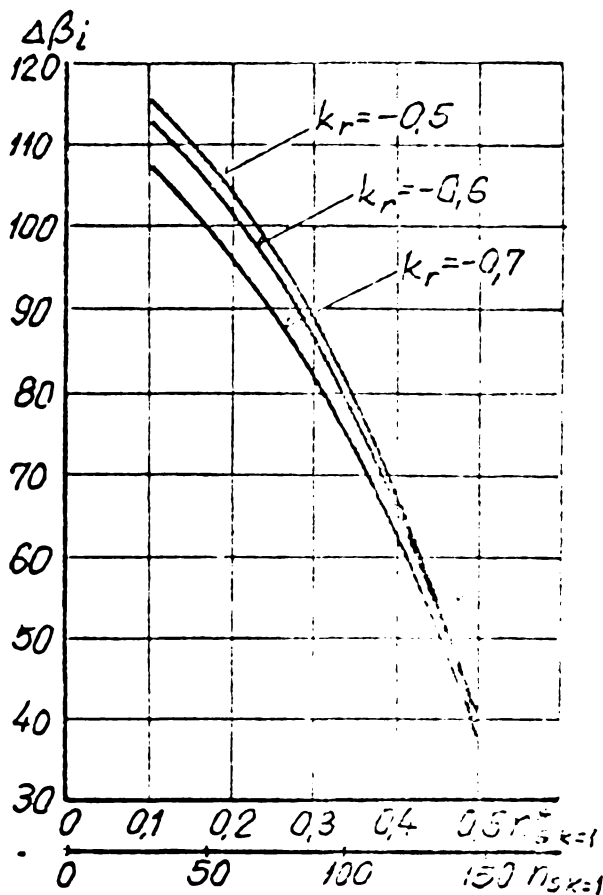
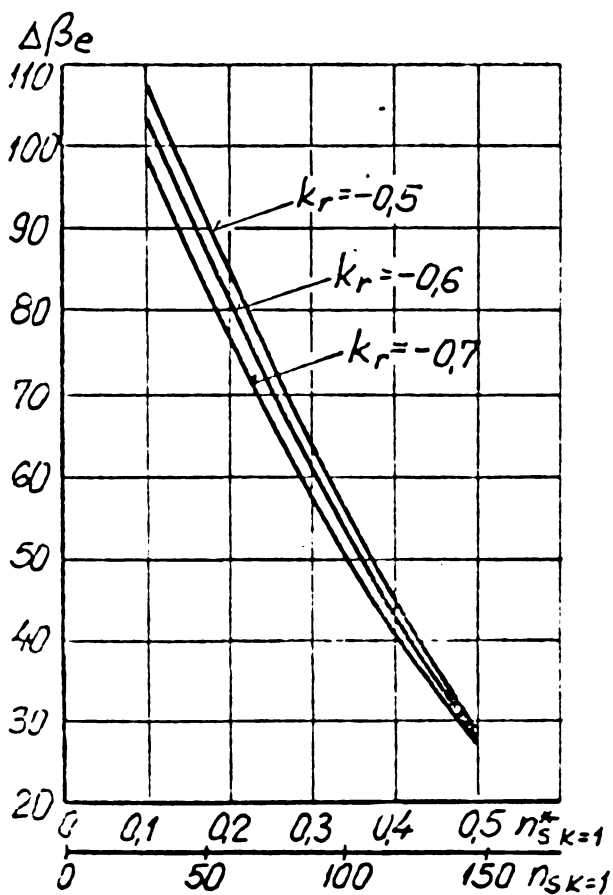


Fig. 4.12

Deviația unghiulară a curentului scade cu creșterea $n_s^* K=1$ atât la butuc cât și la periferie (Fig.4.12). La valori $n_s^* K=1 = ct$ reducerea valorii k_r conduce la o creștere foarte mică a deviației unghiulare. Deviațiile unghiulare la butuc sînt mai mari decît, cele de la periferie.

Analog elementelor unghiulare se obțin expresiile adimensionale ale vitezelor sub forma :

$$\frac{W_{or}}{U_r} = \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\delta_r} \frac{1}{\delta_{ur}} \sqrt{1 + \delta_{ur}^2 \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r - 1 \right)^2} \quad (4.56)$$

$$\frac{W_{3r}}{U_r} = \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\delta_r} \frac{1}{\delta_{ur}} \sqrt{1 + \delta_{ur}^2 \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r \right)^2} \quad (4.57)$$

$$\frac{W_{oor}}{U_r} = \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\delta_r} \frac{1}{\delta_{ur}} \sqrt{1 + \delta_{ur}^2 \left(\frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right)^2} \quad (4.58)$$

$$\frac{V_{or}}{U_r} = \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\delta_r} \frac{1}{\delta_{ur}} \sqrt{1 + \delta_{ur}^2 (1 + k_r)^2} \quad (4.59)$$

$$\frac{V_{3r}}{U_r} = \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\delta_r} \frac{1}{\delta_{ur}} \sqrt{1 + k_r^2 \delta_{ur}^2} \quad (4.60)$$

4.5.5. Torsionarea paletei rotorului

Torsionarea paletei rotorului este definită prin :

$$\Delta \beta_{i,e} = \beta_{si} - \beta_{se} \quad (4.61)$$

unde β_{si} reprezintă unghiurile de aşesare ale profilului, în secțiunea i , β_{se} în secțiunea e . Se obține :

$$\beta_{si} = \beta_{\infty i} \quad \beta_{se} = \beta_{\infty e} \quad (4.62)$$

Înlocuind (4.62) în (4.61) și notînd $\Delta \beta_{i,e} = \Delta \beta_{\infty}$ rezultă :

$$\operatorname{ctg} \Delta \beta_{\infty} = \frac{1 + \nu \delta_{ui}^2 \left(\frac{\nu^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_i - \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_e - \frac{1}{2} \right)}{\delta_{ui} \left[\nu \left(\frac{1}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_e - \frac{1}{2} \right) - \left(\frac{\nu^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_i - \frac{1}{2} \right) \right]} \quad (4.63)$$

Valorile calculate pe baza relației (4.63) sînt reprezentate în fig. 4.13. Din figură rezultă valori mici ale torsionării paletelor în cazul turbinelor de foraj cu turație redusă. Torsionarea paletelor are valori pozitive sau negative în funcție de torsionarea curentului la ieșirea din rotor.

4.5.6. Caracteristicile rețelei rotorului

Ecuția turbinelor axiale /105, 115/ exprimă legătura dintre caracteristicile rețelei și parametrii de funcționare ai acestora. Pentru o rază r a turbinei ecuația este de forma :

$$\left(C_{AR} \frac{l}{t}\right)_r = \frac{2\eta_h g H}{U_r W_{cor} \left(1 - \frac{tg \beta_{cor}}{tg \beta_{cor}}\right)} \quad (4.64)$$

Iuind în considerare coeficienții fundamentali și derivați ai turbinelor de foraj definiți în paragraful 4.5.2 precum și caracteristicile turbinelor plane de profile definite în paragraful 3.4.4 rezultă :

$$\left(C_{AR} \frac{l}{t}\right)_r = 2\sigma_{ur} \sin \beta_{cor} + \varphi \sin^2 \beta_{cor} \cos \beta_{cor} \quad (4.65)$$

sau neglijind pierderile :

$$\left(C_{AR} \frac{l}{t}\right)_r \cong 2\sigma_{ur} \sin \beta_{cor} \quad (4.66)$$

Pe baza coeficienților fundamentali și derivați din (4.66) rezultă pentru un etaj al turbinei de foraj :

$$\left(C_{AR} \frac{l}{t}\right)_r = 2\sigma_{ur} \left[1 + \sigma_{ur} \left(\frac{\sigma_r^2}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{ur}^2}} - k_r - \frac{1}{2}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.67)$$

Calculînd pentru periferia și butucul unui etaj al turbinelor de foraj cu turație redusă valorile $C_{AR} \frac{l}{t}$ cu (4.67) s-au obținut diagramele din fig.4.14. Atît la butucul cît și la periferia rotorului rezultă o scădere a valorii $C_{AR} \frac{l}{t}$ odată cu creșterea $n_s^{\frac{2}{k-1}}$ pentru $k_r = 0$.

În cazul turbinelor de foraj înălțimea paletelor rotorice h_r și statorice h_s (Fig.2.1) sînt mărimi constructive de valoare constantă pentru o anumită turbină. Pe această bază la valoarea zero a unghiului de incidență rezuță :

$$l = \frac{h}{\sin \beta_{\infty}} \quad (4.68)$$

Deoarece :

$$t_r = \frac{\pi D_r}{z} \quad (4.69)$$

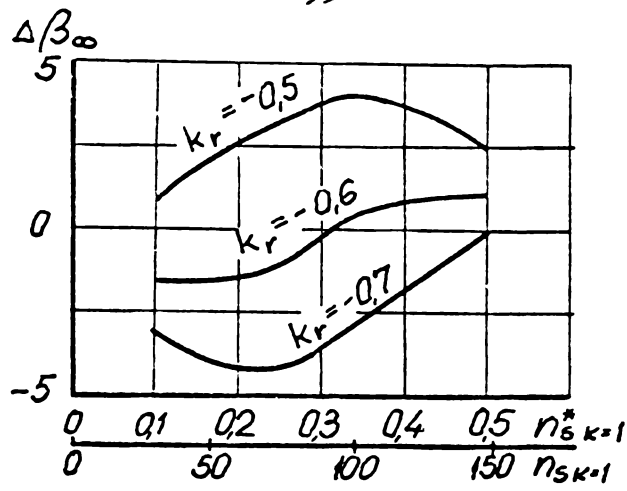


Fig. 4.13

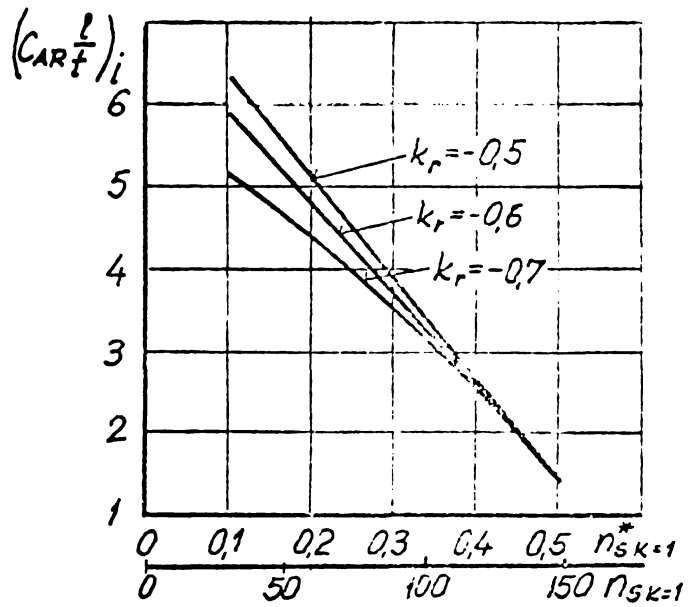
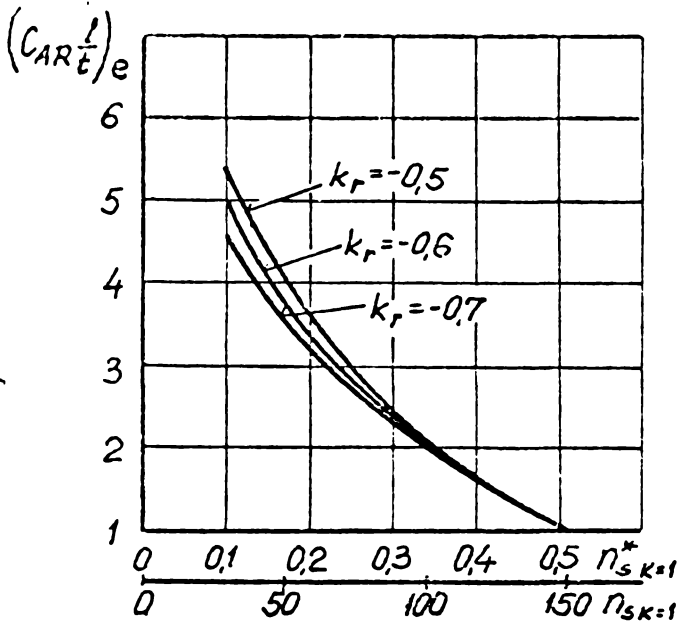


Fig. 4.14

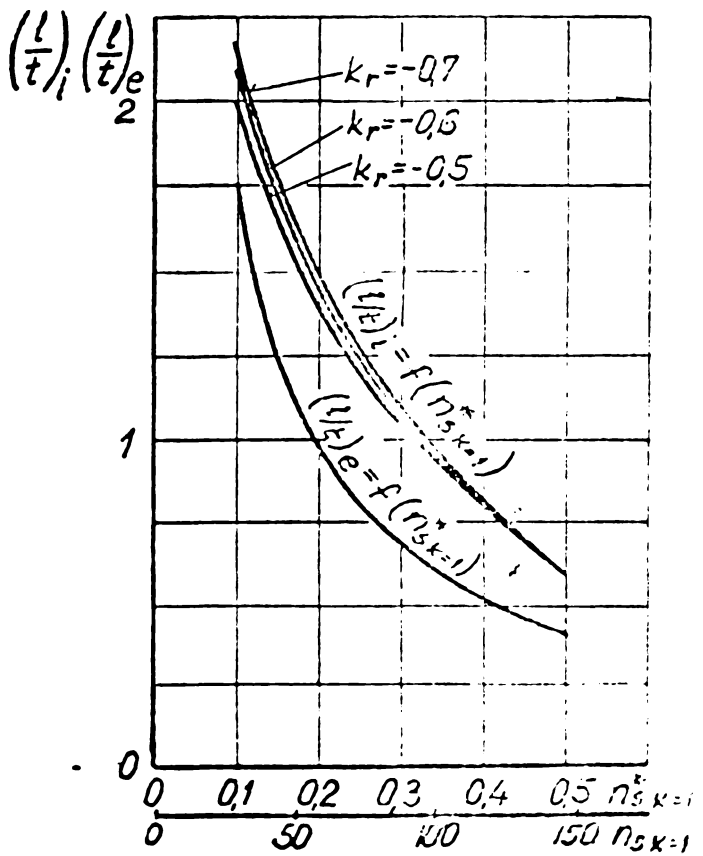
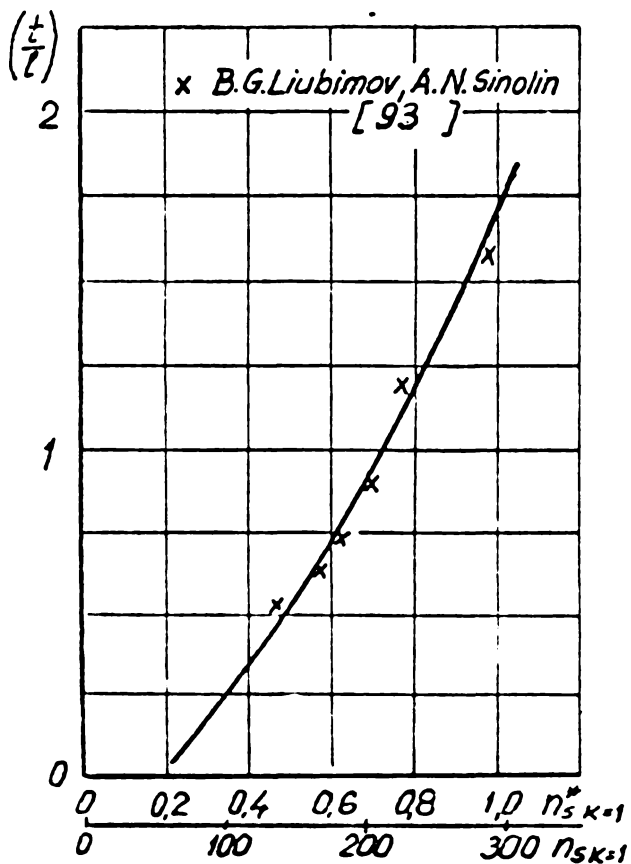


Fig. 4.15

rezultă :

$$\left(\frac{l}{t}\right)_r = \frac{h_r z}{\pi D_r \sin \beta_{oor}} \quad (4.70)$$

Aplicînd pentru butuc și periferie relația (4.70) obținem :

$$\left(\frac{l}{t}\right)_i = \frac{1}{\gamma} \frac{\sin \beta_{ooe}}{\sin \beta_{ooi}} \quad (4.71)$$

Pe baza datelor oferite în literatură pentru turbine de foraj convenționale /93/ s-a admis variația $\left(\frac{l}{t}\right)_e = f(n_{s, K=1}^{\#})$ (Fig.4.15). În funcție de aceasta s-a determinat curba $\left(\frac{l}{t}\right)_e = f(n_{s, K=1}^{\#})$ și apoi cu relația (4.71) curba $\left(\frac{l}{t}\right)_i = f(n_{s, K=1}^{\#})$ avînd ca parametru k_r (Fig.4.15). Din curbele $\left(\frac{l}{t}\right)_{i,e} = f(n_{s, K=1}^{\#})$ rezultă că odată cu creșterea $n_{s, K=1}^{\#}$ valoarea $\frac{l}{t}$ scade aproximativ identic la butuc și periferie. Totodată reiese că valoarea k_r nu influențează sensibil curbele $\left(\frac{l}{t}\right)_i = f(n_{s, K=1}^{\#})$.

Pe baza Fig.4.14 și Fig.4.15 rezultă dependența coeficientului de portanță al profilului funcționînd în rețea de turația specifică adimensională pentru butucul și periferia rotorului (Fig.4.16). Din aceste curbe reiese că valorile maxime ale coeficientului de portanță trebuiesc realizate la $n_{s, K=1}^{\#} = 0,225 - 0,275$. Valorile C_{AR} scad odată cu creșterea k_r mai accentuat la butuc. Pe baza valorilor $C_{AR} > 2,4$ rezultă că pentru realizarea coeficienților de portanță ceruți de turbinele de foraj cu turația redusă sînt necesare profile avînd curbura și grosime mare.

4.5.7. Elementele cinematice și unghiulare ale statorului

Etajul unei turbine de foraj este format dintr-un stator și un rotor (Fig.2.1). Statorul asigură dirijarea curentului în rotorul următor în așa fel încît să fie asigurate condițiile cinematice de intrare. Luînd în considerare notațiile din fig.2.4 rezultă că statorul trebuie să asigure unghiul α_o și viteza V_o la intrarea în rotor. Pentru o rază curentă r trebuie deci satisfăcute relațiile :

$$\alpha_{or} = \alpha_{3sr} \quad (4.72)$$

$$V_{or} = V_{3sr}$$

Pe baza relațiilor (4.72) rezultă că elemente cinematice și unghiulare la ieșirea din stator sînt exprimate prin relațiile (4.53) și (4.59). Dependența $\alpha_{3sr} = f(n_{s, K=1}^{\#})$ fiind similară cu $\alpha_{or} = f(n_{s, K=1}^{\#})$ (Fig.4.11). Pentru intrarea în stator la o rază r rezultă :

$$\alpha_{3r} = \alpha_{osr} \quad (4.73)$$

$$V_{3r} = V_{osr}$$

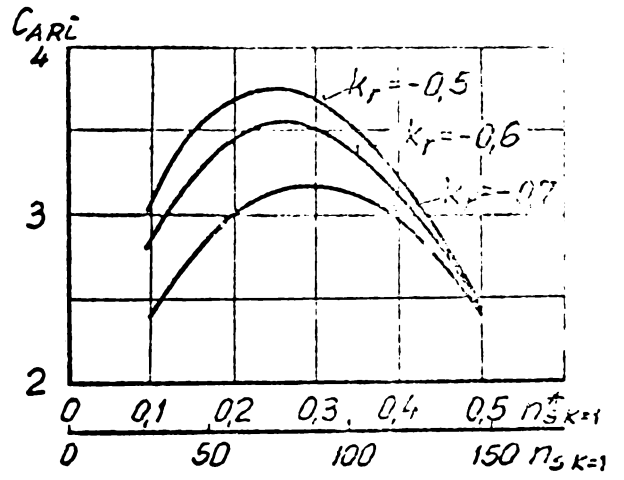
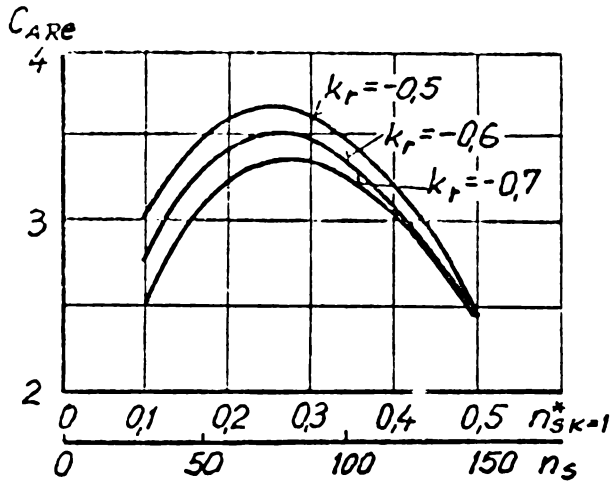


Fig. 4.16

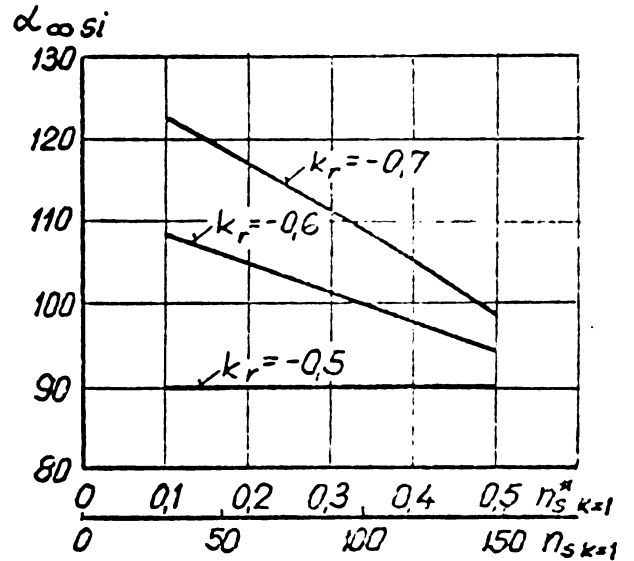
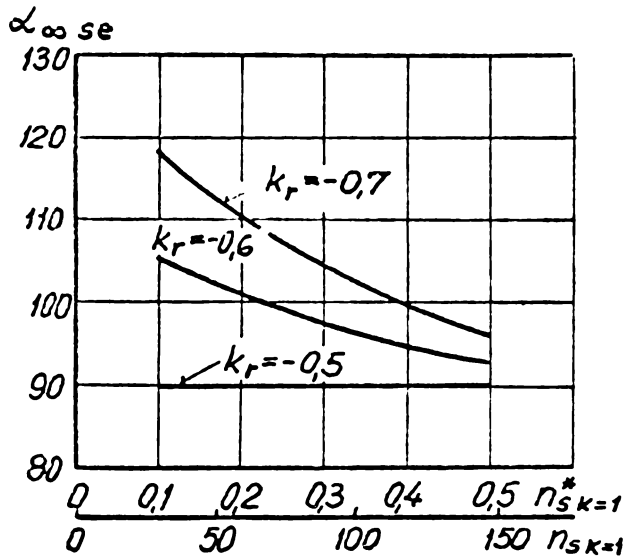


Fig. 4.17

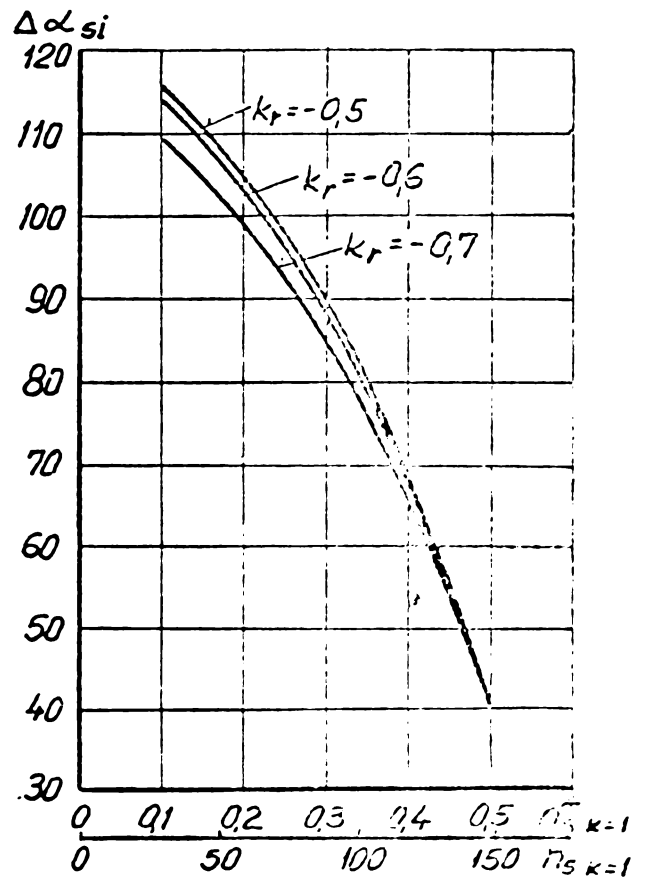
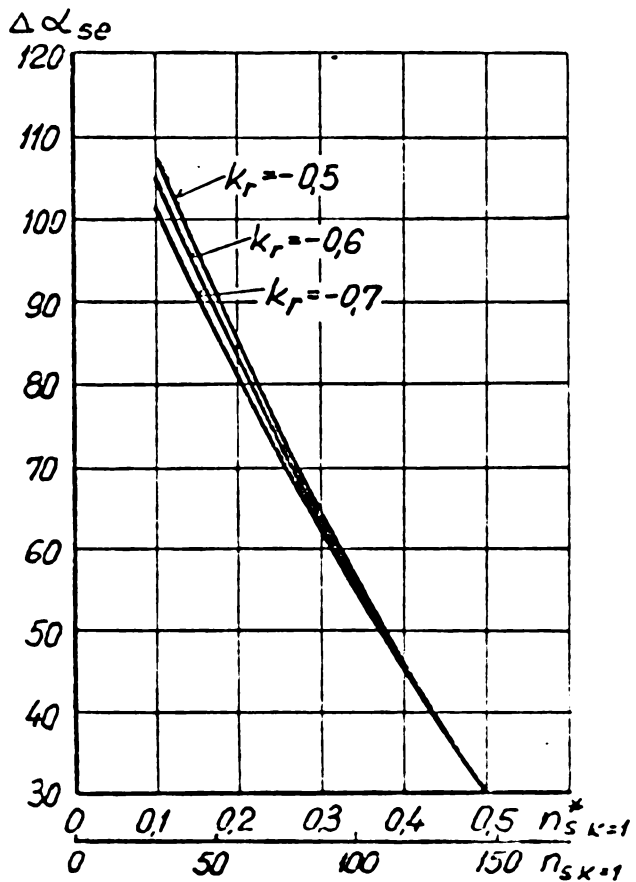


Fig. 4.18

Ca urmare a egalităților (4.73) elementele cinematice și unghiurile de statorului sînt definite prin relațiile (4.54) și (4.55) iar dependența $\alpha_{osr} = f(n_s^* k_{=1})$ este identică cu $\alpha_{3sr} = f(n_s^* k_{=1})$ (Fig. 4.11).

În mod similar cu rotorul pentru stator se definește :

$$\bar{V}_{\omega sr} = \frac{\bar{V}_{osr} + \bar{V}_{3sr}}{2} \quad (4.74)$$

și unghiul făcut de această viteză cu direcția vitezei periferice :

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\omega sr} = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \alpha_{osr} + \operatorname{ctg} \alpha_{3sr}) \quad (4.75)$$

Relația (4.75) luînd în considerare (4.53) și (4.54) devine :

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\omega sr} = \sigma_{ur} \left(k_r + \frac{1}{2} \right) \quad (4.76)$$

Pe baza calculelor efectuate rezultă $\alpha_{\omega sr} = f(n_s^* k_{=1})$ (Fig. 4.17). Din figură reiese că $\alpha_{\omega sr} > 90^\circ$ pentru valorile k_r admise iar pentru $k_r = -0,5$ are valoarea constantă $\alpha_{\omega sr} = 90^\circ$ indiferent de valoarea $n_s^* k_{=1}$. Această reliefează faptul că și în cazul statorului unghiul de aşezare al reţelei trebuie să fie apropiat de 90° sau chiar mai mare.

Pe baza relațiilor (4.59) și (4.60) expresia (4.74) devine :

$$\frac{V_{\omega sr}}{U_r} = \frac{Z_{hk1}}{2k_{ur}^2} \frac{1}{\sigma_r} \frac{1}{\sigma_{ur}} \left[1 + \sigma_{ur} \left(k_r + \frac{1}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.77)$$

4.5.8. Deviația unghiulară a statorului

Deviația profilului paletei statorice la o rază r se definește :

$$\Delta \alpha_{sr} = \alpha_{osr} - \alpha_{3sr} \quad (4.78)$$

sau :

$$\operatorname{ctg} \Delta \alpha_{sr} = \operatorname{ctg} (\alpha_{osr} - \alpha_{3sr}) \quad (4.79)$$

Înlocuind în (4.79) relațiile (4.53) și (4.54) rezultă :

$$\operatorname{ctg} \Delta \alpha_{sr} = \frac{1}{\sigma_{ur}} + \sigma_{ur} k_r (1 + k_r) \quad (4.80)$$

Valorile calculate cu (4.80) pentru butuc și periferie sînt prezentate în Fig. 4.18. Din figură rezultă o scădere continuă a deviației unghiulare cu creșterea $n_s^* k_{=1}$ și o influență mică a coeficientului k_r asupra acestor curbe.

4.5.9. Torsionarea paletei statorului

Torsionarea paletei statorului poate fi caracterizată sini-

Iar cu torsionarea paletelor rotorului prin diferența între unghiul de instalare α_{si} al profilului de la butuc și unghiul de instalare al profilului de la periferie α_{se} :

$$\Delta\alpha = \alpha_{si} - \alpha_{se} \quad (4.81)$$

În ipoteza că unghiul de incidență este zero rezultă :

$$\alpha_{si} = \alpha_{\infty si} \quad \alpha_{se} = \alpha_{\infty se} \quad (4.82)$$

Din (4.81) și (4.82) se obține :

$$\Delta\alpha_{\infty s} = \alpha_{\infty si} - \alpha_{\infty se} \quad (4.83)$$

sau :

$$\operatorname{ctg} \Delta\alpha_{\infty s} = \operatorname{ctg} (\alpha_{\infty si} - \alpha_{\infty se}) \quad (4.84)$$

Pe baza relației (4.76) aplicată pentru butuc și periferie după efectuarea calculelor rezultă :

$$\operatorname{ctg} \Delta\alpha_{s\infty} = \frac{\nu}{\nu-1} \sigma_{ui} \left(k_r + \frac{1}{2}\right) + \frac{1}{(\nu-1)\sigma_{ur} \left(k_r + \frac{1}{2}\right)} \quad (4.85)$$

Valorile calculate cu relația (4.85) sînt reprezentate în Fig. 4.19. Din figură rezultă valori mici ale torsionării paletelor comparabile cu cele obținute pentru paleta rotorică. Coeficientul k_r în cazul statorului influențează mai puțin torsionarea. Pentru valori $k_r = -0,5$ rezultă că paleta nu trebuie torsionată, independent de valoarea $n_s^* K=1$.

4.6. Studiul comparativ al coeficienților adimensionali ai turbinelor de foraj

Pe baza coeficienților adimensionali ai turbinelor de foraj prezentați în paragrafele 4.3; 4.4 și 4.5 s-a determinat dependența acestora de turația specifică adimensională. Acumularea a numeroase cercetări teoretice în domeniul turbinelor de foraj, ca și în cazul mașinilor axiale în general, necesită sistematizarea rezultatelor și stabilirea unei corespondențe a acestora cu caracteristicile rețelelor plane de profile. Din punct de vedere aplicativ este necesară sistematizarea cunoștințelor acumulate în vederea stabilirii unor metode științifice de proiectare în formă unitară.

Dacă în domeniul rețelelor plane de profile în prezent este larg acceptată în literatură caracterizarea acestora prin coeficienții adimensionali de pierdere ψ și deviație σ_u , nu același lucru se întâmplă în domeniul turbinelor de foraj. Astfel coeficienții ψ , Ψ și m_r definiți în paragraful 4.3 asigură corelația cu caracteristicile rețelelor plane de profile însă nu oferă o legătură sistematică cu caracteristicile tur-

binelor de foraj și nu permit analizarea acestora pe baza teoriei similitudinii. Deoarece coeficienții fundamentali și derivați prezentați în paragraful 4.5 elimină aceste neajunsuri, asigurând sistematic legătura cu mărimile caracteristice ale turbinelor și oferă o bază științifică de analiză comparativă a rezultatelor folosind teoria similitudinii, în cele ce urmează se vor stabili relații de corelare între aceștia și coeficienții φ , ψ și m_r . Aceste relații sînt necesare pentru prezentarea unitară a rezultatelor cercetărilor efectuate pînă în prezent în domeniul turbinelor de foraj. În acest scop dacă în relațiile (2.16) și (2.17) notăm pentru un etaj al turbinei de foraj :

$$H_{U_{K=1}} = \eta_{h_{K=1}} \cdot H_{K=1} \quad (4.86)$$

$$U \equiv U_R \quad V_m \equiv V_{ms} \quad (4.87)$$

atunci din (2.16) și (4.86) rezultă relația de legătură între coeficientul de presiune și coeficientul vitezei tangențiale sub forma :

$$k_{UR} = \sqrt{\frac{\eta_{h_{K=1}}}{\psi}} \quad (4.88)$$

Cu notațiile (4.86) și (4.87) din (2.16) și (2.17) rezultă :

$$U_R = \frac{1}{\sqrt{\psi}} \sqrt{2g \eta_{h_{K=1}} H_{K=1}} \quad (4.89)$$

$$V_{ms} = \varphi U_R \quad (4.90)$$

Înlocuind (4.89) și (4.90) în (4.28) rezultă :

$$k_{vms} = \frac{\varphi}{\sqrt{\psi}} \quad (4.91)$$

Coeficientul de debit exprimat prin (4.35) cu relațiile (4.88) și (4.91) devine :

$$\varphi_s = \frac{\varphi}{\sqrt{\eta_{h_{K=1}}}} \quad (4.92)$$

Iuind în considerare că din poligonul vitezelor (Fig.2.2) rezultă:

$$W_{\omega UR} = W_{\omega r} \cdot \cos \beta_{\omega r} \quad (4.93)$$

pe baza relațiilor (4.58), (4.52) coeficientul de reacție definit prin (4.11), cu notația (4.87) se poate exprima prin :

$$m_r = \frac{\eta_{h_{K=1}}}{2k_{UR}^2} \frac{1}{\sigma_r} \frac{1}{\sigma_{ur}} \left(\frac{\sigma_r^2}{\frac{\eta_{h_{K=1}}}{2k_{UR}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right)^{-1} \quad (4.94)$$

Din cele prezentate rezultă că în ipotezele (4.86), (4.87) se obțin relațiile (4.88), (4.91), (4.92) și (4.94) care oferă legătura

între coeficienții fundamentali și derivați stabiliți în paragraful 4. și coeficienții adimensionali utilizați în teoria turbinelor de foraj ψ, Ψ, m_r . Pe baza relațiilor obținute rezultă dependența de turația specifică adimensională a coeficienților ψ, Ψ și m_r în funcție de dependența coeficienților fundamentali și derivați de acest parametru. Pe baza relației (4.94) rezultă că gradul de reacție poate fi considerat un coeficient derivat, variabil în lungul razei și nu un coeficient fundamental cum este considerat în literatură /84, 97/.

În scopul definirii turației specifice adimensionale în funcție de coeficienții fundamentali și derivați din Fig.2.1 rezultă :

$$h = \frac{D_e - D_i}{2} \quad (4.95)$$

Dacă se explicitază Ψ și ψ din (4.88) și (4.91) luând în considerare (2.18), (4.1) și (4.45) relația (4.23) devine :

$$n_{sk=1}^* = 2,764 \sqrt{\frac{1-\nu}{1+\nu} \frac{k_{UR}}{\sigma_{ue}} \eta_{k=1} \eta_{hk=1}} \quad (4.96)$$

Pe de altă parte înlocuind în (4.19) relațiile (2.15), (2.16) și (4.20) folosind notațiile (4.86) și (4.87) respectiv ținînd seama de (4.29) se obține :

$$n_{sk=1}^* = 1,954 \sqrt{(1-\nu^2) \frac{k_{UR}}{\sigma_{ue}} \eta_{k=1} \eta_{hk=1}} \quad (4.97)$$

Comparînd relațiile (4.96) și (4.97) se observă că nu sînt echivalente, turația specifică adimensională avînd expresii diferite în funcție de coeficienții fundamentali cu toate că în deducerea acestor relații s-a pornit de la aceeași expresie (4.19). Diferența între structura relațiilor (4.96) și (4.97) este cauzată de faptul că în cazul relației (4.96) a fost utilizat ca diametru de referință al rotorului diametrul mediu definit prin relația (4.1) iar în expresia (4.97) a fost considerat ca diametru de referință diametrul exterior. Dacă se utilizează expresia (4.2) sau (4.3) pentru definirea diametrului mediu, se obțin alte relații structural asemănătoare cu (4.97) însă neechivalente. Pe baza acestor observații rezultă că în teoria turbinelor de foraj ca și în cazul teoriei turbinelor Kaplan /8/ pentru un mod unitar de prezentare a caracteristicilor acestora se impune utilizarea ca mărime geometrică de referință a diametrului exterior al rotorului. În acest caz pe baza relațiilor (4.88), (4.91), (4.92), (4.93) se pot stabili corelații teoretice sau aplicative care respectă condițiile de similitudine ale mașinilor, asigurînd în același timp legătura între mărimile caracteristice turbinelor și rețelelor de profile.

Aspectele reieșite din cele de mai sus confirmă caracterul unitar

și general al lucrărilor Aoad.I.Anton precum și posibilitățile de aplicare în cazuri particulare ale acestora.

4.7. Definirea mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj în funcție de coeficienții fundamentali și derivați

Posibilitățile de generalizare ale cercetărilor teoretice și experimentale oferite de coeficienții fundamentali și derivați ai turbinelor axiale asigură o bază unitară și științifică pentru studiul, proiectarea și cercetarea acestor mașini. În acest cadru este necesară definirea în funcție de acești coeficienți a mărimilor caracteristice ale turbinelor de foraj : moment dezvoltat la arbore, putere la arbore, cădere de presiune, turație și forța axială.

Considerând o secțiune cilindrică la raza r a rotorului (Fig.2.1) de grosime dr și forța tangențială dT care acționează pe suprafața corespunzătoare a fiecărei palete pentru un etaj al turbinei de foraj rezultă :

$$dM_{k=1} = z dT r dr \quad (4.98)$$

Luând în considerare relația (3.18) în ipoteza că turbina de foraj lucrează cu apă se obține :

$$dM_{k=1} = \rho \left(\frac{t}{r} \right) \sin^2 \beta_{cor} \delta_{ur} w_{or}^2 z r dr \quad (4.99)$$

Pe baza relațiilor (4.38), (4.45), (4.58) și a numărului de palete exprimat prin :

$$z = \frac{\pi D_r}{t_r} \quad (4.100)$$

după înlocuire în (4.99) și simplificări rezultă :

$$dM_{k=1} = 2\pi \rho U_R^2 r_e \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2} \frac{\psi_s}{r_e^2 - r_i^2} r dr \quad (4.101)$$

Pentru întregul rotor de la butuc la periferie momentul dezvoltat este :

$$M_{k=1} = 2\pi \rho U_R^2 r_e \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2} \frac{\psi_s}{r_e^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_e} r dr \quad (4.102)$$

sau :

$$M_{k=1} = \frac{\pi}{8} \rho \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2} \psi_s U_R^2 D_e^3 \quad (4.103)$$

Puterea dezvoltată la arborele unui etaj este :

$$P_{K=1} = M_{K=1} \cdot \omega = \frac{\pi}{4} \rho \frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2} \psi_s U_R^3 D_e^2 \quad (4.104)$$

Căderea de presiune pe un etaj rezultă din (4.27) sub forma :

$$H_{K=1} = \frac{U_R^2}{2g k_{UR}^2} \quad (4.105)$$

Luînd în considerare relațiile (4.21) și (4.105) turația la arbore se poate exprima sub forma :

$$\eta = \frac{60 k_{UR} \sqrt{2g H_{K=1}}}{\pi D_e} \quad (4.106)$$

În scopul determinării expresiei forței axiale vom considera o secțiune cilindrică de grosime dr la raza r a rotorului (Fig.2.1). Forța axială corespunzătoare elementului de suprafață considerat, pentru un etaj al turbinei, pe baza relației (3.19) în ipoteza ca turbina de foraj lucrează cu apă este :

$$dF_{axK=1} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{t}{l} \right) \sin^2 \beta_{oor} (2\delta_{ur} \operatorname{ctg} \beta_{oor} + \varphi) l_r z_r \omega_{or}^2 dr \quad (4.107)$$

După înlocuire în (4.107) a relațiilor (4.38), (4.51), (4.100) rezultă :

$$dF_{axK=1} = \pi \rho \frac{\psi_s^2 U_R^2}{(1-\nu^2)^2} \left[2\delta_{ur}^2 \left(\frac{\delta_r}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right) + \varphi \right] dr \quad (4.108)$$

Pentru întregul rotor forța axială este :

$$F_{axK=1} = \pi \rho \frac{\psi_s^2 U_R^2}{(1-\nu^2)^2} \int_{r_i}^{r_e} \left[2\delta_{ur}^2 \left(\frac{\delta_r}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right) + \varphi \right] dr \quad (4.109)$$

Înlocuind (4.37) în (4.109) obținem :

$$F_{axK=1} = \pi \rho \frac{\psi_s^2 U_R^2}{(1-\nu^2)^2} \left[2\delta_{ue}^2 \left(\frac{1}{\frac{\eta_{hk=1}}{2k_{UR}^2}} \int_{r_i}^{r_e} r dr - \frac{D_e^2}{4} \int_{r_i}^{r_e} \frac{k_r dr}{r} - \frac{D_e^2}{8} \int_{r_i}^{r_e} \frac{dr}{r} \right) + \int_{r_i}^{r_e} \varphi r dr \right] \quad (4.110)$$

În ipoteza că atât $\varphi = f(r)$ și $k_r = f(r)$ sînt funcții liniare de la butuc la periferie se obține expresia forței axiale sub forma :

$$F_{axK=1} = \frac{\pi}{2} \rho \frac{\psi_s^2 U_R^2 D_e^2}{(1-\nu^2)^2} \left\{ \delta_{ue} \left[\frac{k_{UR}^2 (1-\nu^2)}{\eta_{hk=1}} - \frac{\nu(2k_e+1)-2k_i-1}{2(\nu-1)} \ln \frac{1}{\nu} + k_i - k_e \right] + \frac{1-\nu}{12} [\varphi_i (1+2\nu) + \varphi_e (\nu+2)] \right\} \quad (4.111)$$

Expresiile (4.103), (4.104), (4.105), (4.106) și (4.111) definesc

mărimile caracteristice ale turbinelor de foraj în funcție de coeficienții fundamentali și derivați și de mărimi caracteristice sau geometrice ale turbinei. În scopul asigurării unui caracter de generalizare a rezultatelor obținute cu aceste relații și a reliefării independenței mărimilor caracteristice ale turbinelor de foraj de natura și debitul fluidului de lucru respectiv de diametrul lor, este necesară asigurarea unei forme adimensionale a acestora pe baza criteriilor de similitudine. Pentru asigurarea similitudinii turbinelor în afara condițiilor geometrice și cinematice este necesară respectarea condițiilor dinamice exprimate prin criteriile Ne , Eu , Sh /97, 139/. Luând în considerare aceste condiții pentru exprimarea adimensională a momentului, considerăm raportul :

$$\frac{Eu}{Sh} = \frac{P}{\rho v_m^2} = \frac{\rho g \eta_{hk-1} H_{k-1} D_c^4}{\rho Q^2} \quad (4.112)$$

$$\frac{Eu}{Sh} = \frac{U_R}{\pi D_c} \frac{D_c^3}{Q}$$

Luând în considerare relațiile (4.4) și (4.5) obținem :

$$\bar{M}_{k-1} = \frac{Eu}{Sh} = \frac{2\pi D_c}{\rho Q^2} M_{k-1} \quad (4.113)$$

Înlocuind în (4.113) relația (4.103) și luând în considerare (4.29), (4.30) și (4.40) rezultă :

$$\bar{M}_{k-1} = \frac{4\sigma_{ue}}{1-\nu^2} \quad (4.114)$$

Din (4.113) rezultă :

$$Eu = \bar{M}_{k-1} Sh = P_{k-1} \frac{D_c^4}{\rho Q^3} \quad (4.115)$$

Luând în considerare (4.29), (4.30), (4.40) și (4.104) după înlocuire în (4.115) și efectuarea calculelor rezultă :

$$\bar{P}_{k-1} = Eu = \frac{16}{\pi^2} \frac{\sigma_{ue}}{1-\nu^2} \frac{1}{\varphi_s} \quad (4.116)$$

Dacă definim :

$$Eu = \frac{g D_c^4 H_{k-1}}{Q^2} \quad (4.117)$$

și luăm în considerare (4.30) și (4.105) rezultă :

$$\bar{H}_{k-1} = Eu = \frac{8}{\pi^2} \frac{1}{k_{ur}^2 \varphi_s^2} \quad (4.118)$$

Luând în considerare că :

$$Sh = \frac{n D_c^3}{60 Q} \quad (4.119)$$

pe baza relației (4.106), după efectuarea calculelor rezultă :

$$\bar{n} = Sh = \frac{4}{\pi^2} \frac{1}{\varphi_s} \quad (4.120)$$

Daocă definim :

$$Ne = \frac{F_{ax\ k=1}}{\frac{\rho}{2} \frac{\pi D_e^2}{4} v_m (1-v^2)} \quad (4.121)$$

pe baza relației (4.111) după înlocuire și efectuarea calculelor rezultă

$$F_{ax\ k=1} = Ne = 4 \delta_{ue} \left[\frac{k_{UR}^2}{\eta_{hk=1}} - \frac{v(2ke+1)-2ki-1}{2(v-1)(1-v^2)} \ln \frac{1}{v} + \frac{ki-ke}{1-v^2} \right] +$$

$$+ \frac{\varphi_i(1+2v) + \varphi_e(v+2)}{2(1+v)} \quad (4.122)$$

Din punct de vedere al sensului fizic relațiile (4.115) și (4.117) reprezintă una și aceeași mărime sub formă adimensională și anume : puterea mecanică. Relația (4.115) reprezintă sub formă adimensională puterea mecanică utilă dezvoltată de un etaj la arborele turbinei de foraj, iar relația (4.117) puterea mecanică transmisă de fluidul de lucru prin căderea de presiune pe un etaj sub formă adimensională. Rezultă că raportul dintre relațiile (4.115) și (4.117) definește randamentul etajului în funcție de mărimile adimensionale. Cu notațiile (4.114), (4.118) și (4.120) randamentul rezultă sub forma :

$$\eta_{k=1} = \frac{\bar{M}_{k=1} \bar{h}}{\bar{H}_{k=1}} \quad (4.123)$$

Relațiile (4.114), (4.116), (4.118), (4.120), (4.122) și (4.123) exprimă sub formă adimensională toate mărimile caracteristice turbinelor de foraj în funcție de coeficienții fundamentali și derivați care caracterizează atât turbina cât și rețeaua de profile. Rezultă astfel un mod unitar de reprezentare a caracteristicilor de funcționare și proiectare dependente de aceeași variabilă $n_{s\ k=1}^*$. Pe baza relațiilor (4.114), (4.116), (4.118), (4.120), (4.122) și (4.123) și a dependențelor coeficienților fundamentali și derivați de $n_{s\ k=1}^*$ prezentate în paragraful 4.5, s-au calculat funcțiile : $\bar{M}_{k=1} = f(n_{s\ k=1}^*)$, $\bar{P}_{k=1} = f(n_{s\ k=1}^*)$, $\bar{H}_{k=1} = f(n_{s\ k=1}^*)$, $\bar{n} = f(n_{s\ k=1}^*)$, $\bar{F}_{ax\ k=1} = f(n_{s\ k=1}^*)$ și $\bar{Q}_{k=1} = f(n_{s\ k=1}^*)$ (fig.4.20). Din această figură rezultă că în condițiile unei variații în limite restrânse a turației adimensionale $n_{s\ k=1}^*$ celelalte mărimi caracteristice sub formă adimensională variază în limi-

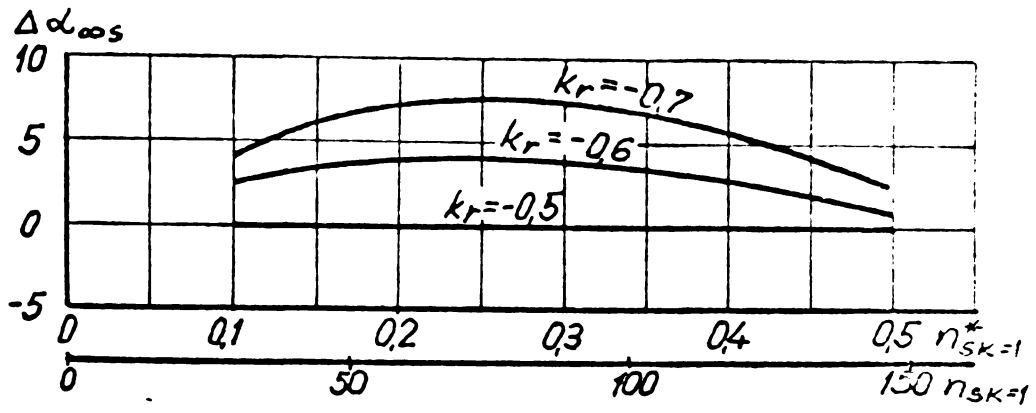


Fig. 4.19

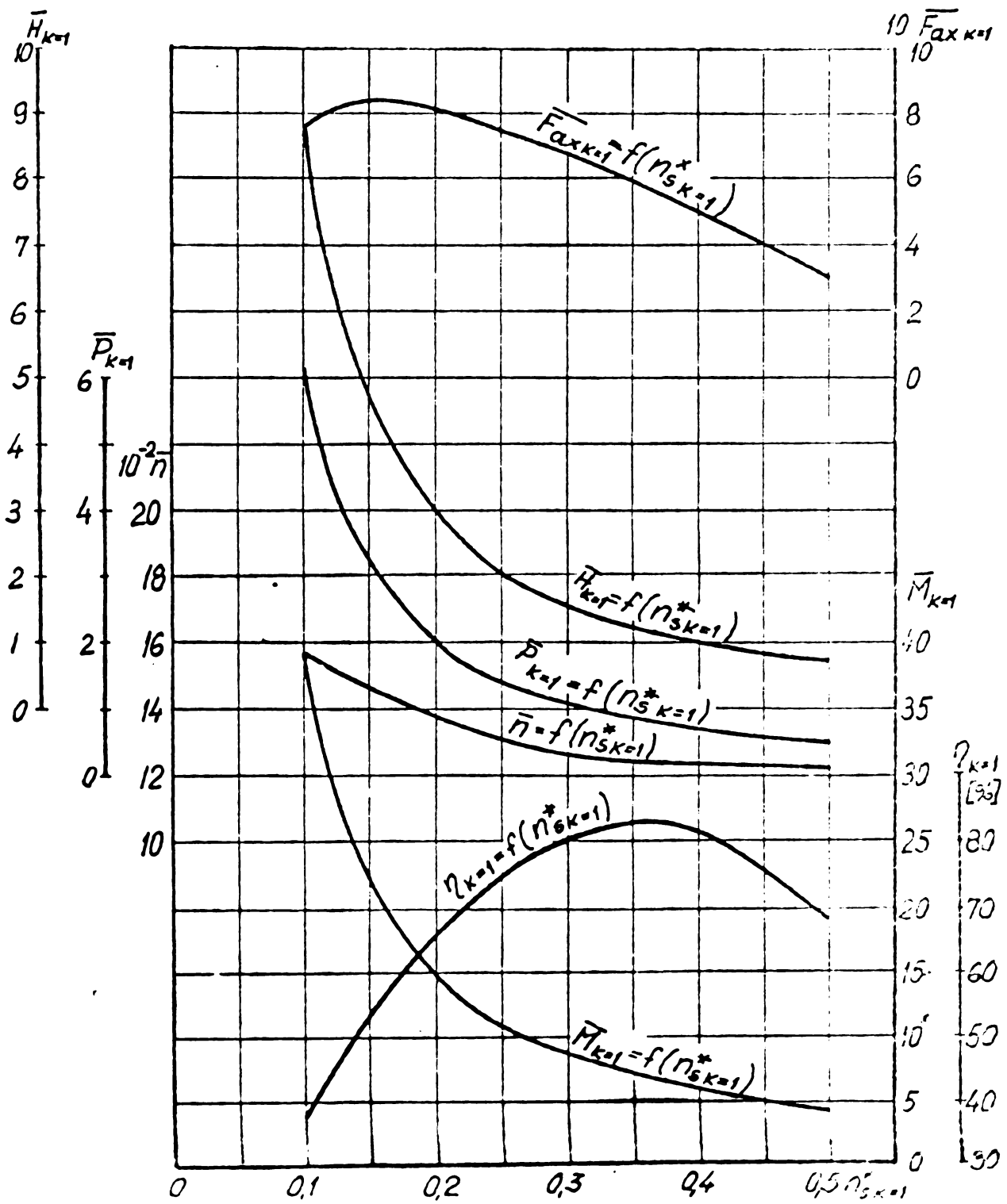


Fig. 4.20

te largi, scăzând cu creșterea turației specifice adimensionale, cu excepția $\bar{F}_{ax K=1}$ care prezintă și o ușoară creștere. Randamentul etajului prezintă un maxim corespunzător la $n_s^{*} K=1 = 0,375$.

O analiză atentă a expresiilor adimensionale obținute reliefează oțova aspecte esențiale din punct de vedere teoretic și aplicativ. Astfel :

- Momentul exprimat adimensional este definit în exclusivitate de coeficienții : de deviație caracteristic atât turbinei cît și rețeloi, respectiv de diametrul butucului exprimat adimensional caracteristic geometriei turbinei. Se exclude astfel influența debitului și a caracteristicilor fizice ale fluidului de lucru relieffind influența primordială a caracteristicilor comune turbină-rețea și a diametrului butucului. Concluziile similare reies și din expresia adimensională a puterii (4.116) unde în plus este evidențiată influența debitului prin coeficientul ψ_s .

- Căderea utilă pe turbină exprimată adimensional (4.118) reliefează 'pregnant influența vitezei periferice și a debitului.

- Din relația (4.121) reiese că turația adimensională este influența în exclusivitate de debitul de lucru al turbinei.

- Expresia adimensională a forței axiale evidențiază că aceasta este influențată de coeficienții caracteristicii comune rețeloi și turbinei, de coeficienți caracteristicii turbinei precum și de geometria turbinei.

Expresiile mărimilor caracteristice stabilite sub formă adimensională au o aplicabilitate directă în proiectarea permițînd ca în baza lor să se determine coeficienții fundamentali în funcție de valori impuse pentru mărimile caracteristice, respectiv pentru diametrul turbinei. Totodată aceste relații prezintă într-o formă unitară legătura între caracteristicile etajelor turbinelor de foraj și rețelcilor de profile care formează paletele, prin faptul că atât coeficienții fundamentali și derivați cît și caracteristicile energetice ale etajului sînt exprimate în funcție de aceeași variabilă independentă : turația specifică adimensională.

Relațiile (4.113) și (4.117) sînt identice cu cele obținute de A.N.Sindin și B.G.Liubimov /139/ pe baza ipotezelor lui D.A.Voitășevski /150/.

Expresiile mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj stabilite constituie o confirmare a caracterului general și unitar al cercetărilor efectuate de Acad.Ioan Anton /7,8,9,13/. Totodată acestea evidențiază faptul că se poate efectua o tratare unitară în formă adimensională a caracteristicilor rețea-turbină atât pe cale teoretică

cît și pe cale experimentală.

4.8. Concluzii privind expresiile adimensionale utilizate în teoria turbinelor de foraj

În scopul asigurării unui caracter general și a unei forme unitare a expresiilor pentru definirea coeficienților caracteristici ai etajelor turbinelor de foraj prezentate în literatură, au fost preluate și particularizate relațiile pentru definierea coeficienților fundamentali și derivați ai mașinilor axiale stabilite de către Acad. Ioan Anton. Pe această bază au fost obținute următoarele rezultate :

- S-au definit în formă generală, adimensională, coeficienții fundamentali și derivați pentru etajele turbinelor de foraj.

- S-au stabilit relații de corelare ale coeficienților adimensionali ai etajelor turbinelor de foraj prezentați în literatură cu coeficienții fundamentali și derivați ai etajelor definiți în cadrul lucrării.

- S-a determinat dependența coeficienților fundamentali și derivați ai etajelor turbinelor de foraj de turația specifică adimensională

- S-a evidențiat că utilizarea diametrului mediu al etajului pentru definirea turației specifice adimensionale conduce la relații neechivalente cu aceia obținută pe baza diametrului exterior. Datorită acestui fapt pentru etajele turbinelor de foraj ca și pentru mașinile hidraulice axiale se recomandă ca mărime geometrică de referință diametrul exterior al rotorului.

- S-au stabilit relații de definire a mărimilor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj în funcție de coeficienții fundamentali și derivați, respectiv de diametrul exterior al rotorului ca mărime geometrică de referință.

- Luîndu-se în considerare criteriile de similitudine Ne , Eu și St s-au stabilit corelații între mărimile caracteristice energetice ale etajelor exprimate în forma dimensională respectiv adimensională.

- Pe baza relațiilor de definire a mărimilor caracteristice energetice ale etajelor în formă adimensională, în funcție de coeficienții fundamentali și derivați, s-a determinat dependența acestor mărimi de turația specifică adimensională, într-o formă generală și unitară, independentă de sistemul de unități.

- Pe baza cercetărilor efectuate s-a introdus o nouă mărime caracteristică a etajelor turbinelor de foraj : forța axială dezvoltată pe paletele rotorului. Pentru această mărime caracteristică s-au stabilit relații de definire sub formă dimensională și adimensională.

În ansamblul lor cercetările întreprinse în domeniul teoriei eta-

jelor turbinelor de foraj au evidențiat :

- Posibilitatea definirii tuturor mărimilor caracteristice ale rețelelor de profile și ale mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj în funcție de aceeași variabilă independentă : turația specifică adimensională.

- Exprimarea într-o formă generală și unitară, independentă de sistemul de unități, a tuturor mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

- Posibilitatea abordării într-o formă generală și unitară a caracteristicilor asupra rețelelor de profile și a etajelor turbinelor de foraj.

CAP. V. DETERMINAREA CURBELOR CARACTERISTICE ENERGETICE ALE
ETAJELOR TURBINELOR DE FORAJ PE BAZA REZULTATELOR
CERCETARILOR EXPERIMENTALE ASUPRA RETELELOR PLANE DE
PROFILE

Curbe caracteristice energetice ale etajelor turbinelor
de foraj

Expresiile mărimilor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj sub formă adimensională stabilite în capitolul IV, oferă legătura între coeficienții fundamentali și derivați respectiv geometria etajului cu mărimile caracteristice ale rețelelor plane de profile și mărimile caracteristice energetice ale etajului turbinei, pentru un punct de funcționare. În general acesta corespunde punctului de proiectare, caracterizat prin valoarea nominală a turației. Acest mod de prezentare a mărimilor caracteristice satisface din punct de vedere al analizei științifice a comportării turbinelor de foraj în faza de proiectare. Pentru caracterizarea etajului în tot domeniul de funcționare corespunzător necesităților de exploatare se utilizează curbele caracteristice energetice care conțin ca un punct particular punctul de proiectare.

Curbele caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj reprezintă dependența momentului $M_{K=1}$, puterii utile dezvoltate la arbore $P_{UK=1}$, căderii de presiune totale pe etaj $H_{TK=1}$ și randamentului $\eta_{K=1}$, în funcție de turația la arbore. În literatură /32,72,84,97/ se prezintă curbe caracteristice ale modelelor sau ale turbinelor industriale determinate pe cale experimentală pentru un debit constant și un anumit fluid de lucru. În unele lucrări este utilizat ca parametru al caracteristicilor energetice debitul de lucru. Curbele caracteristice energetice ale turbinelor de foraj sînt prezentate în literatură pe baza mărimilor caracteristice exprimate sub formă dimensională /6,21,32,72,74,84,97/. Este puțin utilizată reprezentarea sub formă adimensională a caracteristicilor momentului și căderii de presiune în funcție de turația /93,139/.

Deoarece energia hidraulică este utilizată în rotorul etajelor turbinelor de foraj pentru crearea momentului activ și pentru învingerea pierderilor hidraulice care contribuie la apariția forței axiale, propunem ca alături de caracteristicile unanim acceptate în literatură să se introducă și caracteristica forță axială dezvoltată de palte în funcție de turație $F_{axp}=f(n)$. Această caracteristică prezintă importanță atât în proiectarea turbinelor de foraj pentru dimensionarea lagăre-

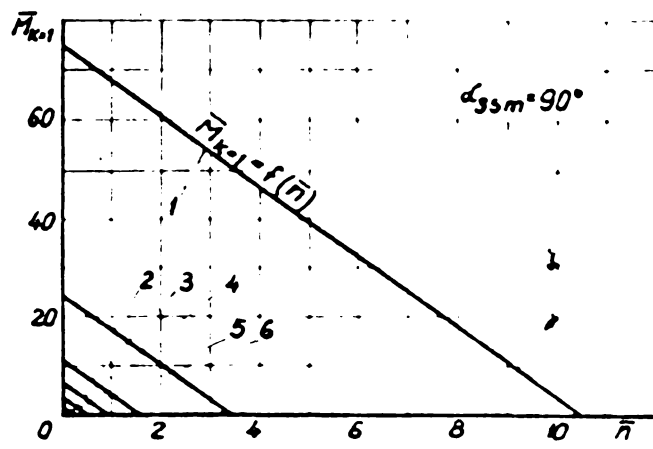
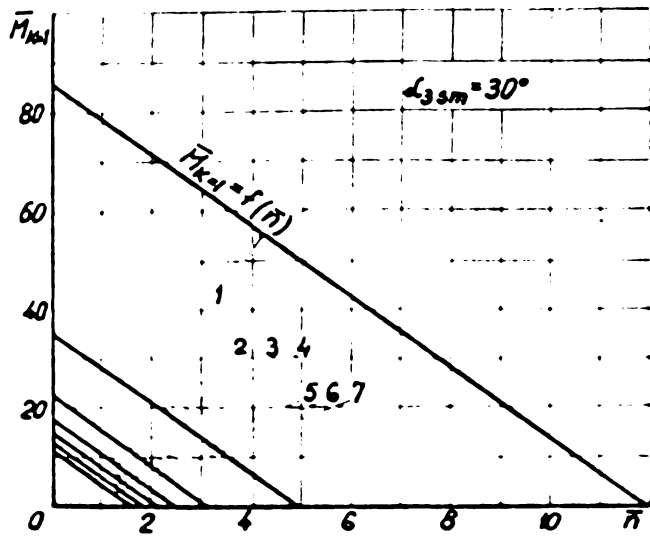
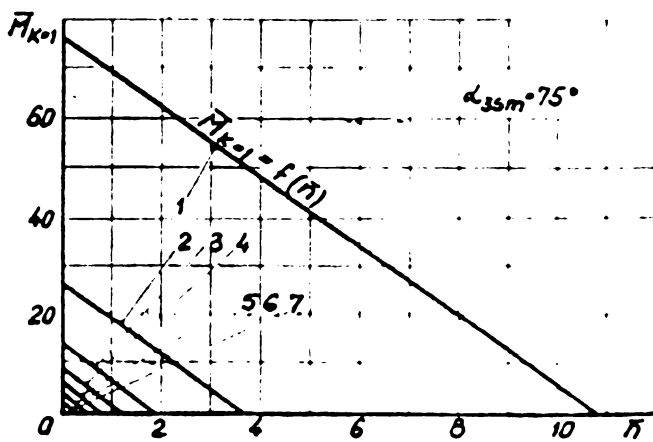
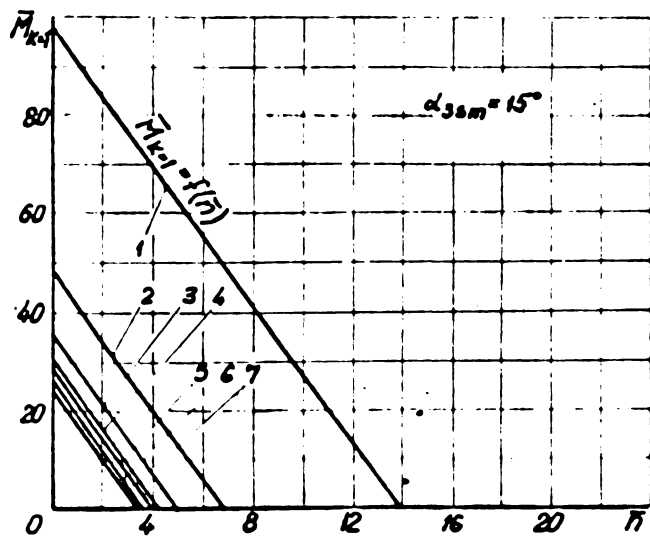
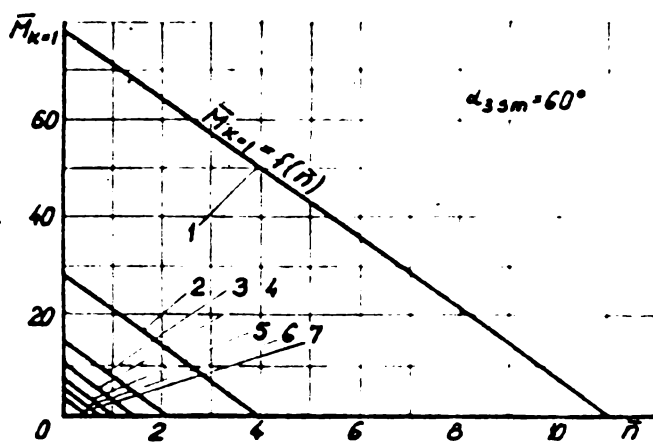
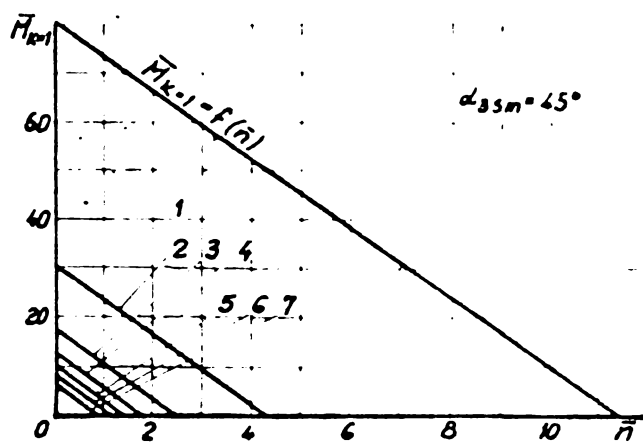
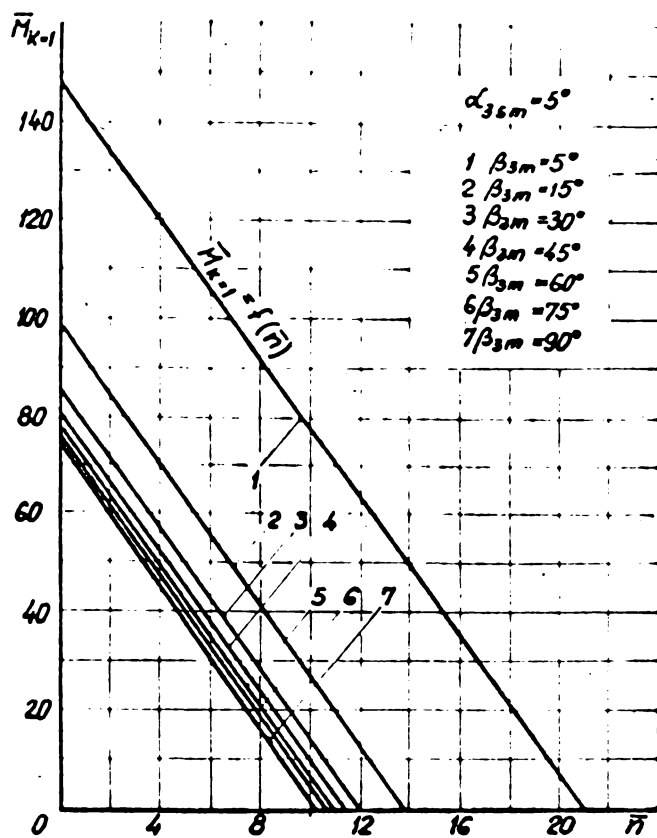


Fig.5.1.a



lor, cât și în exploatarea acestora pentru stabilirea apăsării pe apă.

5.2. Curbe caracteristice teoretice

Determinarea pe cale teoretică a caracteristicilor turbinelor de foraj este bazată pe ecuația fundamentală a unui etaj /6,72,84/. Luând în considerare ecuațiile fundamentale (4.4) și (4.6), notațiile din fig.2.4 și diametrul mediu definit de (4.1) acestea se exprimă sub forma :

$$M_{k=1} = \frac{\rho Q^2 \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi D_e^2}{4} (1-v^2)} (\operatorname{ctg} \alpha_{3sm} + \operatorname{ctg} \beta_{3m}) - \frac{\rho}{2} D_m Q n \quad (5.1)$$

$$P_{k=1} = \left[\frac{\rho Q^2 \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi D_e^2}{4} (1-v^2)} (\operatorname{ctg} \alpha_{3sm} + \operatorname{ctg} \beta_{3m}) - \frac{\rho}{2} D_m Q n \right] \frac{\pi n}{30}$$

Pentru o turbină avînd geometrie constantă luînd în considerare expresiile (4.113), (4.115), (4.119) și (4.120) relațiile (5.1) devin :

$$\begin{aligned} \bar{M}_{k=1} &= A (\operatorname{ctg} \alpha_{3sm} + \operatorname{ctg} \beta_{3m}) - \frac{B}{Q} n \\ \bar{P}_{k=1} &= \bar{M}_{k=1} \cdot \bar{n} \end{aligned} \quad (5.2)$$

În relațiile (5.2) A, B sînt constante dependente numai de geometria turbinei.

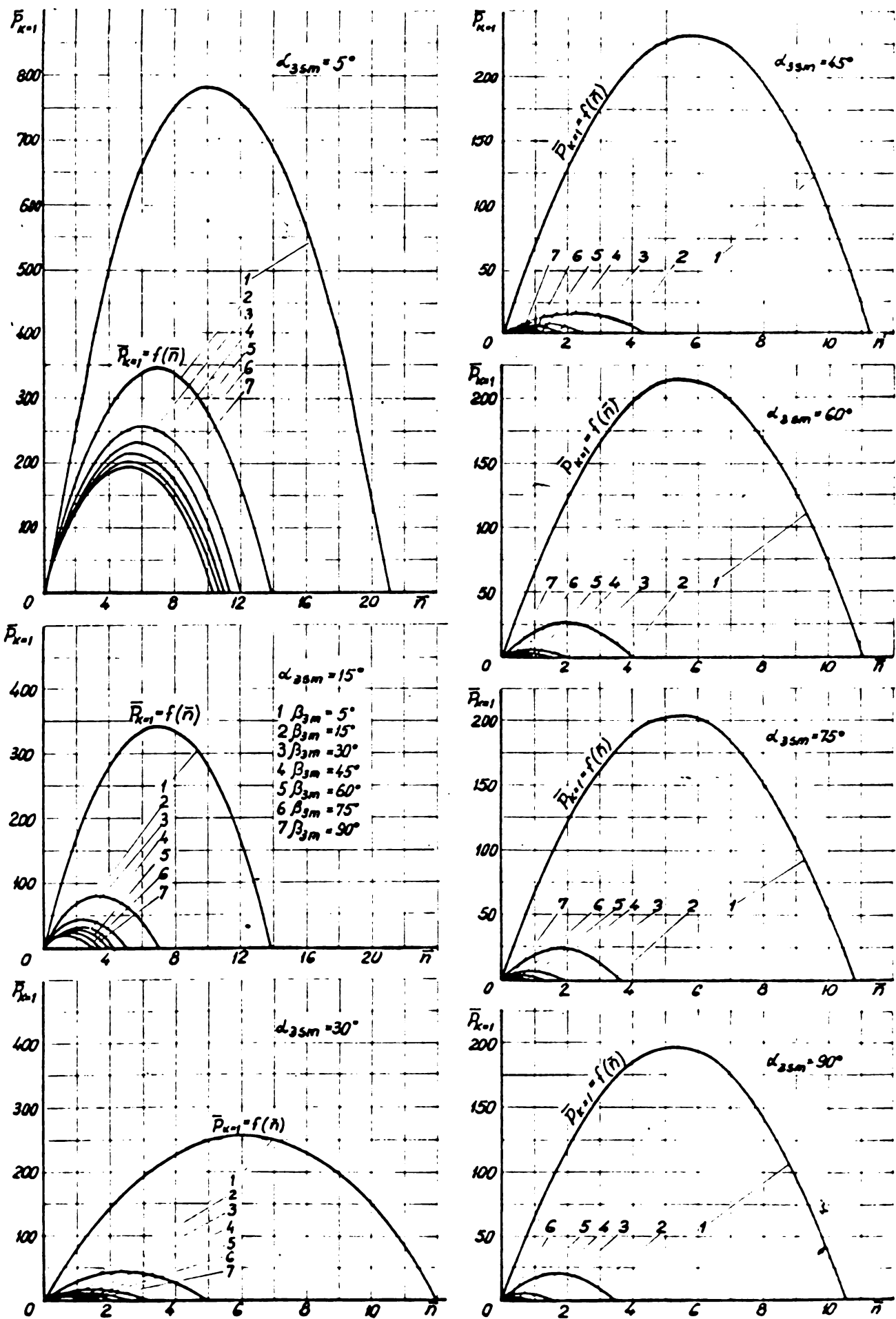
Ecuațiile fundamentale în forma (5.2) permit studiul influenței unghiului de ieșire al curentului din stator respectiv rotor asupra momentului și puterii dezvoltate la arbore.

Dacă luăm în considerare unghiurile constructive β_c pentru un unghi de așezare al profilului în rețea $\beta_s = 90^\circ$ (Fig.2.5) și admitem ipoteza simplificatoare că unghiul curentului este identic cu unghiul constructiv al profilului în rețea, atunci între unghiurile de ieșire și de așezare ale profilelor din stator și rotor există relațiile

$$\begin{aligned} \alpha_{3sm} &= \beta_{ss} - \beta_{cs} \\ \beta_{3m} &= \beta_{sr} - \beta_{cr} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Pe baza relațiilor (5.3) rezultă că influența unghiului de ieșire al curentului din stator respectiv rotor este sinonimă cu influența unghiului de așezare al profilului funcționînd în rețeaua statorului respectiv rotorului.

Pentru a analiza influența unghiului de ieșire al curentului din stator respectiv rotor asupra caracteristicilor teoretice $M_{k=1} = f(n)$ și $P_{k=1} = f(n)$ s-a considerat un etaj al turbinei studiată experimental /14,21/ avînd diametrul exterior al rotorului $D_e = 166$ mm lucrînd cu un debit de apă $Q = 40$ l/s. Cu aceste valori relațiile (5.2) devin:



- Fig.5.1.b

$$\begin{aligned}\bar{M}_{K=1} &= 6,514 (\operatorname{ctg} \alpha_{3sm} + \operatorname{ctg} \beta_{3m}) - 1,348 \cdot 10^{-2} n \\ \bar{P}_{K=1} &= 1,241 \cdot 10^{-2} (\operatorname{ctg} \alpha_{3sm} + \operatorname{ctg} \beta_{3m}) - 2,569 \cdot 10^{-6} \cdot n^2\end{aligned}\quad (5.4)$$

Considerînd ca parametru unghiul de ieşire al curentului β_{3m} şi ca variabilă independentă turaţia adimensională determinată cu (4.119), cu relaţiile (5.4) s-au calculat caracteristicile teoretice în formă adimensională pentru turbina considerată corespunzător valorilor parametrice ale unghiului $\alpha_{3sm} = 5 - 90^\circ$. Rezultatele obţinute sînt prezentate în Fig.5.1.a şi Fig.5.1.b.

Analiza caracteristicilor $\bar{M}_{K=1}=f(\bar{n})$ şi $\bar{P}_{uK=1}=f(\bar{n})$ (Fig.5.1.a şi Fig.5.1.b) evidenţiază că :

- Pentru valori constante ale unghiului de ieşire a curentului din stator momentul de frînare, puterea maximă dezvoltată şi turaţia de ambalare se reduc odată cu creşterea unghiului de ieşire a curentului din rotor. Această influenţă este cantitativ mai mare în domeniul

$$\beta_{3m} = 5 - 30^\circ.$$

- Pentru valori constante ale unghiului de ieşire al curentului din rotor momentul de frînare, puterea maximă dezvoltată şi turaţia de ambalare se reduc odată cu creşterea unghiului de ieşire al curentului din stator. Această influenţă este cantitativ mai mare în domeniul

$$\alpha_{3sm} = 5 - 30^\circ.$$

- Toate caracteristicile $\bar{M}_{K=1}=f(\bar{n})$ determinate pe cale teoretică sînt paralele. Ca urmare independent de valorile unghiurilor de ieşire a curentului din stator şi rotor, stabilitatea tuturor turbinelor este constantă.

- Turaţia corespunzătoare regimului de funcţionare cu putere maximă se deplasează spre valori mai reduse odată cu creşterea unghiurilor de ieşire a curentului din stator respectiv rotor.

- Curbele determinate oferă o imagine de ansamblu asupra caracteristicilor teoretic realizabile de turbina considerată în condiţiile utilizării diverselor profile pentru paletele acesteia.

- Pe baza caracteristicilor determinate rezultă că pentru turbine de foraj cu turaţii reduse unghiurile de ieşire ale curentului din stator şi rotor trebuie să fie mai mari ca 50° în funcţie de valoarea momentului necesar la arbore.

Pentru un anumit profil avînd un unghi constructiv dat funcţionînd în reţea pe baza relaţiilor (5.3), a Fig.5.1.a şi Fig.5.1.b rezultă:

- Creşterea unghiului de aşezare al profilului funcţionînd în reţeaua statorului respectiv rotorului este urmată de reducerea simultană a momentului de frînare, a puterii maxime dezvoltate, a turaţiei de amba-

lare și a turației de funcționare cu putere maximă.

- Pentru asigurarea unor turații reduse de funcționare se impun unghiuri de așezare mari în rețea funcție de valoarea momentului necesar la arbore și unghiul constructiv al profilului utilizat.

5.3. Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj

Relațiile (5.1) și (5.2) care reprezintă ecuațiile caracteristice teoretice a etajelor turbinelor de foraj sînt bazate pe următoarele ipoteze simplificatoare :

- Momentul și puterea dezvoltată de un etaj este proporțională cu diametrul mediu și cu valorile unghiulare medii ale curentului respectiv profilului dispus în această zonă.

- Valorile unghiulare medii ale curentului la ieșire din rețeaua statorului și rotorului sînt identice cu valorile unghiurilor constructive ale profilelor dispuse la diametru mediu.

Deoarece rezultatele cercetărilor asupra rețelelor plane de profile respectiv asupra turbinelor de foraj, prezentate anterior, au evidențiat că unghiul curentului de fluid diferă de unghiul constructiv al profilului fiind influențat de geometria rețelei iar diametrul mediu nu este recomandat ca mărime geometrică de referință, se impune corectarea ipotezelor simplificatoare care stau la baza ecuațiilor (5.1) și (5.2). Pentru a lua în considerare aceste aspecte precum și modificarea elementelor cinematice și energetice în lungul razei statorului respectiv rotorului, în cadrul lucrării s-a elaborat metoda analitică pentru determinarea ansamblului curbelor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj. Metoda analitică se bazează pe următoarele ipoteze:

1.- Geometria profilului paletelor precum și geometria rețelelor axiale din secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului, respectă condițiile similitudinii geometrice complete în raport cu elementele omoloage ale rețelelor plane corespunzătoare.

2.- Elementele cinematice ale curentului de fluid care străbate etajele turbinei, în secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului, sînt similare elementelor cinematice ale fluidului trecut prin rețelele plane corespunzătoare acestor secțiuni.

3.- Similitudinea cinematică dintre curentul trecut prin secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului și curentul de fluid care străbate rețelele plane corespunzătoare se păstrează în tot domeniul de funcționare al turbinei de foraj.

4.- Intre elementele unghiulare medii ale curentului de fluid care străbate secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului (Fig.2.1) și elementele unghiulare medii ale curentului trecut prin rețelele plane corespunzătoare statorului (RS) respectiv rotorului (RR) (Fig.2.4) există relațiile :

$$\begin{aligned} \alpha_{oi} &= \beta_{2RSi} & \beta_{oi} &= \beta_{1RSi} & \beta_{3i} &= \beta_{3RRI} & \alpha_{3i} &= \beta_{1RSi} \\ \alpha_{oe} &= \beta_{2RSe} & \beta_{oe} &= \beta_{1RSe} & \beta_{3e} &= \beta_{2RRE} & \alpha_{3e} &= \beta_{1RRe} \end{aligned} \quad (5.5)$$

5.- Coeficienții de deviație realizați de profilele din secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului au valori identice cu mărimile similare caracteristice rețelelor plane corespunzătoare acestor secțiuni.

6.- In situația generală în care se modifică atât geometria profilului cât și geometria rețelei în lungul razei rotorului turbinei de foraj, între secțiunile de la butucul și periferia rotorului coeficientul de deviație la o rază curentă r este :

$$\delta_{ur} = \delta_{ui} - \frac{\delta_{ui} - \delta_{ue}}{r_i - r_e} (r_i - r) \quad (5.6)$$

7.- Pierderile de energie în secțiunile caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului sînt identice cu acelea produse la trecerea curentului prin rețelele plane corespunzătoare secțiunilor caracteristice.

8.- In situația generală în care se modifică atât geometria profilului cât și geometria rețelei în lungul razei rotorului turbinei de foraj, între secțiunile de la butucul și periferia acestora, coeficientul de pierdere la o rază curentă r este definit prin legea :

$$\psi_r = \psi_i - \frac{\psi_i - \psi_e}{r_i - r_e} (r_i - r) \quad (5.7)$$

9.- Pentru rotorii etajelor turbinelor de foraj la care se modifică atât geometria profilului cât și geometria rețelei de profile în lungul razei, cotangenta unghiului de calcul definită prin (2.18) la o rază curentă r se exprimă sub forma :

$$\operatorname{ctg} \beta_{oor} = \operatorname{ctg} \beta_{ooi} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{ooi} - \operatorname{ctg} \beta_{ooe}}{r_i - r_e} (r_i - r) \quad (5.8)$$

10.- Influența reciprocă a rețelelor axiale de profile din stator și rotor este neglijabilă.

11.- Influența primului și ultimului etaj al turbinei de foraj

asupra caracteristicilor ei este neglijabilă.

Pe baza ipotezelor enunțate rezultă că metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj este bazată pe caracteristicile energetice ale rețelelor plane de profile corespunzătoare rețelelor axiale amplasate în secțiunile caracteristice de la butucul respectiv periferia rotorului și statorului acestora. Caracteristicile rețelelor plane de profile au fost prezentate în capitolele II și III.

Pentru definirea elementelor cinematice ale etajului în funcție de elementele curentului de fluid trecut prin rețea, corespunzător unei turații constante la arborele turbinei, din triunghiurile de viteze (Fig. 2.4), luând în considerare relațiile (5.5) rezultă :

$$\begin{aligned} \beta_{1RR} &= \text{arc ctg} \left(\frac{U}{v_m} - \text{ctg} \beta_{2RR} \right) \\ \beta_{1RS} &= \text{arc ctg} \left(\frac{U}{v_m} - \text{ctg} \beta_{2RS} \right) \end{aligned} \quad (5.9)$$

Pe baza curbelor caracteristice $\beta_2 = f(\beta_1)$ ale rețelelor plane de profile corespunzătoare rețelelor axiale din secțiunile caracteristice de la butucul respectiv periferia etajelor, care satisfac în punctul de proiectare relațiile (5.9), se determină β_{1RR} respectiv β_{1RS} , pentru mai multe valori ale vitezei periferice sau turației, alese în mod convenabil pe întregul domeniu de funcționare al etajului turbinei de foraj. Se obțin astfel separat pentru secțiunile caracteristice de la butucul respectiv periferia etajelor perechile de valori : β_{1RR}, β_{2RR} respectiv β_{1RS}, β_{2RS} , corelate prin intermediul aceleiași mărimi caracteristice : turația la arbore.

Mărimile caracteristice energetice ale rețelei axiale a turbinei se determină corespunzător aceluiași valori ale turației, pentru care s-au determinat și mărimile unghiulare. Pe baza valorilor β_{1RR} și β_{2RR} din secțiunile de control de la butuc respectiv periferia rotorului cu relația (2.13), se determină coeficienții de deviație δ_{vi} și δ_{ue} . În funcție de β_{1RR} și β_{1RS} din curbele $\eta = f(\beta_1)$ sau din diagrama universală a rețelelor plane se determină coeficienții de pierdere pentru fiecare din profilele utilizate în rețeaua axială a statorului și a rotorului.

Pe baza coeficienților de deviație și de pierdere determinați pentru fiecare din rețelele plane corespunzătoare secțiunilor caracteristice de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului și pe baza unghiurilor β_{1RR}, β_{2RR} se determină mărimile caracteristice energetice ale etajului turbinei corespunzătoare fiecărei valori admise pentru turație. Mărimile caracteristice energetice care se determină sînt :

momentul la arbore, puterea utilă, căderea totală de presiune, forța axială pe palete și randamentul etajului.

Momentul dezvoltat de un element cilindric al rețelei axiale avînd grosimea dr , amplasat la raza r a rotorului dintr-un etaj al turbinei de foraj (Fig.2.1) este definit prin relația (4.99). În situația generală în care se modifică atât geometria profilului cît și geometria rețelei în lungul razei, înlocuind relațiile (5.6), (4.100) și (3.8) în (4.99), după efectuarea calculelor obținem :

$$dM_{k=1} = 2\pi \rho v_m^2 \left[\bar{\sigma}_{ui} - \frac{\bar{\sigma}_{ui} - \bar{\sigma}_{ue}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] r dr \quad (5.10)$$

Pentru întregul rotor din (5.10) obținem :

$$M_{k=1} = 2\pi \rho v_m^2 \int_{r_i}^{r_e} \left[\bar{\sigma}_{ui} - \frac{\bar{\sigma}_{ui} - \bar{\sigma}_{ue}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] r dr \quad (5.11)$$

Luînd în considerare (4.29) și (4.45) după efectuarea calculelor relația (5.11) ia forma :

$$M_{k=1} = \frac{4}{3\pi} \frac{\rho Q^2}{D_e (1-\nu^2)^2} \left[\bar{\sigma}_{ui} (1-\nu^3) + (\bar{\sigma}_{ui} - \bar{\sigma}_{ue}) \frac{(\nu-1)(\nu^2+2\nu+3)}{4} \right] \quad (5.12)$$

Pe baza relațiilor (5.12) puterea utilă oferită la arborele turbinei de către un etaj este :

$$P_{k=1} = \frac{4}{90} \frac{\rho Q^2 n}{D_e (1-\nu^2)^2} \left[\bar{\sigma}_{ui} (1-\nu^3) + (\bar{\sigma}_{ui} - \bar{\sigma}_{ue}) \frac{(\nu-1)(\nu^2+2\nu+3)}{4} \right] \quad (5.13)$$

Căderea totală de presiune pe un etaj al turbinei de foraj se va determina luînd în considerare cota parte din energia hidraulică transformată în energie mecanică respectiv cota parte din energia hidraulică necesară acoperirii pierderilor (H_p).

Pentru un element al rețelei axiale a etajului avînd grosimea dr , amplasat la raza r (Fig.2.1) căderea totală de presiune este :

$$dH_{TK=1} = \frac{102}{\rho g Q} dM_{k=1} \frac{\pi n}{30} + dH_p \quad (5.14)$$

Pentru întregul etaj în situația generală în care se modifică atât geometria profilului cît și geometria rețelei în lungul razei rotorului respectiv rotorului luînd în considerare (2.15), (5.7) și (5.11) din (5.14) obținem căderea totală pe un etaj sub forma :

$$H_{TK=1} = \frac{102 \pi n^2}{15 g Q} v_m \int_{r_i}^{r_e} \left[\delta_{ui} - \frac{\delta_{ur} - \delta_{ue}}{r_i - r_e} (r - r_e) \right] r dr +$$

$$+ \frac{v_m^2}{2g(r_e - r_i)} \int_{r_i}^{r_e} \left[\psi_{is} - \frac{\psi_{is} - \psi_{es}}{r_i - r_e} (r - r_i) \right] dr + \frac{v_m^2}{2g(r_e - r_i)} \int_{r_i}^{r_e} \left[\psi_{is} - \frac{\psi_{ir} - \psi_{er}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] dr$$

(5.15)

După efectuarea calculelor din (5.14) și (5.15) rezultă :

$$H_{TK=1} = \frac{102 P_{UK=1}}{\rho g Q} + \frac{v_m^2}{4g} (\psi_{es} + \psi_{is} + \psi_{er} + \psi_{ir})$$

(5.16)

Forța axială dezvoltată pe un element cilindric al rețelei axiale avînd grosimea dr , amplasat la raza r a rotorului dintr-un etaj al turbinei de foraj (Fig.2.1) este dată de relația (4.107). În cazul general în care se modifică atît geometria profilului cît și geometria rețelei în lungul razei înlocuind în (4.107) relațiile (5.8), (5.7), (4.100) și (3.8) după efectuarea calculelor obținem :

$$dF_{axPK=1} = \pi \rho v_m^2 \left\{ 2 \left[\delta_{ui} - \frac{\delta_{ur} - \delta_{ue}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] \left[\text{ctg} \beta_{\infty i} - \frac{\text{ctg} \beta_{\infty i} - \text{ctg} \beta_{\infty e}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] + \right.$$

$$\left. + \psi_{ri} - \frac{\psi_{ri} - \psi_{re}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right\} r dr$$

(5.17)

Pentru întregul rotor din (5.17) obținem :

$$F_{axPK=1} = \pi \rho v_m^2 \int_{r_i}^{r_e} \left\{ 2 \left[\delta_{ui} - \frac{\delta_{ur} - \delta_{ue}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] \left[\text{ctg} \beta_{\infty i} - \frac{\text{ctg} \beta_{\infty i} - \text{ctg} \beta_{\infty e}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right] + \right.$$

$$\left. + \psi_{ri} - \frac{\psi_{ri} - \psi_{re}}{r_i - r_e} (r_i - r) \right\} r dr$$

(5.18)

Luînd în considerare relațiile (2.18), (4.29), (4.45) după înlocuire și efectuarea calculelor se obține expresia forței axiale dezvoltată de paletele rotorului sub forma :

$$F_{axPK=1} = \frac{2}{3\pi} \frac{\rho Q^2}{D_e^2 (1 - \nu^2) (1 + \nu)} \left\{ \delta_{ui} (\text{ctg} \beta_{\alpha} + \text{ctg} \beta_{3i}) (\nu - 1) + \right.$$

$$+ (\nu + 2) \left[\delta_{ue} (\text{ctg} \beta_{\alpha} + \text{ctg} \beta_{3i}) + \delta_{ui} (\text{ctg} \beta_{\infty e} + \text{ctg} \beta_{3e}) + \psi_{re} \right] +$$

$$\left. + \frac{1}{2} (\delta_{ui} - \delta_{ue}) (\text{ctg} \beta_{\alpha} + \text{ctg} \beta_{3i} - \text{ctg} \beta_{\infty e} - \text{ctg} \beta_{3e}) (\nu + 3) + \psi_{ri} (1 + 2\nu) \right\}$$

(5.19)

Valorile mărimilor caracteristice energetice ale turbinelor se formulează cu relațiile (5.12), (5.13), (5.16) și (5.19) pentru mai multe valori ale turației cuprinse între zero și turația de ambalare de-a lungul cărora se desenează curbele caracteristice $M_{K=1} = f(n)$, $P_{uK=1} = f(n)$, $H_{TK=1} = f(n)$, $F_{axPK=1} = f(n)$ determinate pe cale analitică pentru o turbină de foraj.

Cu scopul de a oferi un caracter general și o formă unitară și metodei analitice pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj, vom prezenta aceste relații în formă adimensională pe baza criteriilor de similitudine prezentate în paragraful 4.7.

Expresia adimensională a momentului la arbore rezultă prin înlocuirea relației (5.12) în (4.113). După simplificări se obține :

$$\bar{M}_{K=1} = \frac{8}{3(1-\nu^2)^2} \left[\delta_{ui} (1-\nu^3) + (\delta_{ui} - \delta_{ue}) \frac{(\nu-1)(\nu^2+2\nu+3)}{4} \right] \quad (5.20)$$

Puterea utilă sub formă adimensională se obține înlocuind (5.13) în (4.115). După simplificări luând în considerare (5.20) și (4.119) se obține :

$$\bar{P}_{uK=1} = \bar{M}_{K=1} \cdot \bar{n} \quad (5.21)$$

Căderea de presiune totală se obține prin înlocuirea relației (5.16) în (4.118) luând în considerare (4.117) și (5.21) :

$$\bar{H}_{TK=1} = \bar{M}_{K=1} \bar{n} + \frac{4}{\pi^2(1-\nu^2)^2} (\varphi_{es} + \varphi_{is} + \varphi_{er} + \varphi_{ir}) \quad (5.22)$$

Forța axială dezvoltată de paletele rotorului unui etaj sub formă adimensională, se obține prin înlocuirea relației (5.19) în (4.121) ținând seama de (4.122) :

$$\begin{aligned} \bar{F}_{axPK=1} = & \frac{1}{3(1-\nu)} \left\{ \delta_{ui} (\operatorname{ctg} \beta_{oi} + \operatorname{ctg} \beta_{3i}) (\nu-1) + \right. \\ & + (\nu+2) \left[\delta_{ue} (\operatorname{ctg} \beta_{oi} + \operatorname{ctg} \beta_{3i}) + \delta_{ui} (\operatorname{ctg} \beta_{oe} + \operatorname{ctg} \beta_{3e}) + \varphi_{re} \right] + \\ & \left. + \frac{1}{2} (\delta_{ui} - \delta_{ue}) (\operatorname{ctg} \beta_{oi} + \operatorname{ctg} \beta_{3i} - \operatorname{ctg} \beta_{oe} - \operatorname{ctg} \beta_{3e}) (\nu+3) + \varphi_{ri} (1+2\nu) \right\} \quad (5.23) \end{aligned}$$

Analog cu relația (4.123) se poate defini randamentul etajului pe baza relațiilor (5.21) și (5.22) sub forma :

$$\eta_{K=1} = \frac{\bar{P}_{uK=1}}{\bar{H}_{TK=1}} \quad (5.24)$$

Pe baza relațiilor (5.20), (5.21), (5.22), (5.23), (5.24) și a expresiei turației (4.120) se pot determina pe cale analitică pentru în-

tregul domeniu de funcționare caracteristicile energetice ale etajelor turbinelor de foraj sub formă adimensională $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{P}_{U_{K=1}} = f(\bar{n})$, $\bar{H}_{TK=1} = f(\bar{n})$, $\bar{F}_{expK=1} = f(\bar{n})$, $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$. În raport cu forma dimensională aceste relații prezintă avantajul că permit transpunerea riguroasă și rapidă a tuturor mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de

Nr. rând	Formă adimensională	Valoare	Nr. rând	Formă adimensională	Valoare
1			1		
2			2		
3			3		
4			4		
5			5		
6			6		
7			7		
8			8		
9			9		
10			10		
11			11		
12			12		
13			13		
14			14		
15			15		
16			16		
17			17		
18			18		
19			19		
20			20		
21			21		
22			22		
23			23		
24			24		
25			25		
26			26		
27			27		
28			28		
29			29		
30			30		
31			31		
32			32		
33			33		
34			34		
35			35		
36			36		
37			37		
38			38		
39			39		
40			40		
41			41		
42			42		
43			43		
44			44		
45			45		
46			46		
47			47		
48			48		
49			49		
50			50		

Fig.5.1.c

foraj asemenea, corespunzător diverselor debite, proprietăți fizice ale fluidului de lucru și diametrii ai rotoarelor. Transpunerea se realizează pe baza relațiilor: (4.115), (4.117) (4.119), (4.120), (4.121) (4.122).

Determinarea mărimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj cu relațiile stabilite sub formă dimensională sau adimensională necesită un volum mare de calcule. Din acest motiv se impune utilizarea mijloacelor moderne de ca-

cul pentru determinarea caracteristicilor turbinelor de foraj pe cale analitică. Utilizarea calculatoarelor numerice în limbaj FORTRAN prezintă avantajul tabelării caracteristicilor $\eta = f(\beta_1)$, deoarece în general acestea pot fi definite printr-o ecuație. Datorită acestui fapt nu s-a efectuat programarea metodei analitice pentru determinarea curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj în limbaj FORTRAN. Pentru calculul mărimilor caracteristice s-a utilizat un program pentru calculatorul de birou CompuCorp-Scientist model 324 G descris în paragraful 3.3.6. Programul pentru calculul mărimilor caracteristice energetice ale etajului sub formă adimensională, corespunzător unei valori constante a turației, este prezentat în Fig.5.1.c. Pentru alte turații, după introducerea valorilor corespunzătoare ale caracteristicilor curentului și rețelei, în calculator programul se poate repeta.

Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj constituie o generalizare a metodei grafico-analitice de determinare a curbelor caracteristice $M_{K=1} = f(n)$, $P_{K=1} = f(n)$ publicată în anul 1969 /119/.

5.4. Curbe caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale analitică

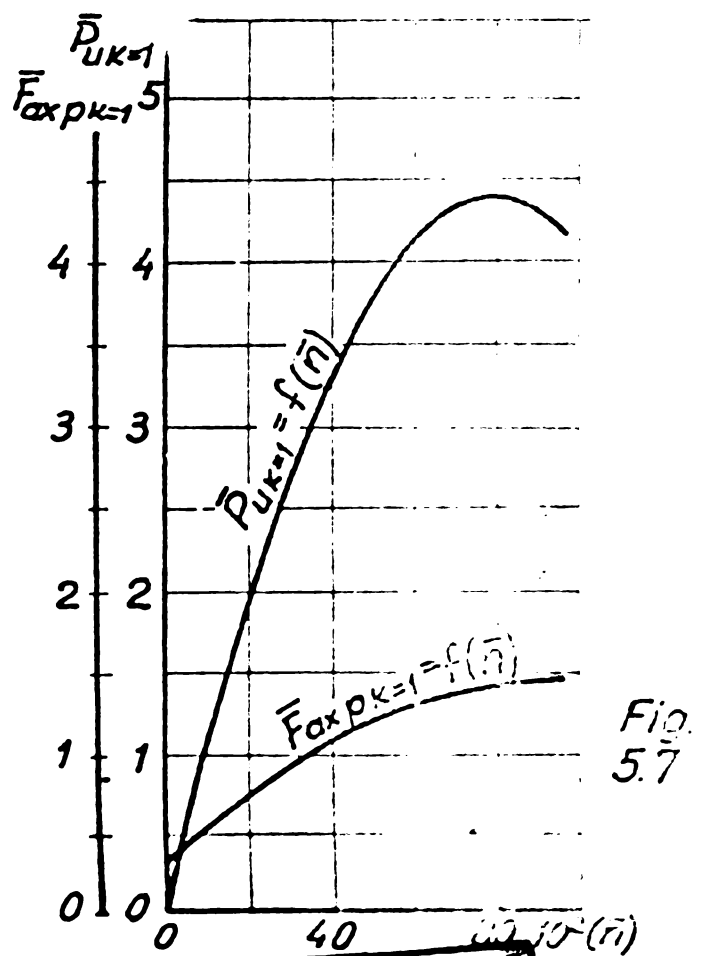
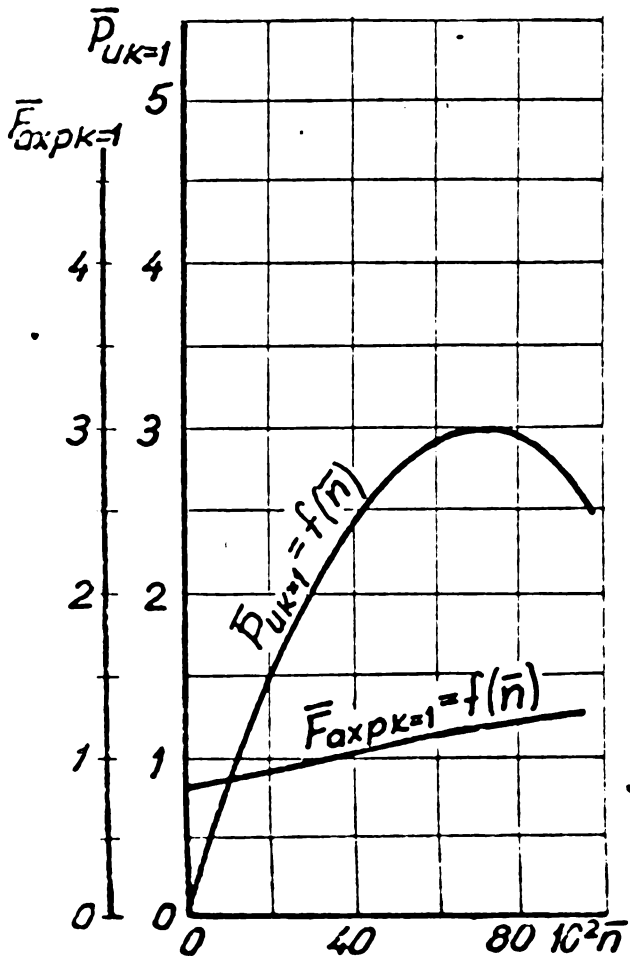
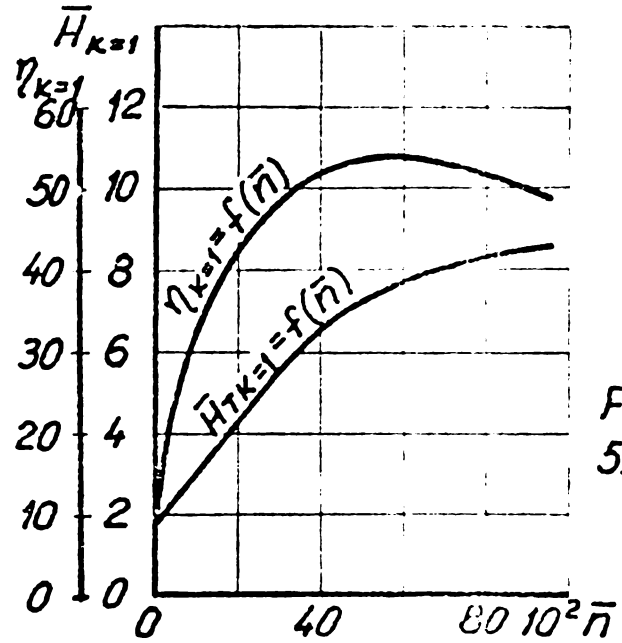
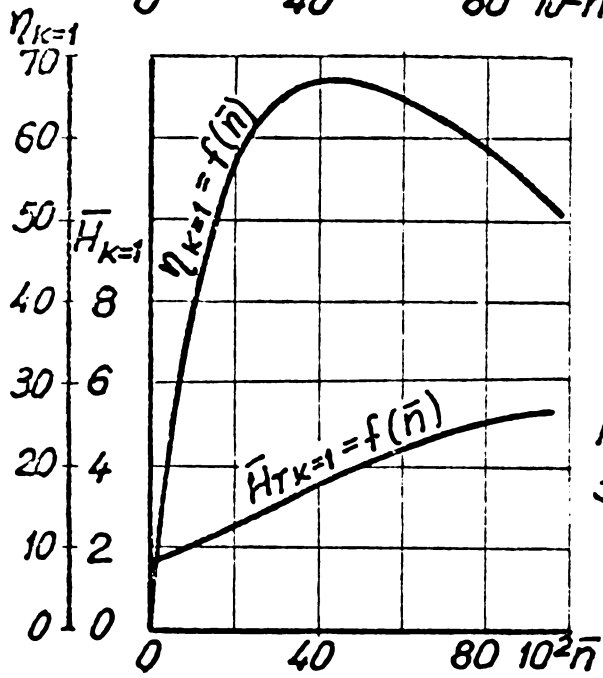
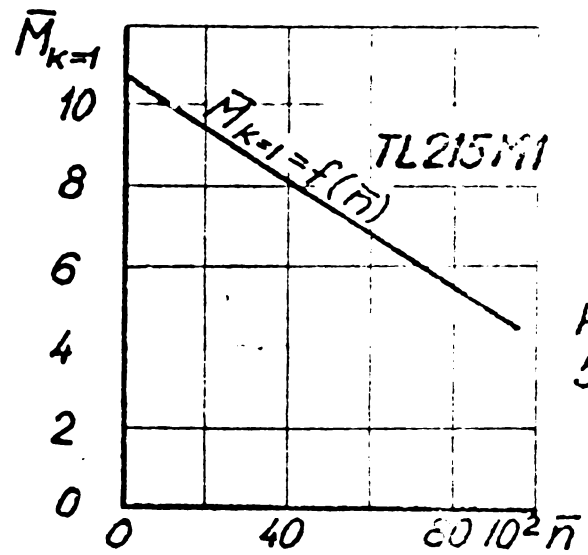
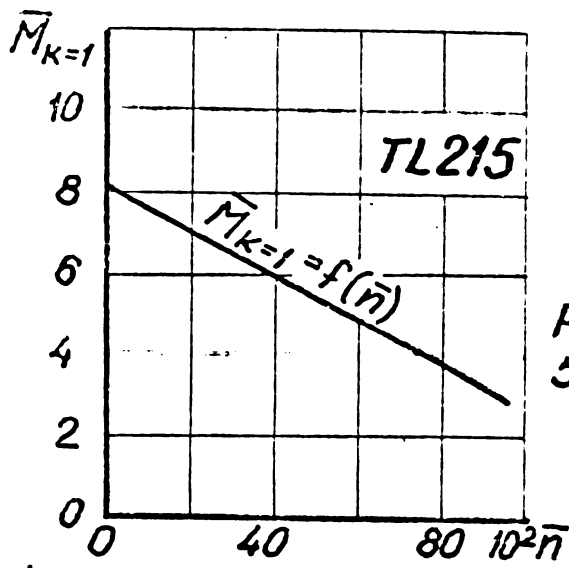
Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj a fost aplicată în faza de proiectare a etajelor pentru turbinele de foraj TL 215 și TL 215 M 1 ale căror caracteristici sînt prezentate în paragraful 6.4. În vederea determinării curbelor caracteristice pe cale analitică pentru fiecare variantă de etaj s-au stabilit profilele care asigură coeficienții de deviație și mărimile cinematice rezultate din calculul de proiectare /14/. Aceste profile au fost amplasate în secțiunile de la butucul și periferia statorului respectiv rotorului. Valorile mărimilor caracteristice rezultate din calculele de proiectare au fost comparate cu valorile mărimilor caracteristice pe care sînt capabile să le furnizeze diferitele profile funcționînd în rețea pe baza caracteristicilor universale ale acestora.

Astfel pentru varianta TL 215 au rezultat profilele menționate în tabelul 6.1. Pe baza diagramelor universale ale profilelor P 16 $t/l \neq ct$ $\beta_s = 80^\circ$ (Fig.3.32) P 17 $t/l = 1$ $\beta_s \neq ct$ (Fig.3.35) și P 18 $t/l = 0,75$ $\beta_s \neq ct$ (Fig.3.34) s-au determinat caracteristicile cinematice ale etajului turbinei de foraj. Pentru efectuarea calculelor a fost utilizat ansamblul ipotezelor și relațiilor prezentate în paragraful 5.3. Rezultatele calculelor sînt prezentate sub forma caracteristicilor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.2), $\bar{H}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.3), $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.3), $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.4), $\bar{F}_{expK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.4). De menționat că valoarea forței axiale determinată prin metoda analitică reprezintă în exclusivitate efectul interacțiunii fluid-palete motiv pentru care a fost notată prin $\bar{F}_{expK=1}$.

Analog pe baza diagramelor universale ale profilului P 16 $t/l \neq ct$ $\beta_s = 80^\circ$ (Fig.3.32) s-au determinat prin metoda analitică caracteristicile cinematice și energetice ale etajului de turbină din varianta TL 215 M 1. Rezultatele calculelor sînt prezentate sub forma curbelor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.5), $\bar{H}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.6), $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.6), $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.7) și $\bar{F}_{expK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.7). În ambele cazuri calculele au fost efectuate pentru zona turajilor de funcționare a etajului corespunzător unghiurilor de intrare în rețelele plane de profile pentru care au fost efectuate cercetări experimentale. Extrapolări s-au efectuat pentru $n > 0,75$, fără a extinde acest domeniu, din cauza incertitudinilor create de variația coeficientului de pierdere.

5.5. Influența geometriei rețelei de profile asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj

Rezultatele cercetărilor experimentale asupra rețelelor pla-



ne de profile prezentate în capitolul III împreună cu metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj prezentată în paragraful 5.3 oferă datele și metoda de studiu a influenței geometriei rețelelor de profile asupra caracteristicilor etajelor turbinelor de foraj. Caracteristicile rețelelor plane de profile determinate experimental pentru rețele plane avînd $\beta_s \neq ct$ și $t/l = ct$ permit analiza influenței unghiului de așezare al profililor asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj. Curbele caracteristice ale rețelelor plane de profile avînd $\beta_s = ct$ și $t/l \neq ct$ permit analiza influenței pasului relativ asupra caracteristicilor energetice ale etajelor.

5.5.1. Influența unghiului de așezare al rețelei de profile asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj

În cadrul lucrării s-a studiat influența unghiului de așezare al rețelelor de profile asupra caracteristicilor unui etaj de turbină de foraj avînd dimensiuni geometrice identice cu cele ale etajului modelului TL 215. Pasul relativ la butucul rotorului și statorului a fost admis identic $t/l = 0,75$ iar la periferie $t/l = 1$. Ca parametri ai cercetării s-au admis unghiul de așezare la periferie β_{se} și unghiul de așezare la butuc β_{si} . Valorile acestor parametri sînt cuprinse în tabelul 5.1.

TABELUL 5.1.

β_{si}°	90	70	50	40	35
β_{se}°	90	70	50		

Paletele etajului considerat sînt formate din profile P 17 atît la butucul cît și la periferia statorului și rotorului. Caracteristicile rețelelor plane corespunzătoare rețelei axiale a etajului luate în considerare au fost prezentate în Fig.3.25, 3.26, 3.35, respectiv în lucrarea /121/. Pe baza acestor caracteristici considerînd ca mărime variabilă unghiul de așezare s-au stabilit relațiile de legătură între unghiul de intrare și de ieșire al curentului din rețea pentru :

- butucul statorului și rotorului

$$\beta_2 = 0,1625 \beta_1 - 48,1667 + \beta_s \quad (5.25)$$

- periferia statorului și rotorului

$$\beta_2 = 0,1625 \beta_1 - 31,0625 + \beta_s \quad (5.26)$$

Utilizând relațiile (5.25) (5.26) și programele de calcul pentru calculatorul de birou Compuorp-Scientist model 324 G (Fig.5.8 și Fig.5.10) s-au calculat caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.9 la 5.13) pentru valorile parametrice cuprinse în tabelul 5.1.

Nr. de peji	Pașul de program	Valoare intrare	Nr. de peji	Pașul de program	Valoare intrare	Nr. de turu	Conținutul registrului
1	START	$\rightarrow A_{22} = A_{22}$	41	TAN		0	$\frac{r^2 \beta_{si}^2}{4} \frac{1-r^2}{60 R}$
2	DMS-DMS		42	1/x			
3	TAN		43	ST			
4	1/x		44	5		1	n
5	OHG		45	OHG			
6	UT		46	ROL		2	$-c \beta_{se}$
7	2		47	+			
8	RCL		48	?		3	A_1^2
9	0		49	1/x			
10	RCL		50	TAN		4	β_{122}
11	x		51	+			
12	1		52	L		5	$c \beta_{122}$
13	ST		53	J			
14	7		54	O-H		6	$B_1 + A_{222}$
15	ROL		55	ZNDP			
16	+		56	J		7	$\frac{u}{v}$
17	2		57	=			
18	1/x		58	DMS-DMS		8	A_2^2
19	TAN		59	STOP	$\rightarrow A_{22} = A_2$		
20	+		60	DMS-DMS		9	$B_2 + A_{222}$
21	L		61	ROL			
22	J		62	x			
23	O-R		63	3			
24	ZNDP		64	RCL			Forma generală a
25	J		65	+			ecuației (5.25)
26	=		66	6			
27	ST		67	DMS-DMS			
28	4		68	STOP	$\rightarrow A_{22} = A_2$		$A_{222} = A_1/A_{22} - B_1 + A_{222}$
29	DMS-DMS		69	ROL			$\beta_{222} = A_2/A_{22} - B_2 + A_{222}$
30	STOP	$\rightarrow A_{22} = A_2$	70	4			
31	DMS-DMS		71	TAN			
32	RCL		72	1/x			
33	x		73	OHG			
34	8		74	ROL			
35	ROL		75	+			
36	+		76	5			
37	9		77	STOP	$\rightarrow \beta_{si}$		
38	DMS-DMS						
39	STOP	$\rightarrow A_{22} = A_2$					
40	DMS-DMS						

Fig. 5.8

În condițiile menținerii constante a unghiului de așezare de la butuc β_{si} și a modificării unghiului de așezare de la periferie β_{se} în sensul reducerii sale momentul de frînare și turația de ambalare se reduc. Totodată puterea maximă dezvoltată de etaj și turația corespunzătoare regimului de funcționare cu putere maximă se reduc (Fig. 5.9). Forma caracteristicii $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ este apropiată de o dreaptă pentru unghiuri $\beta_{se} > 50^\circ$ și $\beta_{si} > 50^\circ$ (Fig.5.9, 5.10, 5.11). La valori $\beta_{si} = 50^\circ$ și $\beta_{se} = 50^\circ$ ale unghiului de așezare caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ prezintă o ușoară tendință de reducere a pantei în zona turațiilor mici (Fig.5.9, 5.10, 5.11). Pentru $\beta_{si} < 50^\circ$, corespunzător tuturor

valorilor β_{se} există o tendință de modificare a formei curbelor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.12, 5.13) în sensul reducerii pantei în zona turațiilor mici. Forma curbelor $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.12, 5.13) se modifică de la o parabolă simetrică la o parabolă asimetrică, maximul acesteia fiind deplasat spre turații mai mari.

Pentru a sintetiza influența unghiului de așezare al rețelei de profile asupra mărimilor caracteristice esențiale ale turbinelor de foraj s-au trasat curbele : momentul de frînare $\bar{M}_{maxK=1} = f(\beta_{si})$ (Fig. 5.14) turației de ambalare $\bar{n}_{amb} = f(\beta_{si})$ (Fig.5.15) puterii maxime $\bar{P}_{maxK=1} = f(\beta_{si})$ (Fig.5.16) și turației corespunzătoare regimului de funcționare cu putere maximă $\bar{n}_{\bar{P}_{maxK=1}} = f(\beta_{si})$ (Fig.5.17). Pe baza analizei acestor curbe rezultă că pentru valori $\beta_{si} > 50^\circ$ se reduc ușor caracteristicile $\bar{M}_{maxK=1}$ și \bar{n}_{amb} iar caracteristicile $\bar{P}_{maxK=1}$ și $\bar{n}_{\bar{P}_{maxK=1}}$ sînt foarte puțin influențate. Pe baza acestei observații la

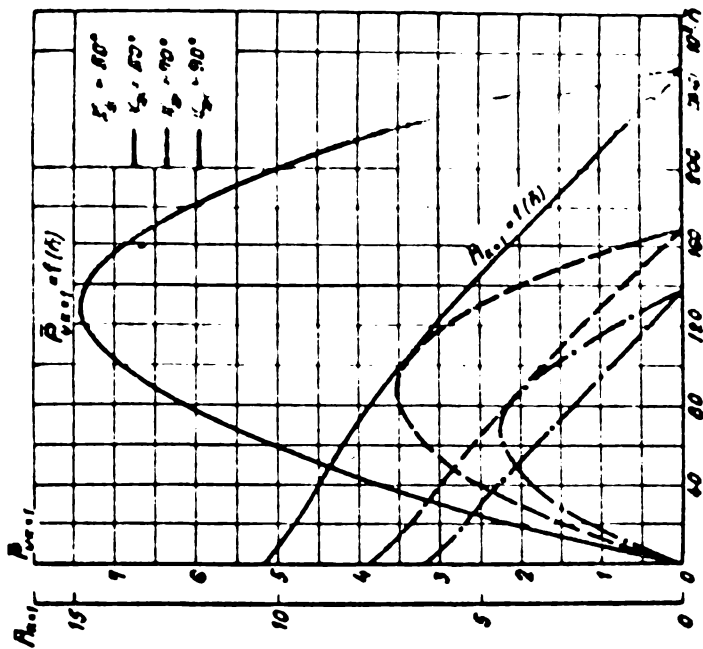


Fig. 5.9

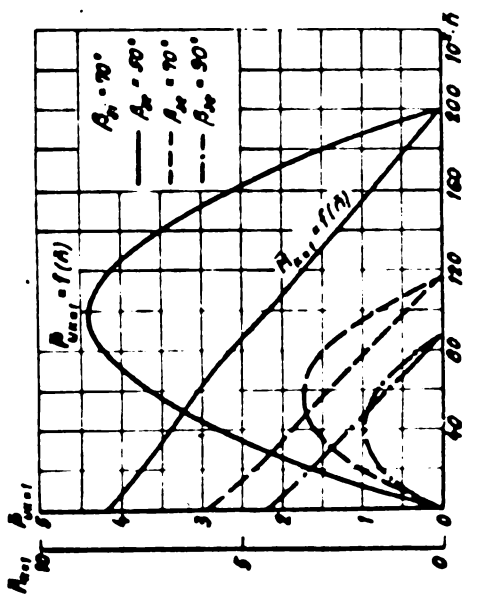


Fig. 5.10

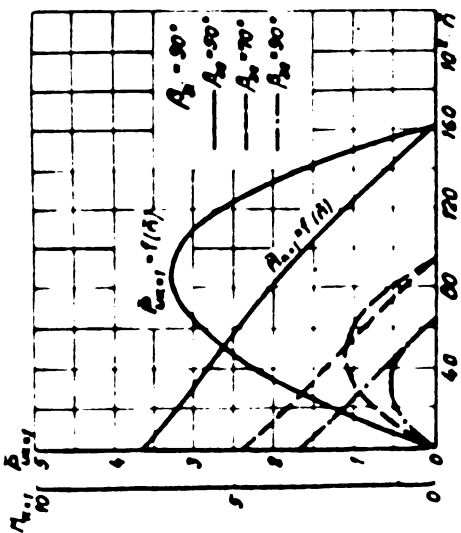


Fig. 5.11

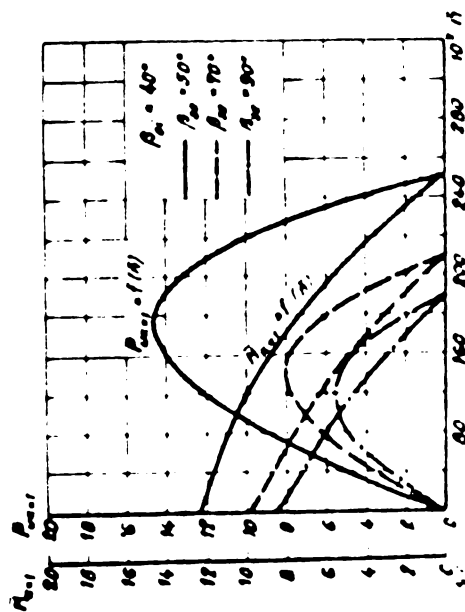


Fig. 5.12

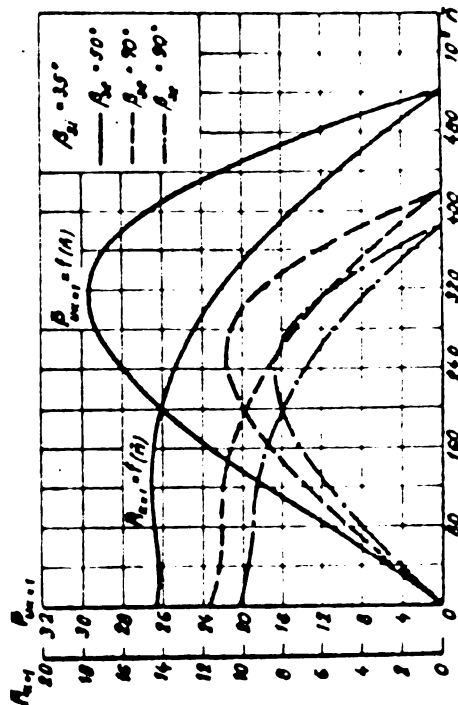


Fig. 5.13

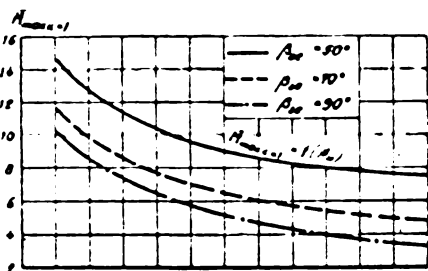


Fig. 5.16

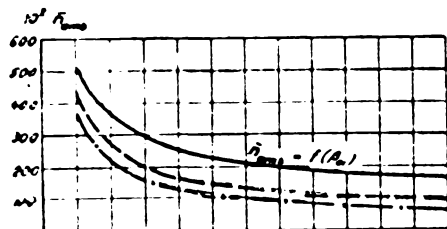


Fig. 5.18

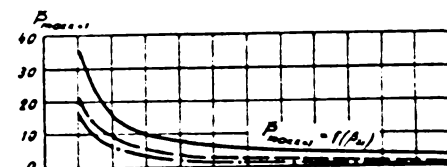


Fig. 5.19

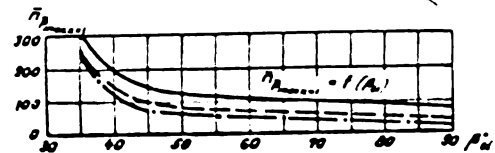


Fig. 5.17

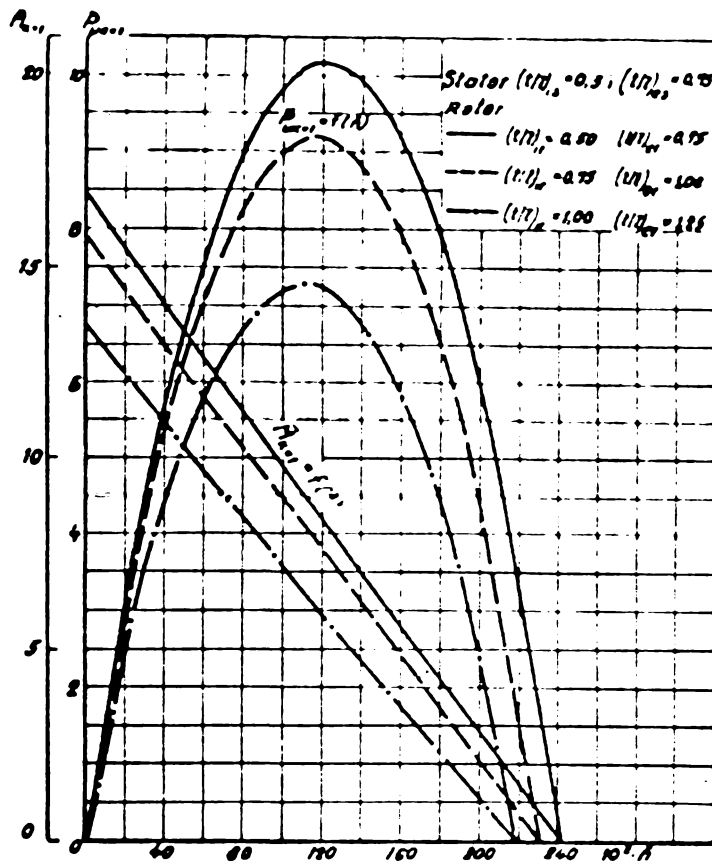


Fig. 5.10

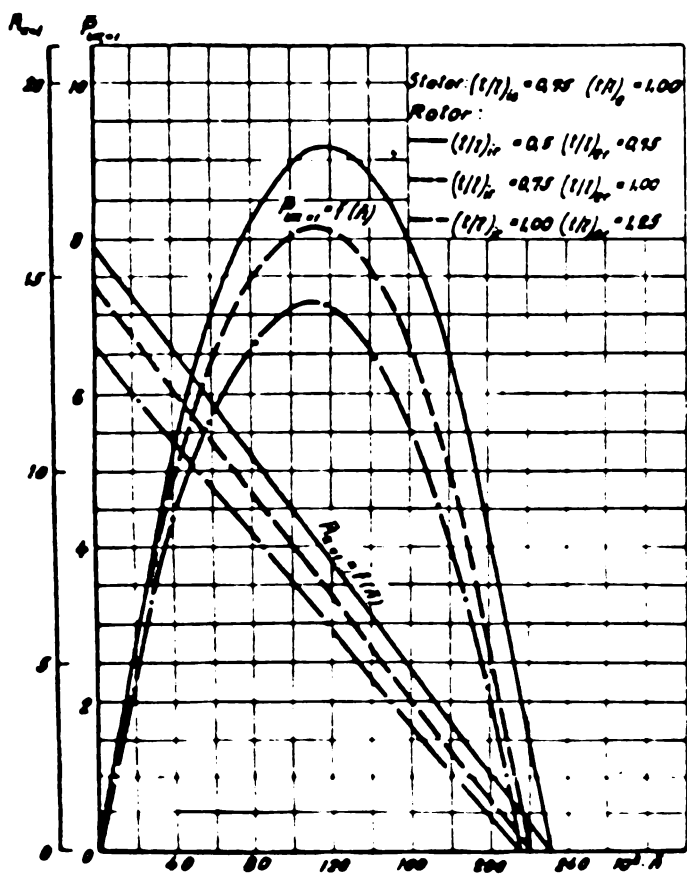


Fig. 5.19

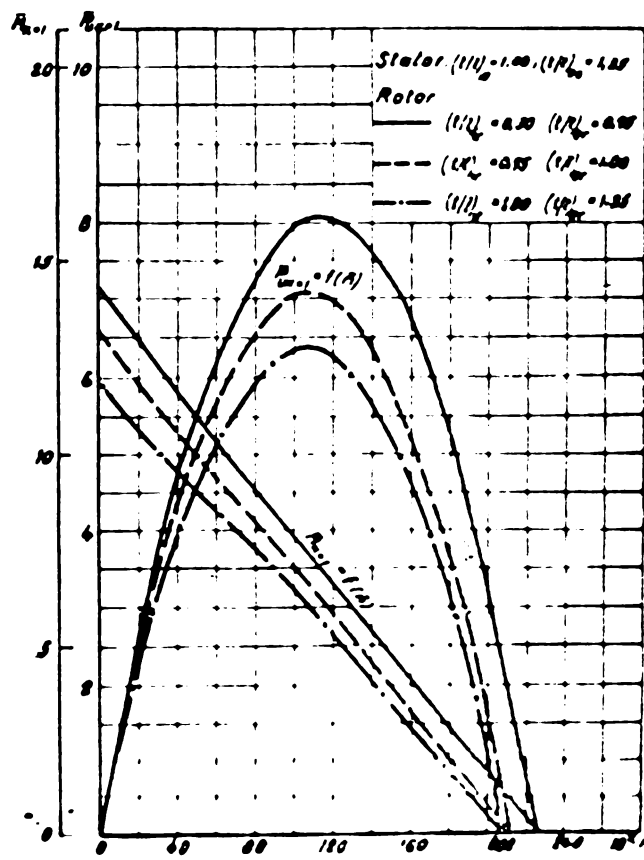


Fig. 5.20

valorile t/l ale rețelei considerate și a formei profilului considerat se delimitează domeniul de funcționare al turbinelor cu turație redusă pentru valori $\beta_{si} = \beta_{so} > 50^\circ$. Forma adimensională a curbelor caracteristice permite o transpunere comodă a rezultatelor obținute pentru oricare situație concretă utilizabilă în practică.

— $(t/l)_r = 0,50$ $(t/l)_s = 0,50$
 - - - $(t/l)_r = 0,75$ $(t/l)_s = 1,00$
 - · - $(t/l)_r = 1,00$ $(t/l)_s = 1,25$



Fig. 5.21

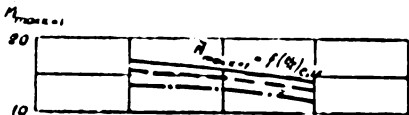


Fig. 5.22



Fig. 5.23

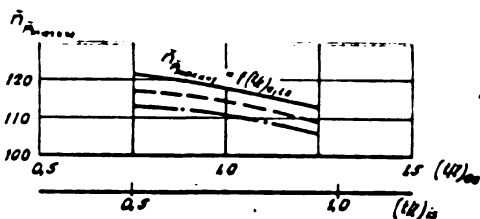


Fig. 5.24

5.5.2. Influența pasului relativ asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj

Influența pasului relativ asupra caracteristicilor energetice ale unui etaj al turbinei de foraj s-a studiat pentru o turbină având dimensiuni nominale identice cu ale modelului TL 215. Unghiul de așezare la butucul și periferie

statorului respectiv rotorului a fost considerat identic $\beta_s = 62^\circ$. Ca parametru al cercetării s-a admis pasul relativ al statorului $(t/l)_s$ pe de o parte iar pe de altă parte pasul relativ al rotorului $(t/l)_r$ sub forma unor perechi de valori, conforme cu cele uzuale din turbină, cuprinse în tabelul 5.2.

TABELUL 5.2.

Pasul relativ al statorului		Pasul relativ al rotorului	
butuc	periferie	butuc	periferie
		0,5	0,75
0,5	0,75	0,75	1,00
		1,00	1,25
		0,5	0,75
0,75	1,00	0,75	1,00
		1,0	1,25
		0,5	0,75
1,00	1,25	0,75	1,00
		1,00	1,25

Blătelele etajului considerat sînt formate atît la butucul cît și la periferia statorului respectiv rotorului din profile TF I. Caracteristicile rețelelor plane corespunzătoare rețelei axiale a etajului au fost prezentate în Fig.3.13 și Fig.3.29. Corespunzător pasului relativ variabil pe baza acestor caracteristici s-au stabilit relații de legătură între unghiul de intrare și ieșire al curentului din rețeaua pentru :

$$- t/l = 1,25 : \beta_2 = 0,1043 \beta_1 + 37,9626 \quad (5.27)$$

$$- t/l = 1,00 : \beta_2 = 0,03955 \beta_1 + 38,1420 \quad (5.28)$$

$$- t/l = 0,75 : \beta_2 = 0,00485 \beta_1 + 38,9373 \quad (5.29)$$

$$- t/l = 0,5 : \beta_2 = 0,02105 \beta_1 - 32,7289 \quad (5.30)$$

Utilizînd relațiile (5.27)(5.28)(5.29)(5.30) și programul de calcul (Fig.5.8, 5.1.c) s-au calculat caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.18, 5.20) pentru valorile parametrice ale pasului relativ cuprinse în tabelul 5.2.

În condițiile menținerii constante a pasului relativ la butucul și periferia statorului și a modificării simultane a pasului relativ la butucul și periferia rotorului în sensul de creștere a valorilor, momentul de frînare și turația de ambalare se reduc (Fig.5.18). Panta curbelor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.18, 5.20) se reduce odată cu creșterea pasului relativ. Puterea maximă dezvoltată se reduce odată cu creșterea valorilor pasului relativ. Turația corespunzătoare regimului de funcționare cu putere maximă se reduce foarte puțin cu creșterea pasului relativ.

Creșterea pasului relativ al statorului simultan la butuc și periferie influențează în sensul reducerii valorilor tuturor mărimilor caracteristice ale etajului (Fig.5.18, 5.20). Această concluzie este sintetizată pe baza curbelor $\bar{n}_{ambK=1} = f(t/l)_{si,e}$ (Fig.5.21) $\bar{M}_{max K=1} = f(t/l)_{si,e}$ (Fig.5.22), $\bar{P}_{uK=1max} = f(t/l)_{si,e}$ (Fig.5.23) și $\bar{n}_{P_{uK=1max}} = f(t/l)_{si,e}$ (Fig.5.24). Pe baza acestor curbe rezultă că modificarea în sensul de creștere a pasului relativ al rețelei de profile a statorului respectiv rotorului are o influență mai mare asupra momentului de frînare și puterii maxime dezvoltate, reducînd valorile acestora și influențează foarte puțin turația de ambalare respectiv turația corespunzătoare regimului de funcționare cu putere maximă tot în sensul reducerii lor. Pe baza acestor observații rezultă că pentru turbinele de foraj cu turație redusă în scopul menținerii unui moment ridicat la frînare și a unei puteri maxime ridicate se recomandă un pas relativ scăzut. Valoarea minimă a pasului relativ este însă limitată de tehnologia de execuție a etajelor precum și de condițiile de înfundare pe timpul exploatării.

Analiza de ansamblu a influenței geometriei rețelei asupra carac-

teristicilor etajelor turbinelor de foraj reliefează că pentru a realiza turbine de foraj cu turații reduse se impun pentru un profil dat valori mari ale unghiului de așezare al rețelei de profile și valori cât mai reduse ale pasului relativ în secțiunile caracteristice ale etajului.

5.5.3. Comparații cu rezultatele din literatură.

Influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj a fost studiată experimental pe modelele ale turbinelor de foraj de către B.G.Liubimov și A.N.Sindin /93,138/. Cu toate că metodele utilizate în cercetare au fost diferite, concluziile privind influența pasului relativ asupra caracteristicilor energetice ale etajelor sînt identice cu cele prezentate în paragraful 5.5.2. Comparînd curbele caracteristice $\bar{M} = f(\bar{n})$ ale modelului experimental obținute de A.N.Sindin și B.G.Liubimov (Fig.1.4) cu caracteristicile obținute pe cale analitică $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.5.18, 5.20) rezultă că reducerea pasului relativ al rotorului și menținerea constantă a pasului relativ al statorului conduc la creșterea momentului de frînare. Concluzii asemănătoare reies și din caracteristicile $\bar{M} = f(\bar{n})$ obținute de B.G.Liubimov și A.N.Sindin /93/ (Fig.6.31). Acestea evidențiază în plus influența pasului relativ asupra turației de ambelare. Influența asupra ansamblului caracteristicilor energetice este calitativ identică cu aceea obținută prin metoda analitică. Comparații cantitative nu pot fi efectuate dat fiind faptul că profilul utilizat de B.G.Liubimov și A.N.Sindin nu este cunoscut iar pasul relativ a fost definit în secțiuni diferite.

În ceea ce privește influența unghiului de așezare asupra caracteristicilor energetice ale etajului turbinelor de foraj nu s-au găsit rezultate în literatura consultată lipsind elementele de comparație.

Comparația rezultatelor privind influența unghiului de așezare al rețelei de profile obținute pe cale analitică (Fig.5.9, 5.13) cu rezultatele determinate pe baza relațiilor teoretice (5.2) privind influența unghiului de ieșire al curentului (Fig.5.1.a.b) evidențiază efecte calitativ similare. Luînd în considerare această observație rezultă :

- Studiul influenței unghiului de așezare al profilului asupra caracteristicilor energetice ale etajului este sinonim cu studiul influenței unghiului de ieșire al curentului din stator respectiv rotor.
- Caracteristicile teoretice nu evidențiază fenomenele de desprindere ale curentului în zona turațiilor reduse, fenomene care conduc la reducerea stabilității în funcționarea etajului.
- Caracteristicile energetice determinate pe cale analitică iau

în considerare fenomenele fizice din rețea.

5.6. Concluzii privind curbele caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale teoretică și analitică

Pe baza ecuațiilor fundamentale exprimate în formă adimensională s-a studiat influența unghiurilor de ieșire a curentului din stator respectiv rotor și a unghiului de așezare al profilului în rețea asupra caracteristicilor teoretice ale etajului turbinelor de foraj. Rezultatele obținute conduc la următoarele concluzii :

- Creșterea separată sau simultană a unghiurilor de ieșire a curentului din stator și rotor în limitele 5° - 90° conduc la reducerea tuturor mărimilor caracteristice ale etajului turbinei.

- Relațiile de legătură între unghiurile de ieșire a curentului din stator și rotor, unghiul de așezare și unghiul constructiv al profilului stabilite în lucrare evidențiază că pentru creșterea simultană a tuturor caracteristicilor energetice ale etajului se impune reducerea valorii unghiului de așezare.

- Caracteristicile teoretice adimensionale obținute oferă o imagine de ansamblu a corelației dintre caracteristicile energetice ale turbinei și unghiurile de ieșire a curentului respectiv unghiul de așezare.

- Pe baza caracteristicilor determinate s-a stabilit că pentru turbinele de foraj cu turație redusă unghiurile de ieșire a curentului de fluid din stator respectiv rotor este necesar să fie mai mare ca 50° . Valorile unghiului de așezare pentru această limită sînt funcție de momentul necesar și de unghiul constructiv al profilului.

Pentru determinarea mărimilor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale asupra rețelelor plane de profile s-a elaborat metoda analitică. Ipotezele admise și relațiile stabilite se referă la un etaj al turbinelor de foraj caracterizat prin :

- Două secțiuni de control amplasate la butucul respectiv periferia statorului și rotorului.

- Palete ale rotorului respectiv statorului generate de cîte două profile avînd geometria diferită, amplasate în secțiunile de control.

- Palete ale rotorului respectiv statorului avînd geometria rețelei diferită în secțiunile de control considerate.

Caracteristicile paletelor etajului și ipotezele admise pentru stabilirea relațiilor care definesc mărimile caracteristice ale acestuia

conferă metodei analitice un caracter general.

Relațiile stabilite sub formă dimensională și adimensională au un caracter general și unitar. Acestea evidențiază calitativ și cantitativ influența mărimilor caracteristice energetice ale rețelelor plane respectiv ale mărimilor geometrice ale etajelor turbinelor de foraj asupra caracteristicilor acestora. Pe baza relațiilor stabilite sub formă adimensională rezultă că :

- Momentul dezvoltat de un etaj este funcție de coeficienții de deviație și diametru relativ.

- Puterea la arbore este funcție de coeficienții de deviație, diametru relativ și turație.

- Căderea de presiune totală pe etaj este funcție de puterea la arbore și coeficienții de rezistență.

- Forța axială dezvoltată pe palete este funcție de coeficienții de deviație, de unghiurile de intrare și ieșire a curentului, de diametrul relativ și de coeficienții de rezistență.

Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj s-a aplicat pentru :

- Determinarea curbelor caracteristice a două modele de etaje studiate pe cale experimentală.

- Analiza influenței pasului relativ asupra curbelor caracteristice ale etajelor a 9 variante de turbine având rețele axiale formate din profile TF I cu unghiul de așezare de 62° .

- Analiza influenței unghiului de așezare asupra curbelor caracteristice ale etajelor a 15 variante de turbine având rețelele axiale formate din profile P-18 cu pasul relativ 0,75 la butuc respectiv 1 la periferie.

Pentru aplicarea operativă a metodei analitice în ori care situație concretă, s-au elaborat două programe de calcul în limbaj mașină pentru calculatorul de birou cu program CompuCorp-Scientist model 324 G

Caracteristicile energetice ale etajelor determinate pe cale analitică au evidențiat următoarele influențe ale geometriei rețelei :

- Reducerea valorii pasului relativ al rotorului respectiv statorului conduce la creșterea simultană a tuturor mărimilor caracteristice energetice ale etajului.

- Reducerea valorii unghiului de așezare conduce la creșterea tuturor mărimilor caracteristice energetice ale etajului.

- Modificarea în limite largi a caracteristicilor energetice ale etajelor se poate efectua prin variația unghiului de așezare al rețelei formate din aceleași profile.

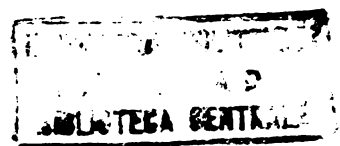
- Modificarea în limite uzuale a pasului relativ al rețelelor forate din aceleași profile conduce la modificări de maximum 10% a valorii momentului adimensional și a turației de ambalare exprimată în forma adimensională.

Pe baza analizei influenței geometriei rețelei asupra curbelor caracteristice energetice determinate pe cale analitică rezultă că pentru construcția turbinelor de foraj cu turație redusă se recomandă rețele axiale având :

- Unghiul de așezare al profilului în rețea $\beta_s > 50^\circ$.

- Pas relativ minim acceptabil din punct de vedere al tehnologiei de execuție și al tehnologiei de foraj.

Comparația rezultatelor obținute prin metoda analitică cu rezultate experimentale publicate în literatură a evidențiat influențe calitativ identice ale pasului relativ asupra curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj.



CAP. VI. CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA TURBINELOR DE FORAJ CU TURATIE REDUSA

Determinarea parametrilor de lucru reali, a curbelor caracteristice de funcționare precum și verificarea relațiilor de calcul afectate de ipoteze simplificatorii, se realizează și în cazul turbinelor de foraj pe baza cercetărilor experimentale. În cadrul acestora se explorează întregul domeniu de funcționare al turbinelor de foraj cuprins între turația zero și turația de ambalare. Cercetările experimentale pot să fie efectuate pe turbine reale sau pe modele experimentale. Modelele experimentale cuprind un număr de 5-10 etaje identice cu a turbinelor reale /6,87,97,118/.

Particularitățile funcționale ale turbinelor de foraj definite prin debit constant și turație variabilă precum și necesitatea determinării forței axiale, impun cercetărilor anumite particularități în raport cu cercetările efectuate asupra altor tipuri de turbine. Domeniul larg de variație al turației și momentului la arborele turbinelor de foraj împreună cu particularitățile menționate conduc la imprimarea unor caracteristici specifice ale instalațiilor de cercetare. Datorită acestor cauze stațiunile de cercetare prezintă un caracter complex.

6.1. Stațiunea pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj

6.1.1. Descrierea stațiunii, a sistemelor și aparaturii de măsură.

Stațiunea pentru cercetări experimentale asupra turbinelor de foraj proiectată, etalonată și pusă în funcțiune în anul 1974 în Laboratorul de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara este reprezentată în Fig.6.1. precum și în schema bloc din Fig.6.2. /16,18,22,104/. Subansamblele principale ale stațiunii de încercare (Fig.6.1., 6.2) sînt :

- circuitul hidraulic de forță care cuprinde : o pompă (2) conductele de transport ale fluidului (1,5), rezervor colector (14) și bazin colector care constituie simultan și bazin de aspirație al pompei (15),

- sistemul de antrenare al pompei este format dintr-un motor de curent alternativ (4). Acesta este acționat în curent alternativ, trifazat cu tensiune variabilă obținută de la un transformator special racordat la rețeaua standard de distribuție a energiei. Ansamblul motor electric-transformator tip KS este prezentat în /162/,

- modelul experimental al turbinei de foraj (12) cuprinde un număr de 5 etaje avînd dimensiunea nominală 215 mm. Modelul experimental este astfel conceput încît să permită interschimbabilitatea etajelor

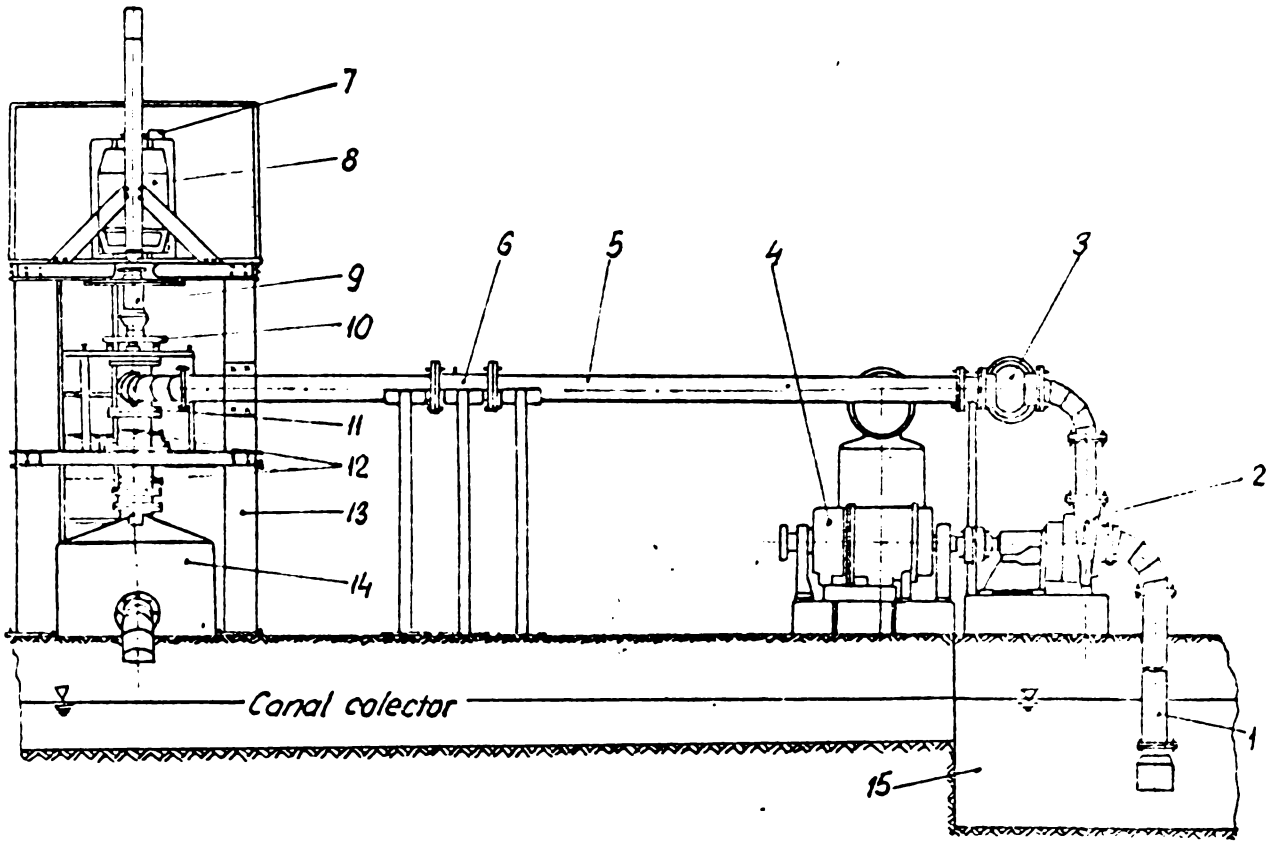


Fig.6.1

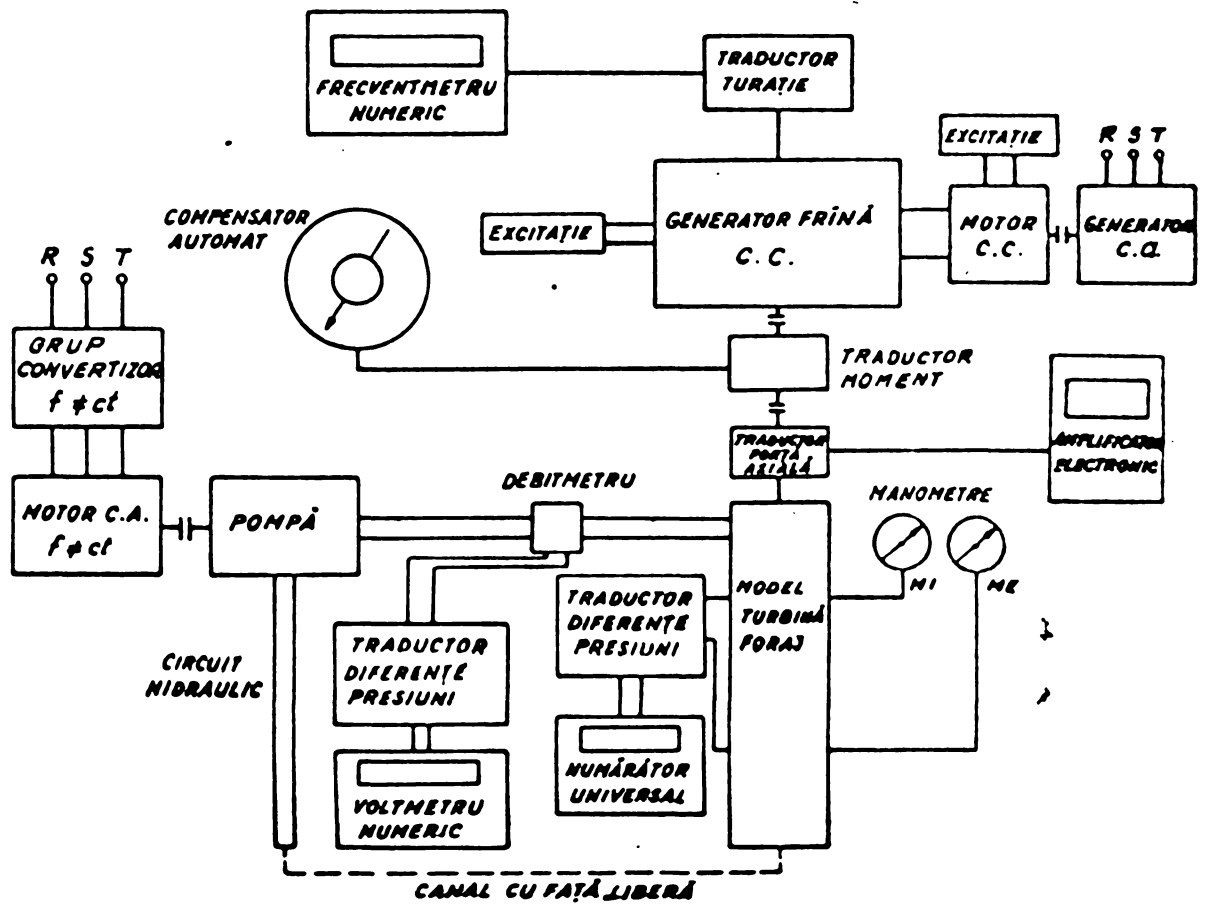


Fig.6.2

avind aceeași dimensiune nominală precum și interschimbabilitatea în
timpul asamblării în cadrul stațiunii de încercări. Spre deosebire de

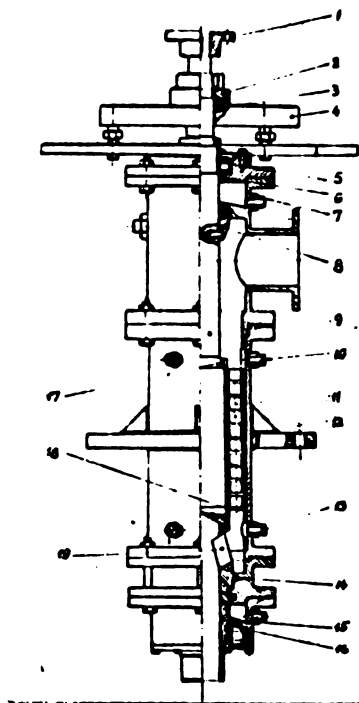


Fig. 6.3.

modelele experimentale prezentate în literatură /6,47,87,97/ modelul reprezentat în (Fig.6.3) permite determinarea forței axiale a ansamblului rotitor format din arbore (9), rotorii (12), labirintul (18) semicuplajul (1), carcasa rulmentului (2) respectiv separarea forței axiale exercitate de etaje în tot domeniul de funcționare al modelului. O altă particularitate a acestui model experimental față de modelele prezentate în literatura citată o constituie faptul că permite modificarea jocului axial dintre stator și rotor respectiv rotor și statorul următor prin deplasarea pe verticală a lagărului axial (3) împreună cu traductorul de forță axială (4). Astfel se asigură posibilitatea

efectuării cercetărilor asupra influenței reciproce a rețelelor axiale aparținând statorului respectiv rotorului.

Sistemul de frînare electrică recuperativă (Fig.6.2) format dintr-un circuit de curent continuu care cuprinde un generator de frînare, motor de curent continuu și sistemele de excitație cu posibilități de variație continuă a tensiunii de excitație în mod independent la fiecare din mașinile electrice. Motorul de curent continuu este cuplat mecanic cu un generator de curent alternativ care debitează energia recuperată în rețea. Sistemul a fost realizat pe baza cercetărilor prezentate în lucrarea /44/.

Sistemele pentru determinarea cantitativă a mărimilor caracteristice ale modelelor experimentale (Fig.6.1, 6.2) cuprind :

- Debitmetru cu diafragmă realizat și montat în conformitate cu prevederile STAS 7347-70 (Fig.6.1). Diferența de presiune dintre suprafața amonte și aval a diafragmei este măsurată de către un traductor de presiune diferențială model AT 36 ELT 370 A1. Ca aparat indicator s-a utilizat un voltmetru numeric tip VN1-4/B E-301. Clasa de precizie a sistemului de măsurare al debitului este 0,5.

- Traductorul de moment cu timbre extensometrice (9-Fig.6.1) pentru măsurarea momentului la arbore. Traductorul a fost conceput și realizat pe baza cercetărilor efectuate în cadrul laboratorului de cercetări mașini hidraulice /112/. Secțiuni prin traductorul de moment sînt.

prezentate în Fig.6.4. Timbrele extensometrice de tip 1,5/120 LE.11, fixate cu adeziv EPY-500, sînt amplasate în punte pe fiecare din cele

brațe ale traductorului. Ca aparat indicator este utilizat un compensator automat tip WGW avînd clasa de precizie 0,5.

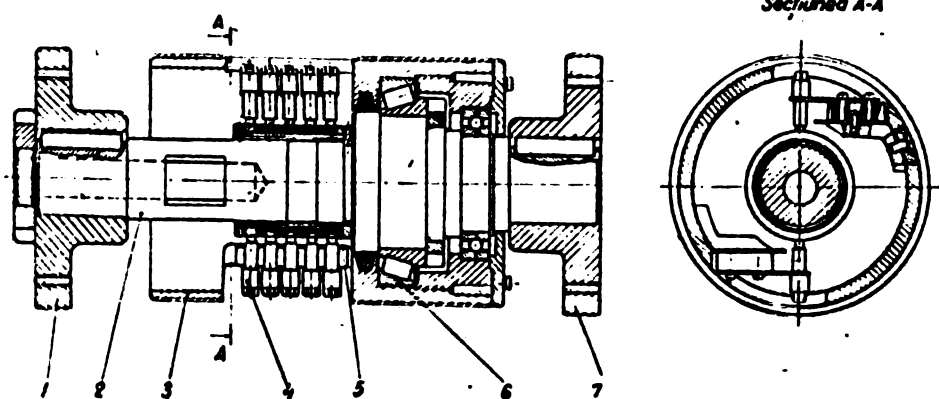


Fig.6.4.

Traductorul extensometric pentru determinarea forței axiale (10-Fig.6.2, Fig. 6.3) a fost realizat de asemenea pe baza cercetărilor efectuate în cadrul Laboratorului de cercetări mașini hidraulice /113/

Vedere și secțiuni prin acest traductor sînt prezentate în Fig.6.5. În cadrul stațiunii de cercetare pentru turbine de foraj acest traductor are și rolul de lagăr axial al modelului experimental fiind echipat în

acest scop cu un rulment (2-Fig. 6.3). Prezența lagărului axial în corpul traductorului a necesitat realizarea unui circuit de răcire forțată prin curent de apă, în scopul menținerii temperaturii constante impusă de traductor (5-Fig.6.5). Apa de răcire este prelevată de la pompă (2-Fig.6.1) care deserveste stațiunea, în amonte de sistemul de măsurare al debitului trecut prin modelul de turbină (6-Fig.6.1).

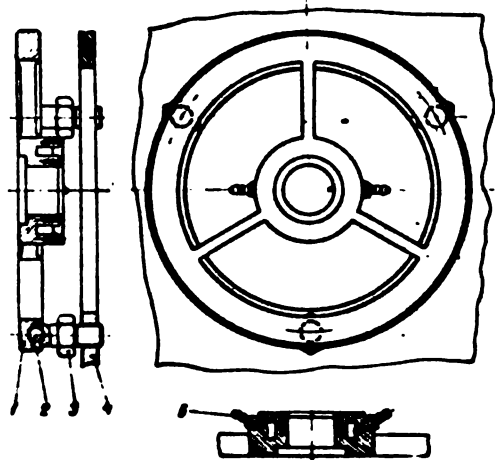


Fig.6.5.

Acest traductor extensometric utilizează timbre similare cu traductorul de moment. Timbrele sînt amplasate în semipunte. Aparatul de măsură indicator este un amplificator de măsură tip KWS II/50, clasa de precizie 0,2.

- Traductorul de turație (7-Fig.6.1) este construit pe baza principiului fotoelectric. Acesta a fost realizat în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice, fiind echipat cu fotodioda tip FD 3 și un disc cu

60 fante. Discul cu fante este fixat pe arborele generatorului de frinare (3-Fig.6.1). Ca aparat indicator este utilizat un frecvențmetru numeric tip NP 537-A avînd clasa de precizie 1‰.

- Manometrele MI respectiv ME (Fig.6.2) pentru măsurarea presiunii la intrarea respectiv ieșirea apei din modelul experimental. Pentru determinarea valorii presiunii medii, atît la intrarea cît și la ieșirea apei din etajele modelului experimental, este prevăzut cîte un colector inelar. Fiecare colector este racordat prin trei prize de presiune (7, 13-Fig.6.3) amplasate în plan la 120° cu secțiunea amonte respectiv secțiunea aval de etaje și prin cîte o priză cu manometrele MI respectiv ME. Manometrele au clasa de precizie 0,6. În scopul reducerii duratei cercetărilor experimentale și a asigurării posibilităților de automatizare a stațiunii de încercare începînd din anul 1976 căderea de presiun

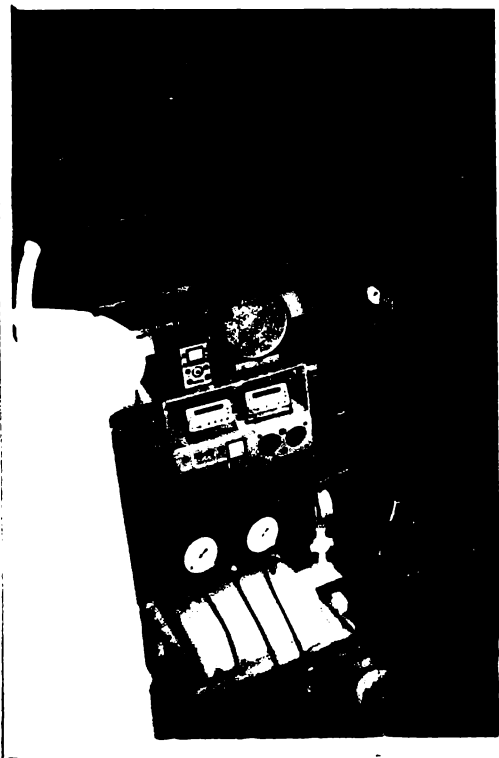


Fig.6.6.

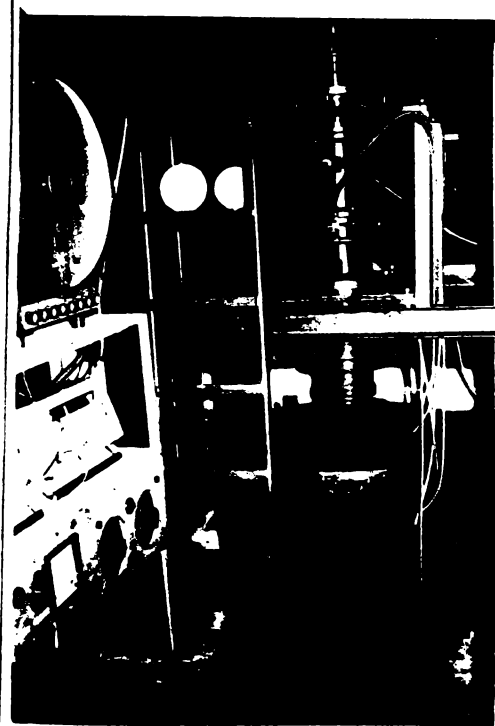


Fig.6.7.

pe etajele modelului experimental este măsurată în paralel și cu un transductor de presiune diferențială model AT 36 ELT-370 A. Ca aparat indicator este utilizat un frecvențmetru numărător universal tip 3-202. Clasa de precizie a sistemului de măsură fiind 0,5 (Fig.6.2).

Ansamblul stațiunii pentru cercetări experimentale asupra turbinelor de foraj împreună cu pupitrul de comandă și aparatura de măsură sînt prezentate în Fig.6.6. iar modelul experimental în Fig.6.7. Stațiunea de cercetare a fost realizată pe baza colaborării Catedrei de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara cu

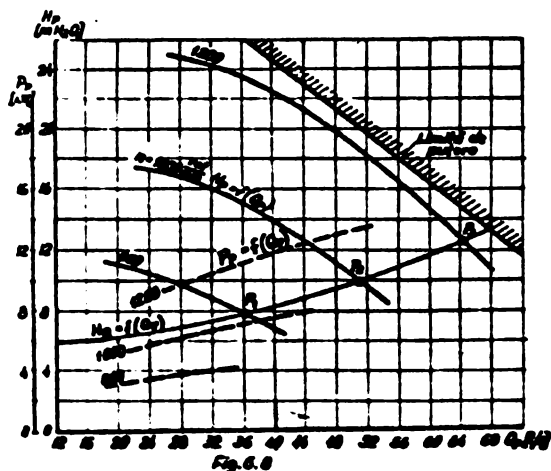
Institutul de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier București și cu Intreprinderea constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești /16,18,19,20/. Montajul, probele de funcționare, etalonarea și punerea în exploatare a stațiunii au fost efectuate de către autor împreună cu colectivul Laboratorului de mașini hidraulice.

6.1.2. Parametrii caracteristici ai stațiunii de încercare.

Elementele componente ale stațiunii pentru cercetări experimentale asupra turbinelor de foraj prezentate în paragraful precedent au fost dimensionate în vederea studierii unor modele având dimensiuni nominale 125-250 mm, un număr de 5-8 etaje și turații de ambalare $n < 900$ rot/min. În regim de funcționare cu durată scurtă se pot efectua studii până la $n = 1500$ rot/min. Corespunzător dimensiunilor nominale ale modelelor pe baza datelor sintetizate în /160/ și a utilizării apei ca fluid de lucru s-au stabilit următorii parametrii caracteristici ai stațiunii :

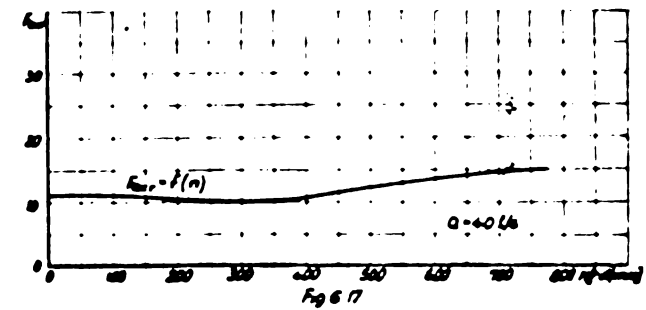
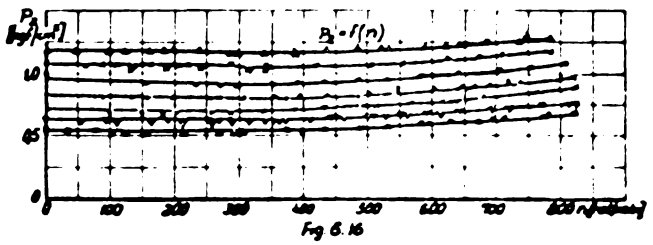
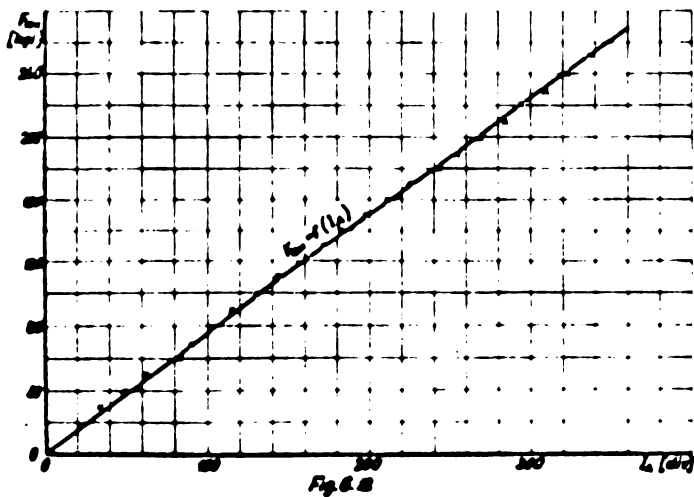
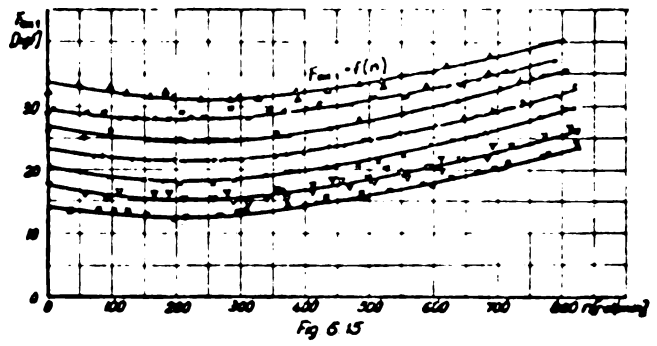
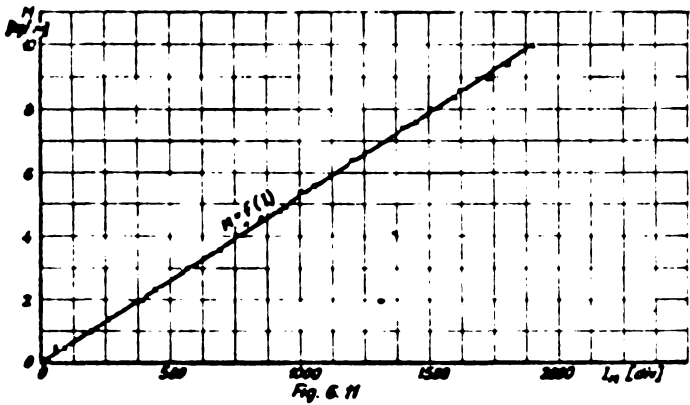
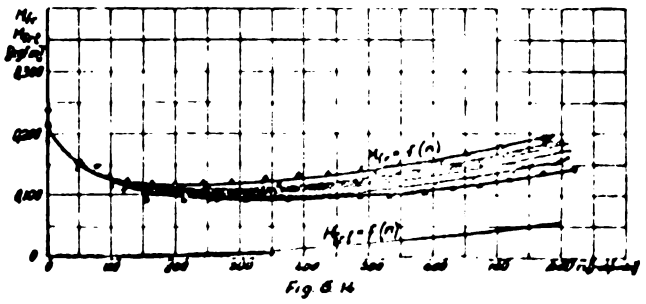
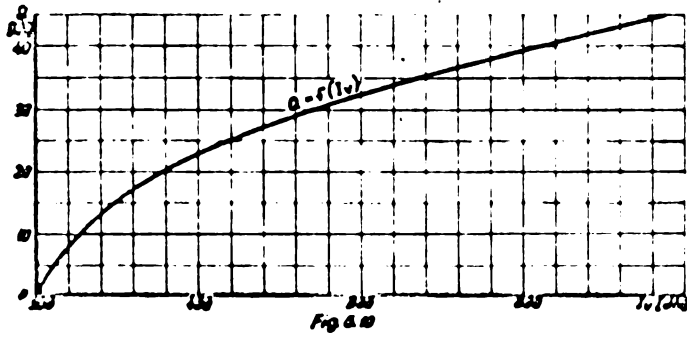
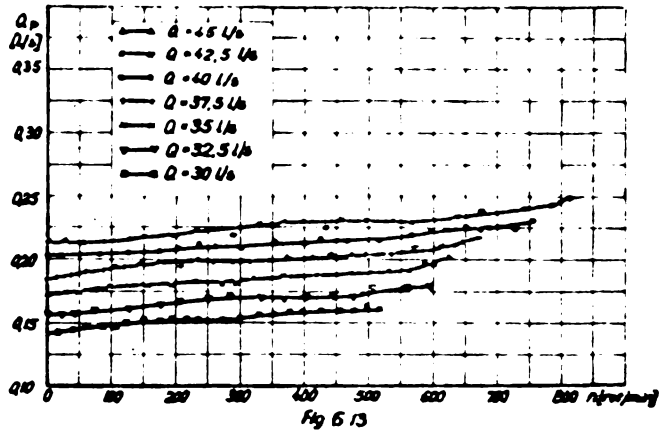
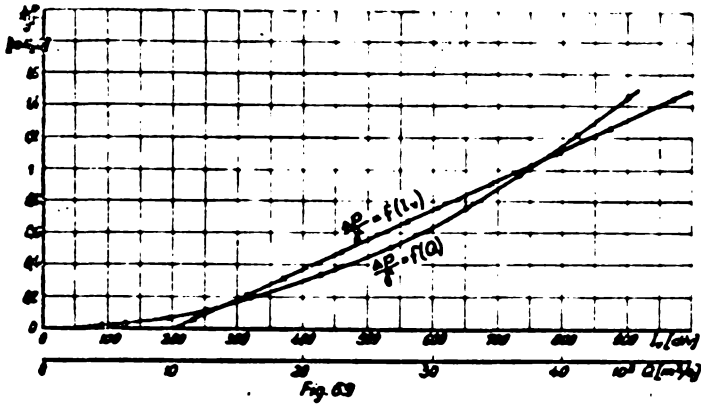
- debitul de lucru $Q = 20-50$ l/s
- căderea de presiune pe model $H = 15-10$ mH₂O
- momentul maxim la arbore $M_{max} = 10$ kgfm
- forța axială maximă $F_{ax max} = 300$ kgf
- domeniu de variație al turației $n = 0 \div 900$ (1500) rot/min.

Pentru asigurarea parametrilor hidraulici, ținând seama de forma și dimensiunile circuitului (1,3,5,6,14 Fig.6.1) se utilizează o pompă tip Cerna 150 a (2-Fig.6.1) ale cărei caracteristici $H_p = f(Q)_p$ au fost transpuse cu relațiile de similitudine pentru turație variabilă (Fig. 6.8). Pe baza caracteristicii $P = f(n)$ a motorului de antrenare (4-Fig.



6.2) /162/ s-a stabilit limita de putere a pompei reprezentată în Fig. 6.8. Pe de altă parte s-a calculat caracteristica rețelei de conducte $H_R = f(Q)_p$ (Fig.6.8). Punctul de funcționare cu debit maxim pentru o cădere pe model de 10 mH₂O rezultând conform limitei de putere la $Q_p = 51,5$ l/s și $H_p = 21,5$ mH₂O.

Domeniul de funcționare al stațiunii utilizat în cercetările experimentale este cuprins între $Q = 30 \div 45$ l/s (Fig.6.8). Pe această bază rezultă că stațiunea asigură energia hidraulică necesară pentru modelele care urmează a fi încercate existând chiar disponibilități energetice la $Q < 40$ l/s /20/. Caracteristicile sistemului de frinare recuperativă sînt prezentate în /19/.



6.1.3. Etalonarea sistemelor de măsurare a mărimilor caracteristice ale modelului experimental.

În vederea efectuării cercetărilor experimentale s-a impus etalonarea prealabilă a sistemelor de măsură a mărimilor caracteristice ale modelului experimental. Pentru fiecare din sistemele de măsurare descrise în paragraful 6.1.1. au fost efectuate lucrări de etalonare care vor fi prezentate succint în cele de mai jos.

Sistemul de măsurare al debitului prevăzut cu diafragmă (6-Fig. 6.1) cu toate că a fost realizat în conformitate cu prevederile SPAS 7347-70 a fost etalonat. Etalonarea s-a efectuat prin comparație. Ca element de comparație s-a utilizat un debitmetru cu turbină tip TURBOQUANT, clasa de precizie 0,25. Astfel s-a determinat caracteristica cădere de presiune pe diafragmă în funcție de debit $\frac{\Delta P}{\rho} = f(Q)$ (Fig. 6.9). Simultan s-a determinat și căderea de presiune pe diafragmă în funcție de indicațiile voltmetrului numeric $\frac{\Delta P}{\rho} = f(I_V)$ (Fig. 6.9). Pe baza curbelor din Fig. 6.9, după eliminarea $\frac{\Delta P}{\rho}$, s-a obținut curba de etalonare a sistemului de măsură $Q = f(I_V)$ (Fig. 6.10) care este utilizată în zona cvasiliniară corespunzătoare la $I_V > 575$ diviziuni.

Traductorul de moment (9-Fig. 6.2) a fost etalonat static în poziția de funcționare. Pentru etalonare s-au utilizat o grindă cu zăbrele având lungime calibrată cu precizie de 1‰, cabluri multifilare din oțel sprijinite pe cuțite tip balanță, platane și greutăți calibrate. Grinda cu zăbrele a fost solidarizată cu semicuplajul (1) al traductorului semicuplajului (7) fiind blocat (Fig. 6.4). Prin intermediul a două cabluri multifilare identice solidarizate fiecare cu una din extremitățile grinzii și prevăzute la cealaltă extremitate cu câte un platan s-a creat momentul la arborele (2). Prin încărcări și descărcări succesive s-a variat momentul în domeniul 0,5-10 kgfm atât în sensul de creștere cât și de scădere a acestuia. Pentru fiecare valoare a momentului ordonat s-au citit indicațiile compensatorului automat $I_M/\text{div}/$ (Fig. 6.2). Rezultatele lucrărilor de etalonare a traductorului de moment sînt prezentate în Fig. 6.11. Pe baza acestuia rezultă o dependență liniară a momentului în funcție de indicațiile compensatorului automat. Forma curbei $M = f(I_M)$ evidențiază faptul că traductorul lucrează în domeniul elastic.

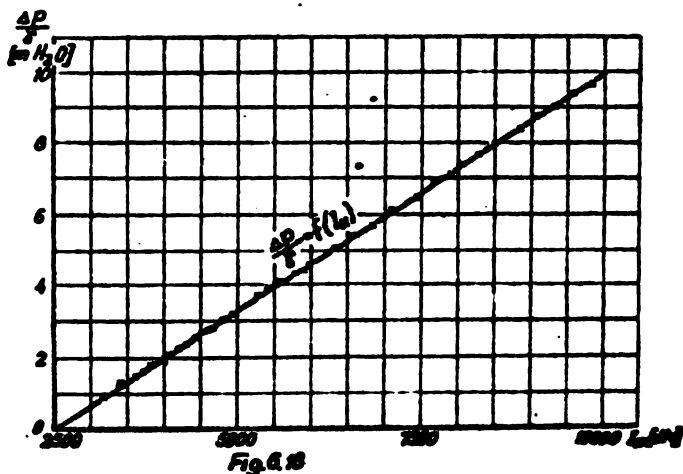
Traductorul extensometric pentru determinarea forței axiale a fost etalonat static în poziția de funcționare din instalație (10-Fig. 6.1, 4-Fig. 6.3). Forța axială s-a creat cu ajutorul unui dinamometru cu element elastic tip MAV având clasa de precizie 0,5. Dinamometrul a fost racordat cu extremitatea inferioară a arborelui modelului experimental (9-Fig. 6.3), respectiv printr-un sistem de susținere cu suportul metalic al stațiunii (13-Fig. 6.1). Corespunzător fiecărei valori a forței axiale

indicate de dinamometru s-au citit indicațiile amplificatorului de măsură (I_A) (Fig.6.2). Etalonarea n-a efectuat atât în sensul creșterii cât și al descreșterii forței axiale. Rezultatele măsurătorilor de etalonare sînt prezentate în Fig.6.12. Caracteristica $F_{ax} = f(I_A)$ este liniară rezultînd concluzii similare cu cele din Fig.6.11.

Traductorul de turație a fost verificat prin comparație cu un traductor DISA model 2A racordat cu un contor electronic tip 59 B 03, avînd clasa de precizie 1‰. În timpul efectuării măsurătorilor indicațiile ambelor sisteme au fost identice.

Manometrele cu element elastic tubular M_I respectiv M_E (Fig.6.2) au fost verificate cu ajutorul unui manometru cu piston clasa de precizie 0,25 în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice /34/. Lucrările de etalonare au fost refăcute la o perioadă de 8-10 luni fără a se evidenția modificări ale caracteristicilor elementelor elastice ale manometrelor.

Traductorul de presiuni diferențial s-a racordat la stațiunea de încercare prin intermediul acelorași prize cu manometrele, asigurîndu-se astfel condițiile, de funcționare în paralel. Verificarea traductorului de presiune diferențial s-a efectuat prin comparație cu valorile căderilor de presiune determinate pe baza indicațiilor manometrelor. Rezultatele măsurătorilor de verificare s-au suprapus peste caracteristica



oa traductorului (Fig.6.18). Curba de etalonare a traductorului de presiune diferențială rezultată oferă dependența căderii de presiune pe modelul experimental în funcție de indicațiile numărătorului $H = f(I_H)$ (Fig.6.18). Curba de etalonare $H = f(I_H)$ sub formă de dependență liniară, evidențiază funcționarea corectă a traductorului de presiune.

6.2. Particularități funcționale ale stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj

6.2.1. Debitul evacuat prin labirinți

Pentru a evita acțiunea directă a lichidului de lucru sub presiune asupra sistemului de etanșare al modelului experimental (5,15), acesta a fost prevăzut cu labirinți (8,14) atât în zona lavărului superior (5) cât și a celui inferior (16). Debitul trecut prin ambii labi-

rinți este evacuat din modelul experimental prin sistemele colectoare (7,13 Fig.6.3).

Prin labirintul (8) amplasat amonte de etajele modelului se evacuează o parte din debitul înregistrat de debitmetru (6-Fig.6.1). Debitul util, trecut prin etajele modelului experimental (11,12 Fig.6.3) ar fi astfel mai mic decât cel înregistrat de debitmetru. Cu scopul înlăturării erorilor care ar proveni din această cauză s-au determinat pe cale experimentală valorile debitului evacuat prin labirintul superior. Debitul evacuat (Q_p) a fost măsurat cu un vas etalonat clasa de precizie C,2. Măsurătorile s-au efectuat corespunzător întregului domeniu de funcționare al modelului experimental complet asamblat pentru cercetare. Ca parametru s-a admis debitul măsurat cu debitmetrul cu diafragmă (Q). Rezultatele măsurătorilor efectuate sînt prezentate în curbele $Q_p=f(n)$ Fig.6.13 /21/. Din figură rezultă o variație aproximativ liniară a debitului evacuat cu turația pentru toate valorile debitului măsurat cu diafragmă.

Pe baza acestor caracteristici rezultă corecțiile care trebuie aplicate debitului măsurat cu diafragmă (6-Fig.6.1) astfel încît în timpul studiilor pe modelul experimental (12-Fig.6.1) debitul trecut prin acesta să fie riguros constant. Aceste corecții s-au aplicat pentru toate cercetările efectuate în cadrul lucrării.

Debitul evacuat prin labirintul inferior (14-Fig.6.3) nu influențează cercetările efectuate pe model deoarece acesta provine din debitul evacuat din etaje (11,12-Fig.6.3).

6.2.2. Pierderi prin frecare în lagăre și etanșări. Pierderi prin frecare cu lichidul de lucru.

Luînd în considerare modul de amplasare al traductorului de moment în raport cu modelul experimental al turbinei de foraj (9,12-Fig.6.1) rezultă ca momentul la arbore măsurat de către traductor este mai mic decât momentul dezvoltat de etaje. Diferența între valorile celor două momente o constituie pierderile prin frecări mecanice în lagăre (5,16), etanșări (6,15) precum și pierderile cauzate de frecarea ansamblului în mișcare de rotație (8,9,12) cu lichidul de lucru (Fig.6.3). Determinarea valorii pierderilor prin frecare în lagăre și etanșări s-a efectuat pe cale experimentală. În acest scop modelul experimental a fost echipat numai cu arborele și accesoriile acestuia. Rotorii și statorii nu au fost montați. Experimentările s-au efectuat și în acest caz prin metoda utilizată pentru modelul experimental complet asamblat. Antrenarea arborelui în lichidul de lucru s-a realizat cu mașina de curent continuu trecută în regim de funcționare ca motor (Fig.6.1). Determinările cantitative s-au efectuat corespunzător întregului domeniu de funcționa-

re al modelului experimental ca parametru al cercetărilor fiind considerat debitul. Momentul rezistent creat la arbore datorită forțelor de frecare mecanică și a forțelor de frecare dintre lichid și arbore fără etaje montate a fost determinat cu ajutorul traductorului de moment. Această mărime am denumit-o moment rezistent datorat frecărilor M_{fr} . Rezultatele determinărilor sînt prezentate prin curbele $M_{fr} = f(n)$ (Fig. 6.14). Pe baza acestor curbe rezultă că momentul rezistent datorat frecărilor la valori constante ale turației, crește odată cu creșterea debitului. Pentru $n < 200$ rot/min. aceasta este practic independent de debit. În scopul determinării separate a pierderilor prin frecarea suprafețelor frontale și laterale ale rotorului cu lichidul, s-au utilizat relațiile oferite de H.Schlichting /127/, datele experimentale a lui D. Surek /125/ precum și lucrarea de sinteză efectuată de F.Gyulai /65/. Prin asimilarea rotorului turbinei de foraj cu rotorul pompei centrifugale amplasat în carcasă și umezit pe ambele părți, pe baza datelor experimentale /125/ și relațiilor oferite de H.Schlichting și F.Gyulai /65,127/ momentul forțelor de frecare frontală și laterală pentru un rotor este :

$$M_{frt} = \frac{\rho}{2} \left[C_m (R_e^5 - R_i^5) + C_{ml} R_e^4 b \right] \quad (6.1)$$

în care :

- c_m - coeficientul de moment al forțelor de frecare
- c_{ml} - coeficientul de moment al forțelor de frecare laterale
- R_e - raza exterioară a suprafeței frontale, respectiv a suprafeței laterale
- R_i - raza interioară a suprafeței frontale
- b - lățimea suprafeței laterale

Valorile c_m s-au determinat în ipoteza utilizării apei ca lichid de lucru pe baza curbelor $c_m = f(Re)$ obținute pe calca experimentală de către D.Surek /125/ unde :

$$Re_\omega = \frac{\omega R_e^2}{\nu} \quad (6.2)$$

Pe baza aceluiași date /125/ s-a admis :

$$c_{ml} = 5c_m \quad (6.3)$$

Pentru determinarea pierderilor prin frecarea suprafețelor frontale și laterale a tuturor rotorilor modelului experimental s-a luat în considerare forma constructivă și mărimile geometrice caracteristice ale acestora. Utilizînd relațiile (6.1), (6.2), (6.3) și luînd în considerare momentul de frecare al suprafeței laterale și frontale a arbore-

lui cu lichidul, valori incluse în M_{fr} ; s-a determinat momentul forțelor de frecare frontală și laterală ale rotorilor modelului experimental $M_{frl} = f(n)$ pentru întregul domeniu de funcționare al acestuia (Fig. 6.14). Luând în considerare faptul că parametrul cercetărilor îl constituie debitul, pe baza relației (6.1) și a rezultatelor oferite de F. Gyulai /65/, pentru debite $Q = 30 - 45$ l/s, se obțin valori $M_{frl} = f(n)$ foarte apropiate care practic definesc o singură curbă independentă de debit reprezentată în Fig. 6.14.

Curbele $M_{fr} = f(n)$ și $M_{frl} = f(n)$ (Fig. 6.14) constituie caracteristici ale stațiunii respectiv ale modelului experimental TL 215 echipat cu 5 etaje având înălțimea axială de 280 mm. Pe baza acestor curbe se efectuează corecția momentului la arbore determinat în cadrul încercărilor energetice ale modelului experimental, în vederea obținerii momentului total dezvoltat de etaje.

6.2.3. Forța axială pe arborele modelului experimental

Pentru determinarea forței axiale dezvoltate în exclusivitate de către rotorii modelului experimental se impune cunoașterea forței axiale care rezultă ca urmare a interacțiunii între fluid și arborele acestuia. Forța axială pe arbore apare ca urmare a acțiunii fluidului de lucru sub presiune pe: suprafețele de sprijin ale piuliței de strângere (17) respectiv a rotorilor (18), pe suprafața conică a arborelui (9), precum și pe suprafețele înclinate ale orificiilor de trecere a lichidului (19 - Fig. 6.3). Determinarea forței axiale pe arbore s-a efectuat prin montarea acestuia în stațiunea de cercetări, fără etaje, echipat însă cu labirintul 8 (Fig. 6.3). Metoda și aparatura de măsură este similară cu aceea utilizată pentru cercetări asupra ansamblului modelului. Antrenarea arborelui s-a efectuat prin mașina de curent continuu funcționând în regim de motor. Valoarea forței axiale pe arbore s-a determinat prin intermediul traductorului pentru măsurarea forței axiale corespunzător întregului domeniu de funcționare al modelului. Ca parametru al măsurătorilor s-a admis debitul. Rezultatele acestor măsurători sînt prezentate prin curbele $F_{ax1} = f(n)$ (Fig. 6.15). Pe baza acestora se remarcă o ușoară scădere a valorii F_{ax1} , pînă la $n = 300$ rot/min urmată de o tendință de creștere mai accentuată spre turația de ambalare.

În timpul cercetărilor experimentale asupra modelului complet asamblat pe suprafețele de sprijin (17) și (18) (Fig. 6.3) se amplasează piulița respectiv rotorii. Datorită acestui fapt forța axială F_{ax1} în acest caz se diminuează cu forța axială care acționează pe aceste suprafețe F_{ax2} . Valoarea forței F_{ax2} s-a calculat cunoscînd presiunile în secțiunile amonte (priza 10) și aval (priza 13 Fig. 6.3) de zona ocupată de etaje.

Valorile presiunilor din secțiunile considerate s-au determinat experimental simultan cu F_{ax1} . Presiunea lichidului la ieșire din corpul modelului experimental s-a determinat cu ajutorul manometrului ME (Fig.6.2) racordat prin colectorul inelar cu priza 13 (Fig.6.3). Variația presiunii p_2 cu turația este prezentată în Fig.6.16. Presiunea p_1 corespunzătoare prizei 10 s-a determinat indirect măsurând simultan p_2 diferența de presiune $p_1 - p_2$ cu ajutorul unui piezometru diferențial. Diferența $p_1 - p_2$ a fost constantă pe întreg domeniul de variație al turației la o valoare constantă a parametrului Q . Pe baza valorilor $p_1 - p_2$ și a curbelor $p_2 = f(n)$ (Fig.6.16) s-a calculat F_{ax2} . Forța axială pe arborele modelului experimental complet montat va fi:

$$F_{axr} = F_{ax1} - F_{ax2} \quad (6.4)$$

Variația forței axiale pe arbore în raport cu turația pentru $Q = 40 \text{ l/s}$ este reprezentată în Fig.6.17. Forța F_{axr} oferă datele necesare pentru determinarea forțelor axiale care apar ca urmare a interacțiunii dintre fluidul de lucru și paletele rotorului.

6.3. Determinarea pe cale experimentală a mărimilor caracteristice ale modelului experimental

6.3.1. Metoda de efectuare a măsurătorilor.

În vederea efectuării măsurătorilor experimentale asupra unui model de turbină de foraj, după lucrările de montaj și racordarea aparatului de măsură se amplasează în poziție orizontală traductorul de forță axială. Valoarea jocului axial se stabilește cu ajutorul șuruburilor de reglaj (3) ale traductorului de forță axială (Fig.6.5). Deplasarea pe verticală a traductorului se determină simultan cu patru comparatoare dintre care trei pentru menținerea poziției orizontale și unul pentru controlul deplasării pe verticală. Se verifică rotirea ușoară a ansamblului arbore-rotori. În vederea efectuării măsurătorilor se impune o perioadă de minimum 30-60 minute pentru stabilirea regimului termic al aparaturii de măsură, apoi se efectuează corecțiile de zero și se pornește instalația. După încă 15-30 minute de funcționare se stabilizează regimul termic al traductorului de forță axială. Se închide circuitul hidraulic de forță cu ajutorul vanei 3 (Fig.6.1) și se verifică din nou punctele de zero ale aparaturii. Dacă sînt necesare se efectuează corecții. Se verifică momentul rezistent al ansamblului care în condiții corecte de montaj trebuie să aibă valori identice cu cele prezentate în Fig.6.14.

Pentru efectuarea măsurătorilor se stabilește valoarea impusă a debitului prin reglarea turației motorului de antrenare (4) al pompei

(?) (Fig.6.1). Prin modificarea continuă a valorii tensiunii de excitație a generatorului de frinare (8) se reglează turația motorului pînă la valoarea de ambalare. Dacă este necesar se efectuează o nouă modificare a debitului pînă la valoarea prescrisă. După ce s-a asigurat un regim stabil de funcționare se efectuează citiri la toate aparatele indicatoare. Trecerea în alt punct de funcționare se realizează prin modificarea tensiunii de excitație al generatorului de frinare, urmată dacă este necesar de corectarea valorii debitului. Sistemele de comandă ale stațiunii experimentale permit variația continuă a turației modelului experimental, menținerea ei constantă la valori arbitrare, precum și menținerea constantă a debitului cu erori de 5-6%. După parcurgera întregului domeniu de funcționare pînă la frinarea modelului experimental se repetă măsurătorile prin modificarea în sens crescător a turației. La terminarea măsurătorilor, după oprirea instalației, se verifică punctele de zero ale aparaturii și efectuează citirea eventualelor corecții.

6.3.2. Prelucrarea rezultatelor experimentale.

Pe baza cercetărilor experimentale asupra modelului turbinei de foraj pentru fiecare valoare constantă a turației și debitului, se obțin informații cantitative funcție de indicațiile următoarelor aparate de măsură : voltmetrului numeric, compensatorului automat, frecvențmetrului numeric, amplificatorului de măsură, manometrelor respectiv a numărătorului universal.

În funcție de valorile indicațiilor aparatelor de măsură menționate se determină mărimile caracteristice ale modelului experimental :

a) Debitul, menținut la o valoare constantă impusă, se determină pe baza curbei de etalonare a diafragmei $Q = f(I_V)$ (Fig.6.10) sau a ecuației de etalonare definită prin :

$$Q = \alpha_0 \sqrt{\frac{I_V - 200}{227,374}} \quad \left[\frac{l}{s} \right] \quad (6.5)$$

în care α_0 este coeficientul de debit al diafragmei. Dependența $\alpha_0 = f(\text{Re})$ rezultă din STAS 7347-70.

b) Momentul la arbore este definit pe baza indicației compensatorului automat fie utilizînd curba de etalonare a traductorului de moment (Fig.6.11), fie ecuația de etalonare :

$$M_{k=1} = 5,277 \cdot 10^{-3} \cdot I_M \quad \left[\text{kgf} \cdot \text{m} \right] \quad (6.6)$$

I_M reprezintă indicațiile compensatorului corespunzătoare domeniului de măsură 1 iar i numărul de etaje ale modelului.

c) Turația la arbore în rotații pe minut se obține direct pe baza indicațiilor frecvențmetrului numeric.

d) Forța axială exercitată de ansamblul aflat în mișcare de rotație al modelului experimental se obține din curba de etalonare $F_{ax} = f(I_{F_{ax}})$ (Fig.6.12) sau pe baza ecuațiilor de etalonare:

$$\begin{aligned} I_{F_{ax}} < 140 \text{ div} & \quad F_{ax_{k=i}} = 0,675 I_{F_{ax}} & \quad [Kgf] & \quad (6.7) \\ I_{F_{ax}} > 140 \text{ div} & \quad F_{ax_{k=i}} = 0,713 I_{F_{ax}} - 5,39 & \quad [Kgf] & \end{aligned}$$

$I_{F_{ax}}$ reprezintă indicația punții tensometrice corespunzătoare domeniului de măsură 1.

e) Căderea de presiune pe modelul experimental este definită prin:

$$H_{k=i} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_2 - z_1 \quad (6.8)$$

în care p_1 și p_2 sînt presiunile statice la intrarea respectiv ieșirea fluidului de lucru din modelul experimental iar z_1 și z_2 cotele geodezice ale axelor orificiilor pentru măsurarea presiunii statice practice în corpul modelului experimental. Constructiv $z_2 - z_1 = 0,337$ m și $v_1 = v_2$.

În cazul în care căderea pe modelul experimental se determină în funcție de indicațiile manometrelor M_I respectiv M_E (Fig.6.2) valoarea acesteia este :

$$H_{k=i} = 10 (M_I - M_E) + 0,337 \quad [mH_2O] \quad (6.9)$$

Dacă pentru calculul căderii pe modelul experimental se utilizează indicațiile numărătorului universal I_H atunci pe baza curbei de etalonare $H_{k=i} = f(I_H)$ (Fig:6.18) sau pe baza ecuației acesteia :

$$H_{k=i} = 1,25 \cdot 10^{-2} I_H - 2,5 \quad [mH_2O] \quad (6.10)$$

se obține căderea pe modelul experimental.

f) Puterea hidraulică introdusă în etajele modelului experimental este :

$$P_{hk=i} = 10^{-3} \rho g Q H_{k=i} \quad [KW] \quad (6.11)$$

g) Puterea utilă la arborele modelului experimental este :

$$P_{uk=i} = \frac{\pi n}{30 \cdot 102} M_{k=i} \quad [KW] \quad (6.12)$$

h) Randamentul modelului experimental este :

$$\eta_{k=i} = \frac{P_{uk=i}}{P_{hk=i}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.13)$$

Pe baza relațiilor (6.5) la (6.13) se obțin mărimile caracteristice ale modelului experimental corespunzător unei turații constante. Repetind calculele pentru măsurători experimentale efectuate la diferite valori ale turației cuprinse între regimul de frinare și cel de ambulare se obțin datele pentru trasarea curbelor caracteristice ale modelului experimental.

În scopul determinării caracteristicilor funcționale ale unui singur etaj al turbinelor de foraj rezultate obținute pe modelul experimental trebuie să corectate luându-se în considerare pierderile mecanice în lagăre și etanșări, pierderile prin frecări de disc respectiv influența formei constructive a arborelui. Luând în considerare aceste elemente și neglijând influența primului și ultimului etaj mărimile caracteristice ale unui etaj, la o valoare constantă a turației și debitului sînt :

- Momentul la arbore definit prin :

$$M_{K=1} = \frac{M_{K=i} + M_{fr} + M_{frt}}{i} \quad [Kgf \cdot m] \quad (6.14)$$

- Căderea de presiune pe un etaj :

$$H_{K=1} = \frac{H_{K=i}}{i} \quad [mH_2O] \quad (6.15)$$

- Forța axială dezvoltată de un etaj :

$$F_{axK=1} = \frac{F_{axK=i} - F_{axr}}{i} \quad [Kgf] \quad (6.16)$$

- Puterea hidraulică consumată într-un etaj :

$$P_{hK=1} = \frac{10^3 \rho g Q H_{K=i}}{i} \quad [KW] \quad (6.17)$$

- Puterea utilă transmisă la arbore de către un etaj :

$$P_{uK=1} = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot 102} M_{K=1} \quad [KW] \quad (6.18)$$

- Randamentul unui etaj este :

$$\eta_{K=1} = \frac{P_{uK=1}}{P_{hK=1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.19)$$

Pentru a determina caracteristicile etajelor modelului lucrînd cu alt lichid decît cel cu care s-au efectuat încercările, vom admite ipoteza simplificatoare că vîscozitatea nu influențează caracteristicile energetice ale acestora. Totodată admitem că mărimile caracteristice energetice sînt proporționale cu numărul de etaje și neglijăm influența primului și ultimului etaj avînd în vedere că numărul acestora este mare. În aceste ipoteze caracteristicile unui număr j de etaje lucrînd cu

un fluid avînd masa specifică ρ_f pot fi determinate în funcție de caracteristicile unui singur etaj lucrînd cu apă. Rezultă astfel :

- Momentul dezvoltat la arbore :

$$M_{fk=j} = \frac{\rho_f}{\rho} \cdot j M_{k=1} \quad [Kg \cdot m] \quad (6.20)$$

- Căderea de presiune pe etaje :

$$H_{fk=j} = j H_{k=1} \quad [mH_2O] \quad (6.21)$$

- Forța axială dezvoltată de etaje :

$$F_{axfk=j} = \frac{\rho_f}{\rho} \cdot j F_{axk=1} \quad [Kg f] \quad (6.22)$$

- Puterea consumată în etaje :

$$P_{hfk=j} = 10^{-3} \rho_f g Q H_{fk=j} \quad [kW] \quad (6.23)$$

- Puterea utilă dezvoltată la arbore de către etaje :

$$P_{ufk=j} = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot 102} M_{fk=j} \quad [kW] \quad (6.24)$$

- Randamentul etajelor turbinei de foraj :

$$\eta_{k=j} = \frac{P_{ufk=j}}{P_{hfk=j}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.25)$$

Prin prelucrarea rezultatelor experimentale în ipotezele de mai sus rezultă că pot să fie definite trei categorii de curbe caracteristice energetice pentru modelele turbinelor de foraj :

- 1.- Curbe caracteristice ale modelului experimental lucrînd cu apă
- 2.- Curbe caracteristice ale etajului lucrînd cu apă.
- 3.- Curbe caracteristice ale etajelor turbinelor lucrînd cu fluide de foraj cu masă specifică dată.

Curbele caracteristice ale turbinelor industriale avînd j etaje se pot determina pe cale experimentală pentru turbina complet asamblată în instalații speciale sau pe baza caracteristicilor etajelor luînd în considerare pierderile prin frecare în lagăre, etanșări și cu lichidul de lucru corespunzătoare întregului ansamblu /69, 104/.

6.4. Programul de cercetări

Ansamblul cercetărilor asupra turbinelor de foraj desfășurat în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara a urmărit atingerea următoarelor obiective

- 1.- Verificarea ipotezelor teoretice care au stat la baza calculelor de proiectare ale etajelor turbinelor de foraj.

2.- Analiza comparativă a funcționării profilelor în rețea plană și în rețeaua axială multiplă din etajele turbinelor de foraj.

3.- Proiectarea instalației de încercare și elaborarea metodei de lucru respectiv de prelucrarea rezultatelor experimentale.

4.- Realizarea unor turbine de foraj cu turație redusă necesare dezvoltării și perfecționării construcției de utilaj petrolier și a lucrărilor de foraj la noi în țară.

Având în vedere necesitatea aplicabilității imediate a lucrărilor de cercetare în sfera productivă, întregul program a fost orientat în această direcție. Astfel pe baza contractelor de cercetare încheiate de Catedra de mașini hidraulice cu I.P.C.U.P. București și I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești în perioada 1970-1976 s-au efectuat cercetări experimentale asupra modelelor turbinei de foraj având dimensiunea nominală 215 mm, denumite TL 215. Acest model experimental a fost studiat în trei variante constructive ale căror caracteristici sînt prezentate în tabelul 6.1.

TABELUL 6.1.

Forma constr.	Nr.de palete	Înălțimea axială a etajului mm	Profilul la butuc		Profilul la periferie	
			Stator	Rotor	Stator	Rotor
TL 215	24	56	P 18 $t/l=0,75$ $\beta_s = 80^\circ$	P 16 $t/l=0,75$ $\beta_s = 80^\circ$	P 17 $t/l=1$ $\beta_s = 90^\circ$	P 17 $t/l=1$ $\beta_s = 75^\circ 40'$
TL 215 M	35	40	P 18 $t/l=0,75$ $\beta_s = 60^\circ 30'$	P 18 $t/l=0,75$ $\beta_s = 93^\circ$	P 18 $t/l=1$ $\beta_s = 66^\circ 30'$	P 17 $t/l=1$ $\beta_s = 113^\circ 10'$
TL 215 M1	34	40	P 16 $t/l=0,75$ $\beta_s = 80^\circ$	P 16 $t/l=0,75$ $\beta_s = 80^\circ$	P 16 $t/l=1,00$ $\beta_s = 80^\circ$	P 16 $t/l=1,00$ $\beta_s = 80^\circ$

Modelul experimental în varianta constructivă TL 215, a fost proiectat folosind relațiile stabilite în capitolul IV. Calculele de proiectare sînt cuprinse în /16/. Variantele TL 215 M și TL 215 M 1 avînd etaje cu înălțimea axială redusă au fost proiectate prin aceeași metodă. Pentru toate variantele considerate profilele de la butucul și periferia rotorului respectiv statorului au fost determinate pe baza caracteristicilor rețelelor plane de profile prezentate în capitolul III.

Baza materială a întregului program de cercetare a fost asigurată.

prin colaborarea dintre Catedra de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, Institutul de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier București și Intreprinderea constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești. Etajele din varianta TL 215 au fost realizate prin turnare cu modele fuzibile la Intreprinderea de mașini grele București, pe baza tehnologiei elaborate de către I.C.T.C.M. București /145/. Variantele constructive TL 215 M și TL 215 M 1 au fost realizate prin colaborarea dintre Catedra de mașini hidraulice și Catedra de tehnologie mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara pe baza unei tehnologii de execuție proprie.

Intregul program de cercetare mai amplu decât aspectele prezentate în lucrare a fost efectuat pe bază de contracte de cercetare științifică cu întreprinderile și institutele colaboratoare. Realizarea programului de cercetare a fost sprijinită prin participare directă în cadrul acestuia a specialiștilor energeticieni și electroniști din cadrul Laboratorului de cercetări pentru mașini hidraulice, a muncitorilor și tehnicienilor de la Catedra de Mașini hidraulice și Tehnologie mecanică și a muncitorilor și tehnicienilor Intreprinderii constructoare de utilaj petrolier "1 Mai" Ploiești.

6.5. Curbe caracteristice ale modelelor turbinelor de foraj determinate pe cale experimentală

În literatura de specialitate majoritatea curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj sînt prezentate ca rezultate ale cercetărilor de laborator efectuate asupra modelelor experimentale /71,72, 84,87,90,92,93,97,104/. Unele lucrări oferă caracteristici teoretice determinate în funcție de unghiurile constructive ale profilelor dispuse în rețeaua axială a turbinei /6,72/. Orientarea investigațiilor științifice spre cercetarea experimentală a etajelor evidențiază faptul că datorită fenomenelor complexe din turbinele de foraj, acestea nu au fost elucidate pe cale teoretică. Curbele caracteristice ale modelelor experimentale avînd j etaje sînt prezentate în literatură prin funcțiile $M_{K=j} = f(n)$, $P_{u K=j} = f(n)$, $H_{K=j} = f(n)$ și $\eta_{K=j} = f(n)$ /62,97,138,139/. Lucrările consultate nu precizează dacă caracteristicile moment funcție de turație înglobează și pierderile prin frecare din instalația de încercare. De asemenea majoritatea acestor lucrări nu oferă numărul de etaje încercate în cadrul modelului experimental. Unele lucrări /138,139/ oferă în parte geometria rețelei (t/l) însă nu precizează geometria profilului și numărului de etaje încercate în cadrul modelului experimental. Datorită acestui fapt caracteristicile din literatură nu oferă datele necesare verificării ipotezelor relațiilor stabilite în cadrul acestei lucrări.

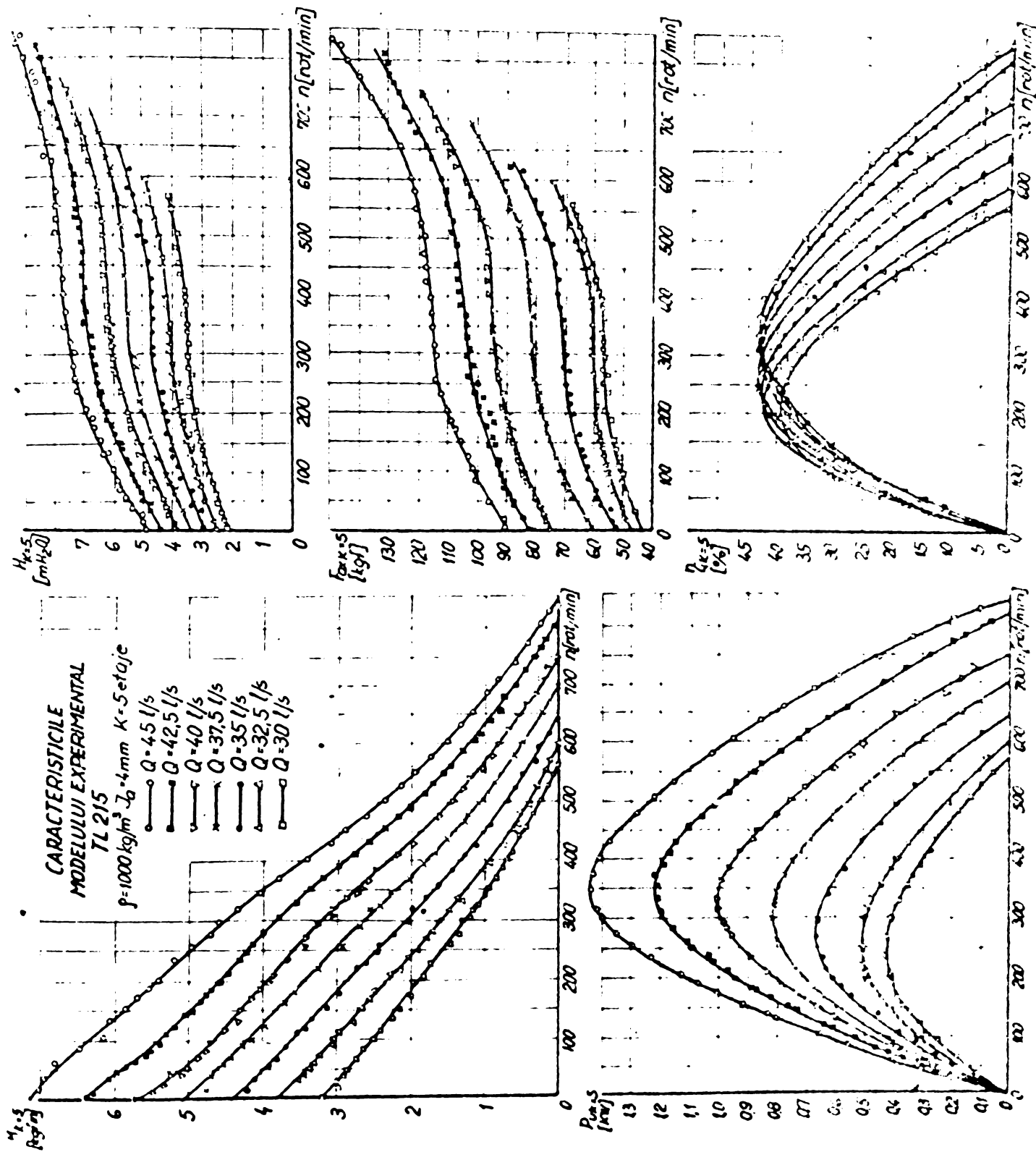


Fig. 6.19

Fig. 6.20

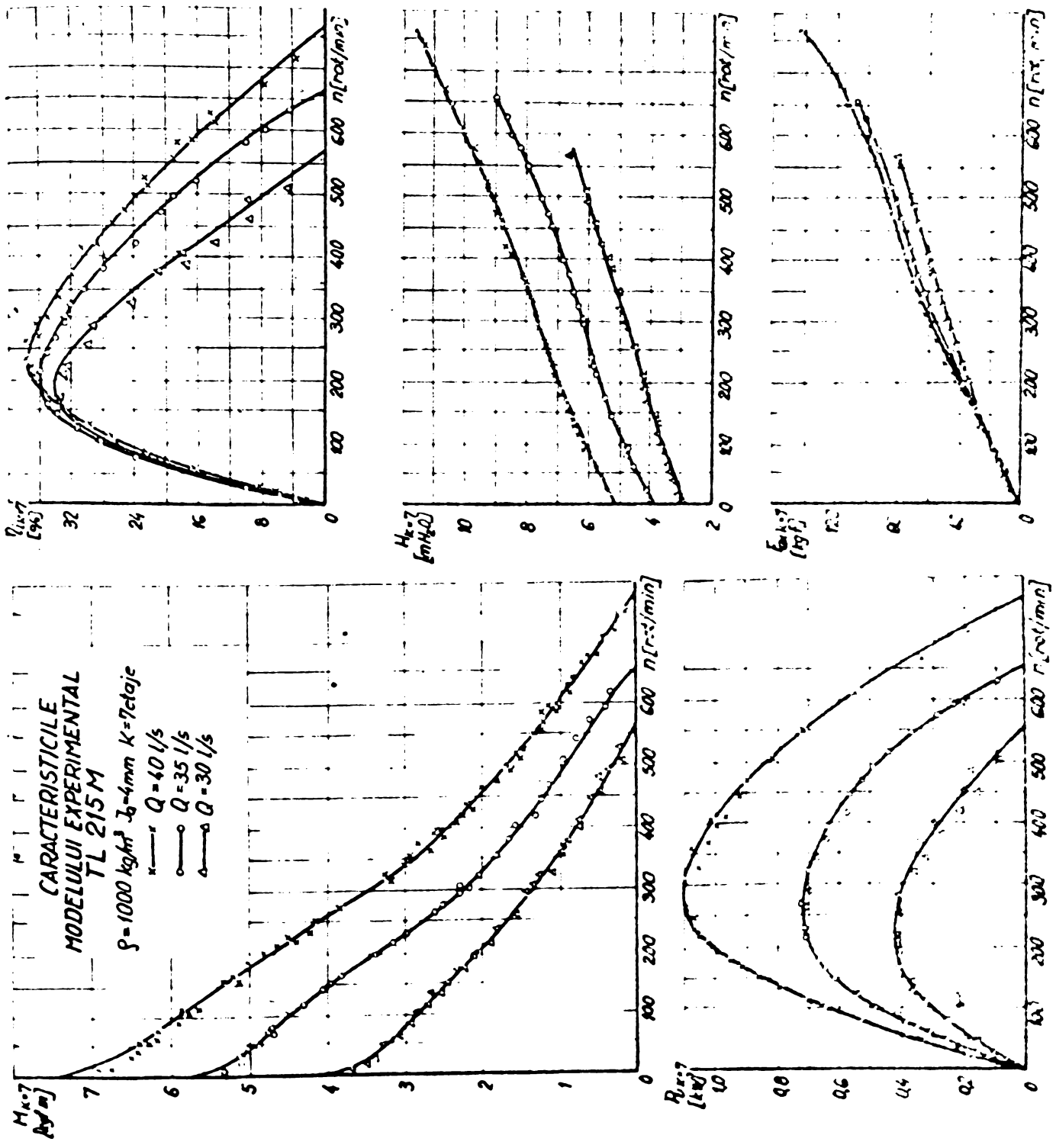


Fig. 6.21

Fig. 6.22

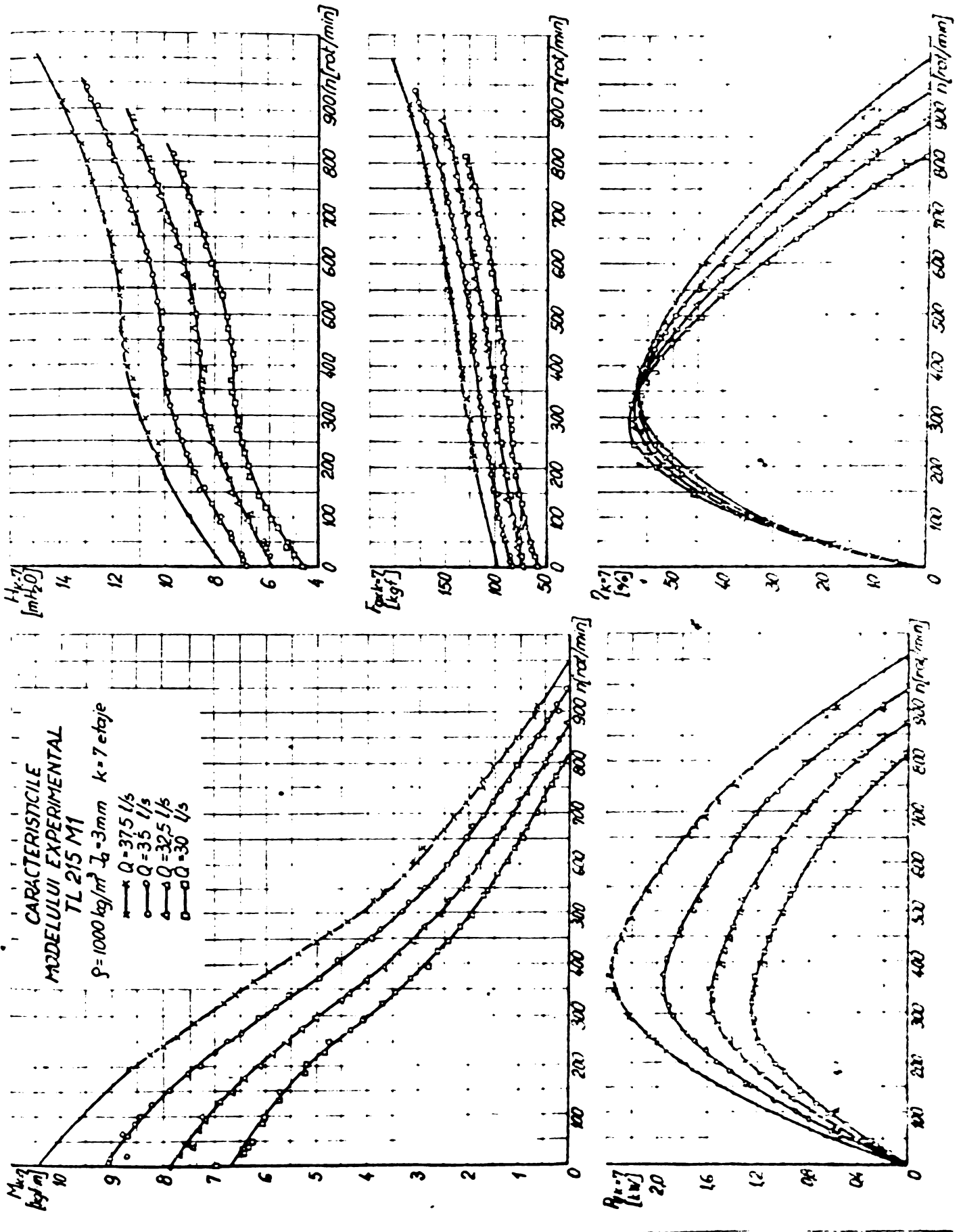


Fig. 6.24

Fig. 6.23

Pentru verificarea ipotezelor care stau la baza metodei analitice, a rezultatelor obținute prin aceasta, a relațiilor dimensionale și a coeficienților fundamentali și derivați au fost proiectate, executate și încercate de autor sub conducerea și cu sprijinul Acad. I. Anton, trei modele experimentale ale căror caracteristici au fost prezentate în paragraful 6.4. Proiectarea modelelor experimentale s-a realizat astfel încât să corespundă cerințelor turbinelor de foraj industriale dat fiind că întregul program de cercetare s-a efectuat pe baza contractelor încheiate de Catedra de mașini hidraulice a I.P.T.V.T. cu I.P.C.U.P. București și I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești.

Cercetările experimentale asupra celor trei modele s-a efectuat în stațiunea de cercetări experimentale din Laboratorul de mașini hidraulice al I.P.T.V.T. descrisă în paragraful 6.1 și 6.2. Metoda de cercetare și de prelucrare a rezultatelor a fost prezentată în paragraful 6.3.

Pe baza cercetărilor experimentale s-au obținut curbele caracteristice $M_{K=5} = f(n)$, $P_{K=1} = f(n)$, $H_{K=5} = f(n)$, $F_{ax K=5} = f(n)$ și $\eta_{K=5} = f(n)$ (Fig. 6.19 - 6.20) pentru modelul în varianta TL 215 M, $M_{K=7} = f(n)$, $P_{K=7} = f(n)$, $F_{ax K=7} = f(n)$, $H_{K=7} = f(n)$, $\eta_{K=7} = f(n)$ (Fig. 6.21 - 6.22) pentru modelul în varianta TL 215 M, respectiv $M_{K=7} = f(n)$, $P_{K=7} = f(n)$, $H_{K=7} = f(n)$, $F_{ax K=7} = f(n)$, $\eta_{K=7} = f(n)$ (Fig. 6.23 - 6.24) pentru modelul experimental TL 215 M 1. Toate modelele au fost studiate pentru 3-7 valori ale debitului de lucru care a constituit parametrul cercetărilor experimentale. Numărul de etaje studiate a fost diferit. Cinci etaje în cazul variantei TL 215 și șapte etaje pentru celelalte două variante. Modificarea numărului de etaje s-a datorat înălțimii axiale diferite, ale cărei valori au fost precizate în tabelul 6.1.

Caracteristicile energetice ale modelelor experimentale studiate (Fig. 6.19 - 6.24) reliefează următoarele aspecte esențiale :

- Pentru oricare model experimental studiat corespunzător unei turații constante, considerînd ca parametru debitul, nu sînt aplicabile legile generale ale similitudinii turbinelor. Această observație confirmă oportunitatea stabilirii unor legi de similitudine independente de debit, pe baza principiilor fizice generale, așa cum s-a prezentat în paragraful 4.7.

- Geometria profilelor și rețelelor care compun paletele etajelor au o influență cantitativă și calitativă asupra caracteristicilor energetice ale etajelor modelelor experimentale, modificînd parametrii caracteristici : moment de frînare, regim de funcționare cu putere maximă respectiv randament maxim și turația de ambalare.

- Randamentul maxim de funcționare al unui model experimental de

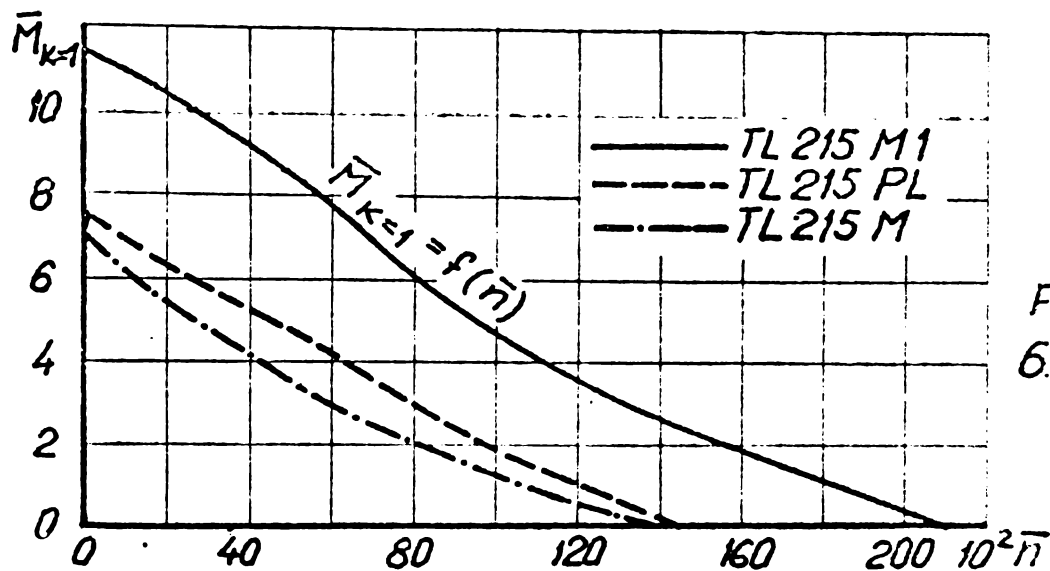


Fig. 6.25

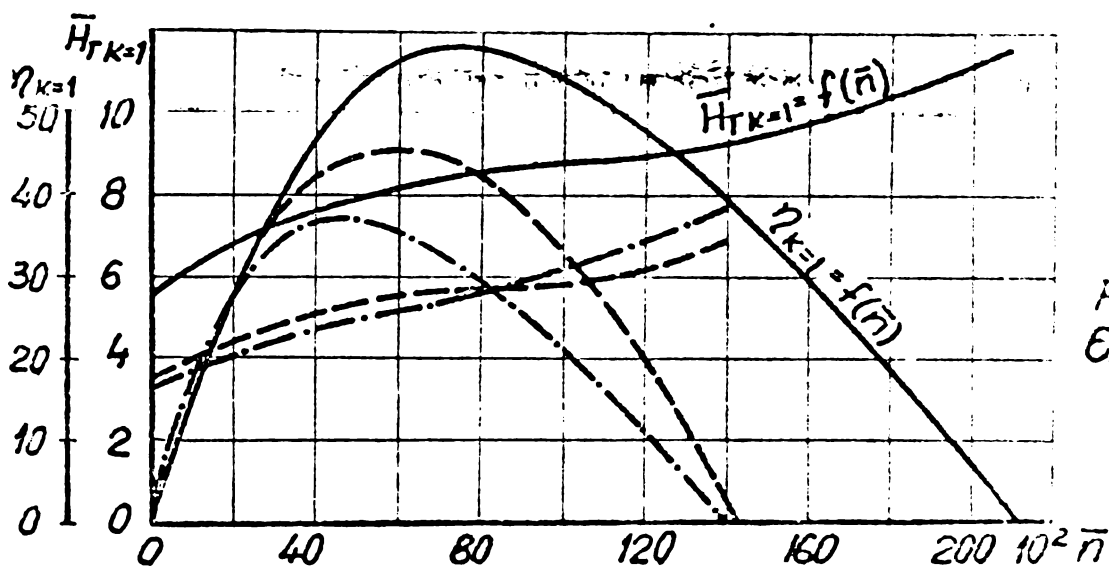


Fig. 6.26

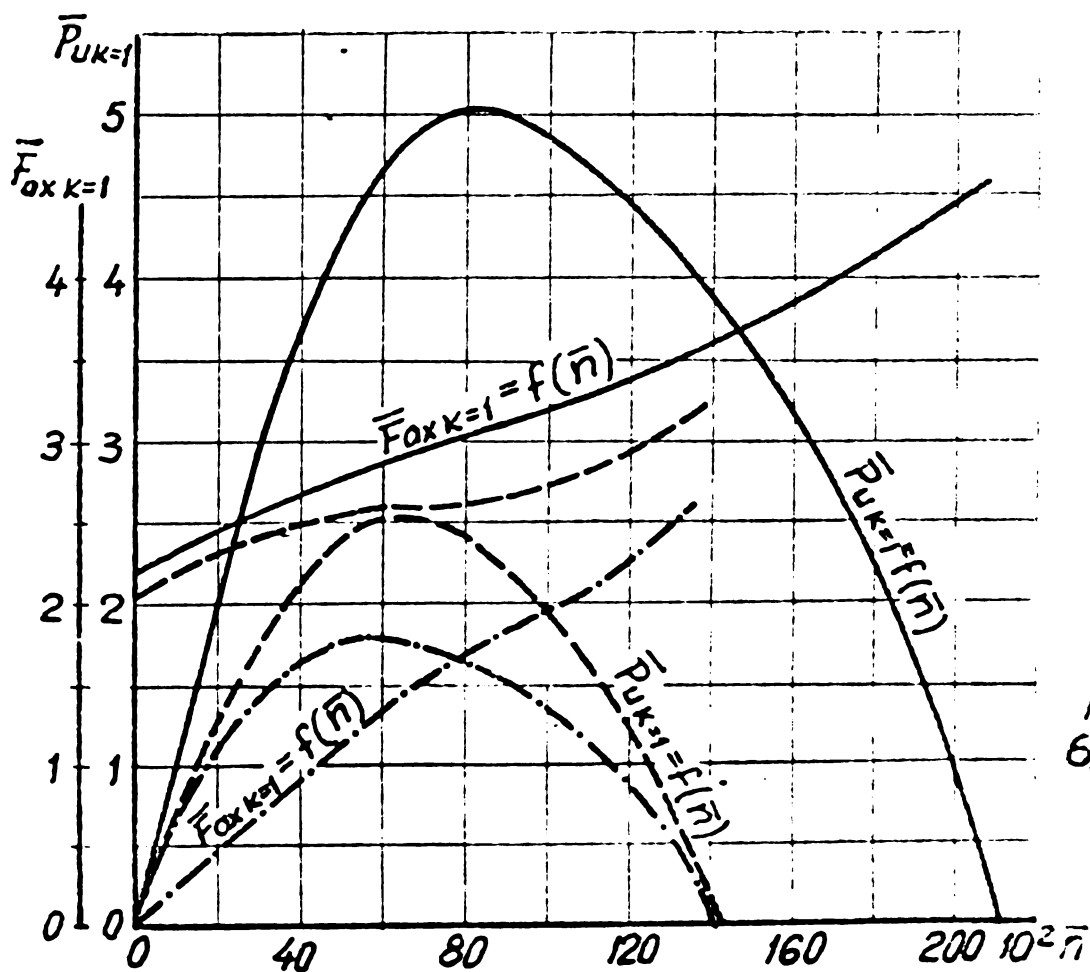


Fig. 6.27

turbina de foraj se păstrează constant în limite largi de variație a debitului. Valoarea sa se reduce neesențial pentru valori extreme ale debitului ($Q = 30$ l/s, $Q = 45$ l/s). Randamentul maxim ca și regiulul de funcționare cu putere maximă se deplasează spre valori mai mici ale turației odată cu scăderea debitului de lucru.

Aspectele cu caracter direct aplicativ reieșite pe baza cercetărilor experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj menționate precum și asupra altor modele au fost transmise beneficiarilor I.P.C.Ū.P. București și I.O.Ū.P. "1 Mai" Ploiești în lucrările /16, 24, 25/.

Pentru prezentarea sub o formă generală, a rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate și a asigurării posibilităților de comparație pe o bază unitară se utilizează caracteristicile energetice ale modelelor experimentale sub formă adimensională: $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{P}_{u, K=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{P}_{ax, K=1} = f(\bar{n})$, $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$. Aceste caracteristici se determină cu relațiile (4.113), (4.116), (4.117), (4.118), (4.120), (4.121), (4.122) și (4.123) pe baza rezultatelor cercetărilor efectuate asupra modelelor experimentale în ipoteza identității funcționale a tuturor etajelor. Pentru un model echipat cu un număr i de etaje în ipoteza identității funcționale a tuturor etajelor caracteristicile energetice se exprimă în funcție de caracteristicile unui etaj prin relațiile (6.14) la (6.19). În cazul fiecărui model studiat se calculează mărimile caracteristice sub formă adimensională succesiv pentru toate valorile debitului considerat ca parametru. Calculele se efectuează la valori constante ale turației astfel încât succesiv să fie parcurs întregul domeniu de funcționare.

Pentru modelele studiate experimental s-au obținut caracteristicile energetice sub formă adimensională: $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.25), $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.26), $\bar{P}_{u, K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{P}_{ax, K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.27) în baza metodei și ipotezelor prezentate. Pentru fiecare dintre aceste modele mărimile caracteristice de aceeași natură, exprimate în formă adimensională, au definit o singură curbă independent de valoarea debitului la care s-a făcut încercarea. Aceasta dovedește pe de o parte rigurozitatea ipotezelor pe baza cărora s-au definit relațiile adimensionale în paragraful 4.7, pe de altă parte rigurozitatea cercetărilor experimentale efectuate.

Caracteristicile energetice ale modelelor turbinelor de foraj sub formă adimensională obținute pe baza cercetărilor experimentale: $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.25), $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.26), $\bar{P}_{u, K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{P}_{ax, K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.27) evidențiază următoarele aspecte semnificative:

a) Prezintă sub forma cea mai generală, în mod unitar, toate caracteristicile energetice ale unui etaj al modelului experimental, etaj

identic cu cel al turbinei industriale. Pe baza acestor curbe rezultatele obținute pe model pot să fie transpuse la etajele turbinelor industriale cu relațiile adimensionale prezentate în paragraful 4.7. în următoarele situații particulare :

- pentru turbine geometric asemenea avînd diametrul exterior diferit, caracterizate însă prin diametru relativ constant,

- pentru o turbină lucrînd cu diferite debite și acelaș fluid de lucru,

- pentru o turbină lucrînd cu debit constant și fluide avînd mase specifice diferite,

- pentru turbine lucrînd cu un număr diferit de etaje.

b) Oferă o bază unitară de comparație a caracteristicilor diferitelor turbine de foraj care nu sînt similare.

c) Oferă posibilități de analiză cantitativă și calitativă a influenței geometriei profilului și rețelei asupra curbelor caracteristice energetice.

d) Confirmă ipotezele care au condus la stabilirea relațiilor de definire a mărimilor caracteristice sub formă adimensională.

e) Caracteristicile adimensionale unice pentru modelele similare respectiv pentru acelaș model lucrînd cu debite variabile constituie un criteriu cantitativ de apreciere a execuției etajelor pe de o parte și a

calității cercetărilor experimentale efectuate pe de altă parte.

Caracteristicile $\bar{F}_{ax} K=1 = f(\Pi)$ (Fig.6.27) substituind în ea prezintă cantitativ cota parte care revine unui etaj din forța axială totală dezvoltată de subansamblul aflat în mișcare de rotație în modelul experimental. Pentru a determina forța axială dezvoltată prin interacțiunea fluidului de

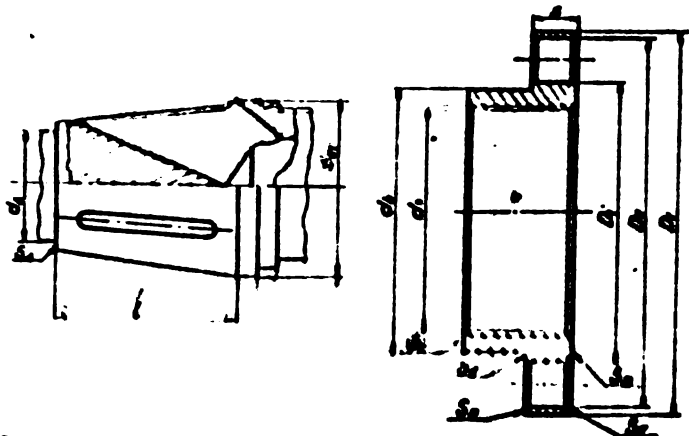


Fig.6.28

lucru cu paletetele unui etaj, vom lua în considerare aspectele tratate în paragraful 6.2.3. Simultan se vor considera forța axială care apare ca urmare a presiunilor diferite pe suprafața superioară a butucului primului rotor S_0 și suprafața inferioară a ultimului rotor $S_B - S_A$, respectiv pe suprafețele $(S_D + S_E)$ și $S_F + (S_B - S_C)$ ale fiecărui etaj al modelului experimental (Fig.6.28). Pe suprafața S_0 a primului rotor din modelul experimental acționează presiunea p_1 de la intrare care se măsoară cu manometrul MI (Fig.6.2) în timpul efectuării cercetărilor experimentale pe modelul complet asamblat. Pe suprafața inferioară a ultimului

rotor $S_B - S_A$ acționează presiunile p_2 la ieșirea din modelul experimental determinată cu manometrul ME (Fig.6.2). Considerând pozitiv sensul de mișcare al apei prin modelul experimental și notînd prin F_{ax3} forța axială datorită presiunilor p_1 și p_2 aceasta poate fi exprimată sub forma:

$$F_{ax3} = p_1 S_C - p_2 (S_B - S_A) \quad (6.26)$$

În scopul determinării forței axiale pe suprafețele $S_D + S_E$ respectiv $S_F + (S_B - S_C)$ care apare ca urmare a căderii de presiune pe rotor vom admite ipoteza că repartiția căderilor de presiune între rotor și stator exprimată în procente este identică cu căderile de presiune în rețelele plane corespunzătoare profilelor de la butucul și periferia statorului respectiv rotorului. Luînd în considerare această ipoteză și relația (5.22) căderea de presiune pe rețelele plane corespunzătoare rotorului este :

$$\bar{H}_{rk=1} = \bar{P}_{uk=1} + \frac{4}{\pi^2(1-\nu^2)^2} (\psi_{er} + \psi_{ir}) \quad (6.27)$$

Căderea pe rețelele plane corespunzătoare statorului este :

$$\bar{H}_{sk=1} = \frac{4}{\pi^2(1-\nu^2)^2} (\psi_{es} + \psi_{is}) \quad (6.28)$$

Procentual din căderea totală pe rețele plane corespunzătoare unui etaj definită de (5.22), căderea pe rețele plane corespunzătoare rotorului este :

$$\Delta_H = \frac{H_{rk=1}}{H_{rk=1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.29)$$

Pe baza căderii de presiune determinată pe cale experimentală pe model și a relațiilor (6.15) (6.29) căderea de presiune în paletele rotorului unui etaj este :

$$H_{rk=1} = \frac{H_{k=i}}{i} \Delta_H \quad (6.30)$$

Forța axială datorită acestei diferențe de presiune pentru i etaje este :

$$F_{ax4} = i H_{rk=1} (S_D + S_E) \quad (6.31)$$

Luînd în considerare relațiile (6.4)(6.26)(6.31) forța axială dezvoltată de paletele unui etaj al modelului experimental este :

$$F_{axpk=1} = \frac{F_{axk=1} - F_{axr} - F_{ax3} - F_{ax4}}{i} \quad (6.32)$$

Expresia forței axiale dezvoltate de paletetele unui etaj al modelului experimental în forma adimensională rezultă din (4.121) și (6.32):

$$\bar{F}_{axpk=1} = \frac{F_{axpk=1}}{\frac{\rho}{2} \frac{\pi D_2^2}{4} v_m (1-\nu^2)} \quad (6.33)$$

Forța axială dezvoltată de paletetele unui etaj pentru două dintre modelele experimentale studiate s-a calculat cu relațiile (6.4)(6.26) (6.31)(6.32)(6.33) pe baza caracteristicilor energetice $\bar{F}_{ax K=1} = f(\bar{n})$

și a curbelor $p_1 = f(n)$ și $p_2 = f(n)$ (Fig.6.29), (6.30). Caracteristicile $\bar{F}_{ax K=1} = f(\bar{n})$ ale paletetele etajelor sînt reprezentate pentru modelul în varianta TL 215 în Fig.6.35 iar pentru modelul TL 215 B în Fig.6.36.

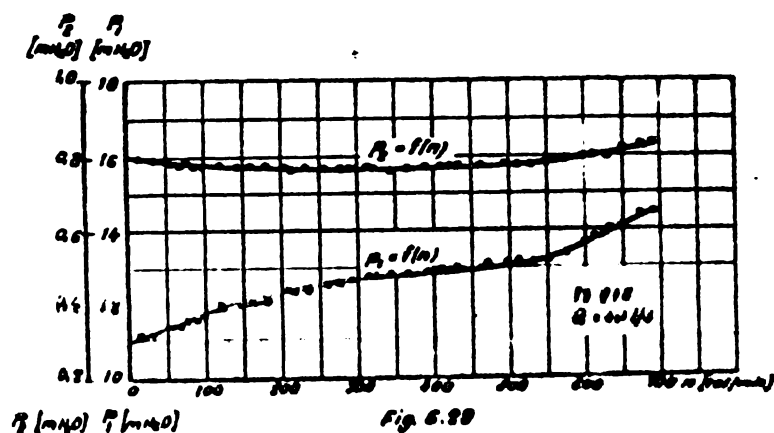


Fig. 6.29

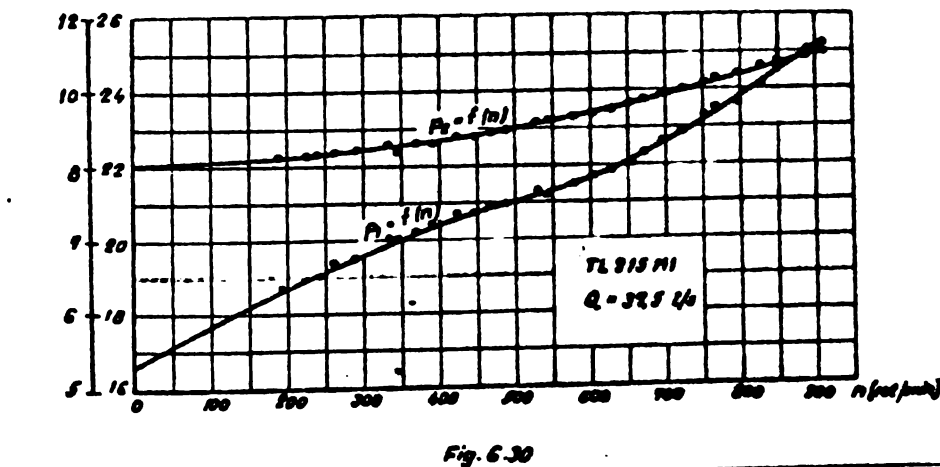


Fig. 6.30

Caracteristicile $\bar{F}_{ax p K=1} = f(\bar{n})$, spre deosebire de $\bar{F}_{ax K=1} = f(\bar{n})$ proprii modelului experimental, au un caracter general similar cu al celorlalte caracteristici ale etajului. La transpunerea caracteristicilor

$\bar{F}_{ax p K=1} = f(\bar{n})$ pentru turbină trebuie luate în considerare componentele F_{ax3} , F_{ax4} precum și componenta proprie turbinei similară cu F_{axr} a modelului.

6.6. Comparații cu rezultatele din literatură

Cu scopul verificării calităților funcționale ale stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj și a metodei de lucru elaborate, se va efectua o comparație cu rezultatele oferite de literatură de specialitate. Literatura de specialitate oferă numeroase date despre stațiunile de încercare ale turbinelor industriale /32,69,71,72,100,122/ și asupra cercetărilor de laborator efectuate pe turbine convenționale /6,72,84,92,97,104,139/. Stațiunile de cercetare ale modelelor experimentale sînt tratate într-un număr mai restrîns

de lucrări /6,47,97,104/ similar cu cercetările efectuate pe modele ale turbinelor de foraj cu turație redusă /92,93,100,104,138,148/.

Comparând caracteristicile stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara cu caracteristicile stațiunilor similare prezentate în literatură /6,44,97/ rezultă :

1.- Stațiunea de cercetări asupra modelelor experimentale ale turbinelor de foraj din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara asigură determinarea tuturor mărimilor caracteristice ale modelelor pe care le oferă și stațiunile prezentate în literatură. Față de acestea asigură în plus : determinarea forței axiale dezvoltată de subansamblul aflat în mișcare de rotație, respectiv de paletele rotorilor și a momentului consumat prin frecare în lagăre, etanșări și cu lichidul de lucru.

2.- În raport cu stațiunile prezentate în literatură stațiunea de cercetări din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara utilizează metode moderne de mare precizie pentru reglarea și determinarea tuturor mărimilor caracteristice ale modelelor turbinelor de foraj. Ca particularități esențiale ale acestei stațiuni menționăm :

- Asigură un debit riguros constant indiferent de căderea de presiune pe modelul experimental. Această funcțiune este realizată de către motorul de antrenare al pompei a cărei turație se poate modifica în limite largi conform necesităților.

- Oferă posibilități de investigare a aceluiași model experimental la mai multe valori ale debitului considerat ca parametru. Această funcțiune este asigurată tot prin sistemul de antrenare a pompei.

- Prin sistemul de frinare recuperativă, în curent continuu, se asigură reglarea continuă a turației la arbore în tot domeniul de funcționare. Acelaș sistem oferă o stabilitate mare în funcționare la turații mici și o densitate mare a punctelor măsurate, la intervale de 10-15 rot/minut.

- Permite determinarea forței axiale dezvoltate de subansamblul aflat în mișcare de rotație și pe paletele rotorului. Această funcțiune este asigurată de traductorul extensometric având și rol de lagăr axial al modelului.

- Asigură determinarea pierderilor prin frecarea în lagărele și etanșările modelului experimental precum și a pierderilor prin frecarea arborelui cu lichidul de lucru. Determinarea acestor mărimi se efectuează prin traductorul extensometric de moment, pentru tot domeniul de funcționare al modelului. Antrenarea arborelui se realizează prin cuplaj de curent continuu trecut în regim de funcționare ca motor.

- Stațiunea poate să fie conectată la sisteme automate de schimbare

ționare a datelor experimentale. Această funcțiune este asigurată prin faptul că toate mărimile caracteristice energetice și mecanice ale modelului experimental se măsoară pe cale electrică. Semnalele de ieșire sub formă de tensiune electrică pot fi introduse în sistemele de achiziționare a datelor.

- Aparatura de măsură utilizată este de clasă de precizie 0,5 - 1. Pe baza particularităților prezentate rezultă că stațiunea de încercare a modelelor experimentale pentru turbine de foraj din Laborato-

rul de mașini hidraulice Timișoara este comparabilă cu stațiunile prezentate în literatură, modernizată față de această asigurând posibilități de efectuare a cercetărilor cu aparatură de mare precizie și sisteme automate de achiziționare și prelucrarea datelor experimentale.

Compararea rezultatelor cercetărilor experimentale obținute în stațiunea de cercetări din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara cu caracteristicile energetice prezentate în literatură /92,93,100,108,148/ evidențiază că alura curbelor este similară cu excepția caracteristicilor $\bar{H}_{K=5} = f(\bar{n})$ (Fig.6.31). Pentru curbele $\bar{F}_{ax K=j} =$

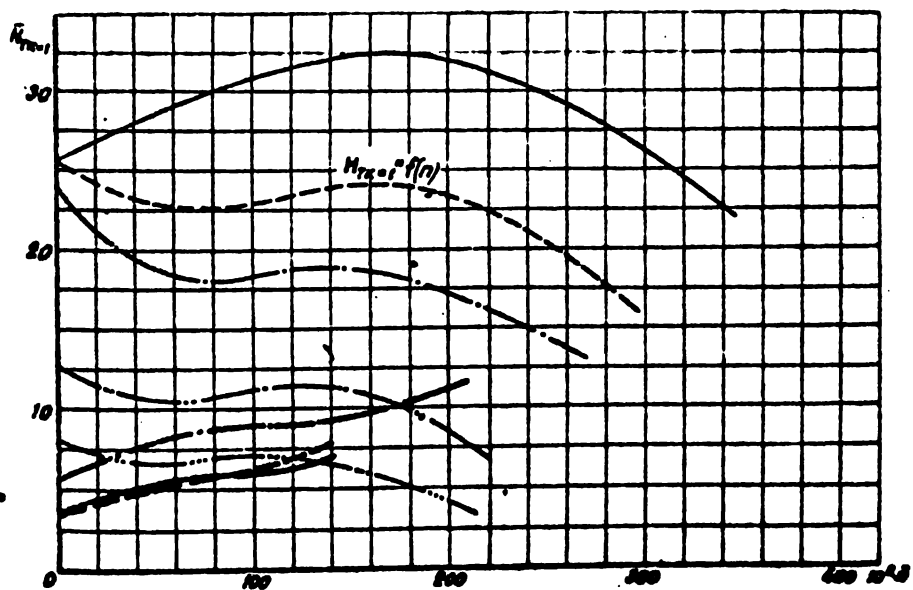
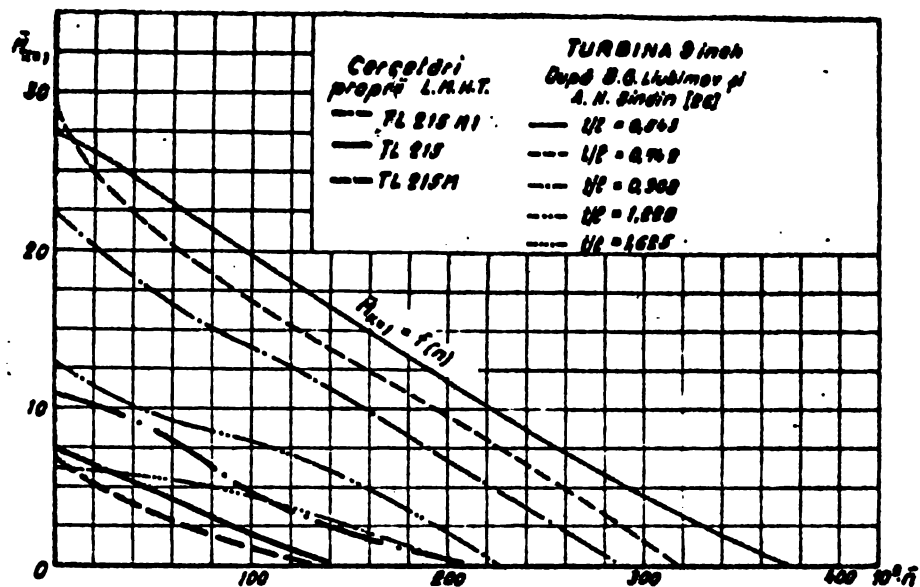


Fig. 6.31

$\eta = f(\bar{n})$ nu există bază de comparație fiind publicate pentru prima dată în literatură. Forma adimensională unică a caracteristicilor energetice corespunzătoare unui model obținută pe baza măsurărilor efectuate la debite variabile este comparabilă cu cercetările efectuate de B.G. Lubimov și A.N.Sindin /93/. Comparația cantitativă a caracteristicilor energetice ale unui etaj al modelelor TL 215, TL 215 M și TL 215 M 1, studiate în cadrul lucrării, cu rezultatele din literatură se poate

faptus pe baza formei adimensionale a acestor caracteristici. Astfel pe baza rezultatelor obținute de E.G.Liubimov și A.N.Sindin /93/ au fost întocmit tabelele 6.2 și 6.3 iar pe baza rezultatelor publicate de A.N.Sindin și E.G.Liubimov /138/, tabelul 6.4 în care sînt prezentate comparativ și rezultatele cercetărilor proprii.

Din datele cuprinse în tabelul 6.2 rezultă că momentul de frînare al variantelor TL 215 TL, 215 M și TL 215 M 1 crește cu 19,7 - 81,64% în timp ce turația de ambalare crește cu 30 - 94,99% în raport cu caracteristicile similare ale etajelor turbinei 32/11-7,5 inch /93/. Se remarcă o creștere procentuală mai mare a momentului în raport cu turația de ambalare. Din tabelul 6.2 rezultă că stabilitatea definită prin relația (1.3), în zona $\bar{n}=0-0,6$ este maximă pentru varianta TL 215 M.

Analizînd datele din tabelul 6.3 rezultă că momentul dezvoltat de un etaj al variantelor TL 215, TL 215 M și TL 215 M 1 se reduce cu 17,85 - 45,89% iar turația de ambalare se reduce cu 7,9 - 38,63% în raport cu caracteristicile similare ale etajului turbinei 20/16,5-9 inch. În ceea ce privește căderea de presiune la frînare pe variantele studiate în cadrul lucrării aceasta se reduce cu 56,39 - 82,24% în raport cu mărimea similară a etajului turbinei 20/16,5-9 inch. Căderea de presiune corespunzătoare întregului domeniu de funcționare este mai redusă pentru variantele TL 215 și TL 215 M iar pentru varianta TL 215 M 1 este mai redusă numai în zona $\bar{n} < 1,75$ în raport cu varianta 10/16,5-9 inch. Și în acest caz stabilitatea maximă în zona $\bar{n} = 0-0,6$ o are varianta TL 215 M.

Valorile cuprinse în tabelul 6.4 evidențiază o creștere a momentului de frînare cu 47,02 - 123,41% a turației de ambalare cu 63,21-144,81 și a căderii de presiune la frînare cu 26,72 - 99,03% în cazul etajului variantelor TL 215, TL 215 M, TL 215 M 1, în raport cu etajul turbinei 33/29-7 1/2 inch. Stabilitatea maximă și în acest caz pentru $\bar{n} = 0 - 0,6$ o are varianta TL 215 M.

O analiză atentă a modificărilor valorilor momentului de frînare simultan cu valorile turației de ambalare pentru variantele TL 215, TL 215 M și TL 215 M 1 în raport cu valorile similare ale etajelor turbinelor luate ca bază de comparație, evidențiază faptul că momentul de frînare crește mai puțin și se reduce procentual mai mult ca turația de ambalare. Această observație evidențiază diferența între modul de prezentare al rezultatelor comparate.

Etajele turbinelor considerate ca bază de comparație au fost studiate la V.N.I.I.B.T. Moscova. În articolele publicate pe baza acestor cercetări /93,97/ nu se menționează dacă sînt luate în considerare pierderile prin frecare în lagăre, etanșări și cu lichidul de lucru, cărora care influențează caracteristicile obținute în zona turbiilor de compresie.

TABEL 6.2.

Turbina	$\bar{M}_{K=1} \bar{n}=0$		$\bar{n}_{amb} K=1$		S
	%		%		%
32/11-7,5"	5,99	100	1,08	100	5,56
TL 215	7,45	124,37	1,42	131,84	5,33
TL 215 M	7,17	119,70	1,40	130,00	6,63
TL 215 M 1	10,88	181,64	2,10	194,99	4,80

TABEL 6.3.

Turbina	$\bar{M}_{K=1} \bar{n}=0$		$\bar{n}_{amb} K=1$		S	$\bar{H}_{K=1} \bar{n}=0$	
	%		%			%	
20/16,5-9"	13,25	100	2,28	100	6,08	12,75	100
TL 215	7,45	56,22	1,42	62,28	5,33	3,70	29,01
TL 215 M	7,17	54,11	1,40	61,60	6,63	3,54	27,75
TL 215 M 1	10,88	82,11	2,10	92,10	4,80	5,56	43,61

TABEL 6.4.

Turbina	$\bar{M}_{K=1} \bar{n}=0$		$\bar{n}_{amb} K=1$		S	$\bar{H}_{K=1} \bar{n}=0$	
	%		%			%	
33/29-7,5"	4,88	100	0,86	100	5,67	2,79	100
TL 215	7,45	152,98	1,42	167,06	5,33	3,70	132,45
TL 215 M	7,17	147,02	1,40	163,21	6,63	3,54	126,72
TL 215 M 1	10,88	223,41	1,10	244,81	4,80	5,56	199,03

Comparații cercetări VNII BT

TABEL 6.5.

Turbina	$\bar{M}_{K=1} \bar{n}=0$		$\bar{n}_{amb} K=1$	
	%		%	
20/16,5-9"	13,25	100	2,28	100
33/11-7,5"	4,88	36,8	0,86	37,62
32/11-7,5"	5,99	45,2	1,08	47,23

Comparații cercetări IMPT

TABEL 6.6.

Turbina	$\bar{M}_{K=1} \bar{n}=0$		$\bar{n}_{amb} K=1$	
	%		%	
TL 215 M 1	10,88	100	2,10	100
TL 215	7,45	68,47	1,42	67,61
TL 215 M	7,17	65,90	1,40	66,67

lare. Analizînd stațiunea de la VNIIBT Moscova /97/ nu rezultă posibilitatea determinării experimentale a pierderilor prin frecări deci se poate admite ipoteza că acestea au fost neglijate. În cazul cercetărilor de la Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara aceste pierderi au fost luate în considerare. Pentru verificarea ipotezei numino mai sus s-a efectuat o analiză comparativă a valorilor mărimilor caracteristice: moment de frînare și turație de ambalare, separat pentru cercetările efectuate în fiecare laborator în parte, luînd o bază de comparație arbitrară (tabelul 6.5 și tabelul 6.6). Pe baza datelor din aceste tabele rezultă că reducerea momentului de frînare exprimată procentual se realizează în paralel cu o reducere procentuală apropiată a turației de ambalare în limita unei diferențe maxime de 2,03%. Diferența poate fi datorată erorilor în determinarea turației de ambalare. Rezultă deci că în cercetările de la VNIIBT Moscova nu s-au luat în considerare pierderile prin frecare.

Analiza alurei caracteristicilor $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ ale etajelor turbinelor TL 215, TL 215 M, TL 215 M 1, pe de o parte și a caracteristicilor similare ale etajelor turbinelor de 9 inch pe de altă parte (fig. 6.31) evidențiază faptul că în cazul etajelor turbinelor TL 215, TL 215 M și TL 215 M 1, pierderile cresc în mod continuu cu turația iar în etajele turbinelor de 9 inch acestea fluctuează cu o tendință de reducere în zona turațiilor mari. O caracteristică $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ ascendentă în raport cu turația este preferabilă în exploatarea turbinei deoarece se poate utiliza o parte mai mare a căderii pe sapă la turații mici.

Pe baza comparației rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate în lucrare cu cele prezentate în literatură rezultă:

- Rezultatele obținute în cadrul lucrării pe baza cercetărilor experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj sînt comparabile cantitativ și calitativ cu cele publicate în literatură, luîndu-se în considerare particularitățile modului de prezentare.

- Pe baza analizei minuțioase a caracteristicilor rețelelor de profile se poate asigura o stabilitate mărită în zona turațiilor reduse în paralel cu o caracteristică ascendentă $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$.

- Indiferent de caracteristicile profilelor utilizate în construcția etajelor turbinelor de foraj, față de un etaj etalon ales arbitrar turația de ambalare și momentul de frînare se modifică simultan cu valori procentual identice.

6.7. Analiza comparativă a curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale analitică și experimentală

Metoda analitică pentru determinarea curbelor caracteristice

ale turbinelor de foraj prezentată în paragraful 5.3 este bazată pe ipoteza indentității funcționale a profilelor în rețele plane și în rețelele axiale ale turbinelor de foraj. Ca urmare a acestei ipoteze simplificatoare sînt neglijate unele fenomene din etajele turbinelor de foraj ca : influența reciprocă a rețelelor axiale din stator și rotor, influența primului și ultimului element al etajului în special la modelele experimentale precum și influența preciziei de execuție a paletelor. Importanța acestor cauze și a erorilor de măsură se poate presupune că într-o măsură caracteristicile energetice ale turbinelor de foraj determinate pe cale analitică și experimentală vor apare diferențe cantitative și calitative.

Deoarece curbele caracteristice energetice ale etajului determinate pe cale experimentală oglindesc în modul cel mai fidel fenomenele complexe din turbină în cele ce urmează acestea vor fi considerate ca bază de comparație.

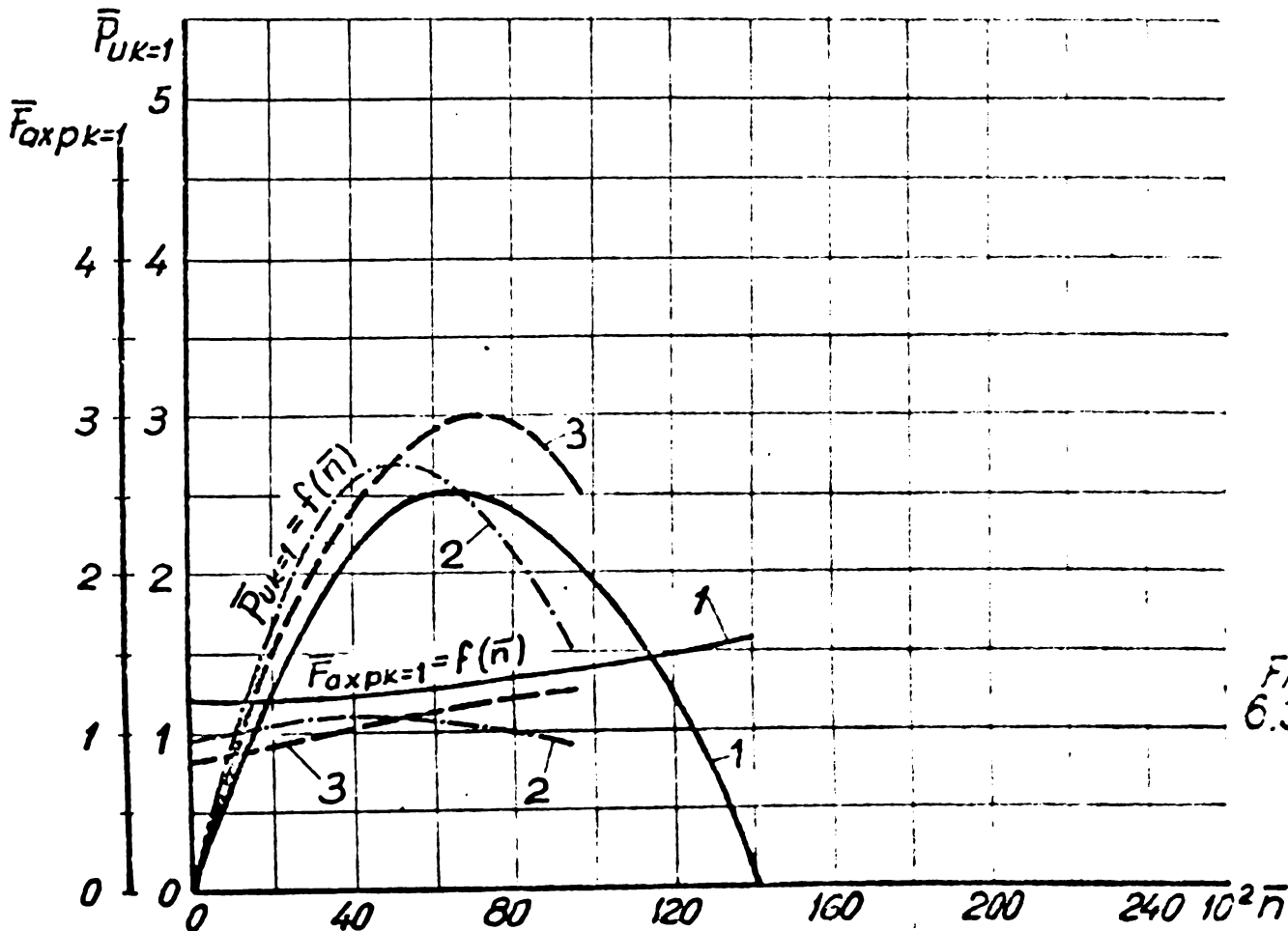
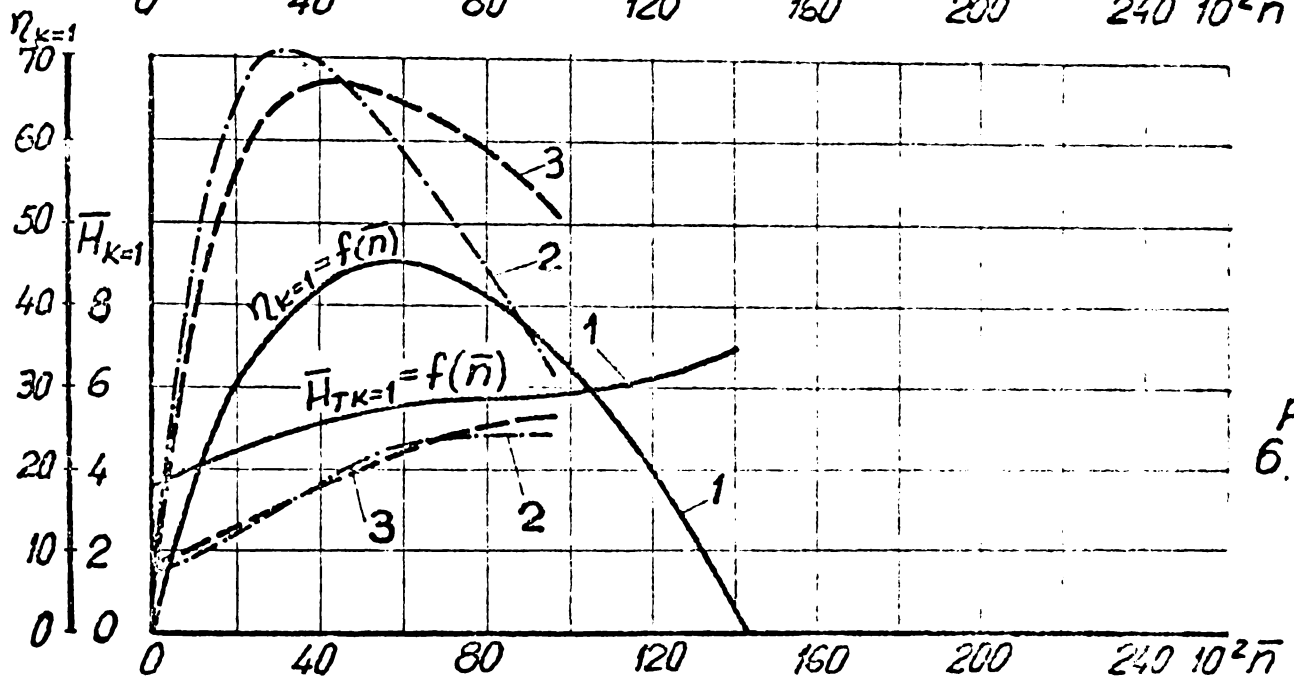
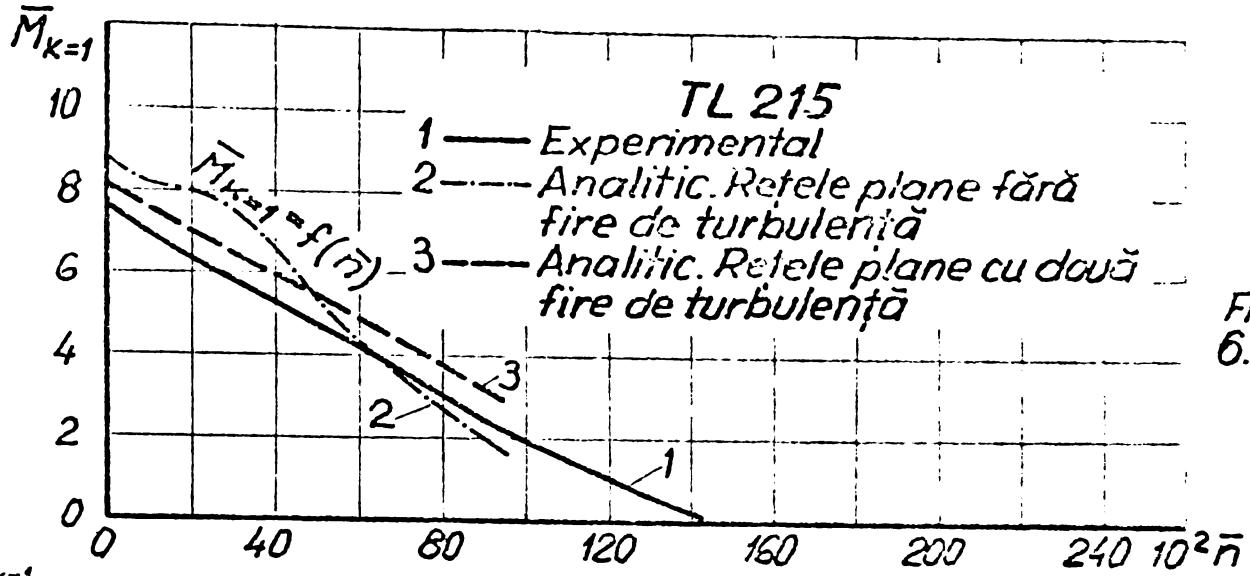
Analiza comparativă a caracteristicilor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.32), $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\eta_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.33), $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{F}_{expK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.34) ale variantei TL 215 determinate pe cale experimentală și analitică evidențiază următoarele aspecte esențiale :

- Din punct de vedere calitativ atât metoda analitică cât și cea experimentală evidențiază fenomene identice în etaj. Acest aspect reiese din alura foarte apropiată a celor două categorii de curbe în special din caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.32).

- Din punct de vedere cantitativ valorile $\bar{M}_{K=1}$ corespunzătoare unor turații constante determinate prin metoda analitică prezintă abateri de +4,5% pentru $\bar{n}=0$ și de +27,3% pentru $\bar{n}=0,96$ în raport cu valorile similare determinate experimental. Acest aspect reiese din faptul că valorile coeficienților de deviație determinate pe cale analitică au valori mai mari decît cele realizate în etajul turbinei.

- Caracteristicile $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.33) determinate pe cale analitică prezintă abateri de +49,6% la $\bar{n}=0$ și +8,6% la $\bar{n}=0,86$ față de caracteristicile experimentale. Valorile mari ale abaterilor căderilor de presiune în zona turațiilor mici de funcționare evidențiază că în etajele turbinei pierderile sînt mai mari decît în rețelele plane corespunzătoare. Creșterea căderilor de presiune considerăm că este cauzată de creșterea pierderilor hidraulice ca urmare a efectului rețelelor axiale multiple în cazul rezultatelor obținute experimental. Aproximarea curbelor $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ în zona turațiilor $\bar{n} < 0,8$ pune în evidență faptul că efectul de ansamblu al rețelelor axiale din etaje se reduce odată cu creșterea turației la arbore.

- Curbele caracteristice $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.34) determinate pe cale analitică prezintă abateri de +17,6% în zona de funcționare cu



putere maximă. Totodată aceste curbe evidențiază o deplasare spre turanții mari cu +16,1% a zonei de funcționare cu putere maximă față de curbele determinate experimental.

- Pe baza caracteristicilor $\bar{F}_{\text{exp } K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.34) determinate pe cale analitică rezultă abateri de -31,6% corespunzător turației $\bar{n}=0$ respectiv -7,29% pentru $\bar{n} > 0,8$ în raport cu caracteristicile determinate pe cale experimentală. Creșterea valorii forței axiale în turbina de foraj este o urmare a creșterii pierderilor constituite și confirmare a acestui fenomen.

Pe baza analizei comparative a caracteristicilor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.35), $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.36), $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{F}_{\text{exp } K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.37) determinate pe cale experimentală și analitică pentru varianta TI 215 rezultă următoarele :

- Rezultatele obținute prin metoda analitică respectiv experimentală evidențiază fenomene calitativ identice în rețea și turbină. Acest aspect reiese pe baza formei celor două categorii de curbe.

- Caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.35) determinate pe cale analitică prezintă o abatere de -6,19% pentru $\bar{n}=0$ respectiv -10% pentru $\bar{n}=0,96$.

- Căderea de presiune pe etaj determinată pe cale analitică prezintă o abatere de -69,6% la $\bar{n}=0$ respectiv -2,3 la $\bar{n}=0,96$ în raport cu caracteristica similară $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.36).

- Curbele caracteristice $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.37) determinate pe cale analitică, prezintă abateri de -7% în zona de funcționare cu putere maximă în raport cu caracteristicile similare determinate pe cale experimentală. Totodată aceste caracteristici evidențiază o deplasare spre turații mai mari a punctului de funcționare cu putere maximă al caracteristicilor experimentale în raport cu punctul similar din caracteristicile determinate analitic.

- Pe baza curbelor caracteristice $\bar{F}_{\text{exp } K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.37) determinate pe cale analitică rezultă abateri de -62,35% la turația $\bar{n}=0$ și +24,1% la turația $\bar{n}=0,96$ în raport cu caracteristicile determinate experimental.

Deosebirile cantitative între curbele caracteristice energetice ale turbinelor de foraj determinate pe cale analitică respectiv experimentală fiind mari și impune o analiză a factorilor care conduc la crearea acestora. Factorii cauzali ai deosebirilor cantitative dintre cele două categorii de curbe comparate sînt cuprinși în relațiile (5.20), (5.21), (5.22) și (5.23). Rezultă că pe baza acestor relații poate să fie evidențiată deosebirea cantitativă între curbele determinate

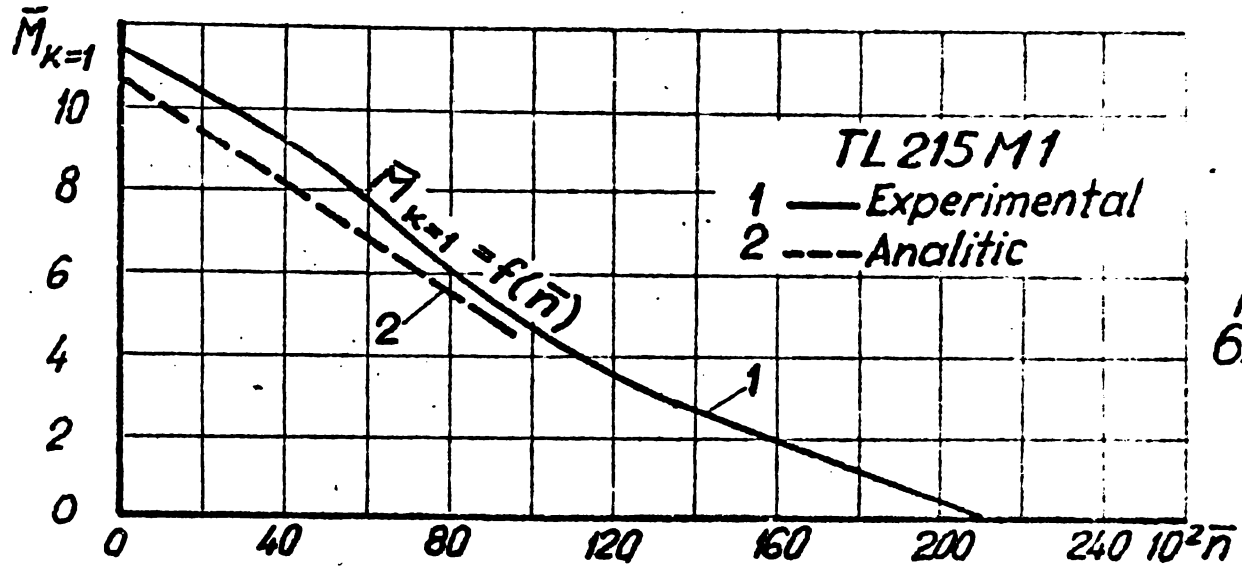


Fig. 6.35

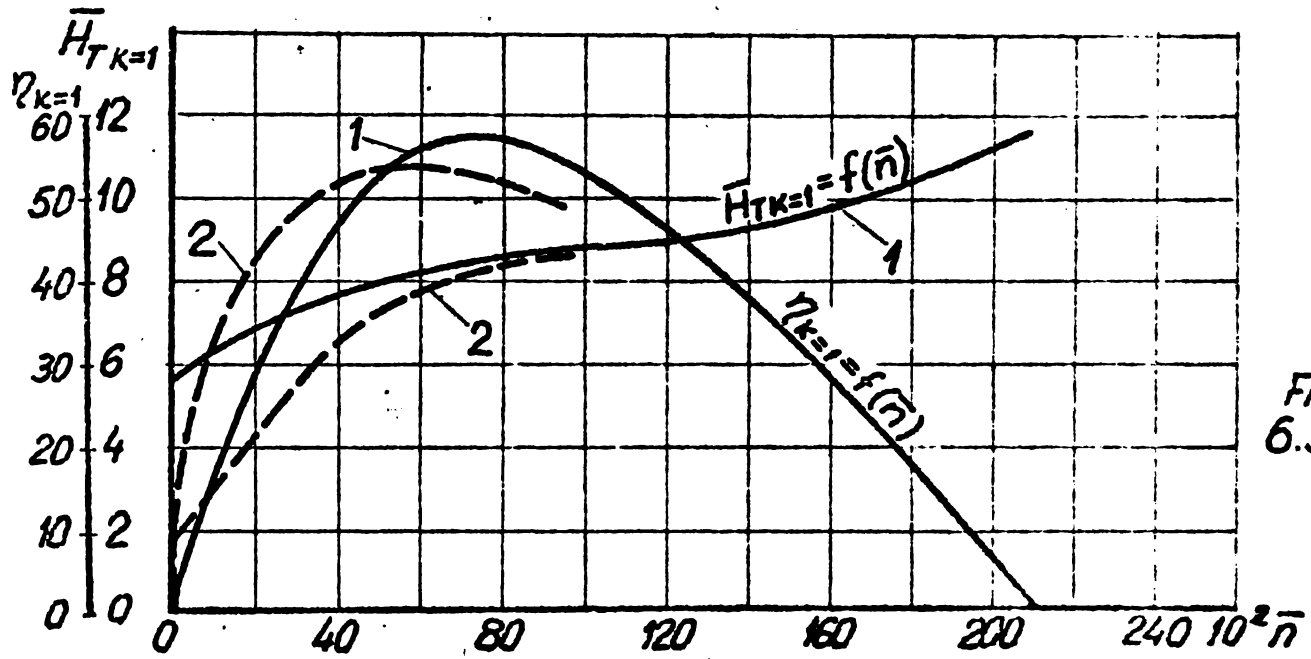


Fig. 6.36

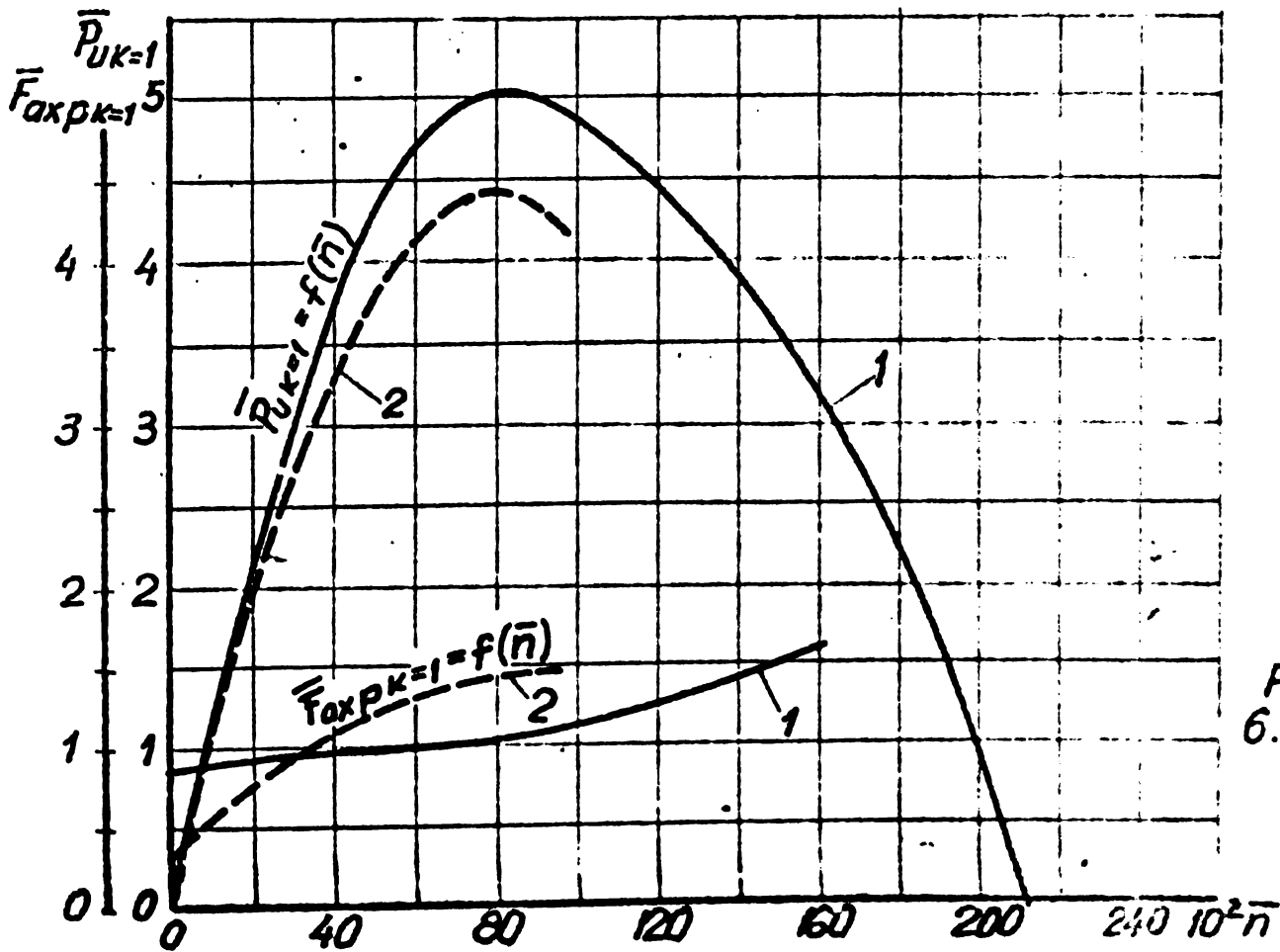


Fig. 6.37

analitic și experimental. Dacă admitem că fenomenul fizic care conduce la crearea deosebiriilor cantitative între cele două categorii de curbe comparate este desprinderea diferită a stratului limită de pe profilele funcționând în rețea plană și în etajele turbinei, atunci cantitativ aceasta poate fi caracterizată prin unghiul de ieșire al curentului din rețea. Cu scopul de a verifica această ipoteză vom analiza în mod succint rezultatele obținute pentru modelul în varianta TL 215 (Fig. 6.33, 6.34) respectiv cele obținute pentru modelul TL 215 M 1 (Fig. 6.35, 6.36, 6.37).

În cazul modelului TL 215 caracteristicile $\overline{M}_{K=1} = f(\overline{n})$ (Fig. 6.31) obținute pe cale analitică au valori mai mari decât cele obținute pe cale experimentală. În conformitate cu ipoteza admisă de desprindere a stratului limită înseamnă că unghiul de ieșire al curentului din stator respectiv rotor este mai mare în etajele turbinei decât cel măsurat pe rețelele plane și utilizat la determinarea caracteristicilor $\overline{M}_{K=1} = f(\overline{n})$ (Fig. 6.32) pe cale analitică. Pentru a verifica această afirmație s-a admis o creștere a unghiului de ieșire al curentului la butucul și periferia rotorului respectiv statorului cu aproximativ 2° . Pe baza metodei analitice prezentată în paragraful 5.3 s-au calculat toate mărimile caracteristice ale unui etaj din varianta TL 215. Pentru a evidenția influența unghiului de ieșire al curentului la butucul și periferia statorului respectiv rotorului s-au calculat caracteristicile energetice cu pas de $30'$, corespunzător domeniului $\overline{n}=0-0,953$. Rezultatele acestor calcule sînt prezentate în tabelul 6.7. Din tabel rezultă că în condițiile creșterii unghiului de ieșire ale curentului la butucul statorului cu $1^\circ 55'$, la butucul rotorului cu $1^\circ 53'$, la periferia statorului cu $1^\circ 57'$ la periferia rotorului cu 2° corespunzătoare pentru $\overline{n}=0$, momentul dezvoltat de etaj se reduce cu 8,07%. În condiții sensibile egale de creștere a unghiului corespunzător turației $\overline{n}=0,953$ se obține o scădere a momentului și puterii cu 26,94%. Aceste valori evidențiază că la regimul de frînare $\overline{n}=0$ o diferență de aproximativ 1° între unghiul de ieșire al curentului din rețeaua plană și din stator, respectiv rotorul etajului, conduce la o diferență de 4,5% între caracteristicile energetice determinate prin cele două metode. Analog pentru turația $\overline{n}=0,953$ o diferență de aproximativ două grade între unghiul de ieșire din statorul respectiv rotorul etajului conduce la o diferență de peste 26% între caracteristicile energetice ale turbinelor de fier obținute pe cele două căi. Dacă ținem seama de faptul că diferența de 2° între unghiul de ieșire al curentului din rotorul respectiv statorul etajului și unghiul de ieșire al curentului din rețeaua plană poate să apară ca urmare a influenței rețelei axiale asupra desprinderilor din stator

limită, a erorilor de execuție ale profilului studiat respectiv ale letelor etajului, a erorilor de măsură în două instalații principale diferite, aceasta poate fi considerată ca o diferență acceptabilă. În aceste condiții diferențele între caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.33) determinate pe cale două ori pot să fie considerate acceptabile. Din analiza valorilor $\bar{P}_{uK=1}$ din tabelul 6.7 pentru $\bar{n}=0,953$ reiese concluzii similare în ceea ce privește diferența între caracteristicile $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.34) determinate prin metoda analitică respectiv experimentală.

Analizând influența modificării unghiului de ieșire al curentului asupra mărimilor caracteristice $\bar{P}_{TK=1}$ și $\bar{P}_{exp K=1}$ (Tabel 6.7) rezultă o creștere a diferențelor între valorile experimentale și cele determinate pe cale analitică. Această observație considerăm că indică un alt factor care prin valoarea sa influențează aceste mărimi caracteristice. Analizând relațiile (5.22) și (5.23) rezultă că acest factor este coeficientul de pierdere în rețea. Pe baza caracteristicilor $\bar{P}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.33) și $\bar{P}_{exp K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.34) și a datelor din tabelul 6.7 rezultă că în condiții experimentale căderea de presiune și forța axială au valori mult mai ridicate decât cele determinate pe cale analitică datorită creșterii coeficientului de pierdere în rețelele axiale multiple ale etajelor în zona turățiilor mici. Valorile mult mai apropiate ale caracteristicilor $\bar{P}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.33) și $\bar{P}_{exp K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.34) în zona turățiilor mari evidențiază că valorile coeficienților de pierdere determinate pe rețele plane de profile sînt mult mai apropiate de cele existente în etajele turbinei în această zonă.

Pentru modelul TL 215 M 1 caracteristicile $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.35) obținute pe cale analitică au valori mai mici decât cele obținute pe cale experimentală. În conformitate cu ipoteza admisă de desprindere a stratului limită, înseamnă că unghiul de ieșire al curentului din stator respectiv rotor este mai mic în etajele turbinei decât cel măsurat pe rețele plane și utilizat la determinarea caracteristicilor $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.35). Pentru verificare s-a admis o scădere a unghiului de ieșire la butucul și periferia rotorului respectiv statorului cu aproximativ 2° . Procedînd ca și în cazul precedent s-au obținut valorile din tabelul 6.8. În ceea ce privește diferența curbelor caracteristice $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.35) determinate pe cale analitică și experimentală pentru varianta TL 215 M 1, luînd în considerare datele din tabelul 6.8 rezultă că această se datorește diferenței de aproximativ 1° între unghiul măsurat în rețeaua plană și cel realizat în statorul și rotorul turbinei. Concluzia se resfrînge și asupra curbelor caracteristice $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig. 6.37) determinate prin cele două metode. Analizînd influența modificării unghiului de ieșire al curentului asupra mărimii caracteristice $\bar{P}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (tabelul 6.8) se desprind concluzii similare la $\bar{n}=0$ ca și pentru

TABLE 6.7

$\frac{n}{r \text{ or } j \text{ min}}$	$\alpha_{0i} = \beta_{2RS}$	$\beta_{0i} = \beta_{1RR}$	$\beta_{3i} = \beta_{2RR}$	$\alpha_{3i} = \beta_{1RS}$	$\alpha_{0e} = \beta_{2RS}$	$\beta_{0e} = \beta_{1RR}$	$\beta_{3e} = \beta_{2RR}$	$\alpha_{3e} = \beta_{1RS}$	δ_{ue}
0	61°	119°	39°30'	140°30'	79°	101°	59°50'	120°10'	0,775
0	61°30'	118°30'	40°	140°	79°30'	100°30'	60°20'	119°40'	0,755
0	62°	118°	40°30'	139°30'	80°	100°	60°50'	119°10'	0,734
0	62°30'	117°30'	41°	139	80°30'	99°30'	61°20'	118°40'	0,714
500	55°30'	80°55'	40°	109°01'	70°30'	49°01'	51°30'	66°51'	-0,073
500	56°	80°12'	40°30'	107°56'	71°	48°42'	52°	65°10'	-0,097
500	56°30'	79°30'	41°	106°52'	71°30'	48°23'	52°30'	65°30'	-0,121
500	57°	78°49'	42°	104°46'	72°	48°05'	53°	64°52'	-0,144

TABLE 6.7 (continue)

δ_{ui}	ζ_{is}	ζ_{es}	ζ_{er}	ζ_{ir}	$10^2 \bar{n}$	$\bar{M}_{K=1}$	$\bar{P}_{UK=1}$	$\bar{H}_{TK=1}$	$\bar{F}_{QPK=1}$
1,767	0,500	0,304	0,108	0,189	0	7,977	0	1,650	0,807
1,735	0,465	0,298	0,105	0,191	0	7,807	0	1,587	0,785
1,703	0,425	0,290	0,102	0,193	0	7,638	0	1,513	0,763
1,671	0,400	0,285	0,100	0,196	0	7,471	0	1,470	0,743
1,032	0,075	0,470	0,558	0,636	95,30	2,719	2,591	5,197	1,243
0,998	0,075	0,477	0,563	0,652	95,30	2,533	2,414	5,062	1,207
0,965	0,075	0,482	0,567	0,684	95,30	2,350	2,240	4,949	1,179
0,913	0,075	0,490	0,571	0,704	95,30	2,112	2,013	4,770	1,128

TABLE 6.8

$\frac{n}{r \text{ or } j \text{ min}}$	$\alpha_{0i} = \beta_{2RS}$	$\beta_{0i} = \beta_{1RR}$	$\beta_{3i} = \beta_{2RR}$	$\alpha_{3i} = \beta_{1RS}$	$\alpha_{0e} = \beta_{2RS}$	$\beta_{0e} = \beta_{1RR}$	$\beta_{3e} = \beta_{2RR}$	$\alpha_{3e} = \beta_{1RS}$	δ_{ue}
0	41°	139°	41°	139°	59°45'	120°15'	59°45'	120°15'	1,100
0	40°30'	139°30'	40°30'	139°30'	59°15'	120°45'	59°15'	120°45'	1,100
0	40°	140°	40°	140°	58°45'	121°15'	58°45'	121°15'	1,214
0	39°30'	140°30'	39°30'	140°30'	58°15'	121°45'	58°15'	121°45'	1,238
500	38°30'	112°18'	38°30'	112°18'	59°45'	57°24'	59°45'	57°24'	-0,056
500	38°	113°24'	38°	113°24'	59°15'	57°52'	59°15'	57°52'	-0,033
500	37°30'	114°31'	37°38'	114°31'	58°45'	58°22'	58°45'	58°22'	-0,009
500	37°	115°38'	37°	115°38'	58°15'	58°52'	58°15'	58°52'	0,014

TABEL 6.8. (Continuare)

δ_{ui}	ζ_{is}	ζ_{es}	ζ_{er}	ζ_{ir}	$10^2 \bar{n}$	$\bar{M}_{K=1}$	$\bar{P}_{UK=1}$	$\bar{H}_{TK=1}$	$\bar{F}_{axK=1}$
2,301	0,179	0,355	0,355	0,179	0	10,962	0	1,600	0,272
2,342	0,181	0,335	0,335	0,181	0	11,168	0	1,545	0,265
2,384	0,184	0,325	0,325	0,184	0	11,376	0	1,525	0,25
2,426	0,186	0,310	0,310	0,186	0	11,588	0	0,487	0,252
1,667	0,215	1,215	1,215	0,213	95,30	4,621	4,404	8,033	1,479
1,713	0,209	1,21	1,21	0,209	95,30	4,840	4,512	8,865	1,509
1,759	0,204	1,205	1,205	0,204	95,30	5,062	4,824	9,047	1,540
1,807	0,200	1,200	1,200	0,200	95,30	5,289	5,040	0,236	1,571

variante TL 215. Corespunzător turajului $\bar{n}=0,953$ în cazul acestei variante se obține o creștere a căderilor de presiune prin metoda analitică față de cele din turbina (Fig.6.36) ceea ce evidențiază o creștere a coeficienților de pierdere din rețeaua plană în această zonă de funcționare. Acelaș aspect reiese din analiza valorilor $\bar{F}_{axK=1}$ (Tabel 6.8) în cazul reducerii unghiului de ieșire al curentului cu 1° .

Pe baza analizei comparative a caracteristicilor energetice ale turbinelor de foraj obținute pe cale experimentală și analitică rezultă:

- Curgerea prin rețele plane și rețele axiale multiple ale turbinelor de foraj se realizează în condiții fizice apropiate. Această constatare justifică studiile efectuate asupra rețelelor plane de profile groase. Aceste studii se pot realiza în multiple variante în condiții tehnico-economice mai favorabile decât cercetările pe modele experimentale de turbine.

- Diferențele mici între valorile unghiului de ieșire al curentului din rețeaua plană de profile și rețelele axiale ale rotorului și statorului se datoresc următoarelor cauze : modului diferit de desprindere al stratului limită, erorilor de execuție ale profilelor, erorilor care afectează măsurătorile pe rețele plane de profile, erorilor de execuție ale paletelor etajelor precum și erorilor care afectează măsurătorile pe modele experimentale ale turbinelor de foraj. Diferențele între unghiul de ieșire al curentului din rețeaua plană de profile și rețelele axiale ale rotorului, în valoarea absolută de $1-2^\circ$, confirmă rigurozitatea execuției profilelor, etajelor turbinei și a metodei de efectuare a măsurătorilor.

- Modificările substanțiale ale valorilor coeficienților de pierdere din etajele turbinelor de foraj în raport cu valorile similare obținute pe rețelele plane corespunzătoare, puse în evidență pe baza caracteristicilor $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ și $\bar{F}_{axK=1} = f(\bar{n})$ reliefează în mod necesar

dare în rețeaua axială urmate de creșterea pierderilor în special în zona turațiilor mici de funcționare.

- Corespondența bună a curbelor caracteristice $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$, $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ în tot domeniul de comparație și a curbelor $\bar{H}_{K=1} = f(\bar{n})$ respectiv $\bar{T}_{expK=1} = f(\bar{n})$ în zona de funcționare cu putere maximă și în continuare spre valori mari ale turației, confirmă ipotezele care stau la baza metodei analitice. Totodată aceasta evidențiază că structura și forma relațiilor stabilite oglindesc și aspectele fizice ale fenomenelor din etaje.

- Datorită limitelor impuse de variația unghiului de intrare al curentului în instalația de cercetare a rețelelor plane de profile, caracteristicile energetice determinate pe cale analitică nu se extind pe întregul domeniu de funcționare al turbinelor de foraj.

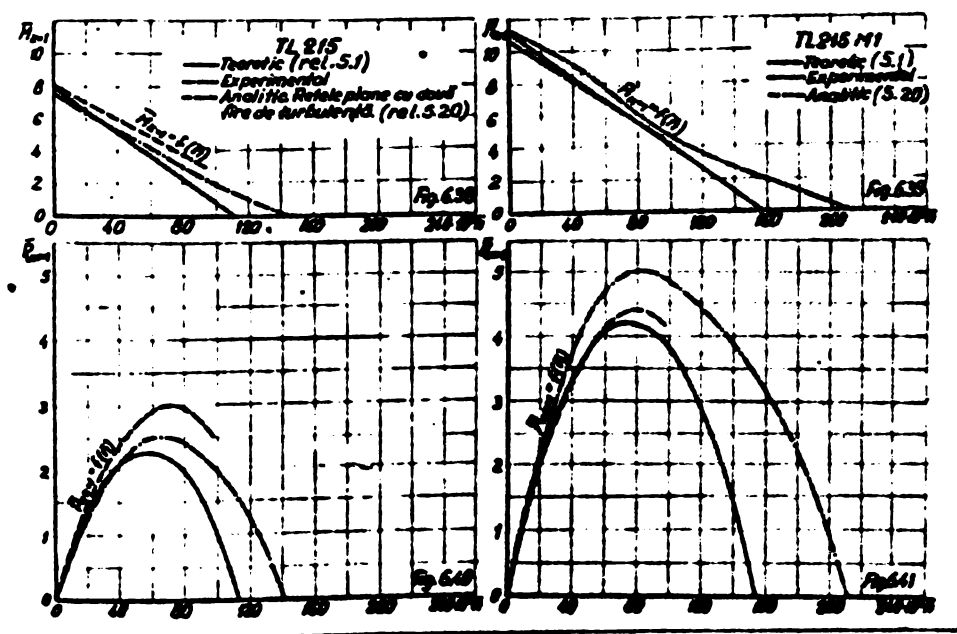
6.8. Analiza comparativă a curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale teoretică, analitică și experimentală

Comparația caracteristicilor etajelor turbinelor de foraj determinate pe cale analitică și experimentală, efectuată în paragraful precedent, a evidențiat o concordanță bună între caracteristicile comparate. În vederea unei analize comparative a caracteristicilor teoretice cu cele obținute pe cale analitică respectiv experimentală s-au determinat aceste caracteristici pentru variantele TL 215 și TL 215 M 1. Calculul caracteristicilor teoretice s-a efectuat cu relația (5.4). Carac-

teristicile teoretice obținute sînt prezentate în figurile 6.38 și 6.41 împreună cu caracteristicile determinate pe cale analitică și experimentală.

Comparația caracteristicilor teoretice cu cele analitice evidențiază :

- O concordanță foarte bună a caracteristicilor pentru varianta TL 215 M 1 avînd pale-



te netorsionate.

- O concordanță cantitativă bună a caracteristicilor pentru varianta TL 215 avînd paletele torsionate. Calitativ caracteristica teoretică

$M_{x,1} = f(\bar{n})$ diferă de aceea determinată analitic avînd o stabilitate marită.

Comparația caracteristicilor teoretice cu cele experimentale evidențiază :

- O concordanță bună a caracteristicilor teoretice cu cele experimentale pentru $\bar{n} < 0,8$.

- Valori mai reduse ale turației de ambalare decît cele determinate experimental.

- Fenomene diferite în etajele turbinelor în special pentru etajul avînd palete torsionate. Aceste fenomene sînt evidențiate prin stabilitatea diferită a caracteristicilor comparate.

Pe baza comparațiilor efectuate în cele de mai sus rezultă că :

- Pentru a evidenția influența unghiului de ieșire a curentului din stator respectiv rotor și a unghiului de așezare al paletelor metoda teoretică oferă rezultate de ansamblu satisfăcătoare în special pentru etajele avînd paletetele netorsionate.

- Caracteristicile teoretice nu iau în considerare corelația între unghiul de intrare și ieșire a curentului din rețelele de profile fante care cauzează abateri ale curbelor comparate în zona turațiilor mari.

- Pentru evidențierea cît mai reală a fenomenelor din rețea se recomandă utilizarea metodei analitice pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

6.9. Particularități funcționale ale profilelor în rețea plană și în turbina de foraj

Pe baza rezultatelor obținute prin cercetări asupra rețelelor plane de profile groase prezentate în paragrafele 3.6 și 3.9, s-a evidențiat faptul că în rețelele plane poate să apară fenomenul de desprindere a stratului limită laminar de pe profil. S-a arătat că desprinderea este cauzată de gradul redus de turbulență al curentului din tunelul aerodinamic. Desprinderea stratului limită laminar se manifestă în rețeaua plană prin creșterea valorilor unghiului de ieșire al curentului din rețea. Ca urmare caracteristica $\beta_2 = f(\beta_1)$ a rețelei plane nu mai este liniară ci o curbă de ordin superior. În cele ce urmează vom analiza cum se reflectă aceste fenomene particulare ale funcționării profilelor în rețea plană, asupra caracteristicilor etajelor turbinelor de foraj.

Influența desprinderilor a fost analizată pentru un etaj al variantei TL 215 studiată și experimental, deoarece periferia paletelor rotorului și statorului acestui model a fost definită prin profilele 1, 17 care la funcționarea în rețea plană au prezentat desprinderi. Pentru des-

terminarea curbelor caracteristice ale etajului pe cale analitică au fost utilizate rezultatele măsurătorilor pe rețele plane fără fire de turbulență (Fig.3.14 - 3.18).

Caracteristicile etajului obținute în ipoteza că pe zona de la periferia rotorului și statorului s-ar produce desprinderea laminară sînt prezentate în Fig.6.32, 6.33, 6.34. Comparînd caracteristica $\bar{U}_{K=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.32) obținută analitic pe baza măsurătorilor pe rețele plane fără fire de turbulență cu caracteristica similară obținută pe cale experimentală pe turbină, rezultă atât diferențe calitative cît și cantitative. Caracteristica $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ obținută pe cale analitică prezintă o dublă inflexiune pronunțată și o tendință căzătoare spre zona turațiilor de ambalare. Abaterile cantitative față de caracteristica experimentală sînt aproximativ duble pentru $\bar{n} < 0,35$ față de abaterile caracteristicii $\bar{M}_{K=1} = f(\bar{n})$ obținută pe baza măsurătorilor efectuate pe rețele echipate cu două fire de turbulență.

Caracteristica $\bar{P}_{uK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.34) obținută pe baza încercării rețelei plane fără fir de turbulență este mai apropiată de caracteristica experimentală decît curba similară obținută pe baza încercărilor efectuate pe rețele echipate cu două fire de turbulență.

Caracteristicile $\bar{H}_{TK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.33) obținute pe cale analitică pe baza măsurătorilor, efectuate asupra rețelelor plane cu și fără fir de turbulență se suprapun, reliefînd aspecte prezentate în paragraful 6.7. Excepție face zona $\bar{n} > 0,8$ unde caracteristica obținută pe baza încercărilor fără fire de turbulență are tendință căzătoare.

Caracteristica $\bar{F}_{expK=1} = f(\bar{n})$ (Fig.6.34) obținută pe baza încercărilor pe rețele fără fire de turbulență are abateri mai mici față de caracteristica experimentală în zona $\bar{n} < 0,4$ decît caracteristica obținută pe baza încercărilor cu fire de turbulență. Pentru $\bar{n} > 0,4$ aceasta are o tendință căzătoare.

Pe baza analizei caracteristicilor turbinei de foraj obținute pe cale analitică folosind măsurătorile efectuate asupra rețelelor de profile fără fire de turbulență rezultă că în etajul turbinei nu apare desprinderea stratului limită laminar de pe palată. Această particularitate caracteristică rețelelor de profile groase de a funcționa cu desprindere laminară în rețea și practic fără desprinderi în etajele turbinelor de foraj impune anumite precauții în cercetările efectuate asupra acestei categorii de rețele plane.

6.10. Concluzii privind cercetările experimentale asupra turbinelor de foraj cu turație redusă.

Stațiunea pentru cercetări experimentale asupra turbinelor de foraj din Laboratorul de mașini hidraulice Timișoara, prima de acest

fel din țară, a fost proiectată, etalonată și pusă în funcțiune de autor. Stațiunea executată prin colaborarea dintre I.C.U.P. "1 Mai" - Ploiești și Catedra de mașini hidraulice a I.P.T.V.T., este caracterizată prin următoarele particularități tehnico-funcționale în raport cu stațiuni asemănătoare prezentate în literatură :

- Asigură un debit riguros constant indiferent de căderea de presiune din modelul experimental.

- Permite investigarea aceluiași model experimental la mai multe valori constante ale debitului considerat ca parametru.

- Asigură determinarea pierderilor prin frecare în lagăre, etanșări și cu lichidul de lucru.

- Asigură determinarea forței axiale a subansamblului rotitor și pe paletele rotorului.

- Asigură determinarea prin intermediul mărimilor electrice a tuturor caracteristicilor modelului experimental. Astfel oferă posibilitatea de conectare a stațiunii de încercare la sisteme de achiziționare și prelucrare automată a datelor.

- Prin sistemul de frinare electrică recuperativă asigură reglarea continuă a turației în tot domeniul de funcționare, o stabilitate mare în funcționare și recuperarea parțială a energiei consumate.

- Aparatura de măsură din dotarea stațiunii cu clasa de precizie 0,5 - 1 permite determinarea tuturor mărimilor caracteristice ale modelelor experimentale cu erori maxime de $\pm 1\%$.

Programul de cercetări asupra a trei modele de turbine de foraj a urmărit :

- Verificarea pe cale experimentală a ipotezelor și relațiilor stabilite pe cale teoretică.

- Determinarea caracteristicilor energetice ale modelelor în vederea realizării prototipului industrial al turbinei de foraj.

- Pe baza cercetărilor experimentale s-au determinat :

- Curbele caracteristice a trei modele experimentale lucrând cu debit variabil în limitele 30-40 l/sec.

- Curbele caracteristice ale etajelor sub forma adimensională pentru cele trei variante studiate.

Unicitatea caracteristicilor etajelor turbinelor de foraj în forma adimensională pentru fiecare model, indiferent de valoarea debitului la care s-au efectuat cercetările experimentale confirmă :

- Ipotezele de similitudine admise.

- Independența caracteristicilor adimensionale de debit.

- Rigurozitatea cercetărilor experimentale efectuate asupra modelelor turbinelor de foraj.

Comparația caracteristicilor teoretice cu cele obținute pe cale experimentală evidențiază :

- O concordanță bună a rezultatelor teoretice și experimentale pentru $n < 0,8$.

- Valori mai reduse a turației de ambalare în cazul caracteristicilor teoretice față de valorile determinate experimental.

- Fenomene diferite în etajele turbinelor având palete torsionate, evidențiate prin stabilitatea diferită a caracteristicilor comparate.

Comparația caracteristicilor energetice ale etajelor obținute pe cale experimentală cu cele determinate pe cale analitică a evidențiat :

- Caracteristici calitativ identice obținute prin cele două metode.

- Diferențe cantitative ale caracteristicilor comparate, cauzate de modificări ale unghiului de ieșire al curentului în limite de $1-2^\circ$, în funcționarea profilelor în rețea axială multiplă față de funcționarea în rețea plană.

- Abateri maxime ale unghiului de ieșire al curentului de $4,6\%$ pe ansamblul cercetărilor experimentale efectuate pe rețele plane și pe modele ale turbinelor de foraj.

- Creșterea coeficienților de pierderi în rețele axiale multiple față de cei obținuți în rețele plane corespunzător zonei unghiurilor de intrare mai reduse.

- Coeficienți de pierderi cu valori apropiate în rețelele plane și rețelele axiale multiple în zona optimă de funcționare.

- Corelarea creșterii coeficienților de pierdere cu creșterea forței axiale pe palete.

- Confirmarea teoriei similitudinei pe baza căreia au fost definite mărimile caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj sub formă adimensională.

- Caracterul general și forma unitară a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate.

Comparația caracteristicilor energetice ale etajelor obținute pe cale experimentală cu cele determinate pe cale analitică pe baza cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor de profile fără fire de turbulență relevă :

- Abateri de la forma liniară a caracteristicilor : moment în funcție de turație și forța axială pe paletă în funcție de turație determinate pe cale analitică.

- Tendință scăzătoare a caracteristicii moment funcție de turație spre valori mai reduse ale turației de ambalare.

- La funcționarea în turbină desprinderea stratului limită lami-

nar de pe profil nu se produce chiar dacă profilul prezintă acest fenomen la funcționarea în rețele plane.

Pe baza concluziilor rezultate din compararea caracteristicilor energetice ale etajelor obținute pe cale experimentală și cantitativ rezultă că pentru a asigura uniformitatea funcționării profilurilor groase având curbura mare în rețelele plane și rețelele axiale ale etajelor turbinelor de foraj se recomandă :

- Analiza formei caracteristicilor $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $\sigma_u = f(\beta_1)$ la funcționarea profilului în rețele plane.

- Atașarea a 1-2 fire de turbulență tuturor profilelor funcționând în rețele plane dacă caracteristicile $\beta_2 = f(\beta_1)$ și $\sigma_u = f(\beta_1)$ se abat de la forma liniară.

Rezultatele cercetărilor experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj studiate sînt comparabile calitativ și cantitativ cu rezultate publicate în literatură. Din punct de vedere cantitativ modelele studiate prezintă performanțe superioare în raport cu cele mai bune modele aflate în literatura consultată, performanțe definite prin :

- stabilitate mărită în zona turațiilor reduse de funcționare
- creșterea sensibilă a raportului între momentul dezvoltat și căderea de presiune la frînare
- reducerea căderii de presiune pe un etaj în special în zona turațiilor reduse de funcționare
- posibilitatea utilizării mai raționale a energiei hidraulice pe ansamblul instalațiilor de foraj, în condițiile forajului cu jet, la apăsări mari pe sapă.

CAP. VII. CONCLUZII GENERALE

Cercetările efectuate în cadrul lucrării au urmărit influența geometriei rețelei și a profilului paletelor asupra caracteristicilor energetice ale turbinelor de foraj. Modul de abordare al problemei, diferit de cele prezentate în literatură, precum și obiectivul de aplicare practică a rezultatelor cercetărilor au necesitat soluționarea următoarelor probleme :

- Determinarea caracteristicilor energetice ale rețelelor plane formate din profile având curbura și grosime mare,
- Elaborarea unei teorii unitare și a unei metode pentru determinarea caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor plane de profile,
- Proiectarea și realizarea instalației de încercare, elaborarea metodei de lucru și verificarea pe cale experimentală, pe modele ale turbinelor de foraj, a ipotezelor și relațiilor teoretice.
- Stabilirea căilor și modelităților de aplicare în proiectarea tehnologică și în industrie a rezultatelor cercetărilor efectuate.

Rezultatele cercetărilor experimentale asupra rețelelor plane de profile având grosime și curbura mare sînt prezentate sub forma caracteristicilor universale, după metoda elaborată de V. Anton. Caracteristicile universale sintetizează rezultatele cercetărilor efectuate asupra rețelelor plane de profile și evidențiază următoarele contribuții cu caracter de noutate :

- S-au determinat și prezentat într-o formă unitară toate caracteristicile energetice ale rețelelor de profile având grosime și curbura mare studiate și s-a definit domeniul energetic optim de funcționare al acestora. Pe baza cercetărilor efectuate asupra a 51 rețele plane formate cu 6 tipuri de profile având geometrie diferită, s-a evidențiat influența geometriei profilului asupra domeniului energetic optim.

- S-a determinat influența geometriei rețelei asupra caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile având grosime și curbura mare. Pe baza caracteristicilor universale obținute s-a determinat unghiul relativ respectiv unghiul de așezare optim pentru fiecare din rețelele studiate.

- S-a determinat cantitativ influența desprinderii stratului limită laminar de pe profilele funcționînd în rețea plană, asupra caracteristicilor energetice ale acestora.

- Prin intermediul unghiului de intrare al curenților în rețea s-a stabilit o corespondență directă între mărimile caracteristice ale rețelelor plane de profile și caracteristicile energetice ale turbinelor

1007.

Observațiile experimentale efectuate succesiv asupra secțiunilor de
de pîne formate din profile cu și fără fire de turbulență, evidențiază
influența desprinderii stratului limită laminar de pe profilele
de aceeași în rețea, asupra caracteristicilor energetice. Din cauza
acestor observații s-a stabilit că :

- Atîta timp cît nu apare desprinderea stratului limită laminar
de pe profilele funcționînd în rețea plană curbele caracteristice $\beta_1 =$
 $f(\beta_1)$ și respectiv $\sigma_u = f(\beta_1)$ sînt liniare.
- Un indice calitativ al momentului apariției desprinderilor lamina-
re de pe profilele funcționînd în rețea îl constituie abaterile de la
liniaritatea, respectiv apariția inflexiunilor caracteristicilor $\beta_2 =$
 $f(\beta_1)$ și $\sigma_u = f(\beta_1)$.

- Prezența desprinderilor laminare conduce la deplasarea zonei op-
time de funcționare spre valori mai mari ale unghiului de intrare și la
reducerea coeficienților de deviație în această zonă.

În scopul asigurării unui caracter general și a unei forme unice
a expresiilor pentru definirea coeficienților caracteristici ai etajelor
turbinelor de foraj prezentate în literatură, au fost preluate și
particularizate relațiile pentru definirea coeficienților fundamentali
și derivați ai mașinilor axiale stabilite de către Acad. Ion Intex. În
această beză au fost obținute următoarele rezultate :

- S-au definit în formă generală adimensională, coeficienții fun-
damentali și derivați pentru etajele turbinelor de foraj.
- S-au stabilit relații de corelare ale coeficienților adimensio-
nali ai etajelor turbinelor de foraj prezentați în literatură cu coefi-
cienții fundamentali și derivați ai etajelor definiți în cadrul lucrării.
- S-a determinat dependența coeficienților fundamentali și deri-
vați ai etajelor turbinelor de foraj de turația specifică adimensională.
- S-a evidențiat că utilizarea diametrului mediu al etajului pen-
tru definirea turației specifice adimensionale conduce la relații ne-
echivalente cu aceia obținută pe baza diametrului exterior. În virtute
acestui fapt pentru etajele turbinelor de foraj ca și pentru mașinile
hidraulice axiale se recomandă ca mărime geometrică de referință dia-
metrul exterior al rotorului.

- S-au stabilit relații de definire a mărimilor caracteristice
energetice ale etajelor turbinelor de foraj în funcție de coeficienții
fundamentali și derivați, respectiv de diametrul exterior al rotorului
ca mărime geometrică de referință.

- Luîndu-se în considerare criteriile de similitudine, s-a
stabilit corelații între mărimile caracteristice energetice ale

etajelor exprimate în forma dimensională respectiv adimensională.

- Pe baza relațiilor de definire a mărimilor caracteristice energetice ale etajelor în formă adimensională, în funcție de coeficienții fundamentali și derivați, s-a determinat dependența acestor mărimi de turația specifică adimensională, într-o formă generală și unitară, independentă de sistemul de unități.

- Pe baza cercetărilor efectuate s-a introdus o nouă mărime caracteristică a etajelor turbinelor de foraj : forța axială dezvoltată pe paletetele rotorului. Pentru această mărime caracteristică s-au stabilit relații de definire sub formă dimensională și adimensională.

Prin utilizarea ecuațiilor fundamentale sub formă adimensională s-au determinat curbele caracteristice teoretice pentru o turbină având dimensiunea nominală de 215 mm. Caracteristicile teoretice obținute evidențiază :

- Influența unghiului de ieșire a curentului din stator respectiv rotor asupra caracteristicilor energetice ale turbinei.

- Influența unghiului de așezare a profilului în rețea asupra caracteristicilor teoretice.

- Performanțele energetice teoretic realizabile de către un etaj al turbinei de foraj în condițiile modificării unghiului de ieșire al curentului din stator respectiv rotor în limitele $5-90^{\circ}$.

Comparația caracteristicilor teoretice cu cele obținute pe cale analitică și experimentală evidențiază :

- O concordanță bună a caracteristicilor teoretice cu cele experimentale pentru $\bar{n} < 0,8$.

- Valori mai reduse ale turației de ambalare decât cele determinate pe cale experimentală.

- Fenomene diferite în etajele turbinelor având paletete torționate, evidențiate prin stabilitatea diferită a caracteristicilor comparate.

Pentru determinarea anuamblului curbelor caracteristice corespunzător întregului domeniu de funcționare al etajelor turbinelor de foraj a fost elaborată metoda analitică. Pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor plane de profile, metoda analitică permite studiul și determinarea cantitativă a :

- Curbelor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj pentru situația generală în care geometria profilului și a rețelei paletelor este variabilă în lungul razei.

- Influenței pasului relativ și unghiului de așezare asupra caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj.

- Influenței geometriei profilului asupra curbelor caracteristice energetice ale etajelor turbinelor de foraj.

- Influenței diametrului relativ asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

Metoda analitică a fost aplicată în cadrul lucrării pentru :

- Determinarea curbelor caracteristice ale unor variante de cingătoare pentru turbine de foraj cu turație redusă.

- Studiul influenței pasului relativ asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

- Studiul influenței unghiului de așezare asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

- Studiul influenței desprinderii stratului limită laminar asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

Rezultatele obținute prin aplicarea metodei analitice sînt comparabile cu rezultate publicate în literatură, obținute prin încercări asupra modelului experimental de turbine de foraj.

Cu scopul verificării rigurozității ipotezelor care stau la baza metodei analitice precum și a relațiilor stabilite în cadrul acestora s-au efectuat cercetări experimentale. În vederea realizării acestora a fost proiectată, montată, etalonată și pusă în funcțiune în anul 1974 stațiunea pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj din Laboratorul de cercetări mașini hidraulice a Institutului Politehnic Traian Vuia din Timișoara, prima stațiune de acest fel din țară. Această stațiune este caracterizată prin particularități și îmbunătățiri constructiv-funcționale în raport cu stațiuni similare prezentate în literatură.

Programul de cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj a fost conceput astfel încît să răspundă atât scopului științific urmărit cît și scopului aplicativ : realizarea în țară pe bază de concepție proprie a turbinelor de foraj cu turație redusă. Corespunzător atingerii acestor obiective programul de cercetare a cuprins: studiul experimental a trei variante de modele avînd diametrul nominal identic și palete diferite. Parametrul cercetărilor efectuate a fost debitul.

Rezultatele cercetărilor experimentale asupra celor trei variante de modele studiate sînt prezentate sub formă curbelor caracteristice ale modelelor lucrînd cu debit variabil și sub forma caracteristicilor adimensionale ale unui etaj. Pe baza acestora rezultă :

- Performanțele cantitative ale modelelor studiate pentru întregul domeniu de funcționare a acestora.

- Caracterul independent de debit al tuturor caracteristicilor energetice ale etajelor turbinelor de foraj exprimate sub formă adimensională.

- Rigurozitatea și caracterul general al relațiilor de definiție și măsurimilor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj sub formă adimensională stabilite pe baza teoriei similitudinii.

- Calitățile stațiunii de încercare a modelelor experimentale pentru turbine de foraj și rigurozitatea metodei experimentale.

- Posibilitatea generalizării rezultatelor experimentale obținute și aplicării acestora în diverse situații particulare concrete.

Comparația curbelor caracteristice adimensionale ale unui etaj obținute pe cale experimentală și pe cale analitică evidențiază :

- Corectitudinea ipotezelor și relațiilor care stau la baza metodei analitice pentru determinarea curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

- O diferență maximă de $1-2^{\circ}$ între unghiurile de ieșire a curentului din rețelele plane respectiv rețelele axiale multiple ale turbinelor de foraj formate din același profile.

- Diferențe mici în funcționarea profilelor în rețele plane și în rețelele axiale multiple ale turbinelor de foraj.

- Influența desprinderii stratului limită laminar de pe profilele funcționând în rețea plană asupra curbelor caracteristice ale etajelor turbinelor de foraj.

Pentru aplicarea în proiectarea tehnologică și industrie a rezultatelor cercetărilor efectuate pe toată durata elaborării lucrării a existat o strânsă colaborare a Catedrei de mașini hidraulice din Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara cu IPCUP București și ICUP "1 Mai" Ploiești. Rezultatele de până acum ale acestei colaborări sînt materializate în prototipul industrial al turbinei de foraj cu turație redusă de 215. Prototipul industrial a funcționat în probe de lucru în Platforma petrolului Mănești, sonda de foraj Tîrziu pe o adâncime de 1000 m în anul 1976. Rezultatele obținute în probele de durabilitate și funcționare efectuate asupra prototipului industrial în sonda 657 au evidențiat că :

- Turbina de foraj cu turație redusă are o fiabilitate mai mare decît turbinele convenționale.

- Căderea de presiune pe turbina cu turație redusă este mai mică decît pe turbinele de foraj convenționale avînd aceeași dimensiune nominală. Acest rezultat evidențiază că utilizarea turbinei cu turație redusă asigură realizarea unor economii de energie sau creează disponibilități energetice în vederea creșterii presiunii la diuzele sapei în condițiile creșterii apăsării pe talpă.

- Spălarea la talpă este mai bună fiind eliminată pierderea de debit la niplu.

- Durata de lucru la talpă a unei sape a fost prelungită cu 2-3 ore.

Principalele contribuții ale autorului în cadrul colaborării dintre Catedra de mașini hidraulice și IPCUP București respectiv ICUP "1 Mai" Ploiești sînt :

1.- În domeniul proiectării :

- Elaborarea proiectului de execuție pentru șase variante de profile studiate în 31 de rețele plane.

- Elaborarea proiectului de execuție al stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj, a proiectului tehnologic pentru modelul experimental și a proiectelor de execuție pentru trei variante de etaje.

2.- În domeniul tehnologic și de execuție :

- Elaborarea tehnologiei de montaj, punere în funcțiune și etalonare a stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor turbinelor de foraj.

- Elaborarea tehnologiei de execuție a modelelor paletelor și etapelor turbinelor de foraj pentru două din variantele studiate executate în cadrul Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

- Urmărirea execuției și controlul dimensional final al tuturor ansamblelor și subansamblelor utilizate în lucrările de cercetare.

- Participarea la urmărirea execuției și încercărilor prototipului industrial.

Rezultatele cu caracter tehnic aplicativ ale cercetărilor proprii efectuate în domeniul turbinelor de foraj au fost brevetate de către Acad. Ioan Anton și autor în invenția cu titlul "Etaaj pentru turbina de foraj cu turație redusă".

În vederea prelucrării operative a rezultatelor cercetărilor și aplicării în practică a acestora s-au elaborat :

- Un program în limbaj FORTRAN pentru calculatorul electronic Felix CE-256.

- Trei programe în limbaj mașină pentru calculatorul electronic de birou cu program Compucorp-Scientist Model 324 G.

Cercetările teoretice și experimentale cuprinse în cadrul lucrării oferă o bază modestă în vederea aprofundării problematicei abordate, a extinderii cercetărilor asupra unor noi aspecte și a aplicării directe în activitatea de proiectare din domeniul turbinelor de foraj a rezultatelor obținute. Astfel metoda analitică oferă posibilități în vederea :

- Aprofundării analizării influenței geometriei rețelei asupra curbilor caracteristice ale turbinelor de foraj pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate asupra rețelelor plane de profile.

- Efectuării unei analize sistematice a influenței geometriei profilului asupra curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj.

- Lărgirii și aprofundării influenței desprinderii stratului limită de pe profilele funcționând în rețea asupra propriilor caracteristici energetice și asupra caracteristicilor turbinelor de foraj.

- Proiectării unor turbine de foraj cu caracteristici impuse având variația redusă sau ridicată.

Rezultatele obținute deschid perspectiva unor cercetări privind adaptarea ipotezelor care stau la baza metodei analitice la condițiile specifice ale mașinilor hidraulice axiale în general. Rezultatele pozitive ale unei atare cercetări ar fi în măsură să ofere caracteristicile energetice ale mașinilor axiale pe cale analitică, în baza rezultatelor cercetărilor experimentale asupra rețelelor plane de profile.

Din punct de vedere economic rezultatele obținute în lucrare oferă o sursă importantă de reducere a investițiilor și perioadei de cercetare în domeniul turbinelor de foraj. Astfel cercetările de selecție pe mai multe variante de etaje cu o durată mare și un preț de cost ridicat pot să fie efectuate cu ajutorul metodei analitice în mod operativ și la un preț de cost mai redus. Aceasta impune însă existența unor cercetări sistematice pe rețele plane de profile care au un caracter mai general, un preț de cost scăzut și o perioadă scurtă de realizare.

B I B L I O G R A F I E

- 1.- Albring W.: Das Eulerdiagramm zur Auslegung von axialen Strömungsmaschinen. Maschinenbau Technik nr.6, 1958.
- 2.- Albring W.: Das Eulerdiagramm zur Auslegung von axialen Schaufelrädern. Maschinenbau Technik nr.7, 1958.
- 3.- Albring W.: Angewandte Strömungslehre 2 Auflage Verlag T Steinkopff Dresden-Leipzig 1962.
- 4.- Albring W.: Das abreißen der strömung bei geraden Flügelgittern und auf den Schaufeln axialer Strömungsmaschinen. Periodica Polytechnica nr.2, 1964 Budapest.
- 5.- Alimbekov B.D.; Sişmakov V.T.: Opit vnedrenia almeznim dolot. Razvedka i ohrana nedr nr.7, 1969.
- 6.- Alyre P.: Les turbines de forage. Etablissements Neyrpic, 1959
- 7.- Anton I.: Diametrul optim al butucului la turbinele Kaplan. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T. Seria mecanică Tom 15 (29) Fas 2; 1970.
- 8.- Anton I.: Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale turbinelor axiale I. Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Tom 30, nr.3, 1971.
- 9.- Anton I.: Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale turbinelor axiale. II. Studii şi cercetări de mecanică aplicată nr.4, 1971.
- 10.- Anton I., Anton V., Santău I.: Reţele de profile TF 7/2 in. Lucrare de colaborare cu U.C.M. "1 Mai" Ploieşti. Document intern Catedra de maşini hidraulice, 1967.
- 11.- Anton I., Popa O.: Repartiţia potenţial-teoretică a presiunilor pe conturul profilului hidrodinamic MHT-1. Studii şi cercetări Ştiinţe tehnice. Timişoara nr.3-4, 1961.
- 12.- Anton I., Popa O., Martiş V.: Caracteristicile energetice şi cavitaţionale ale profilului MHT-1 dispus în reţea de turbină. Studii şi cercetări. Ştiinţe tehnice. Timişoara nr.3-4, 1962.
- 13.- Anton I., Santău I.: Studiu tehnic preliminar privind posibilitatea realizării unor turbine de foraj cu turaţie lentă. Lucrare de colaborare cu IPCUP Bucureşti. Document intern Catedra de maşini hidraulice, 1970.
- 14.- Anton I., Santău I.: Calculul hidraulic de proiectare al turbinei de foraj cu turaţie lentă având dimensiunea nominală $D = 215$ mm. Lucrare de colaborare cu IPCUP Bucureşti, ICUP "1 Mai" Ploieşti. Document intern Catedra de maşini hidraulice, 1971.

15.- Anton I., Santău I.: Proiect de execuție al modelelor pentru rețele plane de profile. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice, 1971.

16.- Anton I., Santău I.: Documentație de execuție pentru stațiunea de încercare a turbinelor de foraj. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice, 1972.

17.- Anton I., Santău I.: Studii și cercetări asupra rețelelor plane de profile pentru turbine de foraj cu turație lentă. Lucrare de colaborare cu IPCUP București. Document intern Catedra de mașini hidraulice 1972.

18.- Anton I., Santău I.: Metodica efectuării studiilor și cercetărilor asupra turbinelor de foraj cu turație lentă. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice, 1973.

19.- Anton I., Santău I.: Determinarea caracteristicilor instalației electrice de forță a stațiunii pentru încercarea secțiunilor experimentale de turbine lente. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice, 1973.

20.- Anton I., Santău I.: Determinarea caracteristicilor părții hidromecanice a stațiunii pentru încercarea secțiunilor experimentale de turbine lente. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern catedra de mașini hidraulice, 1974.

21.- Anton I., Santău I.: Curbe caracteristice de funcționare ale turbinei de foraj TL 215. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, ICUP "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice, 1974.

22.- Anton I., Santău I.: Contribuții la studiul și proiectarea turbinelor de foraj cu turație redusă și moment mare la arbore. Lucrare comunicată la sesiunea: "Douăzeci de ani de activitate de proiectare și cercetare în domeniul utilajului petrolier" București 18-19 oct. 1974.

23.- Anton I., Santău I., Anton V.: Contribuții la studiul rețelelor plane de profile groase utilizabile în construcția turbinelor de foraj. Lucrare comunicată la sesiunea "Douăzeci de ani de activitate de proiectare și cercetare în domeniul utilajului petrolier" București 18-19 oct. 1974.

24.- Anton I., Santău I., Raya A.: Curbe caracteristice de funcționare ale variantelor turbinei de foraj TL 215. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești. Document intern Catedra de mașini hidraulice 1975.

25.- Anton I., Santău I., Manu M., Săndru M.: Execuție și experimentarea unor rotor și stator în stațiunea de încercare. Lucrare de colaborare cu IPCUP București, I.C.U.P. "1 Mai" Ploiești. Document intern

Catedra de mașini hidraulice, 1976.

26.- Anton V.: Caracteristicile energetice ale rețelei de profile MHT-1 - 12% la $t/l = 0,75$. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara. Seria mecanică Tom 16(30) Fasc.2, 1971.

27.- Anton V.: Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor lor energetice și cavitaționale. Teză de doctorat, I.P.T.V.T., 1972.

28.- Anton V., Santău I.: Einfluss des Schaufelwinkels β_s auf die Kennwerte des Schaufelgitters bestehend aus Profilen MHT-1. "Hydro-Turbo 67" Marianske Lazne CSSR, 1967.

29.- Anton V., Santău I.: Cercetări asupra unor rețele de profile pentru turbine de foraj. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara. Tom 14(28) Fasc.1, 1969.

30.- Bahr I.: Untersuchungen über den Einfluss des Profildicke auf die kompresible Ebene strömung durch Verdichtergitter Forschung Ingenieur Wesen nr.1, 1964.

31.- Balje O.E.: Axial cascade technology and application to flow path Designes. Trans ASME X, 1968.

32.- Barsai G.S., Buianovski N.I.: Forajul cu turbină, editura tehnică București, 1963.

33.- Bărglăzan A., Anton I., Preda I., Anton V.: Cercetări asupra unor profile aerodinamice pentru construcția mașinilor hidraulice. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Seria II Tom 2(16), 1957.

34.- Bărglăzan A., Anton I., Anton V., Preda I.: Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice. Editura tehnică, București, 1959.

35.- Bărglăzan A., Anton I., Preda I.: Studiul comparativ al caracteristicilor energetice ale profilelor MHT-1 și MHT-2 lucrând în aer și apă. Studii și cercetări. Științe tehnice. Timișoara nr.1-2, 1959.

36.- Bărglăzan A., Anton I., Sisak E., Anton V., Preda I.: Caracteristicile energetice ale profilului MHT-1 dispus în rețea de turbină funcționând în apă. Studii și cercetări. Științe tehnice. Timișoara nr. 3-4, 1961.

37.- Bărglăzan A., Popa O.: Contribuții la teoria turbionară a profilelor subțiri. Studii și cercetări. Științe tehnice. Timișoara nr.1-2, 1958.

38.- Bărglăzan A., Popa O.: Determinarea caracteristicilor hidrodinamice ale unui nou profil subțire. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Seria II 3(17) 1958.

39.- Bărglăzan A., Popa O.: Determinarea caracteristicilor hidrodinamice ale unui profil subțire din două arce de parabolă. Studii și cer-

cetări. *Științe tehnice*, Timișoara, nr.1-2, 1959.

40.- Bărglăzan A., Sisak E., Anton V.: Contribuții la studiul influenței rostului asupra caracteristicilor energetice ale profilurilor hidrodinamice. *Studii și cercetări. Științe Tehnice*, Timișoara, nr.1-2, 1959.

41.- Bărglăzan A., Sisak E., Popa O.: Studiul teoretic și experimental al profilului subțire MHT-3. *Studii și cercetări, Științe tehnice*, Timișoara nr.1-2, 1959.

42.- Bolte W.: Zur Berechnung und Optimierung des Wirkungsgrades axialer Strömungsmaschinen V.D.I. Forschungsheft 501, 1964.

43.- Bublic A., Cristea V., Hirsch I., Peligrad N., Silion Gh.: Utilaj petrolier pentru foraj și extracție. Editura tehnică, București, 1968.

44.- Budișan N., Preda I., Suciu E.: Caracteristici statice și dinamice ale sistemelor de frânare electrică recuperativă a turbinelor hidraulice în stațiunile pentru încercări energetice și cavitaționale. *Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara*, Tom 13(27) Fasc.1, 1968.

45.- Constantinescu M.: Introducere în forajul și exploatarea sondelor de mare adâncime, Editura tehnică, București, 1975.

46.- Creța G., Turbine cu abur și cu gaze, vol. I și II. Editura Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1973.

47.- Dagallier B., Lagacherie G.: Hydraulique des turbines de forage, essais en laboratoire, performances d'exploitation. Turbines et pompes hydrauliques. Comptes rendus des cinquiemes Journees de l'Hydraulique Aix en Provence, 1958.

48.- Dobkin V.A.: Promishlennye ispitaniya turbobura 3TSS-7/2" TL v raione Nijnei Volghi. Sektsionnye i vstavnye turboburi. Trudf VNIIBT Vip XXV Moscova Nedra, 1970.

49.- Dravăț I., Erhan A., Opreșan M., Ormazul: Forajul cu jet, Editura tehnică, 1971.

50.- Ermacov A.I.: Forajul cu diamante, Editura tehnică, 1973.

51.- Gukasova E.A., Jukovskii M.I., Zavadovskii A.M., Zisina-Kolojeva L.M., Tirișkin V.G., Aerodinamiceskoe sovershenstvovanie lopatocinih aparatov parovih i gazovih turbin. Gosudarstvennoe energheticeskoe izdatelstvo Moscova, 1960.

52.- Gusman M.T.: Ob usoversenstvovanii turboburov. Turboburi Trudf VNIIBT Vip XVI Moscova Nedra, 1966.

53.- Gusman M.T.: Ob usoversenstvovanii turboburov. Sektsionnye i vstavnye turboburi. Trudf VNIIBT Vip XXV, Moscova Nedra, 1970.

54.- Gusman M.T.: Burenie turboburami TSS-7/2 in TL v Meksike. *Nefteanoe hozestvo* nr.11, 1970

55.- Gusman M.T.: Rezultati ispitani zaboinih vintovih dvigatelei Nefteanoe hozeistvo nr.3,1973.

56.- Gusman M.T., Agheev A.N.: O račionalnoi karakteristike turbobura. Nefteanoe, hozeistvo nr.5, 1965.

57.- Gusman M.T., Agheev A.I., Nikitin G.M.: Spindelnie turboburı i nekotorie rezultati ih vnedrenia Nefteanoe hozeistvo nr.10, 1971.

58.- Gusman M.T., Baldenko D.F., Kocinev A.M., Nikomarov S.S.: Zabinie ghidravliceskie dvigateli "Daina-Dril". Maşini i nefteanoe oborudovanie nr.2, 1972.

59.- Gusman M.T., Liubimov B.G. : Vıbor karakteristik turboburov. Nefteanoe hozeistvo nr.4, 1969.

60.- Gusman M.T., Liubimov B.G., Barşai G.S.: Vozmožnosti uvelicenia vrašciaiuscevo momenta pri sektionirovanie turboburı Nefteanoe hozeistvo nr.11, 1962.

61.- Gusman M.T., Liubimov B.G., Gliuli-Zade U.A.: O turboburah uvlicennih diametrov. Sektionie i vstavnie turboburı. Trudı VNIIBT Vıp XXV, Moscova Nedra, 1970.

62.- Gusman M.T., Liubimov B.G., Sindin A.N.: Issledovanie turbin s povisennoi peregruzocinoi sposobuostiu. Sektionie i vstavnie turboburı. Trudı VNIIBT Vıp. XXV, Moscova Nedra, 1970.

63.- Gusman M.T., Nikomarov S.S., Kocinev A.M.: Novii obemni zaboinoi dvigateli. Nefteanoe hozeistvo nr.11, 1970.

64.- Gusman M.T., Perlin S.M. : O plastmasovih turbinah turbobura Nefteanoe hozeistvo nr.12, 1958.

65.- Gyulai Fr., Anton V., Popoviciu M., Fitero I.: Studiu privind echilibrarea forțelor axiale pentru familia de pompe P.C.N. Lucrare de colaborare cu IUC Făgăraş. Document intern Catedra de maşini hidraulice, 1973.

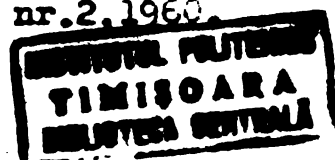
66.- Hebbel H.H.: Einfluss der Machzahl und der Reynoldszahl auf den Turbulenzgrad des Hochgeschwindigkeits Gitterwindkanals. Bericht 62/52 des Institut für Aerodynamik DFL Braunschweig, 1962.

67.- Hebbel H.H.: Über den Einfluss der Machzahl und der Reynoldszahl auf die aerodynamischen Beiwerte von Verdichter Gittern bei verschiedener Turbulenzgrad der Strömung. Bericht 65/5 des Institut für Aerodynamik DFL Braunschweig, 1965.

68.- Houard R., Karadimas G.: Catalogue de onze profils pour ailettes de turbines. Revue Française de Mécanique nr.33, 1970.

69.- Iadullaev N.N., Sarutin A.S., Askerov A.G.: Stendovıe ispitania serfinih i sektionih turboburov Azerneft Baku, 1959

70.- Ilskii V.L.: O vzeimostveazu mejdu rascetnimi mnogostupenčiatoi turbin turbobura. Nefteanoe hozeistvo nr.2, 1960.



71.- Ilskii V.L.: Experimentalnye issledovanie rabocih harakteristik turboburov na turbodolotnam stende VNIIEF. Sbornik VNIIEF Vip VII Costontchizat Moscova, 1963.

72.- Ioannesian R.A.: Bazele teoriei și ale tehnicii forajului cu turbina, Editura tehnică, București, 1955

73.- Ioannesian Iu.R., Ioannesian R.A., Kraveț S.G.: Ispolzovanie v bureni turboburom s vrašciaiușcimsea korpusom. Nefteanoe hozeistvo, nr.1, 1971.

74.- Ioannesian Iu.R., Kuzin B.V., Malîșev D.G.: Turboburi s podșipnikami kaccenia. Moscova Nedra, 1971.

75.- Ioannesian R.A.: Problemi turbinoe burenia. Nefteanoe hozeistvo nr.9, 1958.

76.- Ioannesian R.A.: Novie napravlenia v razviti tehniki turbinoe burenia. Nefteanoe hozeistvo nr.4, 1967.

77.- Ioannesian R.A.: Perspektivi razvitea turbinoe burenia. Nefteanoe hozeistvo nr.7, 1969.

78.- Ioannesian R.A.: Razvite turbinoe burenia v S.S.S.R. Nefteanoe hozeistvo nr.1, 1973.

79.- Ioannesian R.A., Ioannesian Iu.R.: Razvite tehniki turbinoe burenia glubokih skvajin. Nefteanoe hozeistvo nr.5, 1971.

80.- Ioannesian R.A., Ioannesian Iu.R., Silman L.F.: Novie metod optimizația turbinoe burenia Nefteanoe hozeistvo nr.6, 1971.

81.- Ionescu Gh.: Metoda Woods-Galle de optimizare a procesului de foraj. I.C.P. Cîmpina, 1970.

82.- Karbișin V.G., Murzakov B.V., Okmeanskii A.S.: Optimalnye skorosti vrašceniia koronok pri almaznom bureni za rubejom. Razvenka i ohrana neдр nr.10, 1968.

83.- Kaseanov V.M.: Ob obemne potereah v turbobure Nefteanoe hozeistvo nr.9, 1953.

84.- Kaseanov V.M.: Turbobure, Institutul de documentare tehnică, București, 1960.

85.- Kirillov I.I.: Teoria turbomășini. Izdatelvo Mașinostroenie, Moscova, Leningrad, 1964.

86.- Kolpakov L.G.: Experimentalnoe opredelenie utecek jidkosti v turbobure Nefteanoe hozeistvo nr.9, 1957.

87.- Lapeyre J.P., Merle J.: Etude experimentale des pertes dans les aubages des turbines de forage. Symposium de Nice 16-20.IX.1960.

88.- Lari I., Miloș D.: Turbină pentru forajul sondelor de țitci și gaze. Brevet R.S.R. nr.049844, 8 iun.1965

89.- Liubimov B.G.: Metodi postroeniia profilei turbini lopatok turbobura. Nefteanoe hozeistvo nr.12, 1955.

- 90.- Liubimov B.G.: Issledovanie vlieniia nekotornih parametrov turbin turboburov na ih effektivnosti. Vestnik mashinostroeniia nr.12, 1959.
- 91.- Liubimov B.G.: Puti povsheniia effektivnosti turbin turboburov. Nefteanoe hozeistva nr.7, 1961.
- 92.- Liubimov B.G., Sindin A.N.: O vlianii tehnologii izgotovleniia turbin na harakteristiku turboburov. Turboburi, Trudi VNIIBT Vip. XVI. Nedra Moscova, 1966.
- 93.- Liubimov B.G., Sindin A.N.: O vlianie gustoti rešetki profilci na harakteristiku turboburi. Turboburi. Trudi VNIIBT. Vip. XVI. Nedra Moscova, 1966.
- 94.- Liubimov B.G., Zelenik I.G.: Experimentalnoe issledovanie effektivnosti litodov zakrutku lopatok v turbinah turboburov. Nefteanoe hozeistvo nr.11, 1959.
- 95.- Liubimov G.A.: Reduktorni turboburi dlea glubokovo burniia. Nefteanoe hozeistva nr.1, 1960.
- 96.- Liubimov G.A.: Vlianie nekotornih faktorov na rabosposobnost turbobura s otkritnim reduktorom. Turboburi Trudi VNIIBT Vip XVI. Nedra Moscova, 1966.
- 97.- Liubimov G.A., Liubimov B.G.: Teoria i rasciot osevih mnogostupeniatih turbin turboburov. Gostoptehizdat Leningrad, 1963.
- 98.- Markov, N.M.: Teoria i rasciot lopatocinogo apparata osevih turbomashin. Mashinostroenie Moscova-Leningrad, 1966.
- 99.- Nasilov S.N., Teverovskii B.M.: Issledovanie konfuzornih rešetok profilei v gidrotrube VIGM-a. Trudi VIGM. Vipusk XXVIII. Moskova, 1961.
- 100.- Nikitin G.M.: O sozdani konstrukcii turboburov s "plavaiuscimi" rotorami. Turboburi Trudi VNIIBT Vip XVI. Nedra Moscova, 1966.
- 101.- Nikomarov S.S., Derkaci N.D., Tenkov A.V., Nejedelskii A.A., Konovalov A.D., Menshenin V.I.: Ispolzovanie zuboiatoi peredaci Novikova v reduktornih turboburoh. Turboburi Trudi VNIIBT Vip. XVI. Nedra, Moscova, 1966.
- 102.- Nikomarov S.S., Derkaci N.D., Krutik E.N., Nejedelskii A.A., Kostirea F.D.: Promislenie ispitanie reduktornih turboburov s zuboiatoi peredaci Novikova. Sektionie i vstavnie turboburi. Trudi VNIIBT Vip XXV Nedra Moscova, 1970.
- 103.- Oroveanu T.: Mecanica fluidelor viscoase, Editura Academiei R.S.R., Bucuresti, 1957.
- 104.- Peligrad N., Gradisteanu I.: Turbine de foraj de constructie modernă. Editura tehnică, Bucuresti, 1975.
- 105.- Pfeleiderer K.: Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer-Verlag, Berlin, 1955.

106.- Popa O.; Rețele de profile Carafoli. Studii și cercetări. Științe tehnice, Timișoara, nr.3-4, 1960.

107.- Popa O.: Caracteristicile hidrodinamice ale rețelilor de profile Carafoli MHTC 04.04.10. Studii și cercetări. Științe tehnice. Timișoara, nr.1-2, 1962.

108.- Popa O.: Contribuții teoretice la calculul rețelilor de profile folosite în construcția mașinilor hidraulice. Comunicările Conferinței de mașini hidraulice, Timișoara, 1964. Partea I.

109.- Popa O.: The extension of the circle theorem to the Cauchy integral representation of holomorphic functions. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara. Seria Matematică-Fizică-Mecanică teoretică și aplicată Tom 15(29) Fasc.1, 1970.

110.- Popa O.: The Determination of a General Relation between the Aerodynamic Properties of a Single Airfoil and those of the same Airfoil Arranged in an Arbitrary Cascade. Proceedings of the Fourth Conference on Fluid Machinery Budapest sept. 1972.

111.- Popa O., Ancușa V., Tămaș M.: Determinarea caracteristicilor hidrodinamice și cavitaționale ale unui profil izolat de formă arbitrară utilizând un calculator electronic numeric. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Seria mecanică, Tom.18(32), fasc.2, 1973.

112.- Potencz I.: Traductor de moment cu timbre extensometrice pentru modelul de turbină \varnothing 350 mm. Document intern C.C.M.H. Timișoara, 1971.

113.- Potencz I.: Traductor tensometric pentru măsurarea forței axiale la modelul de turbină \varnothing 350 mm. Document intern C.C.M.H. Timișoara, 1971.

114.- Prandtl L., Betz A.: Ergebnisse de aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen Vorlog R. Oldenburg Berlin, 1927.

115.- Proskura G.F.: Ghidrodinamika turbomașini. Mashiz, Moscova, 1954.

116.- Rață P.: Rotori și statorii din masă plastică pentru turbinele de foraj. Document intern U.C.M. 1 Mai Ploiești, 1964.

117.- Riegels F.W.: Aerodynamische Profile Verlag R. Oldenburg München, 1958.

118.- Rouvière R., Tiraspolsky W.: Les possibilités d'extension du turboforage au domaine de l'eau. Turbines pompes hydrauliques. Compte rendu des cinquièmes Journées de l'Hydraulique. Aix en Provence 26-28 Iun. 1958.

119.- Santău I.: Determinarea pe cale grafo-analitică a curbelor caracteristice $M = f(n)$ și $P = f(n)$ pentru turbinele de foraj. Buletinul

științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara Tom 14(28), Fasc.1, 1969.

120.- Santău I.: Influența pasului relativ al rețelei de profile asupra caracteristicilor de lucru ale turbinelor de foraj. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara. Serie mecanică, Tom 15(29) Fasc.2, 1970.

121.- Santău I.: Caracteristicile rețelelor plane de profile $t/l = 0,75$ $\beta_g = 72^\circ 40'$. Document intern. Catedra de mașini hidraulice Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1975.

122.- Sobkina I.V.: Srovnenie momentnih harakteristik turbin turboburov. Trudî VNIIBT Vîp XIX. Moscova Nedra, 1968.

123.- Sobkina I.V.: Ispitanie turboburov c tihohodnimi turbinami v glubokih skvajinah Azerbaidjana Sekcionie i vatavnie turboburov. Trudî VNIIBT Vîp XXV Moscova Nedra, 1970.

124.- Sultanov B.Z., Martazin A.S., Podavalov Iu.A.: Promialovoe issledovanie raboti turbobura s pomoșciu glubinski priborov. Nefteanoe hozeištvo nr.7, 1973.

125.- Surek D.: Some results investigations into disk friction and leakage losses in single stage centrifugal pumps. Pumps in power stations Proceedings of the International Symposium Brunswick sept. 1966. VDI Dusseldorf.

126.- Svinarev G.A., Teverovskii B.M.: Utocinenie rasciote lopotni ghidroturbin po metodu podemih sil. Izdatel'vo Naukova Duma, 1966.

127.- Schlichting H.: Grenzschicht-Theorie Verlag G. Braun Karlsruhe, 1958.

128.- Schlichting H., Das A.: Recent Research on cascade flow problems. Journal of basic engineering March, 1966.

129.- Schlichting H., Das A.: Über einige grund legende Fragen aus dem Gebiet der aerodynamik der Turbomaschinen. Aerotechnik Fasc.1. 1966 oct. 1966.

130.- Schlichting H., Scholz N.: Über die theoretische Berechnung der Strömungsverluste eines ebenes schaufelgitters. Inginer Archiv, nr. 1951.

131.- Schlichting H., Truckenbrodt T.: Aerodynamik des Flugzeuges, Band 1, Springer Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg, 1962.

132.- Scholz N.: Über die Durchführung systematischer Messungen an ebenen Scheufelgittern Zeitschrift für Flugwissenschaften Heft 1, 195

133.- Slindman V.M.: Po pobodu tecii rasceta oboznih poter v turbobure. Nefteanoe hozeištvo nr.8, 1954.

134.- Sindin A.N.: K voprosu opredelenia oboznovo k.p.u. obotni turbin turboburov . Nefteanoe hozeištvo nr.1, 1961.

135.- Sindin A.N.: Vlianie radialnykh zazorov na energeticheskie pokazateli i balans energii turbin turboburov. Nefteanoe hozaiatvo, nr.7, 1962.

136.- Sindin A.N.: Stepennost' i protociki obodnoi turbin turbobura. Nefteanoe hozaiatvo, nr.7, 1962.

137.- Sindin A.N.: Ploskaya rešetka prostranstvennogo potoka unostupenciatoi turbin turbobura. Sektionie i vstavnie turboburi Trudov VNIIT Vîp XXV Moscova Nedra, 1970.

138.- Sindin A.N., Liubimov B.G.: Issledovanie turbin turboburov s povyšennim vraščaiuščim momentom. Turboburi Trudov VNIIT Vîp. XVI. Nedra. Moscova, 1966.

139.- Sindin A.N., Liubimov B.G.: Primenenie bezrazmernykh harakteristik v issledovaniekh turbin turboburov. Turboburi. Trudov VNIIT Vîp XVI Nedra Moscova, 1966.

140.- Sindin A.N., Liubimov B.G.: Oprodelenie poter energii v rabocikh elementakh turbin turboburah. Sektionie i vstavnie turboburi. Trudov VNIIT Vîp XXV Nedra Moscova, 1970.

141.- Sisak E.: Cercetări experimentale asupra rețelelor plane de profile în curent de apă. Comunicările conferinței de mașini hidraulice Timișoara, 1964.

142.- Sisak E., Popa O.: Studiul teoretic și experimental al profilului Carafoli MHTC-04-04-10. Studii și cercetări. Științe tehnice. Timișoara nr.2, 1963.

143.- Sișcenko R.I., Eadulaev N.N., Sarutin A.S.: Stend dlya snetiia rabocikh harakteristik turboburov. Nefteanoe hozaiatvo nr.10, 1955.

144.- Speidel L., Scholz N.: Untersuchungen über die Strömungsverluste in ebenen Schaufelgittern V.D.I. Forschungsheft nr.464, 1957

145.- Tașe Ch., Murariu E.: Stabilirea tehnologiei, proiectarea modelelor metalice și realizarea de statori și rotorii pentru turbina de foraj cu turație lentă. Lucrare de colaborare cu IPCJF București. Document intern ICTCM București, 1973.

146.- Tatu Gr.: Metode pentru optimizarea procesului de foraj. I.C.P. Cîmpina, 1970.

147.- Thiery J.R.: Le flexoforage I.F.P. Etat present de avenir. Association Francaise des techniciens du petrole nr.9, 1969.

148.- Thiery J.R., Flamand M., Tiraspolsky W.: Folosirea turbinei de foraj cu turație mică lărgeste posibilitatea de folosire a sapei cu ulei. World Oil Vol 169 nr.5 oct. 1969, p.83-86.

149.- Vogel R.: Ein Gitterwindkanal mit Ejectorantrieb. Maschinbau Technik Heft, 9, 1959.

150.- Voitasevski D.A.: O metodike eksperimentalnovo issledovaniia robocevo koleasa kak prostranstvennoi gidrodinamiceskoi rešetki v osvoj-

modelnoi gidroturbine Trudf VIGM Vip XVI Moscova, 1953.

151.- Volfson I.M.: Nekotorie rezultati experimentalnogo issledovaniia resetok profilei turbinnogo oblopaivaniia Issledovaniia elementov parovih i gazovih turbin i osevih kompressorov Mezghiz, Moscova, 1960

152.- Wegel S.: Strömungsuntersuchungen an Beschleunigungsgittern im Windkanal und in der Axialturbine Dissertation Darmstadt, 1970.

153.- Zorin V.N.: Osnovnye zadachi v sozdanii reduktornih turboburov. Nefteanoe hozeistvo nr.8, 1960.

154.- Cercetări industriale asupra turboburelor cu turbina turmetă precis. Nefteanoe hozeistvo nr.2, 1968.

155.- How to use Compucorp Micro Scientist. Series 320. Compucorp Design Corporation Los Angeles California.

156.- Incercările pe scelă ale turbinelor de foraj engleze. Petroleum Engineer nr.4 Apr. 1965.

157.- Indrumător matematic și tehnic Editura tehnică, București, 1966

158.- Noutăți în foraj World Oil Vol 169 nr.5 Oct. 1969

159.- Some main features of Meyrfor turbodrills Meyrpic-France

160.- Studiu nr.1922/1909-1971. Document intern IFGUP București.

161.- Turbină pentru forajul cu diamante World Oil Vol 168 nr.4 sept. 1968.

162.- Wechselstrom-Dynamometer Type KS. M.E.Z. Votetin C.S.R.