

R O M Â N I A

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÎNTULUI ȘI ȘTIINȚEI  
UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

BAYA F. ALEXANDRU

STUDIUL PIERDERILOR HIDRAULICE ÎN TURBINELE RADIALE  
TIP FRANCIS, CU APLICAȚIE LA TURBINELE DE FORȚE  
ÎNALȚĂ CADERĂ, CARE ECHIPEAZĂ CHE BRADUL RIUL MARE  
RETEZAT

Teză de doctorat

UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ TIMIȘOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ	
LOC:	TD
COLEȚ:	MEC/BAY
NR. INV.:	671.664

Conducător științific  
Acad. Prof. Dr. Doc. Ing. Ioan Anton

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ  
TIMIȘOARA

Timișoara 1993

BUPT

Inchinată memoriei tatălui meu

## CAPITOLUL I.

### Considerații generale

#### 1.1 Introducere

"Foamea" de energie a civilizației moderne, în contradicție cu criza energetică mondială, impune tot mai pregnant utilizarea cât mai eficientă a tuturor resurselor disponibile.

Stăpînirea energiei cursurilor de apă și transformarea acesteia în alte forme de energie, utilizabile la fața locului sau la distanță, este un vechi deziderat al tehnicii și reprezintă de fapt victoria cunoașterii umane asupra forțelor naturii. Astfel, motoarele hidraulice ce realizează transformarea energiei hidraulice - energie stereomecanică, cunoscute din antichitate au fost perfecționate de multe generații de oameni de știință, la început pe baza unor observații directe și mai apoi pe baza dezvoltării teoretice a hidraulicii și a hidrodinamicii turbomășinilor. Astăzi, turbinele hidraulice moderne, diferite mult constructiv de predecesoarele lor antice, constituie echipamentul hidromecanic de bază al centralelor hidroelectrice.

Realizarea unor centrale echipate cu turbine de puteri ridicate, mergînd uneori pînă la 1000 MW/unitate, impune ca performanțele energo-cavitaționale ale acestor mașini să fie ridicate. În acest sens, cercetarea teoretică și experimentală, proiectarea și realizarea turbinelor hidraulice, nu poate să nu țină seama de pierderile energetice ce apar în funcționarea acestor mașini.

Prima mare problemă în evaluarea pierderilor în turbinele hidraulice a apărut o dată cu constatarea unor diferențe între performanțele energetice ale turbinelor industriale față de modelele similare geometrice cu ele, studiate în laborator. Această direcție de cercetare a pus problema stabilirii tipurilor de pierderi energetice în turbine și a fost tratată de mai mulți cercetători / 113 /, /56/, /86/, /87/, /88/.

Dezvoltarea metodelor moderne, numerice, de calcul a dus la realizarea unor turbine tot mai performante.

O serie de cercetători au abordat studiul în detaliu a fenomenelor hidrodinamice ce apar în organele circuitului hidraulic al turbinei: camera în spirală /16/, /43/, /46/, aparatul director /19/, /106/, /21/, rotorul /89/, /114/, /28/ și tubul de aspirație. Aceste cercetări, folosind de multe ori ipoteza mișcării potențiale, nu tratează în mod deosebit problema

pierderilor hidraulice.

O etapă mai complexă abordează pierderile hidraulice în turbine în mod global, departajându-le în pierderi ce apar în aparatele de conducere și în rotor /2/, /67/, /68/ și construind pe baza lor relații de calcul pentru bilanțul energetic /97/.

Tocmai cunoașterea bilanțului energetic într-o turbină stabilirea sa cât mai exactă, prafum și interconexiunea geometrie - regim de curgere - pierderi hidraulice, face posibilă reconsiderarea unor elemente de proiectare, operarea unor optimizări și realizarea unei metode de preselecție a variantelor celor mai eficiente, cu un efort economic minim.

## 1.2 Curgerea în turbomașinile de tip Francis

Trecerea apei printr-o mașină hidraulică de tip Francis, fie ea turbină au mașină reversibilă, (fig. 1.1) reprezintă o curgere cu un caracter complex, tridimensional. Traseul străbătut de fluid de la priza conductei forțate pînă la evacuarea din tubul de aspirație (sau în sens invers), presupune existența unei mișcări absolute în aparatele de conducere, formate din canale sub presiune de diferite forme, cu secțiuni variabile și a unei mișcări relative în rotorul turbinei dotat cu o rețea de palete profilate.

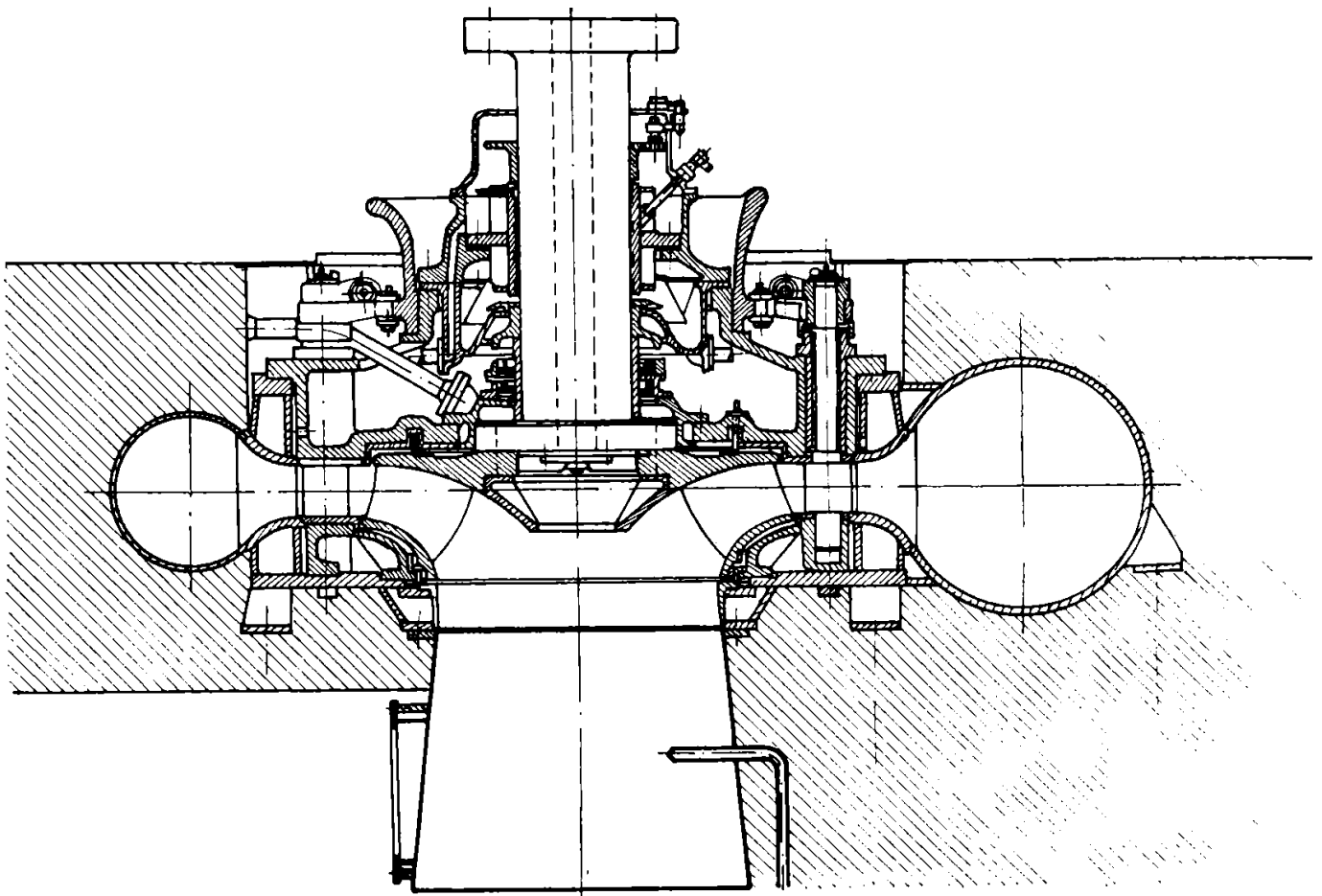


Fig. 1.1

Primul element al circuitului hidraulic al turbinei Francis este camera în spirală, care are o formă circulară în secțiune meridiană și un unghi de înfășurare de  $360^\circ$ . (fig. 1.2) În camera spirală liniile de curent sînt spirale logaritmice. Soluționarea curgerii în camera spirală se poate realiza în ipoteza mișcării potențiale /43/, /71/, sau a mișcării rotaționale /43/, /16/ pregnantă în special în zona stratului limită.

Un studiu amănunțit asupra curgerii în camera spirală /43/, /74/ relevă existența a două mișcări distincte: una

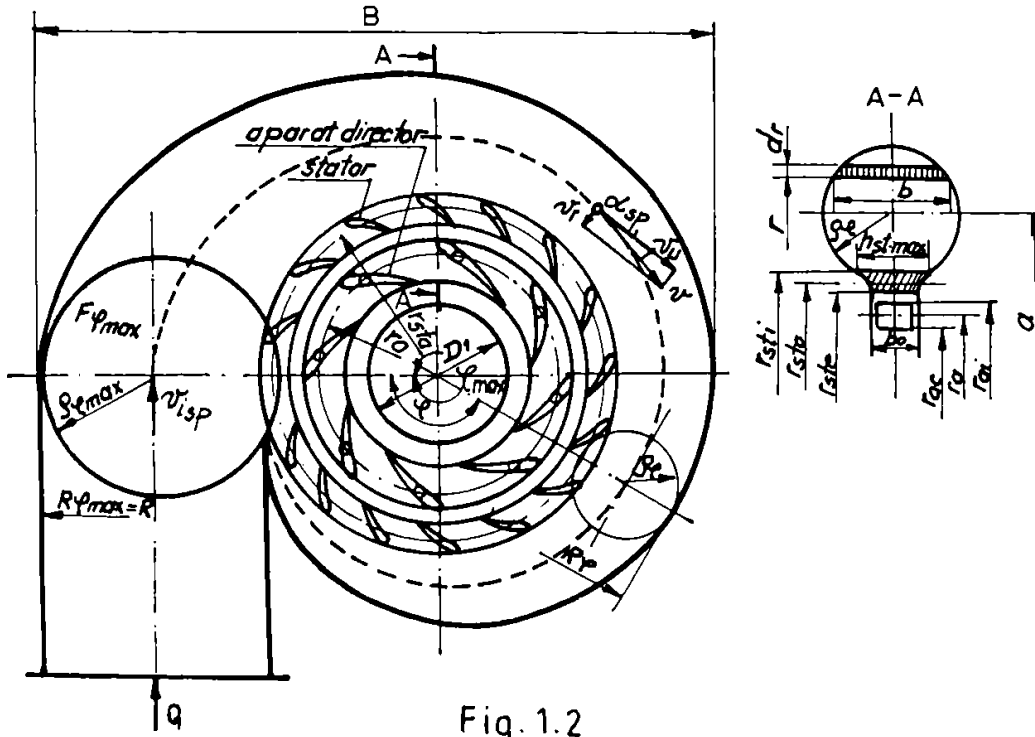


Fig. 1.2

principală și una secundară. Mișcarea principală este dată de vitezele tangente în fiecare punct la spiralele logaritmice ce materializează liniile de curent. Mișcarea secundară apare în plan perpendicular pe direcția mișcării principale și se datorește unor componente ale vitezei orientate după rază ( $v_r$ ) și după axa mașinii /43/. Sub aspect calitativ mișcarea secundară apare în forma a doi turbioni neegali și de sens contrar /43/.

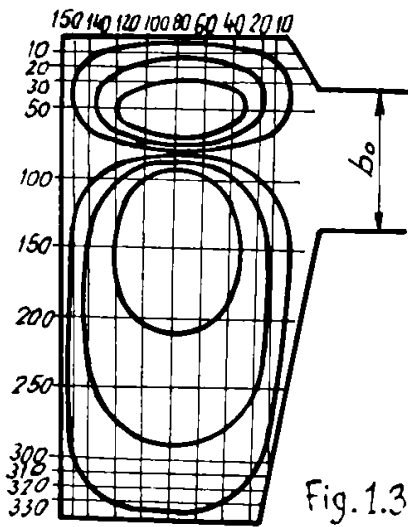


Fig. 1.3

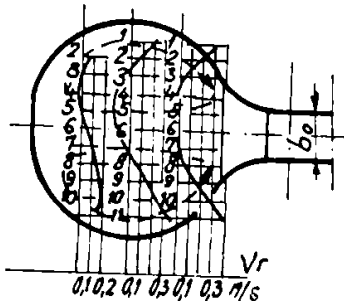


Fig. 1.4

În fig. 1.3 se prezintă mișcarea secundară într-o secțiune meridiană a unei camere spirale de secțiune poligonală /43/, iar în fig. 1.4 mișcarea secundară în secțiunea meridiană a unei camere spirale de secțiune circulară /74/. În zona de ieșire din camera spirală se află coloanele statorice (fig. 1.5) constituind o rețea radială de profile similară cu cea a aparatului director dar mai rară, numărul paletelor statorice fiind în general egal cu jumătate din numărul paletelor directoare /5/. Direcția elementelor de intrare în stator este determinată de direcția vitezelor de ieșire din camera spirală, iar distribuția paletelor la ieșire, de intrarea optimă în rețeaua aparatului director.

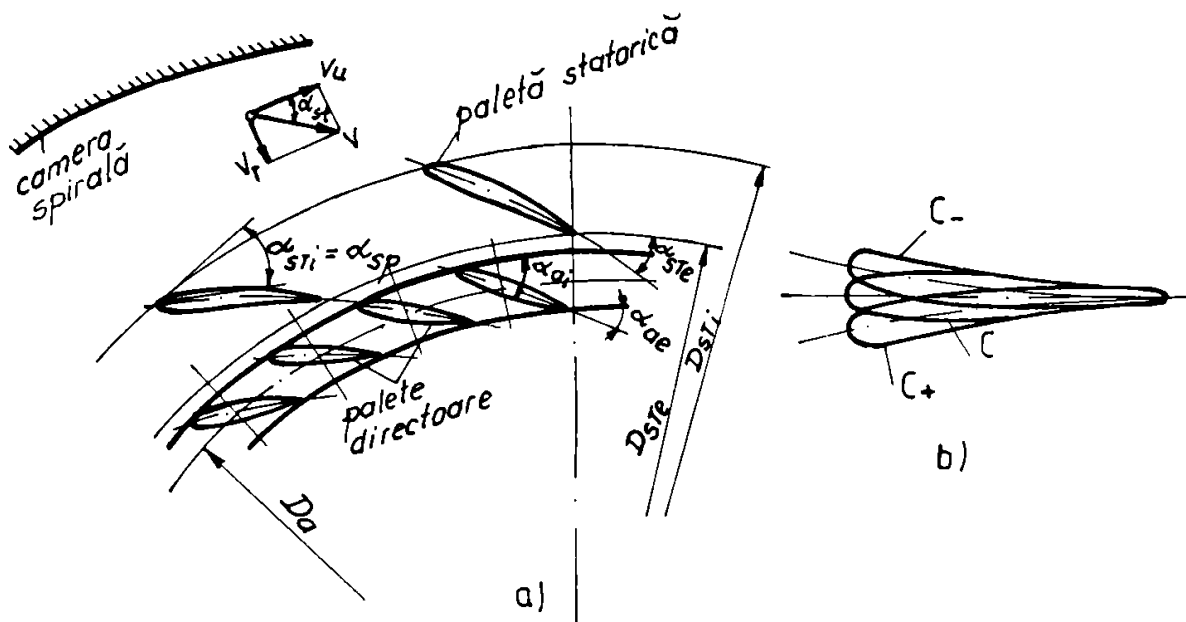


Fig. 1.5

Aparatul director al turbinelor Francis este constituit dintr-o rețea radială de profile cu un număr ridicat de palete ( $z_a=24-32-36$ ). Triplul său rol funcțional de conducere și realiere a unei distribuții uniforme a debitului pe periferia rotorului la intrare, de realizare a unei valori determinate a circulației la intrarea în rotor, respectiv de reglare a debitului dă condițiile de bază ale soluționării curgerii în prezența rețelelor radiale de profile. Mișcarea în aparatul director poate fi considerată plană și axial-simetrică în cazul turbinelor Francis de turații specifice mici și mijlocii, în timp ce la turbinele Francis cu turații specifice mari curentul începe să se curbeze în zona de ieșire a aparatului director, mișcarea abătîndu-se din plan și devenind spațială.

Realizarea unui regim de funcționare optim al aparatului director, presupune ca scheletul paletelor directe să fie cât mai apropiat de traiectoria curentului liber - spirala logaritmică. La turbinele hidraulice cu turații specifice reduse, unde debitul este mic, unghiul spiralei este de asemenea mic, fiind necesare profile cu curbura negativă /43/, /71/.

Rotorul turbinei este sediul transformărilor energetice, mișcarea relativă a curentului avînd un caracter spațial.

Studiul curgerii tridimensionale, în rotorii turbo- mașinilor, este adesea efectuat prin soluționarea distinctă a problemei axial simetrice a curgerii meridiane și a curgerii prin rețele de profile aflate pe suprafețe de revoluție /5/, /29/.

Liniile de curent ale curgerii reale se deformează nemaigăsindu-se pe suprafețe de revoluție. Această deformare depinde de gradientul de presiune, de numărul paletelor, de dezvoltarea stratului limită și a mișcărilor secundare și de influența forțelor Coriolis /5/.

Folosind ipoteza curgerii potențiale, în absența paletelor se poate obține ansamblul liniilor de curent pe traseul intrare-ieșire, utilizând metode analitice cu rezolvare numerică sau metode grafo-analitice. Un asemenea ansamblu obținut prin calcul iterativ este reprezentat în fig. 1.6 /5/.

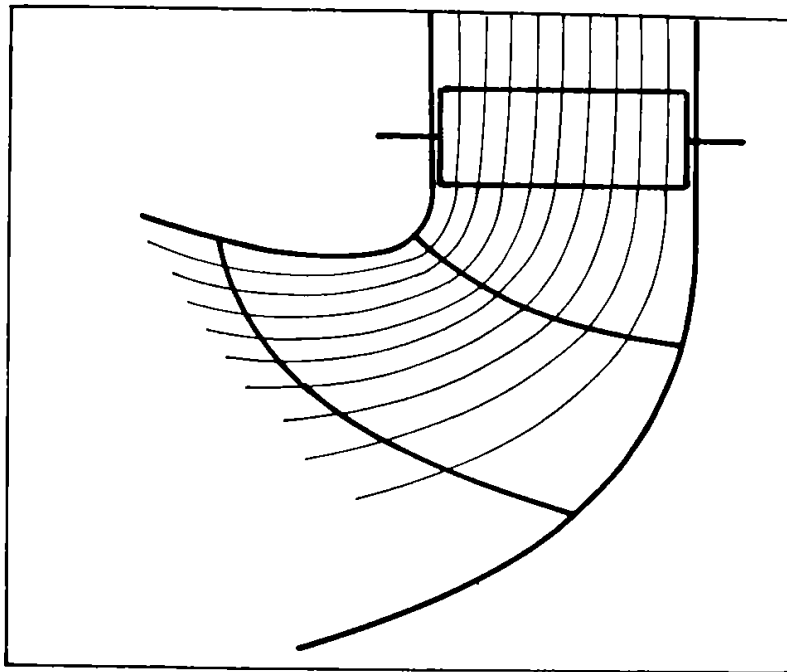


Fig. 1.6

Vötter /127/ folosind metode numerice stabilește aspectul liniilor de curent într-un canal interpaletar de rotor Francis pentru două regimuri de curgere (fig. 1.7 a,b).

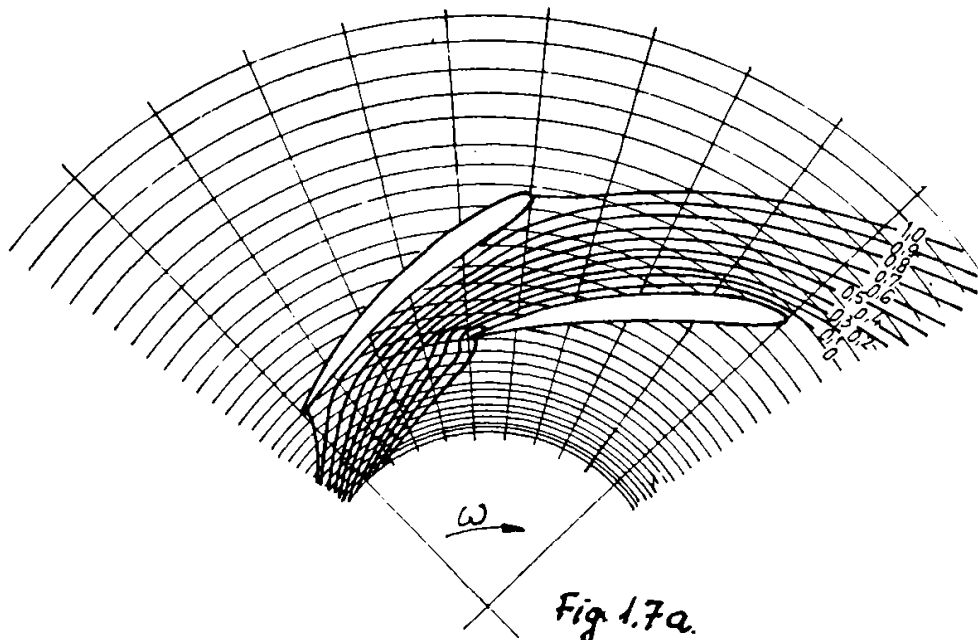


Fig. 1.7a.



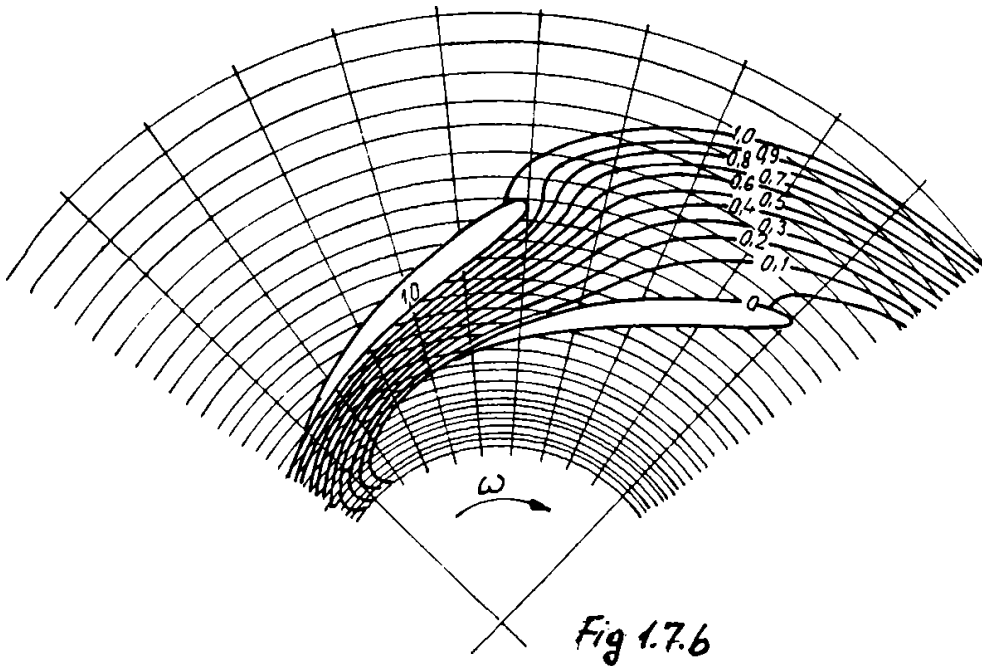


Fig 1.7.6

I. Carte /29/ rezolvînd ecuația lui Stokes pentru funcția de curent  $\psi$  și de potențial  $\varphi$  prin metoda elementului finit, obține pentru un rotor Francis, cu frontierele de tip Boveț, câmpul hidrodinamic sub formă adimensională (fig. 1.8) și câmpul de viteze în lungul liniilor de curent (fig. 1.9).

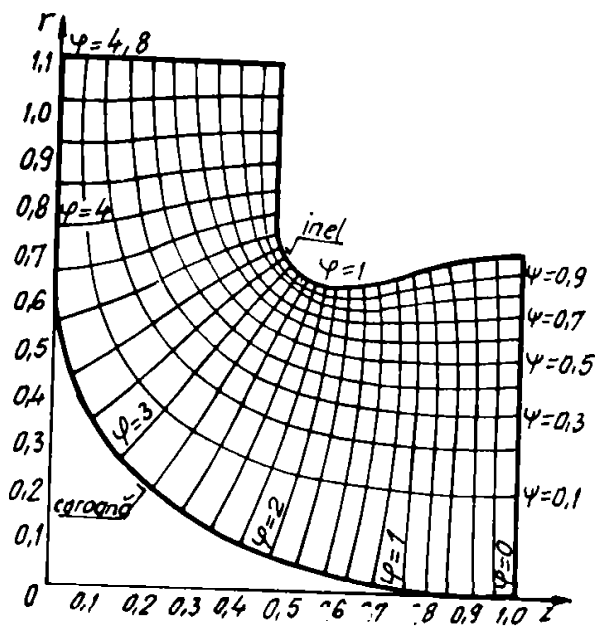


Fig. 1.8

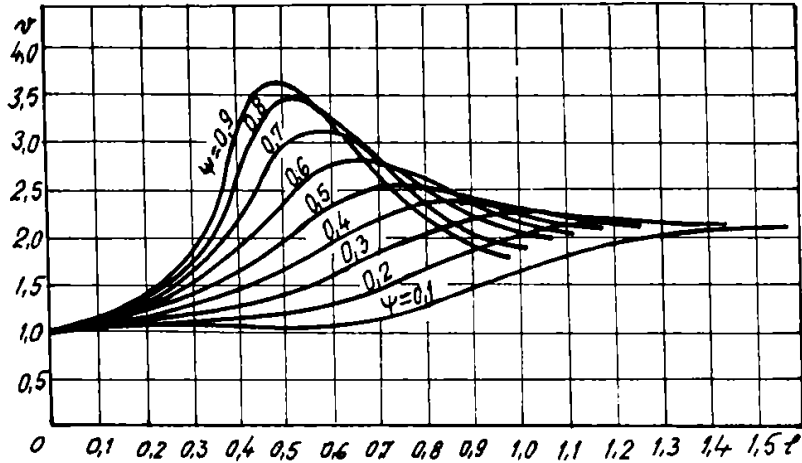
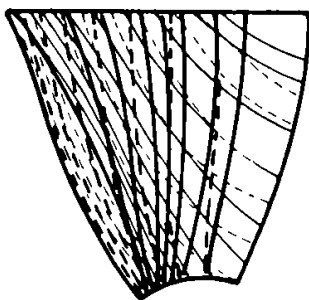
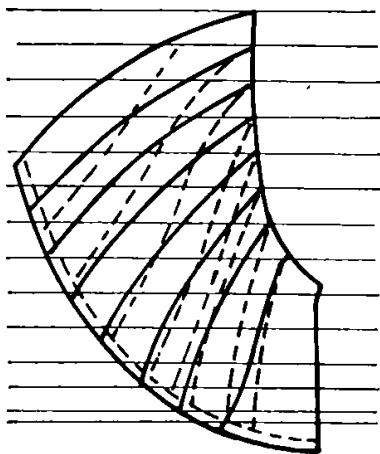


Fig. 1.9

O serie de cercetători /114/, /39/, /128/ au făcut determinări experimentale în stațiuni complexe asupra curgerii în rotoarele tip Francis.

G. Schemmer /114/ utilizând un rotor cu turație specifică ridicată montat într-o stațiune în circuit închis pentru încercări energo-cavitaționale, drenează o paletă a rotorului și obține distribuții de presiuni, iar cu ajutorul unor sonde determină câmpul de viteze pentru mai multe regimuri de funcționare.



Linii de curent pe intradosul și extradosul paletii

Fig. 1.10

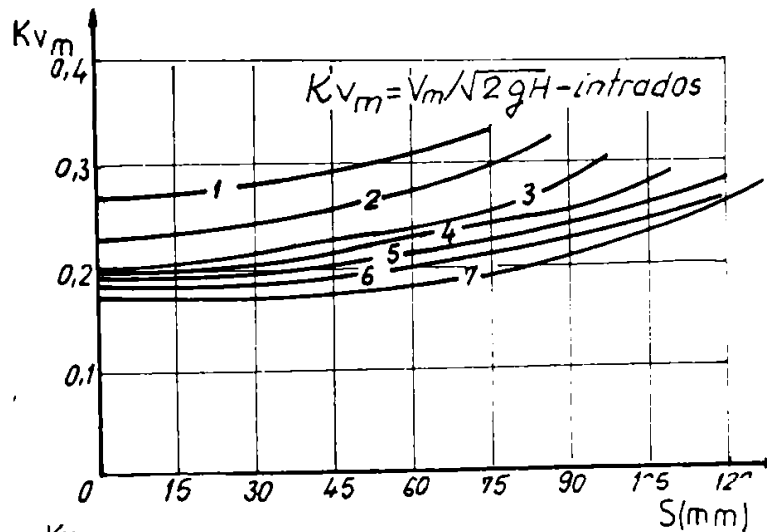
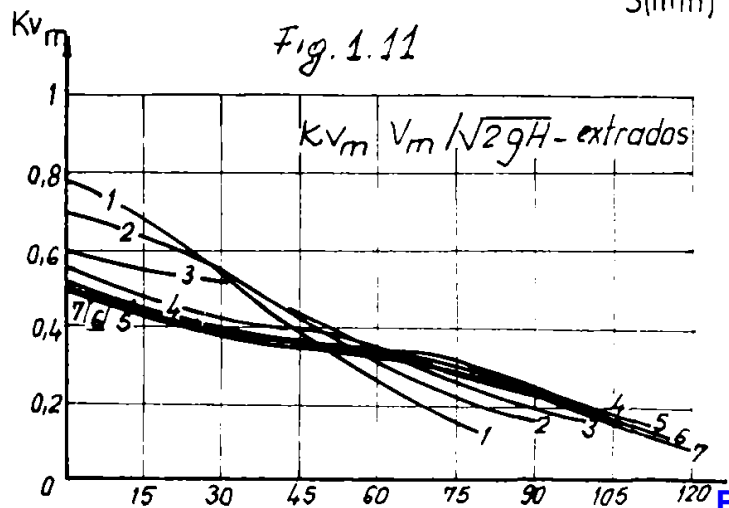


Fig. 1.11



În fig. 1.10 sînt reprezentate liniile de curent pe intradosul și extradósul paletelor în cazul regimului optim de funcționare. În fig. 1.11 se reprezintă variația coeficientului vitezei meridionale pe paletă, de asemenea la regimul optim de funcționare.

Distribuția vitezei relative în canalul interpaletar rotorului unei turbine Francis rapide este determinată teoretic și experimental de Fachbach /39/, de-a lungul liniilor de curent (fig.1.12).

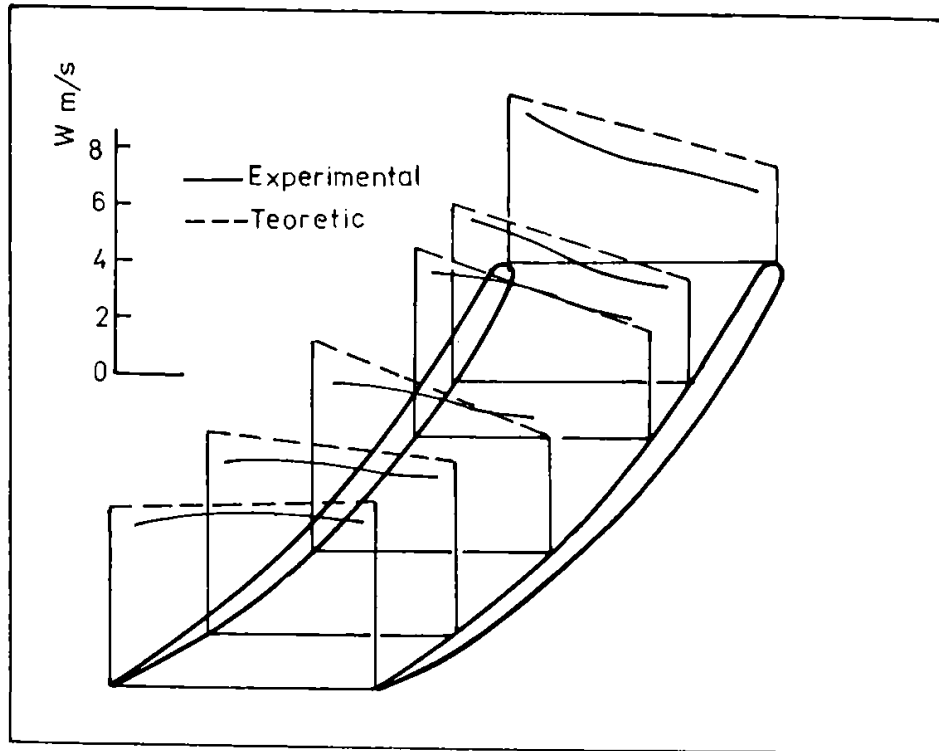


Fig.1.12

Dezvoltarea stratului limită este mai pronunțată în canalele interpaletare ale turbinelor de tip radial. După Fachbach /39/, zona predilectă de dezvoltare a stratului limită este pe extradósul paletelor în vecinătatea inelului.

Tuburile de aspirație ce echipază turbinele Francis sînt în general de tip curbat. În prima secțiune se realizează trecerea de la mișcarea relativă din rotor la mișcarea absolută de translație a curentului prin tubul de aspirație, ceea ce conduce la o structură complexă și neuniformă a câmpului de viteze. Această neuniformitate se accentuează la trecerea prin tub, manifestându-se apreciabil la ieșire. Determinările experimentale efectuate de Kviatkovski /73/ au evidențiat existența unui sîmbure cu viteze foarte mici sau nule, care ocupă o zonă apreciabilă a secțiunii de ieșire din tub. Funcționarea turbinelor la regimuri diferite de cel optim, generează apariția turbionului

central în tuburi de aspirație, ceea ce diversifică și mai mult mișcarea fluidului în aval de rotor.

Dimensionarea hidraulică a turbinelor s-a bazat pe admiterea unor ipoteze ce simplifică curgerea și îndepărtează modelele de calcul de fenomenele reale din mașină. Cerințele tot mai acute de performanță impun reflectarea cât mai bună a fenomenelor hidrodinamice în metodele de proiectare. Dacă în domeniul aparatelor de conducere progresele metodelor de calcul sînt mari, curgerea tridimensională, nepermanentă și vîscoasă în rotorii turbomașinilor constituie o mare problemă a hidrodinamicii. Din acest motiv în ciclul proiectare-realizare-exploatare a mașinilor hidraulice există o etapă obligatorie de stabilire certă a performanțelor energetice și cavitaționale ce se efectuează în laborator pe modele. Efortul tehnico-economic major al cercetărilor de laborator poate fi diminuat pe calea studiului și stabilirii pierderilor energetice de-a lungul traseului hidraulic al mașinii.

### 1.3 Importanța cunoașterii pierderilor hidraulice în turbomașini.

În toate procesele de conversie energetică apar așa numitele "pierderi" care conduc ca energia utilă a sistemului de transformare să fie necondiționat mai mică decît cea consumată. Ponderea cantitativă a energiei "pierdute", de fapt transformată ireversibil în alte forme, determină eficiența sistemului respectiv.

În procesul de lucru din turbinele hidraulice s-a statuat catalogarea disipațiilor în trei direcții principale: hidraulice, volumice și mecanice /5/.

Pierderile hidraulice sînt cele mai importante atît prin ponderea lor în contabilitatea energetică, cît și prin dificultatea analizării și stăpînirii lor. O evaluare cantitativă cît mai precisă a disipațiilor de natură hidraulică, ar permite aprofundarea cunoașterii transferului energetic, dar și operarea unor optimizări constructive cu implicații asupra eficienței.

Complexitatea geometrică a circuitului hidraulic al turbinelor tip Francis, induce, așa cum s-a arătat la § 1.2, o curgere pentru care modelele matematice de descriere sînt greoaie, în multe cazuri depărtate de fenomenul real. Aceasta a împiedecat elaborarea unei metode analitice generale de determinare a pierderilor hidraulice în turbine. Apare, deci, necesitatea studiului în mod concret a tipurilor de disipații

energetice în fiecare organ al traseului mașinii, utilizând atât calea teoretică cât și cea experimentală.

Evoluția spectaculoasă a performanțelor turbomașinilor s-a bazat la început pe observații asupra funcționării acestora și mai apoi pe perfecționarea metodelor de proiectare sprijinite pe modele matematice tot mai ameliorate,

Cercetarea experimentală a comportării mașinilor hidraulice urmărește evidențierea eficienței transformărilor energetice și verificarea metodelor de proiectare. Rezultatele investigațiilor experimentale globale asupra modelelor, prezentate sub forma diagramelor universale de funcționare oferă certitudinea comportării energo-cavitaționale într-un domeniu larg de funcționare, fără să permită analize aprofundate de corelație între diverși parametri funcționali, constructivi și disipațiile ce apar.

Pe de altă parte s-a dezvoltat studiul curgerii și evaluarea pierderilor hidraulice pe trasee la început de formă geometrică simplă, de tip conductă circulară și poligonală, dreaptă și curbată, fixă și rotitoare, difuzoare drepte și curbate și apoi mai complicate. Rezultate importante în domeniul stabilirii disipațiilor energetice în conducte drepte și curbate rotitoare au fost obținute de Seelig /112/, Kissbocskoi /66/, Dobner /132/, Ito /60/, Tămaș /123/, în canale sau conducte de secțiune poligonală de Herpfer /54/, Fowler /44/, Fischer /42/ și alții, iar în domeniul difuzoarelor de Ashjaee și Johnston /15/, Moore /81/ și Parsons /90/.

Asimilarea unor părți din traseul hidraulic al turbomașinilor cu forme geometrice simple, pentru care se cunoaște mecanismul disipației de energie, ar constitui o primă cale de abordare a determinării pierderilor hidraulice în aceste mașini. Metoda este prin definiție indirectă, conducând la aproximații în general nesatisfăcătoare.

Necesitatea unor rezultate "directe", care să ofere cu suficientă precizie pierderile hidraulice, a impulsionat cercetările asupra curgerii și disipațiilor în chiar organele circuitului hidraulic al turbomașinilor. Din multitudinea cercetărilor se remarcă în cazul camerei spirale, rezultatele obținute de I. Anton /7/, I. Fitero /43/, Athanassiadis /16/ și alții, pentru rețelele de profile ale statorului și aparatului director M. Gheorghiu /47/, Alexapolskii /1/, /19/, /21/, Rauchman /106/, pentru tuburi de aspirație Kar și Vyes /64/, Kćlicev /68/, Kviatkovski /78/ și alții, iar pentru unele aspecte ale fenomenelor din rotor Barlit /19/, Bbobok /26/, Elbing /35/, Hellmann /53/, Pasche /89/.

Stabilirea comportării energetice a turbomaşinilor pe baza determinării pierderilor hidraulice în organele traseului hidraulic este o etapă superioară care permite evidenţierea unor corelaţii între parametri funcţionali, cei ai curgerii, cei geometrici-constructivi ai maşinii şi respectiv pierderile hidraulice propriu-zise.

Preocupări în direcţia evaluării randamentului hidraulic în turbomaşini pe baza unui model matematic de exprimare a bilanţului pierderilor hidraulice au avut Kuzminsşii şi Pîlev /72/, care aplică principiul însumării pierderilor de-a lungul circuitului maşinii, combinând unele rezultate teoretice cu determinări experimentale. Kolicev /67/ calculează un randament al rotorului de tip Francis, asimilându-l cu o reţea de profile, aparatele de conducere fiind considerate numai camera spirală şi tubul de aspiraţie. Tomio Ida /145/ determină o ecuaţie de calcul pentru randamentul hidraulic în cazul unei turbine Francis, construind un bilanţ energetic tot pe principiul aditivităţii pierderilor ce apar la trecerea curentului prin turbină. Bobok /35/, folosind relaţii de calcul pentru pierderile din aparatele de conducere şi rezultate experimentale globale, determină curbele caracteristice primare de funcţionare ale turbomaşinilor.

Investigaţii experimentale asupra pierderilor în organele circuitului hidraulic al turbomaşinilor care au stabilit concluzii importante privind anumite mecanisme şi ponderi ale disipaţiilor au efectuat Fachbach /39/, Schlemmer /114/, Schatzmayr /115/, Walter /128/, Furtner /45/, Gerich /46/ şi alţii.

Din ele arătate rezultă interesul cercetătorilor specialişti privind determinarea performanţelor energetice ale turbomaşinilor, pe căi care permit stabilirea bilanţului pierderilor hidraulice şi pe baza acestuia, intervenţii în proiectarea constructivă prin evidenţierea unor dependenţe între disipaţii şi alţi parametri.

Din investigarea lucrărilor prezentate mai sus rezultă o mare diversitate de abordare a studiului pierderilor hidraulice în turbomaşini. În unele cazuri se apelează la simplificări excesive, iar în altele particularizările sînt stricte la un anumit organ al maşinii sau la o anumită formă geometrică a traseului, ceea ce nu permite utilizarea lor la orice timp de turbomaşină şi la orice regim de funcţionare.

Rezultă astfel, necesitatea elaborării unei metode cu caracter general de stabilire şi evaluare a disipaţiilor de natură hidraulică din turbomaşini.

Lucrarea de faţă îşi propune analizarea pierderilor hidraulice posibil să apară de-a lungul circuitului hidraulic al

-

turbomaşinilor, să stabilească un mod unitar pentru evaluarea lor prin calcul, dar şi realizarea unei relaţii de bilanţ energetic care să permită determinarea randamentului hidraulic, cu luarea în considerare a influenţei diversilor parametri funcţionali şi geometrici ai maşinii. De asemenea, pe baza relaţiei de bilanţ energetic, se vor estima performanţele de funcţionare reprezentate sintetic în forma diagramei universale.

Fenomenul disipaţiilor hidraulice din rotor are o pondere ridicată în tabloul pierderilor, fiind totuşi puţin studiat şi reflectat în rezultate cantitative.

Lucrarea abordează determinarea pierderilor hidraulice ce apar la trecerea curentului prin rotor, utilizând metode experimentale de studiu, pe modele de canale interpaletare rotorice. Se vor evidenţia cantitativ dependenţele unor coeficienţi de pierdere hidraulică caracteristici canalului torsionat spaţial şi rotorului, de diferiţi parametri proprii curgerii sau geometriei rotorului.

În fine, se vor utiliza dependenţele empirice obţinute atât la calculul în valori absolute a pierderilor din rotor cât şi la stabilirea ponderii acestora.

## CAPITOLUL II.

### Pierderile hidraulice în turbinele Francis

O etapă necesară în stabilirea unui model de calcul pentru bilanțul energetic este aceea a stabilirii tipurilor de pierderi hidraulice de-a lungul circuitului turbinei.

#### 2.1 Clasificarea și localizarea pierderilor hidraulice

Tratarea clasică a fenomenului disipațiilor hidraulice în ipoteza unei curgeri monodimensionale, preluată de la conducte și instalații /3/, /57/, /58/ etc., subdivide pierderile hidraulice în disipații de tip longitudinal sau distribuite și locale sau concentrate.

Conform acestui model, disipațiile distribuite sînt datorate frecărilor particulelor de fluid între ele și cu frontierele solide ale mișcării, fiind dependente de natura regimului de mișcare al fluidului, exprimat cantitativ prin criteriul Reynolds /3/. Pierderile locale sînt disipații bruște ale energiei hidraulice a fluidului din cauza modificării cîmpului de viteze, fiind acceptate ca depinzînd strict de geometria rezistenței locale din cauza existenței unor turbulențe locale puternice.

În această accepțiune generală și ținînd cont de complexitatea turbomașinilor se vor trata, după caz, următoarele categorii de pierderi: prin frecare, prin variația mărimii și direcției vitezei caracteristice, pierderi prin șoc, pierderi datorită mișcărilor secundare și pierderi specifice rețelelor de profile.

##### 2.1.1 Pierderi specifice diferitelor subansamble ale turbinei

De-a lungul traseului hidraulic al unei turbine Francis (fig.2.1) apar, după cum se arată în /5/, următoarele disipații:

a)  $h_{pi-a}$  - ce reprezintă suma pierderilor hidraulice în

camera spirală și stator, compuse din pierderi longitudinale,

pierderi de confuzor, pierderi datorită mișcărilor secundare caracteristice camerei spirale și pierderi datorită variației de secțiune și prin șoc la intrarea curentului în stator, pierderi longitudinale în stator, pierderi datorită variației de secțiune

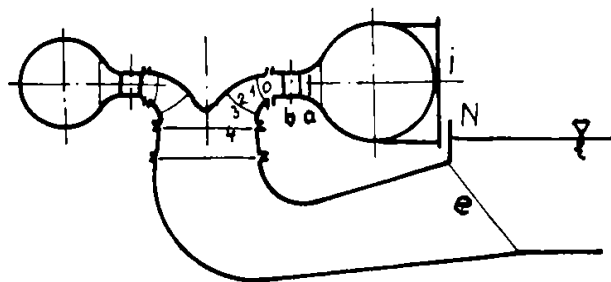


Fig. 2.1



la ieșire din stator și pierderi de dîră.

b)  $h_{pa-b}$  - suma pierderilor caracteristice trecerii curentului prin rețeaua radială a aparatului director, similare ca structură de definiție cu cele din stator.

c)  $h_{p0-1}$  - pierderile prin șoc la intrarea în rotor.

d)  $h_{p1-2}$  - suma pierderilor hidraulice din rotorul turbinei, compuse din pierderi longitudinale, pierderi datorită variației de secțiune la intrare, pierderi datorate curburii canalului interpaletar, care pe lângă modificarea direcției vitezei, induce și mișcări secundare și pierderi datorită variației secțiunii de la ieșire din rotor.

e)  $h_{p2-3}$  - suma pierderilor de la ieșire din rotor datorită bordului de fugă al paletelor teșit, nepotrivit profilat și care generează desprinderi și pierderi de dîră.

f)  $h_{p3-4}$  - pierderi ce apar în zona de egalizare a curentului din aval de rotor pînă la intrarea în tubul de aspirație.

g)  $h_{p4-e}$  - disipațiile din tubul de aspirație, de importanță și influență în tabloul general al pierderilor, aproximativ egală cu cele din rotor /73/.

h)  $h_{pe}$  - pierderile de energie cinetică de la ieșire din tubul de aspirație.

## 2.2 Analiza critică a relațiilor oferite de literatură pentru calculul pierderilor hidraulice în turbomașini

Așa cum s-a subliniat la § 1.3, există o mare diversitate de tratare a pierderilor de energie ce apar la trecerea curentului prin turbomașini. Deși aspectul general al metodelor și relațiilor parcurse este eterogen, cu ipoteze de multe ori contradictorii de la un autor la altul, se vor analiza în aceste condiții relațiile de calcul pentru pierderile hidraulice, ținînd cont de organele de curgere și tipul disipațiilor.

Pentru unificarea exprimării și posibilitatea analizării critice, toate relațiile de calcul sînt transcrise utilizînd simbolistica unanim acceptată în calculul și proiectarea turbinelor hidraulice, conform /5/.

### 2.2.1 Pierderi hidraulice în camera spirală și stator

Camera spirală, este, în cazul turbinelor, primul element de conducere a fluidului de lucru, apa, către organele active, iar statorul este în mod curent înglobat constructiv în camera spirală.

De structura curentului de la ieșire din camera spirală și de parametri săi cinematici și energetici depinde în mare măsură eficiența transferului de energie din turbină.

Unii autori, ca Gutovskii și Kolton /51/ consideră neglijabile pierderile hidraulice în camera spirală, în timp ce Fachbach /39/, pe baza unor studii teoretice și experimentale, maximizează importanța lor, considerându-le a ocupa 66% din totalul pierderilor ce apar în turbină. Ambele afirmații sînt exagerate, contrazicînd de altfel și calculele de bilanț energetic efectuate de Kviatkovki /73/.

Pierderile longitudinale s-au distribuite, în camera spirală sînt considerate a fi exclusive, de mai mulți autori /72/, /145/. Astfel, Kuzminskii și Pîlev /72/, preiau de la conducte exprimarea pierderilor sub forma:

$$h_{p.c.s} = \lambda \frac{l_{sp}}{d_{ech\ sp}} \frac{V_{isp}^2}{2g} \quad (2.1)$$

$\lambda \in (0,02 - 0,04)$ , fiind coeficientul lui Darcy,  $l_{sp}$  - lungimea firului mijlociu al spiralei,  $d_{ech\ sp}$  - un diametru echivalent mediat de-alungul spiralei.

T. Ida /145/ oferă ecuația:

$$h_{p.c.s} = \lambda \frac{l_{sp}}{4R_{isp}} \cdot \frac{V_{isp}^2}{2g} \quad (2.2)$$

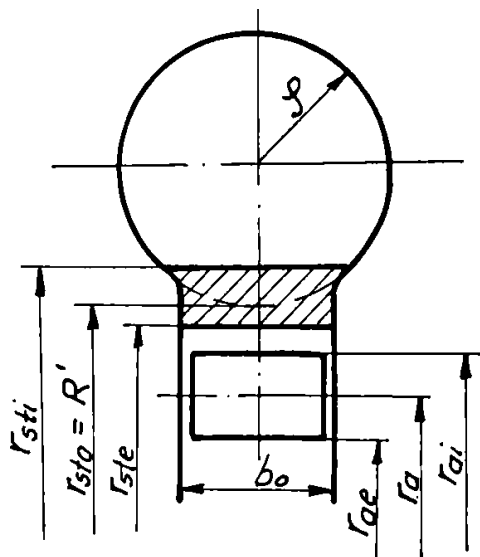
care are la bază ipoteza constanței vitezei curentului principal pe secțiunile meridiane ale camerei de-alungul spiralei, iar coeficientul  $\lambda = 0,01 - 0,02$ .

Atît relația (2.1) cît și (2.2) simplifică fenomenul, iar introducerea lor în ecuații de bilanț energetic, care pot da rezultate de ansamblu bune, distorsionează ponderea pierderilor în camera spirală față de pierderile totale.

Lasenko /74/ calculează, de asemenea, pierderi distribuite în camera spirală cu relația:

$$h_{p.c.s} = \frac{\lambda k^2}{g} \frac{7 \left( \frac{\sqrt{V_{max}}}{c} + \sqrt{\frac{2r_{sto}}{c}} \right)^4 + \frac{2r_{sto}}{c} \left( 7 \frac{2r_{sto}}{c} + 12 \frac{V_{max}}{c} + 16 \frac{\sqrt{V_{max}} \sqrt{2r_{sto}}}{c} \right)}{12 \frac{2r_{sto}}{c} \left( \frac{\sqrt{V_{max}}}{c} + \sqrt{\frac{2r_{sto}}{c}} \right)^4} \quad (2.3)$$

unde elementele geometrice sînt date în fig.2.2, iar



$$k = \frac{Q}{\int_{r_{se}}^{r_{ste}} \frac{b}{r} dr}$$

$$C = \frac{720k\pi}{Q}$$

Fig. 2.2

Pentru coeficientul pierderilor distribuite se indică în /74/ valorile  $\lambda = 0,014 - 0,015$ .

Relația (2.3) introduce influența asupra pierderilor a unghiului maxim de înfășurare al spiralei și a altor elemente geometrice, menținînd pentru coeficientul pierderilor, valori relativ mici însă acceptate și de alți autori. /7/, /145/.

Un calcul efectuat cu mărimile caracteristice modelului de turbină Francis de înaltă cădere F 580 VX, pentru punctul optim de funcționare a oferit cu relațiile (2.1) și (2.2)  $h_{plc-s} = 0,04\%$  din H, iar cu relația (2.3)  $h_{plc-s} = 0,09\%$  din H, ceea ce confirmă observațiile anterioare privind relațiile (2.1) și (2.2).

Pierderile de confuzor sînt considerate preponderente de Levin și Clermont /133/, care calculează un coeficient de rezistență locală al confuzorului cu gradul de convergență  $n_0$  și unghiul confuzorului  $\alpha$ :

$$\zeta_c = (0,0125 n_0^4 + 0,0224 n_0^3 - 0,00723 n_0^2 - 0,0044 n_0 - 0,00745) \times (\alpha_r^3 - 2\pi \alpha_r^2 - 10 \alpha_r) \quad (2.4)$$

cu  $\alpha_r = 0,01745 \cdot \alpha$

Relația (2.4), oferă pentru valori medii  $\alpha = 6-8^\circ$  și  $n_0 = \frac{1}{3} - \frac{1}{6}$ , rezultate  $\zeta_c = 0,09 - 0,13$ , ceea ce, după cum se va reda mai jos, se apropie de cele calculate de Lasenko /74/.

În /74/, pe lângă pierderile distribuite se consideră și cele datorate efectului de confuzor:

671.664  
MEC/BAY

$$h_{pc-s} = S_c \frac{Q^2}{8\pi^2 g r_{sro} b_0^2} \quad (2.5)$$

cu  $S_c = 0,1 - 0,25 /74/$ .

Cu aceasta Lasenko /74/ stabilește pentru camera spirală pierderile de energie, utilizând relațiile (2.3) și (2.5) de fapt ca o sumă de formă:

$$h_{pc-s} = h_{plc-s} + h_{pcc-s} \quad (2.6)$$

care aplicată modelului F 580 VX conduce la  $h_{pc-s} = 0,144\%$  din H, valoare care ar justifica utilizarea relației (2.6) pentru calculul pierderilor în camera spirală.

O aproximare relativ grobiană a pierderilor într-o cameră spirală cu secțiunea meridiană pătrată este oferită de Idelcik /58/:

$$h_{pc-s} = S_{sp} \frac{V_{isp}^2}{2g} \quad (2.7)$$

unde  $S_{sp} = 6,5$  r ceea ce nu permite utilizarea relației de mai sus în cazul turbinelor hidraulice.

Un studiu amplu al hidrodinamicii camerelor spirale, efectuat de I. Fitero /43/, oferă pentru cazul turbinelor o relație de calcul care sintetizează pierderile hidraulice în stratul limită (sl), în exteriorul acestuia (ex) și cele datorate mișcărilor secundare (ms). Exprimînd pierderile de energie în camera spirală sub forma:

$$h_{pc-s} = S_{cs} \frac{V_{isp}^2}{2g} \quad (2.8)$$

decide că, indiferent de regimul de funcționare studiat  $S_{cs} \cong 0,231$  ceea ce este în concordanță cu valorile date de Mihailov /148/.

Dar, conform /43/:

$$S_{cs} = S_{sl} + S_{ex} + S_{ms} \quad (2.9)$$

unde  $S_{ms} = 0,068$  valoare care, în ipoteza mișcării potențiale din exteriorul stratului limită ( $S_{ex} = 0$ ), conduce la concluzia preponderenței în cadrul pierderilor a energiei disipate vîscos sub formă de mici vârtejuri în stratul limită.

Valoarea  $S_{cs} = 0,231$  folosită în relația (2.8), aplicată modelului F 580 VX, conduce la  $h_{pc-s} = 0,184\%$  din H, ceea ce dă perspective utilizării ei cu bune rezultate într-o relație de bilanț energetic.

Statorul, ca prim element paletat al traseului hidraulic al turbinei, este tratat diferențiat din punct de vedere al pierderilor de energie, luat ca element independent sau inclus în camera spirală.

O tratare relativ cuprinzătoare a pierderilor din stator este relevată de T. Ida /145/, care consideră existența a două tipuri de disipații: cele prin frecare  $h_{pfst}$  și prin șoc la intrare în stator  $h_{pssti}$  :

$$h_{pst} = h_{pfst} + h_{pssti} \quad (2.10)$$

Pierderile prin frecare apar atât pe suprafața paletelor statorice ( $S_{palst}$ ), cât și pe plafonul inferior ( $S_{sti}$ ) și superior ( $S_{sts}$ ) al inelelor statorice:

$$h_{pfst} = 2z_{st} (C_{fst} S_{stcs} + C_{fpalst} S_{pa/st}) \frac{V_{stc}^3}{g} \frac{1}{2Q} \quad (2.11)$$

unde  $C_{fst}$  și  $C_{fpalst}$  sînt coeficienți de pierdere prin frecare care depind atât de natura regimului de mișcare printr-un număr Reynolds, cât și de starea suprafeței pereților splizi:

$$C_{fx} = 0,455 / (\log Re)^{2,58} \quad (\text{pereți netezi}) \quad (2.11a)$$

$$C_{fx} = \frac{1}{(1,09 + 1,62 \log \frac{l}{k})^{2,5}} \quad (\text{pereți rugoși}) \quad (2.11b)$$

Pierderile prin șoc sînt exprimate în /145/, luînd ca referință diferența dintre viteza de la ieșire din camera spirală  $v_{ecs}$  și cea de la intrare în stator  $v_{sti}$  (tangenta la primul element al paletei statorice) sub forma  $\Delta v_{cs-st} = v_{ecs} - v_{sti}$ :

$$h_{psst} = \sum S_{st} \frac{\Delta v_{cs-st}^2}{2g} \quad (2.12)$$

pentru care  $\sum S_{st} = 0,2 - 0,5 (0,8)$ . Valorile coeficientului de pierdere prin șoc sînt în concordanță cu cele acceptate în general în cazuri de intrare cu șoc în rețele paletate /33/, /72/.

Alte tratări privind pierderile hidraulice în stator sînt oferite de Kolton și Gutovskii /51/ și de Kuzminskii și Pîlev /72/.

Astfel, în /51/ se exprimă un coeficient global al pierderilor ce apar la trecerea curentului prin rețeaua statorului

$$S_{st} = C_{xrst} \frac{l}{t} \frac{V_{\infty}^2}{2gH \sin \alpha_{\infty st}} \quad (2.13)$$

Relația (2.13) presupune, pe lângă cunoașterea unor elemente geometrice și cinematice specifice statotului și cunoașterea coeficientului de rezistență al rețelei de profile satorice  $C_{xrst}$  în condiții neprecizate de autori.

Proportionalitatea coeficientului global de pierdere al rețelei satorice cu cel al rețelei aparatului director, avînd ca factor raportul desimilor celor două rețele, este ideea relevată în /72/:

$$S_{st} = S_{ad} \frac{\left(\frac{l}{t}\right)_{st}}{\left(\frac{l}{t}\right)_{ad}} \quad (2.14)$$

Relația (2.14) originală în felul ei, asimilează se fapt ca geometrie și cinematică, două rețele complet diferite, ceea ce nu recomandă utilizarea ei decît în metode cu totul orientative.

I. Fitero /43/, în urma studiilor experimentale asupra satorului, înglobat în camera spirală, raportează pierderile hidraulice la viteza de ieșire din sator, oferind relația:

$$h_{pst} = S_{st} \frac{V_{ste}^2}{2g} \quad (2.15)$$

în care consideră  $S_{st} = 0,077-0,084$ . Din analiza acestei valori se evidențiază clar neglijarea pierderilor prin șoc, dar opinăm spre considerarea relației (2.15) și eventual utilizarea ei într-o metodă care consideră și pierderile prin șoc la intrare în sator.

Din cele prezentate rezultă o tratare diversă a pierderilor hidraulice caracteristice satorului, acesta fiind considerat fie ca o rezistență locală (2.15), prin similitudine cu rețeaua paralelelor directe (2.14), definindu-se un coeficient de pierdere în rețea (2.13) sau considerînd cel mult două tipuri de pierderi, cele prin frecare și cele prin șoc (2.10) și (2.12). Pierderile de dîră și cele datorate modificărilor de secțiune nu au stîrnit interesul cercetărilor, fiind în general considerate fără importanță.

Un calcul numeric efectuat tot cu datele modelului F 580 VX ne oferă, utilizînd relația (2.12) /145/, pentru pierderi  $h_{pst} = 0,18\%$  din H și corelația (2.15)  $h_{pst} = 0,115\%$  din H.

### 2.2.2 Pierderi hidraulice în aparatul director

Pentru turbinele Francis soluția constructivă de aparat director este exclusiv cea de tip cilindric, practic curgerea desfășurându-se în spațiul unei rețele radiale de profile.

O analiză a tratării pierderilor hidraulice în aparatul director relevă două direcții principale de abordare; una considerând o anumită structură a pierderilor, rezultatul final obținându-se prin adunarea acestora /72/, /145/ și cealaltă considerând numai pierderi caracteristice rețelei radiale /51/, /47/, /106/.

În prima categorie, în /72/ calculul pierderilor în aparatul director este diferențiat în pierderi prin șoc la intrare și pierderi propriu-zise între paletetele directoare:

$$h_{pad} = \zeta_{\text{șad}} (\operatorname{ctg} \alpha_{\text{ai}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{se}})^2 \frac{V_{\text{mai}}^2}{2g} + \zeta_{\text{ad}} \frac{1}{\sin^2 \alpha_{\text{ae}}} \frac{V_{\text{mae}}^2}{2g} \quad (2.16)$$

În relația (2.16), coeficientul pierderilor prin șoc  $\zeta_{\text{șad}} = 0,2 - 0,6$  iar coeficientul  $\zeta_{\text{ad}}$  reflectă prin structura sa considerarea în fenomenul disipativ a contribuției mișcărilor secundare, a frecării și a pierderilor denumite marginale ce apar la întrefeul dintre palete și inelele superior și inferior. Astfel:

$$\zeta_{\text{ad}} = \zeta_{\text{fad}} + \zeta_{\text{m}} + \zeta_{\text{sec}} \quad (2.17)$$

în care  $\zeta_{\text{fad}}$  este un coeficient de pierdere prin frecare care se determină pentru regimul de funcționare fără șoc, fără a fi precizată în /72/ relațiile de calcul sau valori recomandabile;  $\zeta_{\text{m}}$  este coeficientul pierderilor marginale care depinde de jocul existent între suprafețele frontale ale paleteteleor directoare și inele, "a", și grosimea muchiei de ieșire "e";

$$\zeta_{\text{m}} = k \frac{e}{a} \quad (k = 0,18 - 0,22) \quad (2.18)$$

iar  $\zeta_{\text{sec}}$ , coeficientul caracteristic pierderilor datorate mișcărilor secundare are forma:

$$\zeta_{\text{sec}} = \left( \zeta_{\text{fad}} + 0,2 \frac{e}{a} \right) \frac{a_0}{b_0} \quad (2.19)$$

Relațiile (2.18) și (2.19) transformă de fapt (2.17) în :

$$\zeta_{\text{ad}} = \left( \zeta_{\text{fad}} + k \frac{e}{a} \right) \left( 1 + \frac{a_0}{b_0} \right) \quad (2.20)$$

relație care evidențiază dependența coeficientului de pierderi de înălțimea și deschiderea aparatului director, dar și de jocurile existente între palete și inele. Relația (2.20) este utilizabilă în cazul obținerii lui  $\zeta_{pad}$  prin alte metode.

T. Ida /145/ calculează pierderile în aparatul director, structurându-le în pierderi prin șoc la intrare, prin frecare și de dîră:

$$h_{pad} = h_{p\dot{s}ad} + h_{p\dot{f}ad} + h_{p\dot{d}ad} \quad (2.21)$$

unde:

$$h_{p\dot{s}ad} = \zeta_{\dot{s}ad} \frac{\Delta v_{ad}^2}{2g} \quad (2.22)$$

$\zeta_{\dot{s}ad} = 0,2-0,5$  și  $\Delta v_{ad} = v_{ua0} - v_{uai}$  este diferența între proiecțiile tangențiale ale vitezei absolute a curentului înainte și după angajarea apei pe paleta directoare,

$$h_{p\dot{f}ad} = 2 \left[ C_{fp} \left( \frac{l_{pal}}{a_0} \right) + C_{fr} \left( \frac{l_{pal}}{b_0} \right) \right] \frac{v_{ai}^2}{2g} \quad (2.23)$$

unde  $v_{ai} = f(a_0)$ , iar  $C_{fp}$  și  $C_{fr}$  sînt coeficienți de frecare omologi cu cei dați de relațiile (2.11a) și (2.11b),

$$h_{p\dot{d}ad} = \zeta_d \frac{e}{a_0} \frac{v_{ai}^2}{2g} \quad (2.24)$$

pentru care  $\zeta_d = 0,34$ .

În categoria a doua, o tratare simplă este cea oferită în /51/, care apelează la echivalența rețelei radiale cu o rețea plană cu aceleași caracteristici geometrice (fig.2.3) și calculează

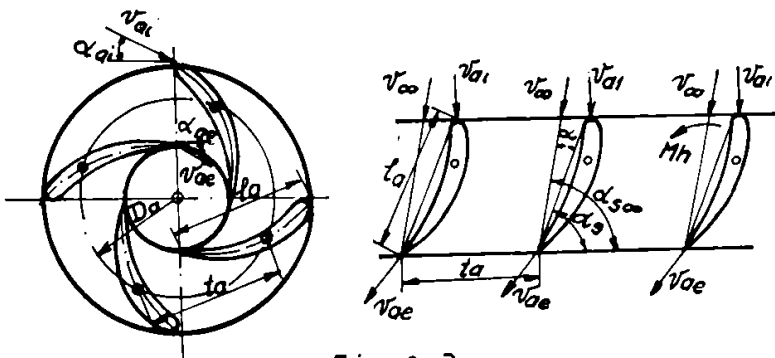


Fig. 2.3

pierderile hidraulice în funcție de coeficientul de rezistență al rețelei plane echivalente  $C_x$ , desimea acesteia  $l_a/t_a$  și unghiul de incidență convențional  $\alpha_{pad}$ :

$$h_{pad} = C_x \frac{l_a}{t_a} \frac{1}{2\pi^2 g} \frac{Q_{11}}{b_0 D_a \sin \alpha_{pad}} \quad (2.25)$$



În relația (2.25) unghiul de incidență  $\alpha_{vad}$  se definește conform:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{vad} = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \alpha_{sp} + \operatorname{ctg} \alpha_{ae}) \quad (2.26)$$

iar  $\bar{b}_0 = b_0 / D$ ,  $\bar{D}_a = D_a / D$

Relația (2.25) nu include pierderile prin șoc și presupune cunoașterea dependenței  $C_x = f(\alpha_{vad})$ , ceea ce *conduce* în cele mai multe cazuri la cercetări experimentale. De asemenea sînt ignorate, așa cum s-a arătat pierderile prin șoc, relația (2.25) fiind utilizabilă în cel mai bun caz pentru regimul optim de funcționare.

M.V. Gheorghiu /47/, pe baza unor ample cercetări teoretice și experimentale determină un coeficient de pierdere specific rețelelor de profile radiale  $\zeta$  în funcție de parametri geometrice și cinematici ai rețelei, alegînd ca variabilă de bază dechiderea relativă a aparatului director  $\bar{a}_0$  /5/ și ca parametri unghiul  $\lambda$  și incidența  $\epsilon_1$  (fig.2.4).

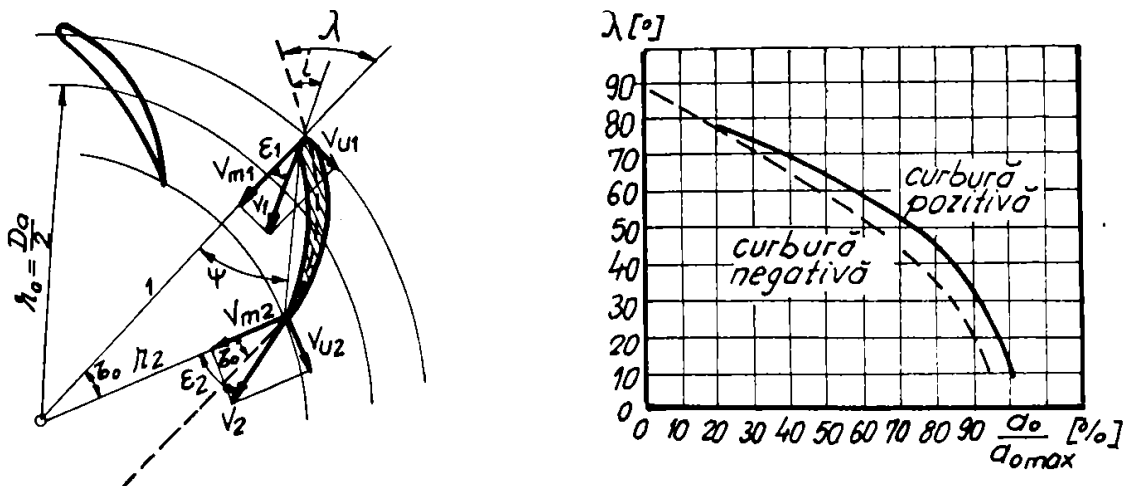


Fig. 2.4

Dependența  $\zeta = f(\bar{a}_0, \lambda, \epsilon)$  determinată în /47/, este redată în fig.2.5. Se remarcă zona pierderilor minime care indică valorile  $\bar{a}_0$  și pentru care funcționarea este optimă din punct de vedere energetic. Valorile  $\zeta_{min} \in (0,04-0,055)$  caracteristice rețelei date în /47/, nu permit utilizarea exclusivă a coeficientului astfel determinat în calculul pierderilor hidraulice ce apar în aparatul director.

În același spirit, Rauchmann /106/ echivalează rețeaua aparatului director, cu o rețea de plăci plane pentru care exprimă în final pierderile în aparatul director în forma:

$$\frac{h_{pad}}{H} = \zeta_R \frac{Q_{11}}{\bar{b}_0^2 \bar{D}_a^2} \quad (2.27)$$

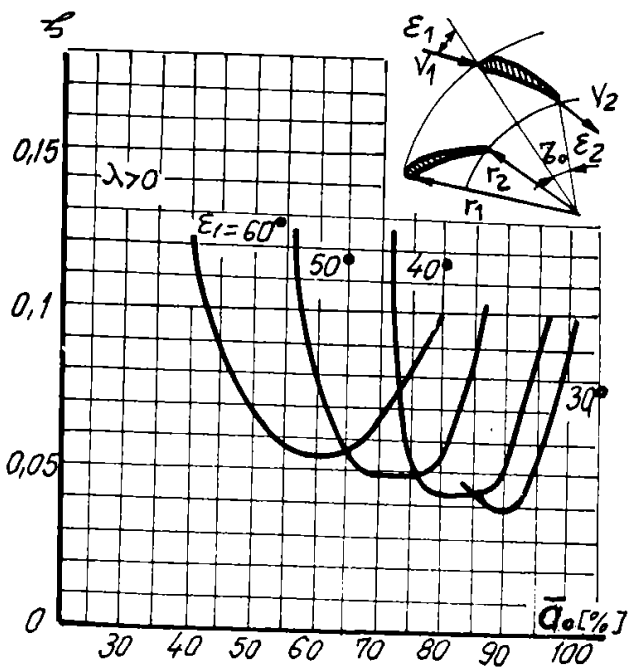


Fig. 2.5

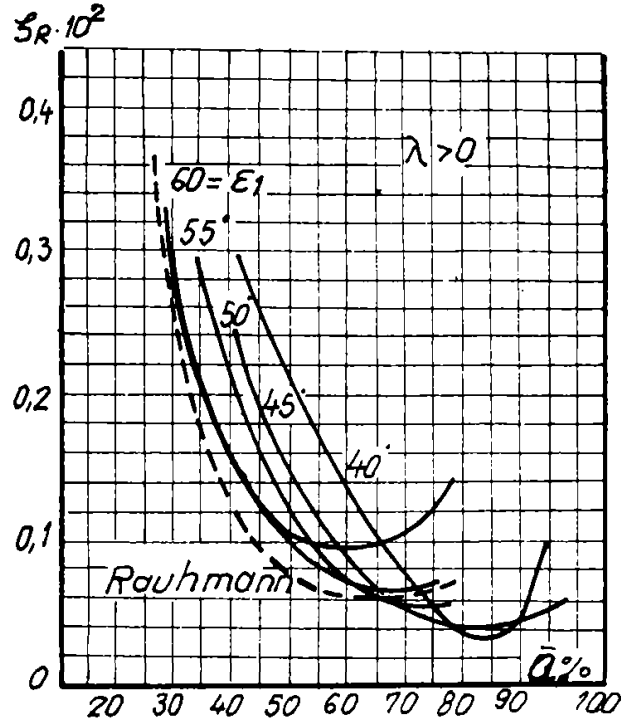


Fig. 2.6

în care  $\zeta_R$  este coeficientul lui Rachmann, care ținând cont de definiția coeficientului specific de pierderi în rețea  $\zeta = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{1}{2} \rho v_{ai}^2}$  /5/, /47/ are următoarea expresie:

$$\zeta_R = \frac{1}{8\pi^2 g} \frac{D_a^2}{v_{ai}^2 \cos^2 \epsilon_1} \zeta \quad (2.28)$$

Utilizarea în calculul pierderilor raportate la  $v_{ai}$  a valorilor  $\zeta_{Rmin} = 0,0006$  (fig.2.6) pentru datele modelului F 580 V conduce la  $h_{pad} = 0,0012\%$  din H, valoare în fapt neglijabilă.

În fine, o simplificare extremă a tratării disipațiilor ce apar în aparatul director, este dată de Lasenko /75/, care consideră numai pierderile de difuzor în canalul dintre palete sub forma:

$$h_{pad} = \left[ \frac{\lambda_{ad}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) + k \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right)^2 \right] \frac{v_{med}^2}{2g} \quad (2.29)$$

unde  $\lambda_{ad} = 0,03 - 0,06$  este un coeficient de pierdere longitudinală, "n" este gradul de evazare al difuzorului,  $\alpha$  unghiul de evazare, iar  $v_{med}$  o viteză convențională medie la mijlocul canalului interpaletar. Aplicarea relației (2.29) modelului F580 Vx oferă ca rezultat numeric  $h_{pad} = 0,0095\%$  din H, valoare foarte mică, explicabilă

prin neglijarea celorlalte tipuri de pierderi.

### 2.2.3 Pierderi hidraulice în rotor

Rotorul turbomașinilor, complex din punct de vedere geometric și hidrodinamic, sediu al transformărilor energetice, are o importanță deosebită în ansamblul mașinii și o pondere mare în tabloul pierderilor.

Complexitatea fenomenelor hidrodinamicii reale din rotor îngreunează crearea unui model matematic care să reflecteze în mod just atât curgerea cât și mecanismul disipațiilor. Din acest motiv există cristalizate în literatură o serie de metode aproximative de determinare a pierderilor, care utilizează ipoteze simplificatoare referitoare la existența numai unor anumite tipuri de disipații sau privind modul de abordare a acestora.

#### 2.2.3.1 Considerații privind pierderile în rotoarele generatoarelor hidraulice

Deși cu referire la rotorii pompelor, sînt interesante de menționat două abordări privind determinarea disipațiilor în acest caz, și anume cele oferite de Bobok /25/, /26/ și Protić și Krunić /102/.

Astfel, în /25/ se utilizează metoda singularităților pentru determinarea caracteristicilor energetice ideale ale unui generator hidraulic, iar pierderile hidraulice sînt obținute ca diferență între caracteristicile energetice ideale calculate și cele determinate experimental. În ceea ce privește rotorul, sînt considerate la punctul optim de funcționare, de șoc nul, numai pierderile prin frecare:

$$h_{p0} = \zeta_0 \frac{D}{b_2} \frac{v_{ref}^2}{2g} \quad (2.30)$$

unde  $\zeta_0 = f(Re, \frac{b_2}{k})$  ca în fig.2.7.

La regimuri de funcționare diferite de cel optim își manifestă influența disipațiile datorate desprinderilor, caracterizate de un coeficient  $\zeta_d$ , care variază cu turația și cu numărul Reynolds, construit cu aceeași viteză de referință  $v_{ref} = \frac{Q}{\pi D b_2}$

$$Re_e = \frac{v_{ref}^2 b_2}{\nu} \quad (2.31)$$

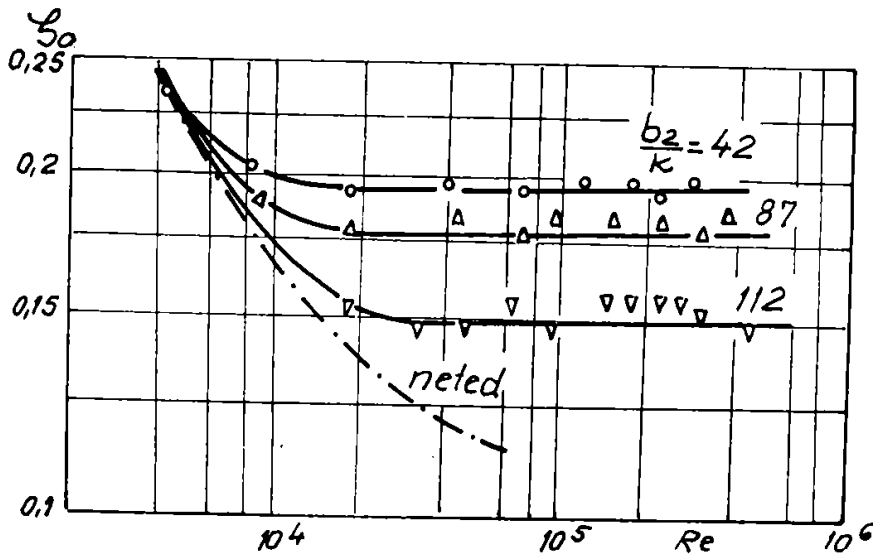


Fig.2.7.

Dependența  $S_d = f(Re_e, \frac{b_2}{k})$  este redată în fig.2.8.

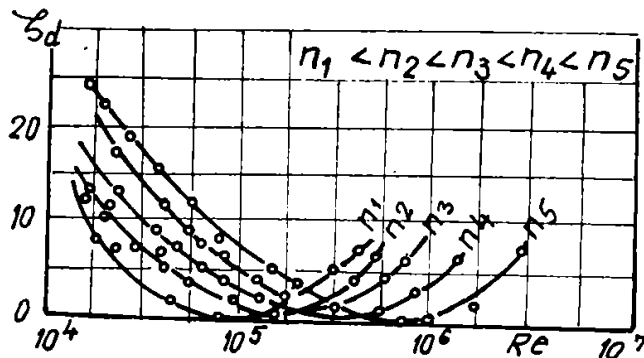


Fig. 2.8

Este important de remarcat automodelarea după criteriul Reynolds a coeficientului  $S_0$  pentru  $Re > 2 \cdot 10^4$ .

Un concept similar este adoptat și în /102/, considerîndu-se ca demne de luat în seamă numai pierderile ce apar din cauza frecării între fluid și suprafața paletelor, caracterizate de un coeficient  $S_{R1}$  și între fluid și suprafața inelului și coroanei caracterizate de coeficientul  $S_{R2}$ , în ansamblu:

$$S_{Rt} = S_{R1} + S_{R2} \quad (2.32)$$

Variația lui  $S_{Rt}$  în funcție de unele elemente geometrice ale paletei (unghiul constructiv  $\beta^\circ$ , raportul diametrelor de intrare - ieșire  $d_1/d_2$ ) și coeficientul de debit este redată în fig.2.9.

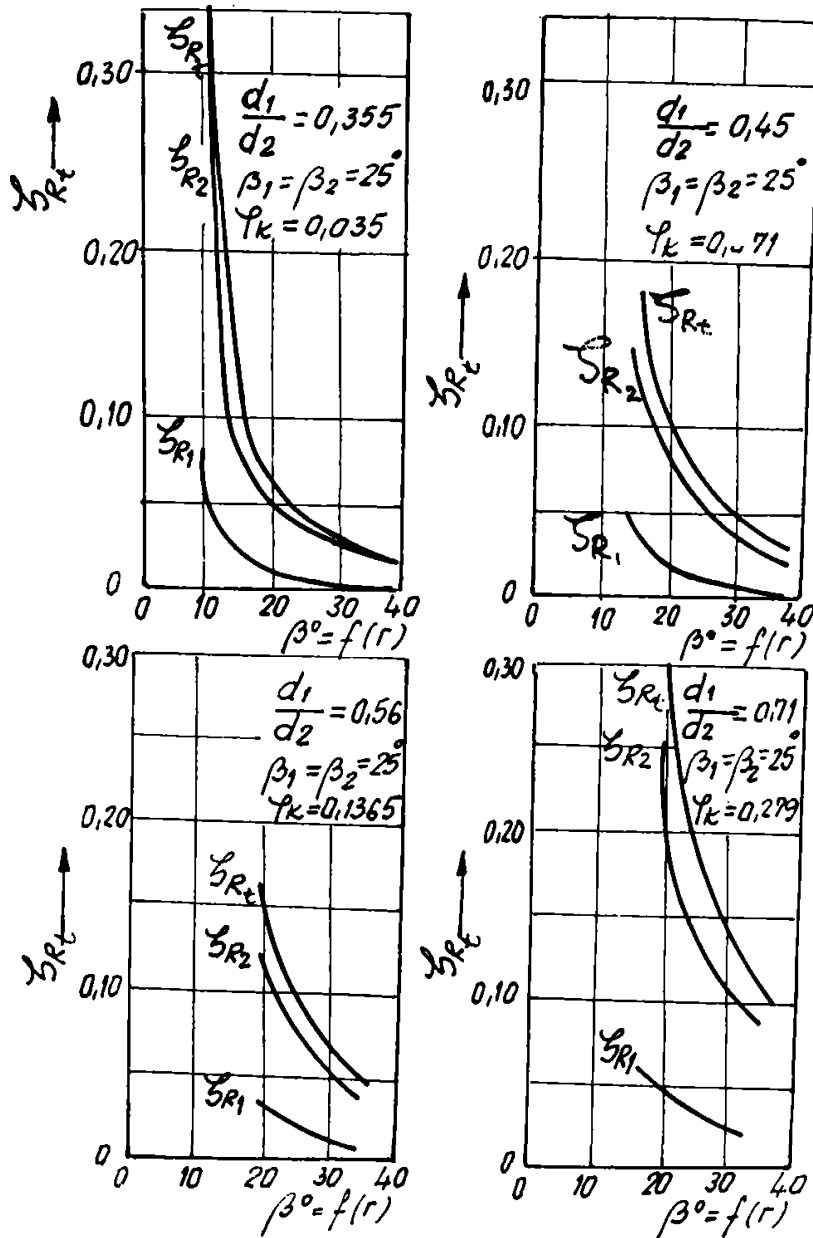


Fig.2.9.

Domeniul de existență al coeficientului  $\zeta_{Rt}$  este limitat superior la valori 0,2 - 0,3, apropiindu-se de coeficientul  $\zeta_0$  dat în /25/. Considerînd în exclusivitate pierderile prin fr care date în /25/, /26/ și /102/, valorile par scăzute, apropiindu-se mult de coeficienții globali de pierdere din rotorii mașinilor hidraulice motoare /20/, /39/, /115/.

### 2.2.3.2 Pierderi în rotoarele turbinelor hidraulice

Tentativele de evaluare a pierderilor hidraulice specifice procesului de lucru din rotorul turbinelor pot fi grupate după principiul ce stă la baza metodei de determinare, în mai multe tipuri. Se redau mai jos trei astfel de categorii de eva-

### 2.2.3.2.1 Metoda separării tipurilor de pierderi

În ipoteza unui curent cu structură monodimensională, în rotor și utilizând valori medii ale vitezelor pe secțiuni, Kuzminskii și Pîlev /72/ și Tomio Ida /145/ calculează disipațiile în rotorul turbinelor tip Francis, considerând câteva tipuri de pierderi preponderente, rezultatul final fiind obținut prin însumarea disipațiilor parțiale.

Astfel, în /72/ se consideră ca important, la trecerea curentului prin rotor, pierderile prin șoc la intrare  $h_{p\text{șri}}$ , pierderile datorate modificărilor de secțiune la intrare și ieșire din rotor  $h_{p\text{ri}}$ ,  $h_{p\text{re}}$  și cele caracteristice canalului interpaletar rotoric, în ansamblu obținându-se:

$$h_{pr} = h_{p\text{șri}} + h_{p\text{ri}} + h_{p\text{rc}} + h_{p\text{re}} \quad (2.33)$$

unde:

$$h_{pr} = \int_r \frac{V_{m2}^2}{(\sin \beta_2)^2} \frac{1}{2g} \quad (2.34a)$$

$$h_{p\text{șri}} = \int_{r_s} \frac{(\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \alpha_{e\text{opt}})^2}{2g} V_{m1}^2 \quad (2.34b)$$

$$h_{p\text{ri}} = \int_{r_i} \frac{V_{m1}^2}{(\sin \beta_1)^2} \frac{1}{2g} \quad (2.34c)$$

$$h_{p\text{rc}} = \int_{r_c} \frac{V_{mc}^2}{(\sin \beta_c)^2} \frac{1}{2g} \quad (2.34d)$$

$$h_{p\text{re}} = \int_{r_e} \frac{V_{me}^2}{(\sin \beta_e)^2} \frac{1}{2g} \quad (2.34e)$$

În relațiile (2.34a, b, c, d, e) se operează practic cu vitezele relative obținute din triunghiurile vitezelor în care unghiurile constructive ale paletelor  $\beta$  sînt mediate pe secțiunile de intrare și ieșire și într-o secțiune mediană a canalului interpaletar.

Deși reflectă mai multe categorii de pierderi din rotor în concordanță cu alte tratări /5/, /1/, lipsa informațiilor privind structura și valorile coeficienților, nu dă posibilitatea utilizării efective a metodei.

În /145/, utilizând aceleași ipoteze, se relevă doar trei tipuri de pierderi caracteristice rotorului: prin șoc, de frecare și de dîră:

$$h_{pr} = h_{p\dot{s}r} + h_{pfr} + h_{pdr} \quad (2.35)$$

În relația (2.35) pierderile prin frecare se calculează în forma:

$$h_{pfr} = Z_r (2 C_{fpa} S_{pa} + C_{fc} S_{coroană} + C_{finc} S_{incc}) \frac{w_{re}^3}{2gQ} \quad (2.36)$$

în care  $C_f$  sînt coeficienți de frecare calculabili în funcție de rugozitate și natura regimului de mișcare (2.11a,b). Pierderile prin șoc sînt dependente de diferența între proiecțiile tangențiale ale vitezelor relative înainte și după angajarea curentului pe tot  $\Delta w_{uroi} = |w_{uro} - w_{uri}|$ :

$$h_{p\dot{s}r} = \zeta_{rs} \frac{\Delta w_{uroi}^2}{2g} \quad (2.37)$$

iar  $\zeta_{rs} = 0,75 - 1$ .

Pierderile de dîră din avalul rețelei de palete depind de lungimea muchiei de ieșire a paletei rotorice  $l_{re}$  și de grosimea acesteia  $e_r$ , fiind raportate la viteza relativă a curentului de la ieșire din rotor  $w_{re}$ , la debitul de calcul  $Q$ :

$$h_{pdr} = S_{dr} Z_r l_{re} e_r \frac{w_{re}^3}{g} \frac{1}{2Q} \quad (2.38)$$

unde  $S_{dr} = 0,34$ .

După Schtzmayer /115/ pierderile de energie din avalul rotorului în care sînt incluse și cele de dîră, au o pondere de aproximativ 4% din totalul disipațiilor.

Robinstein /108/, calculează pe baza teoriei stratului limită, disipațiile de dîră stabilind un coeficient similar cu denumit coeficient al pierderilor marginale  $\zeta_{rm}$ , care depinde de pasul relativ al rețelei de palete rotorice la ieșire  $(t/l)_{re}$  (fig.2.10) și de inversul grosimii relative a paletei rotorului  $e_{max}/e_r$  (fig.2.11).

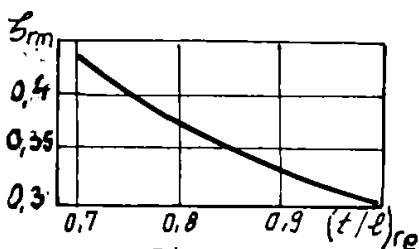


Fig. 2.10

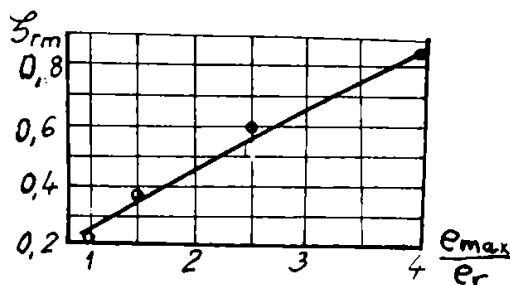


Fig. 2.11

Se remarcă încadrarea valorii  $\eta_{rd}$  recomandate de Ida /145/, în domeniul valorilor stabilite de Robinstein /108/, dar un calcul efectiv al disipațiilor de dîră, cu relația (2.38) pentru modelul de referință F 580 VX oferă ca valoare a pierderilor 0,004% din H, ceea ce este sub 1% din totalul disipațiilor în punctul optim de funcționare.

Utilizarea relațiilor (2.35) - (2.38) pentru același model conduce la  $h_{pr} = 1,098\%$  din H, valoarea cu ponderea cea mai ridicată comparativ cu estimările pierderilor în celelalte organe.

#### 2.2.3.2.2 Estimarea randamentului rotorului pe baza caracteristicilor rețelelor radiale de profile

Kolicev /67/, în tentativa de stabilire prin calcul a performanțelor energetice ale unei turbine Francis de foarte înaltă cădere (RO 500), consideră exclusiv disipațiile ce apar la trecerea curentului printr-o rețea radială de profile asimilată paletajului rotoric. Randamentul astfel obținut este exprimat de relația:

$$\eta_{hr} = \frac{nQ}{60gHr} \left( \frac{\overline{\text{tg}} \alpha_1}{J_1} - \frac{\overline{\text{tg}} \alpha_2}{J_2} \right) \quad (2.39)$$

în care  $J_{1,2}$  sînt proiecțiile adimensionalizate ale suprafețelor de intrare și ieșire din rotor, într-un plan tangențial pentru intrare și respectiv, într-un plan perpendicular pe ax la ieșire, iar  $\overline{\text{tg}} \alpha_1$  și  $\overline{\text{tg}} \alpha_2$  includ elementele unghiulare caracteristice rețelei radiale.

Utilizarea metodei lui Kolicev pentru modelul F 580 la punctul optim de funcționare conduce la un randament de aproximativ 0,97, în timp ce încercările experimentale oferă în punctul optim un randament de 0,895.

#### 2.2.3.2.3 Metode experimentale

Analiza experimentală a curgerii în rotorii Francis efectuată de Pîlev /97/ evidențiază importanța conturului inelului și coroanei rotorului asupra performanțelor energetice ale acestuia. În /97/ se consideră 6 rotorii elementari, pentru care, pe baza distribuțiilor de viteze și presiuni, determinate experimental, se calculează randamentul cu relația:



$$\eta_{hi} = \omega \frac{V_{u1i} R_{1i} - V_{u2i} R_{2i}}{gH} \quad (2.40)$$

Cu ajutorul relației (2.40), se stabilesc dependențe de forma  $\eta_{hi} = f(\alpha_0)$  ca în fig.2.12 pentru fiecare rotor elementar.

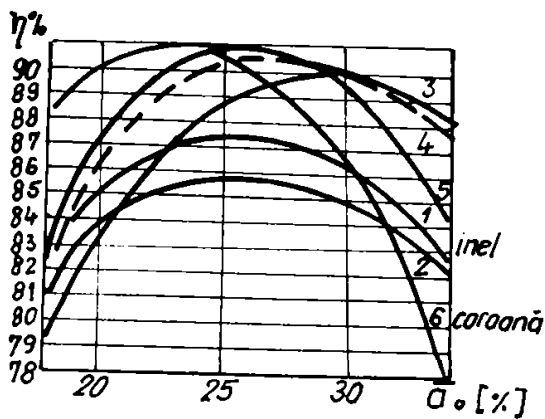
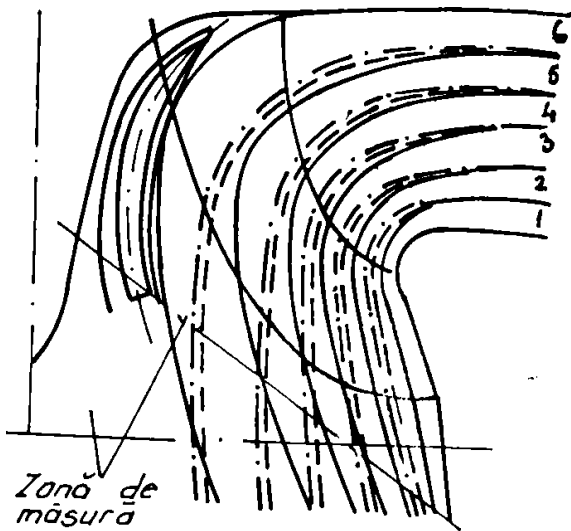


Fig. 2.12

Analizarea fig.2.12 arată că rotorii elementari au randamente maxime la diferite debite generate de deschideri diferite ale aparatului director. Se induce ideea că randamentul maxim al în tregului rotor ar putea fi obținut ca rezultat al unei medii ponderate al randamentelor rotorilor elementari. Determinările experimentale gloabe efectuate chiar de P îlev /97/, pe același rotor, nu confirmă ideea, randamentul maxim al rotorului fiind mai mic decât media ponderată a randamentelor rotoarelor elementare. Creșterea valorii randamentului maxim trebuie să fie rezultatul alinierii randamentelor elementare maxime față de aceeași deschidere a aparatului director. Una din metodele de aliniere a randamentelor rezultă din analiza bilanșului energetic și conform /97/ modificarea unghiului constructiv al paletii de la ieșire ar rezolva acest deziderat.

Investigații experimentale globale, efectuate pe modele de turbină Francis cu turații specifice ridicate, de Fachbach /39/, Schatzmayr /115/, Gerich /46/, Furtner /45/, Schlemmer/114/ au permis desprinderea unor concluzii privind în special ponderea pierderilor energetice din rotor în tabloul general al disipațiilor din mașină, care se ridică la valori cuprinse între 20% și 30%.

### 2.2.4 Pierderi hidraulice în tubul de aspirație

Aflat în categoria aparatelor de conducere, de tip "pasiv", tubul de aspirație are un rol important în funcționalitatea mașinii, iar din cauza caracterului complex al curgerii și în ansamblu pierderilor hidraulice. Bilanțurile energetice efectuate de Kviatkovski /73/ asupra turbinelor axiale (fig.2.13) și de Barlit /19/ la turbinele Francis, cercetările efectuate de Gutovski /51/, Fachbach /39/, și Schatzmayr /115/ de asemenea asupra turbinelor Francis, așează disipațiile din aspirator pe aceeași treaptă valorică cu cele din rotor

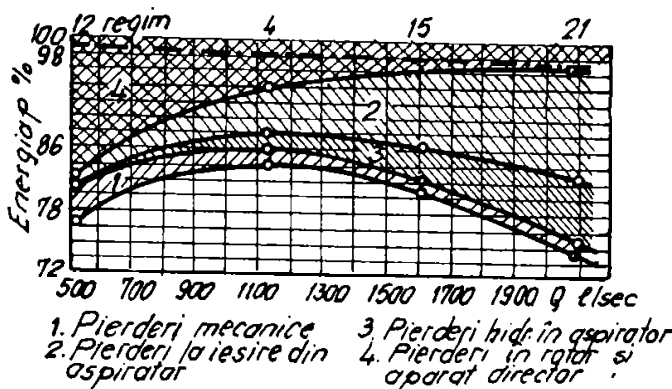


Fig. 2.13

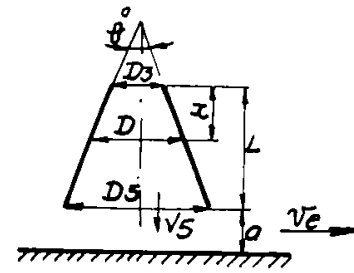


Fig. 2.14.

Pentru tuburile de aspirație drepte, ca în fig.2.15, de secțiune circulară, pierderile totale de energie sînt compuse, conform /5/, /136/, din disipații datorate frecării  $h_{ptafr}$ , efectului de difuzor  $h_{ptad}$  și pierderi de energie cinetică de la ieșire din aspirator  $h_{ptac}$ :

$$h_{pta} = h_{ptafr} + h_{ptad} + h_{ptac} \quad (2.41)$$

În relația (2.41), termenii ce exprimă disipațiile parțiale se obțin cu:

$$h_{ptafr} = \int_0^L \lambda \frac{1}{D} \frac{V^2}{2g} dx = \frac{\lambda Q^2}{g \pi^2 D_3^4 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}} \left[ 1 - \frac{1}{\left(1 + 2 \frac{L}{D_3} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}\right)^2} \right] \quad (2.42)$$

$$h_{ptad} = 3,2 \left( \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^{1,25} \frac{(V_3 - V_5)^2}{2g} \quad (2.43)$$

$$h_{ptac} = \frac{V_5^2}{2g} = \left( \frac{S_3}{S_5} \right)^2 \frac{V_3^2}{2g} = \eta^2 \frac{V_3^2}{2g} \quad (2.44)$$

O exprimare adimensională a pierderilor sub forma unor coeficienți conduce la relația:

$$\zeta_{ca} = \frac{\lambda}{8 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}} [1 - n^2] + 3,2 \left( \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^{1,25} (1 - n^2) + n^2 \quad (2.45)$$

respectiv :

$$\zeta_{ca} = \zeta_{cafr} + \zeta_{cad} + \zeta_{cac} \quad (2.46)$$

Variația coeficienților "ζ" cu unghiul difuzorului θ este redată în fig.2.15.

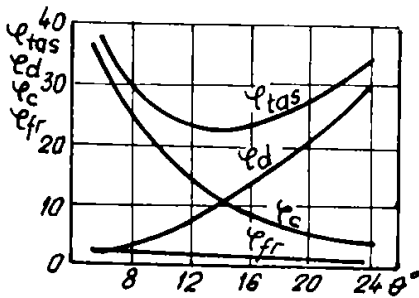


Fig. 2.15.

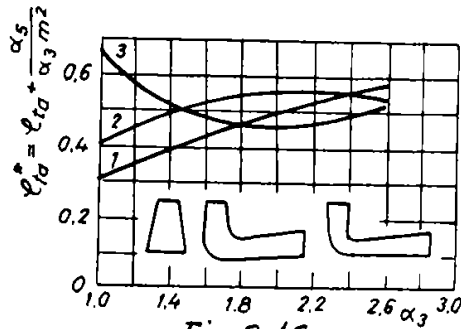


Fig. 2.16

Neuniformitatea curgerii în tubul de aspirație influențează pierderile de energie. Definind un coeficient de pierderi conform /5/, de forma:

$$\zeta_{ca}^* = \zeta_{ca} + \frac{\alpha_5}{\alpha_3} n^2 \quad (2.47)$$

dependența acestuia de coeficientul lui Coriolis de la ieșire din rotor este ilustrată în fig.2.16.

O tratare asemănătoare cu cea din /5/ este oferită de Kolicev /68/, care consideră tot în cazul unui aspirator tronconic drept, disipațiile de energie interioare tubului și cele de energie cinetică la ieșire:

$$h_{pca} = h_{pcai} + \frac{\bar{V}_5^2}{2g} \quad (2.48)$$

$$h_{pcai} = \zeta_{cai} \frac{\bar{V}_{m3}^2}{2g} \quad (2.49)$$

$\bar{V}_{m3}$  fiind o valoare mediată spațial a vitezelor meridionale de la ieșire din rotor, iar coeficientul de pierderi este:

$$\zeta_{ca} = \frac{\zeta_{cai}}{\alpha_3} + \frac{\alpha_5}{\alpha_3} n^2 \quad (2.50)$$

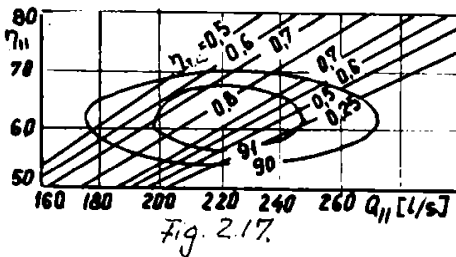
cu aceasta relația (2.48) devenind:

$$h_{pca} = (\zeta_{tai} + \alpha_5 n^2) \frac{\bar{V}_{m3}^2}{2g} \quad (2.51)$$

Prin structurarea coeficientului  $\zeta_{tai} = \zeta_{fr} + \zeta_{d}$ , ca o sumă a coeficienților de pierderi prin frecare și de difuzor, expresia randamentului aspiratorului devine:

$$\eta_{ta} = 1 - \left[ \frac{\lambda(1+n)}{8 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} (1-n)} + 3,2 \left( \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^{1,25} \right] (1-n^2) \left[ (1-m) \frac{\bar{\alpha}_3}{\bar{\alpha}_{3m}} \left( \frac{\bar{\alpha}_3}{\bar{\alpha}_{3m}} - 2 \right) + 1 \right] - \frac{\alpha_5 n^2}{\alpha_3} \quad (2.52)$$

Relația (2.52) include prin unghiurile  $\bar{\alpha}_3, \bar{\alpha}_{3m}$  de la ieșire din rotor, elemente caracteristice rețelei de profile se constituie paletajul rotoric /67/. Calculele numerice efectuate în /68/ pentru modelul Francis RO 500 relevă valori  $\eta_{ta} = f(Q_{11})$  (0,25-0, valorile cele mai mici sesizându-se la debite de lucru mai mari decât cel nominal (fig.2.17)



Karr /64/, considerând din păcate un tub de aspirație tronconic drept, propune pentru calculul randamentului relația următoare:

$$\eta_{ta} = \left[ 1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_s}{2} - \frac{\lambda}{8 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}} (1 + \operatorname{tg}^3 \alpha_s) - \alpha_3 \left( 1 - \frac{1}{e^{7 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}} \right) \frac{(1-n)^2}{1-n^2} \right] \quad (2.53)$$

În spiritul separării pierderilor energetice în tubul de aspirație cotit, Ida /145/ consideră trei tipuri preponderente, și anume cele datorate vârtejului rezidual din avalul rotorului  $h_{ptav}$ , de difuzor  $h_{ptad}$  și în cot  $h_{ptac}$ :

$$h_{pta} = h_{ptav} + h_{ptad} + h_{ptac} \quad (2.54)$$

Pierderile ce apar în imediata vecinătate a rotorului în aval, în **zona** trecerii de la mișcarea relativă la mișcarea absolută, datorate vârtejului inerent existent, sînt evaluate utilizînd ca viteză de referință proiecția tangențială a vitezei absolute

dela ieșire din rotor  $v_{u2r}$  :

$$h_{ptav} = \zeta_{tav} \frac{v_{u2r}^2}{2g} \quad (2.55)$$

cu  $\zeta_{tav} = 1,0$

Pentru pierderile de difuzor se utilizează relația caracteristică unui difuzor tronconic drept:

$$h_{ptad} = \zeta_{tad} (v_{di} - v_{de})^2 \frac{1}{2g} \quad (2.56)$$

$v_{di}$ ,  $v_{de}$  fiind valorile medii ale vitezelor absolute de la intrare și ieșire din difuzor, coeficientul de pierderi depinzând de unghiul de evazare al difuzorului  $\theta$  :

$$\zeta_{tad} = 0,0073 \theta^{0,25} \quad (2.57)$$

Disipațiile în cot sînt:

$$h_{prac} = \zeta_{tac} \frac{v_{cot}^2}{2g} \quad (2.58)$$

cu  $\zeta_{tac} = 0,22 - 0,23$ .

Utilizarea aproape în exclusivitate a tuburilor de aspirație cotate presupune luarea în considerare în primul rînd a relațiilor de calcul specifice acestui caz. Pe de altă parte structurarea pierderilor în diverse moduri trebuie să țină seama atît de caracterul mișcării cît și de forma aspiratorului. Deși este o parte importantă a tuburilor de aspirație, difuzorul orizontal nu este cuprins în calculul pierderilor de nici una din relațiile prezentate.

#### 2.2.5 Concluzii privind relațiile oferite de literatură pentru calculul pierderilor hidraulice în turbo-mașini

Din analiza prezentată la paragrafele anterioare rezultă următoarele constatări de principiu:

- o tratare diversificată a fenomenelor de disipație hidraulică și acordarea unor ponderi diferite aceluiași tip de pierderi de către diverși autori;

- raportarea pierderilor hidraulice la elemente caracteristice diferite (viteze sau secțiuni) ale circuitului hidraulic,

ceea ce conduce la exprimări neunitare;

- rezultate numerice cu valori mult diferite pentru diversele metode aplicate aceluiași model fizic;

- lipsa unor legături directe sau implicite a relațiilor prezentate de parametri funcționali ai mașinii;

- imposibilitatea utilizării "ad literam" a expresiilor de calcul astfel prezentate la construirea unei relații de bilanț.

### CAPITOLUL III

#### Calculul și trasarea diagramei universale pe baza bilanțului energetic

Preocupările diversilor cercetători de evaluare a disipațiilor hidraulice de-a lungul traseului mașinii, generează ideea asamblării acestora într-o relație generală de bilanț. Aceasta ar crea premisele stabilirii unor legături între parametri funcționali ai mașinii, geometria ei și pierderile de energie, ceea ce anticipează unele concluzii privind relația formă constructivă - - eficiență.

Așa cum s-a arătat, utilizarea relațiilor de calcul prezentate anterior, pentru construirea unei ecuații de bilanț este inoportună din mai multe puncte de vedere.

O posibilă evaluare a performanțelor energetice ale turbomașinilor pe calea estimării prin calcul a disipațiilor, trebuie să urmeze următoarea strategie:

- a) reconsiderarea, completarea și exprimarea unitară a relațiilor de calcul pentru pierderile hidraulice în organele de conducere și lucru ale turbomașinilor, în contextul interdependenței acestora generată de situația reală din mașină;
- b) stabilirea unui principiu de calcul pentru bilanțul energetic;
- c) elaborarea unei metode de obținere a unei caracteristici energetice de tip universal, pornind de la bilanț;
- d) verificarea metodei prin comparații cu rezultatele altor metode, în special experimentale.

#### 3.1 Alegerea și stabilirea unor relații de calcul pentru exprimarea unitară a pierderilor hidraulice în organele turbinelor

În scopul realizării unei exprimări utile a disipațiilor hidraulice ce apar la trecerea curentului printr-o turbină, se propune o formă generală de exprimare, în care apar atât influențele regimului de funcționare cât și cele ale formei geometrice caracteristice organului considerat:

$$h_{pj} = \sum_{i=1}^{n_j} \zeta_{ij} k_j Q_x^2 \quad (3.1)$$

j - fiind indicele organului de conducere sau de lucru al mașinii  
i - tipul de disipație.

Relația (3.1) Utilizează un coeficient de pierdere caracteristic fiecărui tip de disipație ce apare în organul "j", un coeficient  $k_j$  ce înglobează elementele geometrice și de legătură și debitul curent  $Q_x$ , care balează întreg domeniul de funcționare. Cu forma (3.1) se realizează atât o unificare a exprimării cât și evidențierea unor legături între parametri funcționali, geometria mașinii și disipațiile ce apar.

3.1.1. Calculul pierderilor hidraulice ce apar la trecerea curentului prin camera spirală și stator

Conform accepțiunii (3.1), pentru camera spirală pierderile de energie specifică se determină cu relația:

$$h_{pcs} = \zeta_1 k_1 Q_x^2 \quad (3.2)$$

unde:

$$k_1 = \frac{1}{2g} \frac{1}{\pi^2 D_{ecs}^2 b_0^2 \beta_{sc}^2} \quad (3.3)$$

Relațiile (3.2) și (3.3) relevă raportarea pierderilor la secțiunea cilindrică de ieșire din camera spirală, notațiile fiind pe parcursul întregului capitol cele consacrate în /5/.

Pierderile hidraulice în stator se calculează cu:

$$h_{pst} = \zeta_2 k_2 Q_x^2 \quad (3.4)$$

unde

$$k_2 = \frac{1}{2g} \frac{1}{\pi^2} \frac{1}{D_{sre}^2 b_0^2 \sin^2 \alpha_{sre}} \quad (3.5)$$

Coeficienții  $\zeta_1$  și  $\zeta_2$  reprezintă coeficienți globali de pierderi ce apar la trecerea curentului prin camera spirală și stator.



### 3.1.2 Relații de calcul a pierderilor hidraulice în aparatul director

Pentru exprimarea disipațiilor în acest caz, se consideră existența a două tipuri de pierderi, și anume ceșe caracteristice rețelei de profile a aparatului director care funcționează la regimul optim (de șoc nul) peste care se suprapun pierderile prin șoc:

$$h_{pad} = h_{pad_{opt}} + h_{pad_{\dot{s}}} \quad (3.6)$$

$$h_{pad_{opt}} = \xi_3 k_3 Q_{opt}^2 \quad (3.7)$$

$$k_3 = \frac{1}{2g} \frac{1}{\pi^2} \frac{1}{D_{aex}^2 b_0^2 \sin \alpha_{ae}} \quad (3.8)$$

$$h_{pad_{\dot{s}}} = \xi_4 k_{ad} (\operatorname{ctg} \alpha_{ai} - \operatorname{ctg} \alpha_{se})^2 Q_x^2 \quad (3.9)$$

relație scrisă cu ajutorul vitezei de șoc la intrare în aparatul director (fig.3.1).

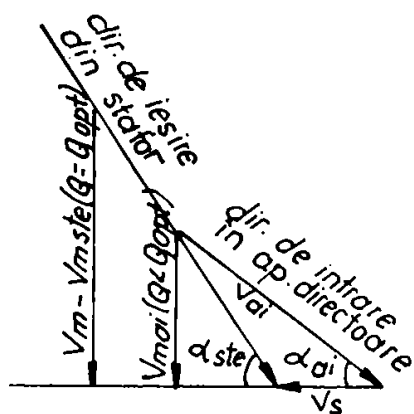


Fig. 3.1

$$V_s = V_{mai} (\operatorname{ctg} \alpha_{ai} - \operatorname{ctg} \alpha_{se}) \quad (3.10)$$

$$k_{ad} = \frac{1}{2g} \frac{1}{\pi^2} \frac{1}{D_{aix}^2 b_0^2 \sin^2 \alpha_{ai}} \quad (3.11)$$

$$k_4 = k_{ad} (\operatorname{ctg} \alpha_{ai} - \operatorname{ctg} \alpha_{se})^2 \quad (3.11a)$$

$$h_{pad_{\dot{s}}} = \xi_4 k_4 Q_x^2 \quad (3.11b)$$

În relațiile (3.8) - (3.11)  $D_{aex}$  și  $D_{aix}$  sînt diametri de ieșire respectiv intrare în aparatul director pentru diferitele poziții de lucru caracterizate de unghiul  $\alpha_{ae}$  (Fig.3.2), calculabili din relațiile:

$$D_{aex}^2 + 2l_1 D_{aex} \sin \alpha_{aex} - D_{ae}^2 - 2l_1 D_{ae} = 0 \quad (3.12)$$

$$D_{aix}^2 - 2l_1 D_{aix} \sin \alpha_{aex} + D_{ai}^2 - 2l_1 D_{ai} = 0 \quad (3.13)$$

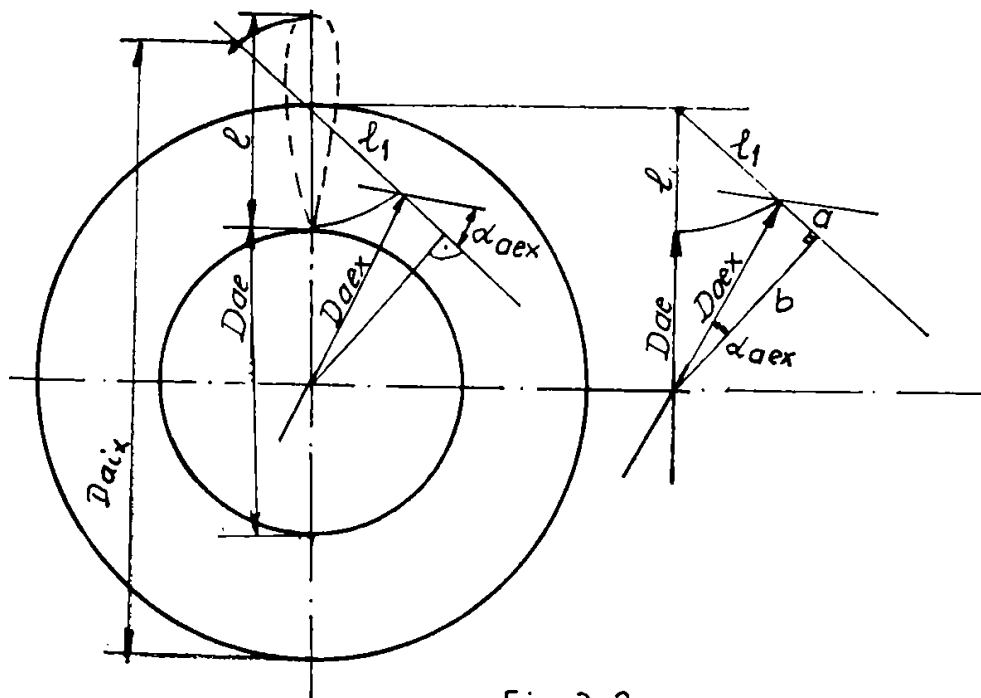


Fig. 3.2

### 3.1.3 Relații de calcul pentru pierderile hidraulice din rotor

Se evidențiază următoarele tipuri de disipații în rotor:

- pierderi prin șoc la intrare  $h_{pr1}$
- pierderi datorate modificării de secțiune la intrare în rotor  $h_{pr2}$
- pierderi în lungul canalului rotorului torsionat spațial  $h_{pr3}$
- pierderi datorită modificării de secțiune la ieșirea din rotor  $h_{pr4}$
- pierderi de dâră  $h_{pr5}$

astfel că:

$$h_{pr} = h_{pr1} + h_{pr2} + h_{pr3} + h_{pr4} + h_{pr5} \quad (3.14)$$

Pierderile prin șoc la intrare în rotor se exprimă în forma:

$$h_{pr1} = h_{prsi} = \zeta_6 (k_5 Q_x^2 - k_6 n Q_x + k_7 n^2) \quad (3.15)$$

relație obținută pornind de la exprimarea generală:

$$h_{ps} = \zeta_s \frac{v_s^2}{2g} \quad (3.16)$$

în care pentru intrarea în rotor din fig.3.3 rezultă:

$$\chi/s = \frac{V_{mae}}{\operatorname{tg} \alpha_{ae}} - \left[ U_1 - \frac{V_{m1}}{\operatorname{tg} \beta_1} \right] \quad (3.17)$$

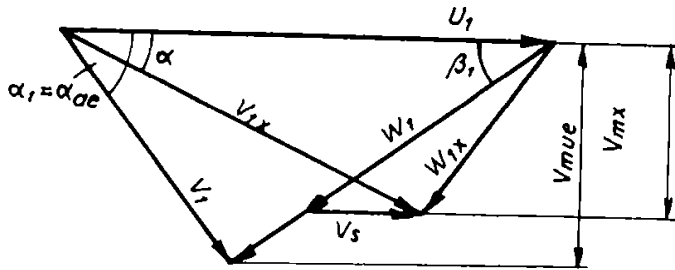


Fig. 3.3

și exprimînd vitezele meridionale se obține:

$$\chi/s^2 = Q_x^2 \left( \frac{1}{S_{ae} \operatorname{tg} \alpha_{ae}} + \frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right)^2 - 2 U_1 Q_x \left( \frac{1}{S_{ae} \operatorname{tg} \alpha_{ae}} + \frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) + U_1^2 \quad (3.18)$$

care introdusă în (3.16), cu notațiile:

$$k_5 = \frac{1}{2g} \left( \frac{1}{S_{ae} \operatorname{tg} \alpha_{ae}} + \frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (3.19)$$

$$k_6 = \frac{1}{g} \frac{\pi D_1}{60} \left( \frac{1}{S_{ae} \operatorname{tg} \alpha_{ae}} + \frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (3.20)$$

$$k_7 = \left( \frac{\pi D_1}{60} \right)^2 \frac{1}{2g} \quad (3.21)$$

$$\varphi_s = \zeta_s \quad (3.22)$$

va conduce la (3.15).

Pierderile cauzate de modificarea bruscă a secțiunii la intrarea curentului în rotor sînt date de :

$$h_{pr2} = \zeta_6 k_8 Q_x^2 \quad (3.23)$$

unde:

$$\zeta_6 = 1 - k_9 \quad (3.24)$$

$$k_8 = \frac{1}{2g} \frac{1}{b_0^2 z_1^2 t_1^2} ; \quad k_9 = \frac{z_1 e_1}{\pi D_1 \sin \beta_1} \quad (3.25)$$

(3.23) devenind mai simplu:

$$h_{pr2} = \frac{1 - k_9}{2} k_8 Q_x^2 \quad (3.26)$$

Disipațiile din interiorul canalului interpaletar, ce conțin pierderi datorită frecării vîscoase, dar și influența curburii canalului sînt redade de:

$$h_{pr3} = \zeta_{10} k_{10} Q_x^2 \quad (3.27)$$

$$k_{10} = \frac{1}{2g} \frac{1}{(S_2 f_2 \sin \beta_2)^2} \quad (3.28)$$

Adoptarea formei (3.27) se justifică pe baza studiilor teoretice și experimentale efectuate de M. Tămaș /123/ asupra unor conducte și canale rotitoare cu axă de simetrie plană, Coeficientul caracterizează disipațiile hidraulice din interiorul canalului interpaletar, restul notațiilor fiind cele din /5/.

Pierderile de dîră se calculează cu relația:

$$h_{pr5} = \zeta_{11} k_{11} Q_x^2 \quad (3.29)$$

structurată după (2.37); astfel,  $\zeta_{11}$  este coeficientul de pierdere specific dîrei din avalul rotorului;

$$k_{11} = \frac{z_1 l_m e_r}{[2\pi \sum r_{mi} l_{mi}]^2} \frac{1}{\sin^2 \beta_2} \frac{1}{2g} \quad (3.30)$$

În fine, pierderile datorită modificării secțiunii de trecerea curentului la ieșirea din rotor se calculează cu:

$$h_{pr6} = \zeta_{12} k_{12} Q_x^2 \quad (3.31)$$

$$\zeta_{12} k_{12} = \frac{1}{2g} \frac{(1 - \frac{1}{\beta_2})^2}{S_2^2 \beta_2^2} \quad (3.32)$$

### 3.1.4 Calculul pierderilor hidraulice în tubul de aspirație

Considerînd un tub de aspirație cotit ca în fig.3.4, prin sectorizarea elementelor geometrice, pierderile în acest organ pot fi departajate în pierderi în difuzorul conic, în cot și în difuzorul orizontal la care se adaugă și pierderile de energie cinetică la ieșire:

$$h_{pta} = h_{pdifcon} + h_{pcot} + h_{pdor} + h_{pe} \quad (3.33)$$

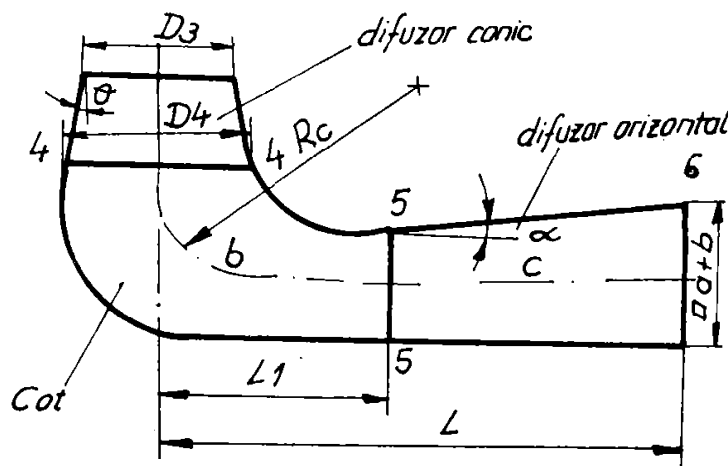


Fig. 3.4

Pentru difuzorul conic se poate scrie conform [5]:

$$h_{pdifcon} = (\zeta_{13} k_{13} + \zeta_{14} k_{14}) Q_x^2 \quad (3.34)$$

unde:

$$\zeta_{13} k_{13} = 3,2 \left( \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^{1,25} \frac{1 - n_a^2}{2g} \frac{\pi D_3^2}{4}; \quad n_a = \frac{D_3}{D_4} \quad (3.35)$$

și

$$\zeta_{14} k_{14} = \frac{1}{g \pi^2 D_3^4 \operatorname{tg} \theta} \left[ 1 - \frac{1}{\left( 1 + 2 \frac{L_c}{D_3} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right)^4} \right]; \quad [5] \quad (3.36)$$

iar pentru cot:

$$h_{pcot} = \zeta_{15} k_{15} Q_x^2 \quad (3.37)$$

$$\zeta_{15} k_{15} = \frac{2}{g} \frac{[0,124 + 3,1 \left( \frac{b}{R_c} \right)^{3,5}]}{\pi D_4^2} \quad (3.38)$$

cu "b" latura ce reprezintă înălțimea cotului, iar  $R_c$ , raza de curbură /58/.

Pentru difuzorul orizontal, conform /58/, pierderile hidraulice se calculează cu relația:

$$h_{p\text{dor}} = \zeta_{16} k_{16} Q_x^2 \quad (3.39)$$

$\zeta_{16}$  fiind coeficientul specific de pierdere și:

$$k_{16} = \frac{2}{g} \frac{n_1^2}{\pi D_3^2} \quad \text{cu } n_1 = \frac{S_3}{S_5} \quad (3.40)$$

Pierderile de energie cinetică de la ieșire din tubul de aspirație sînt:

$$h_{p\text{ieșire}} = \zeta_{17} k_{17} Q_x^2 \quad (3.41)$$

$$\zeta_{17} k_{17} = \frac{1}{2g} \frac{1}{(a \cdot b)^2} \quad (3.42)$$

cu a și b conform fig.3.4.

### 3.2 Calculul bilanțului energetic

Bilanțul energetic, ca relație de conservare, exprimă o legătură între energia absorbită de un sistem și cea cedată:

$$E_{abs} = E_{uric} + \sum E_p \quad (3.43)$$

Relația (3.43) permite determinarea eficienței transformării energetice, în condițiile cunoașterii pierderilor  $\sum E_p$ :

$$\eta = \frac{E_u}{E_{abs}} = \frac{E_{abs} - \sum E_p}{E_{abs}} = 1 - \frac{\sum E_p}{E_{abs}} \quad (3.44)$$

În domeniul mașinilor hidraulice este curentă admiterea ipotezei neglijării pierderilor mecanice și volumice /1/, /2/, /5/, /20/, /21/. Se creează astfel posibilitatea obținerii unei relații de bilanț, utilizînd energiile specifice /5/, /72/, /145/.

Dacă H este căderea turbinei,  $H_u$  - căderea utilă și  $h_p$  - disipațiile hidraulice de-a lungul traseului mașinii, relația

(3.43) devine:

$$H = H_u + \sum h_p \quad (3.45)$$

iar randamentul hidraulic:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = 1 - \frac{\sum h_p}{H} \quad (3.46)$$

Obținerea randamentului pe această cale presupune evaluarea prin calcul a pierderilor hidraulice în contextul fenomenelor din mașină. Utilizînd exprimarea pierderilor în forma dată la § 3.1.1 - § 3.1.4, și apelînd la principiul aditivității simple a acestora, de-a lungul circuitului hidraulic, general acceptat /72/, /5/, /68/, /58/, /145/, rezultă următoarea relație de calcul:

$$\sum h_p = A Q_x^2 + B Q_x n + C n^2 \quad (3.47)$$

în care

$$A = \sum_1 k_1 + \sum_2 k_2 + \sum_3 k_3 + \sum_4 k_4 + \sum_5 k_5 + \frac{1-k_9}{2} k_8 + \sum_{10} k_{10} + \sum_{11} k_{11} + \sum_{12} k_{12} + \sum_{13} k_{13} + \sum_{14} k_{14} + \sum_{15} k_{15} + \sum_{16} k_{16} + \sum_{17} k_{17} \quad (3.48)$$

$$B = -\sum_5 k_6 \quad (3.49)$$

$$C = k_7 \quad (3.50)$$

Randamentul hidraulic pentru un anumit regim de funcționare este determinabil cu relația (3.46), în care pierderile se exprimă conform relației (3.47).

### 3.3. Calculul și trasarea diagramei universale

Diagrama universală constituie o legătură între parametri funcționali caracteristici mașinii și poate fi exprimată ca o dependență de tipul  $n_{11} = f(Q_{11}, \eta_h, a_0)$ . Obținerea ei presupune în primul rînd exprimarea pierderilor de energie în funcție de mărimițe dublu unitare  $n_{11}$  și  $Q_{11}$  /5/. Utilizînd relațiile:

$$n_{11} = \frac{n D}{\sqrt{H}} \quad \text{și} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad [5]$$

în (3.47) și (3.45), rezultă:

$$n_{11}^2 \left[ H_u \frac{1}{n^2 D^2} + \frac{C}{D^2} \right] + n_{11} Q_{11x} B \cdot D + A D^4 Q_{11x} - 1 = 0 \quad (3.51)$$

ecuație care reprezintă, sub formă implicită dependența  $n_{11} = f(Q_{11x}, H_u)$ .

Pentru obținerea randamentului în forma  $\eta_h = H_u/H$ , este necesară exprimarea căderii utile  $H_u$ . Din ecuația fundamentală a turbinelor /5/, rezultă:

$$H_u = \frac{1}{g} [u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}] \quad (3.52)$$

Interpretarea expresiei (3.52), în ipoteza egalității circulației de la ieșire din aparatul director cu cea de la intrare în rotor, valabilă pentru turbine Francis cu  $n_s$  mic /5/, va conduce la următoarele situații:

a) cazul ieșirii axiale din turbină ( $v_{u2} = 0$ ), pentru care:

$$H_u = \frac{n^2 D^3 Q_{11x}}{60 n_{11} b_0 \operatorname{tg} \alpha_{ax}} \quad (3.53)$$

b) cazul general ( $v_{u2} \neq 0$ ), pentru care:

$$H_u = \frac{1}{g} \left[ \frac{n^2 D^3 Q_{11x}}{60 n_{11} b_0 \operatorname{tg} \alpha_{ax}} - \left( \frac{\pi D n}{60} \right)^2 + \frac{D^4 n^2 Q_{11x}}{120 n_{11} S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right] \quad (3.54)$$

Utilizarea relațiilor (3.53) și (3.54) în (3.51) va conduce la:

$$n_{11}^2 \frac{C}{D^2} + n_{11} \frac{Q_{11x} D}{60 b_0 \operatorname{tg} \alpha_{ax}} + n_{11} Q_{11x} B \cdot D + A Q_{11x}^2 D^4 - 1 = 0 \quad (3.55)$$

și respectiv la:

$$n_{11}^2 \left[ \frac{C}{D^2} - \left( \frac{\pi}{60g} \right)^2 \right] + n_{11} Q_{11x} \left[ \frac{1}{60 b_0 \operatorname{tg} \alpha_{ax}} + \frac{D^2}{120 S_2 g \operatorname{tg} \beta_2} + B \cdot D \right] + Q_{11x}^2 D^4 - 1 = 0 \quad (3.56)$$

Expresiile (3.55) și (3.56) reprezintă forme generale ale dependenței  $n_{11} = f(Q_{11x}, \alpha_{ax})$  obținute pe baza bilanșului energetic.



Existența unei dependențe  $a_0 = a_0(\alpha_{0ex})$ , va permite determinarea funcției  $n_{11} = f(Q_{11}, a_0)$ , utilizată la trasarea diagramei universale.

Relațiile de mai sus permit evidențierea turației turbinei ca parametru în obținerea bilanțului energetic și a diagramei universale.

Exprimînd turația "n" din (3.49) ca funcție de turația dublu unitară /5/, se va obține direct calculul randamentului sub forma:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = 1 - \left[ n_{11}^2 \frac{C}{D^2} + n_{11} Q_{11x} B D + A Q_{11x}^2 D^4 \right] \quad (3.57)$$

### 3.3.1 Trasarea diagramei universale

Obținerea diagramei universale pe baza bilanțului energetic, care generează relațiile de calcul a randamentului, urmărește în principiu metoda de tip unifactor /138/ similară celei experimentale.

Se impun a fi parcurse următoarele etape preliminare:

- stabilirea mărimilor geometrice și cinematice caracteristice traseului hidraulic ales și curentului de fluid ce-l străbate;

- stabilirea domeniului de căderi și debite de funcționare;

- stabilirea domeniului de turații și valorile parametrice ale acesteia sau stabilirea valorilor parametrice ale căderii

- stabilirea domeniului de deschidere a aparatului director și a dependenței  $a_0 = f(\alpha_{0e})$ , precum și a valorilor parametrice pentru  $a_0$ ;

- elaborarea unui program pe calculator pentru rezolvarea relațiilor (3.55) sau (3.56) pe întreg domeniu de funcționare.

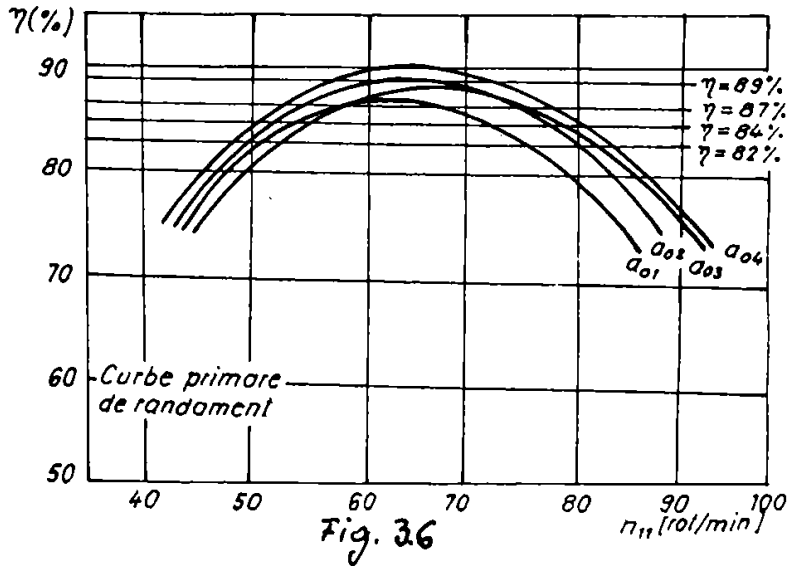
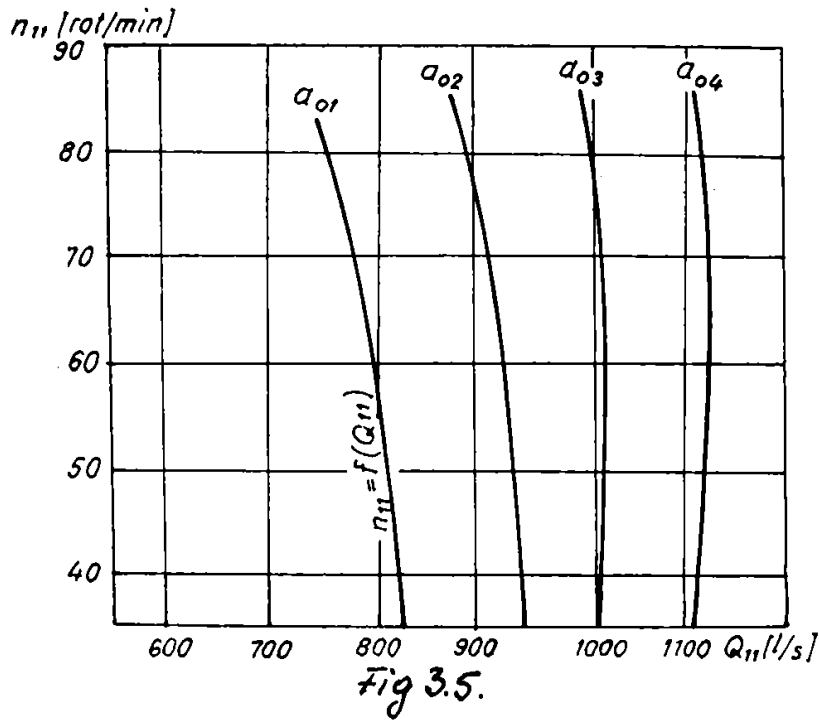
Metodologia de calcul și trasare conține în principiu următoarele faze:

- cu un pas dat se parcurge, pentru valori parametrice "a<sub>0</sub>", domeniul de debite, rezultînd din relațiile (3.55) sau (3.56) dependențele  $n_{11} = f(Q_{11}, a_0)$ , care se reprezintă grafic ca în fig.3.1

- Cu ajutorul relațiilor (3.53) sau (3.54) se determină căderea utilă și apoi randamentul obținîndu-se de fapt dependențele

$\eta_h = f(n_{11}, a_0)$ , care pot fi obținute și din (3.57), și se

reprezintă grafic ca în fig.3.6



- din intersecția curbelor  $\eta_h = f(n_{11}, a_0)$  cu un fasciccol de drepte paralele de  $\eta = \text{ct.}$  rezultă puncte care se transpun în diagrama  $n_{11} = f(Q_{11}, a_0)$  și care permit trasarea curbelor de egal randament ca în fig.3.7.

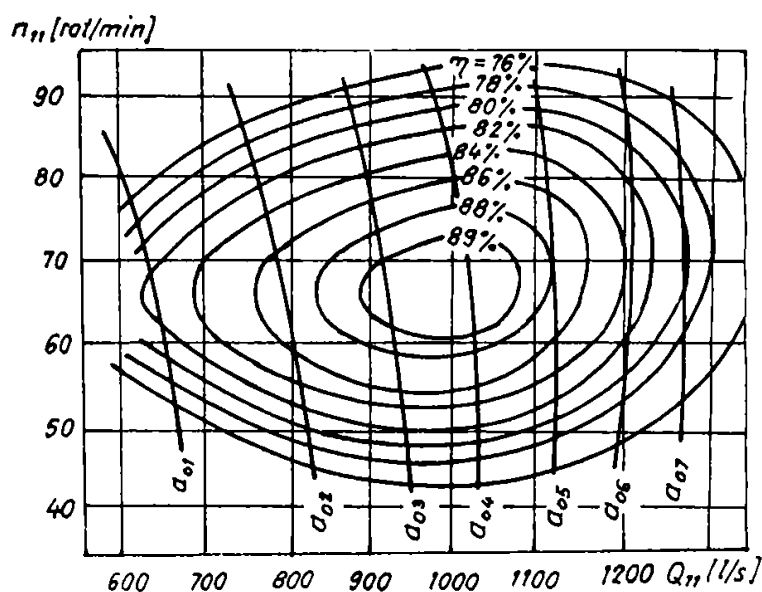


Fig. 3.7.

### 3.4 Rezultate numerice. Aplicarea metodei de calcul și trasare a diagramei universale

Metoda prezentată este operațională numai în cazul folosirii calculatorului. S-au utilizat programe în FORTRAN și BASIC.

Aplicația numerică a necesitat modele de referință cu diagramă universală obținută experimental în vederea comparației rezultatelor. S-au utilizat modelul Francis de foarte înaltă cădere denumit F 580 VX, care stă la baza turbinei de la CHE Bradul - Retezat, pe Rîul Mare și modelul Francis de medie cădere F 180/III, a căror caracteristici experimentale au fost determinate de CCSITEH - Reșița /10/, /11/, /12/.

Coefficienții de pierderi s-au selectat din literatură pentru cazuri cât mai apropiate celor evidențiate de particularitățile constructive și funcționale ale celor două modele. Valorile numerice sînt date în tab.3.1.

În fig.3.8 și fig.3.9 sînt reprezentate diagramele universale energetice pentru cele două modele, în paralel cu rezultatele determinărilor experimentale.

O primă observație asupra diagramei universale obținute prin calcul, relevă o bună apropiere cu cele rezultate în urma cercetărilor de laborator, ceea ce validează corectitudinea metodei de calcul aplicată.

Tab.3.1.

Nr. crt.	Organul turbinei	Simbol coef.de pierderi	Valoare coeficient	Sursa bibliografică	Obs.
1.	Camera spirală		0,231	/43/	
2.	Stator		0,084	/43/	
3.	Aparat director		0,08	/75/	
4.	- " -		0,35	/145/	
5.	Rotor		0,87	/145/	
6.	- " -		0,12	/123/	
7.	- " -		0,34	/145/	
8.	Tub de aspirație		0,80	/58/	
9.	- " -		1,00	/58/	

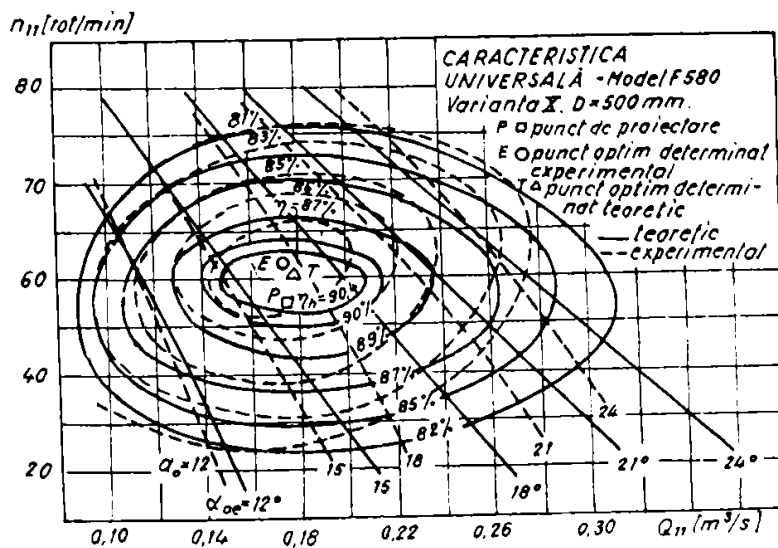


Fig 3.8

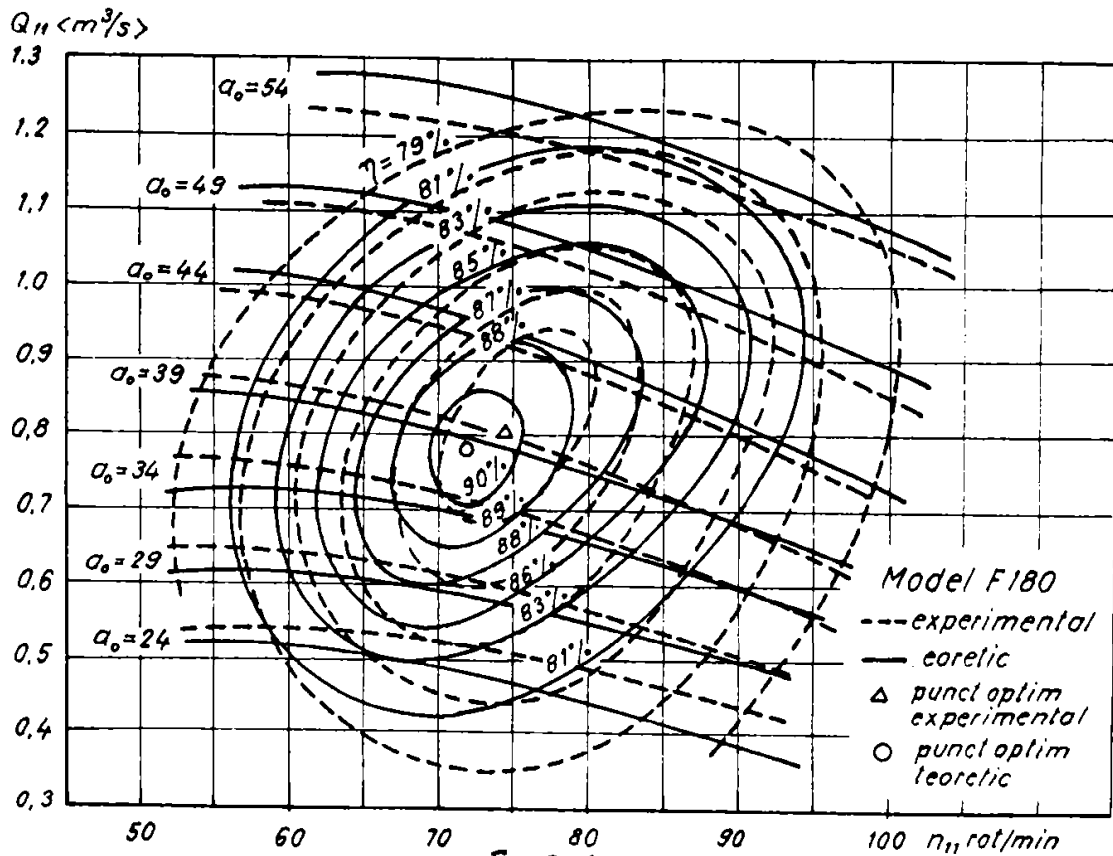


Fig. 3.9

Se impune, totuși comentarea unor diferențe semnificative și analiza cauzelor apariției acestora.

Caracteristica universală a modelului F 580 VX din fig. 3.8 evidențiază diferențe între coordonatele punctelor de randament maxim obținute prin calcul, pe cale experimentală și punctul de proiectare. Pe de altă parte, în zona randamentelor ridicat atât forma cât și valorile curbelor de egal randament experimentale sînt apropiate de cele obținute prin calcul, iar în zone relativ îndepărtate de randamentul maxim, acestea diferă substanțial.

Din analiza diagramelor universale suprapuse în fig. 3.9, caracteristică unui model de turajie specifică mai mare, F 180/III, rezultă dintr-o primă observație diferențe relativ mari atât în alura curbelor cât și în valorile randamentelor respective. O primă explicație, în acest caz, este oferită de structura relațiilor de calcul a pierderilor specifică turbinelor cu turajie specifică redusă.-

O analiză mai atentă a întregului lanț de relații de calcul a pierderilor hidraulice, necesar construirii bilanșului energetic, relevă că, în cazul aparatelor de conducere de tip

Camera spirală, stator și aparat director există rezultate certe atât privind forma relațiilor pentru pierderi, cât și valorile coeficienților adoptați. Rezultă deci că, în cazul rotorului și tubului de aspirație, mai puțin studiate în literatură, atât relațiile propriu-zise cât și coeficienții de pierderi se îndepărtează de fenomenul real din mașină, fiind posibile cauze în diferențierea de formă și fond a rezultatelor teoretice de cele experimentale.

Metoda de calcul a diagramei universale prezentată, creiază premisele efectuării unor analize concrete privind influența diferiților parametri geometrici și funcționali asupra caracteristicilor energetice. Pe baza posibilităților oferite de metodologie s-au ales pentru studiu: raportul  $b_0/D$ , numărul  $z$  al paletelor rotorice, unghiurile constructive ale paletei rotorului de la intrare și ieșire  $\beta_{1r}$  și  $\beta_{2r}$  și căderea de calcul  $H$ .

S-au utilizat datele modelului F 580 VX, alegându-se pentru parametri a căror influență se urmărește, următoarele intervale de variație:  $b_0/D \in /0,07 - 0,08/$ ;  $z \in /14 - 18/$ ;  $\beta_{2r} \in /16^\circ - 28^\circ/$ ;  $\beta_{1r} \in /79^\circ - 99^\circ/$  și  $H \in /21 - 29/m$ .

Soluționarea numerică a presupus creierea a cinci variante de programe de calcul în limbaj FORTRAN.

Rezultatele sînt tributare structurii relațiilor de calcul a pierderilor și modului de considerare a parametrilor urmăriți în aceste relații.

În fig.3.10 se evidențiază influența înălțimii relative a aparatului director  $b_0/D$  asupra poziției punctului de randament maxim, care se deplasează către valori mai ridicate ale debitului o dată cu creșterea lui  $b_0$ .

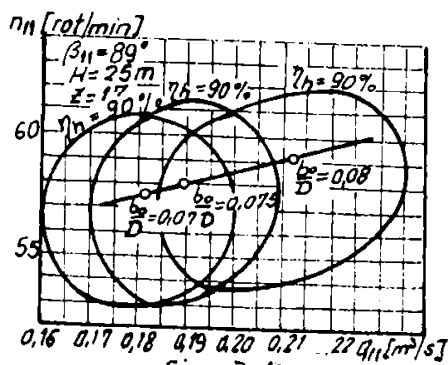


Fig. 3.10

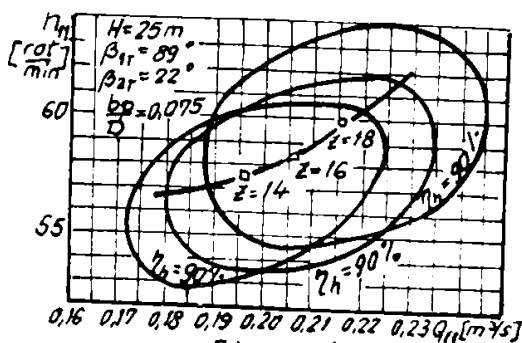


Fig. 3.11

Creșterea numărului de palete deplasează randamentul maxim mai pronunțat către valori mai mari  $n_{11}$ , după cum rezultă din fig.3.11.

Influența unghiurilor constructive ale paletei asupra caracteristicilor energetice este redată în fig.3.12 și fig.3.13

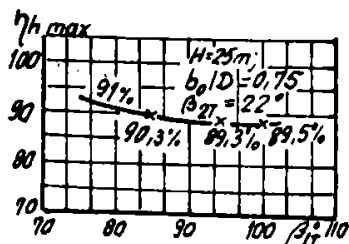


Fig3.12

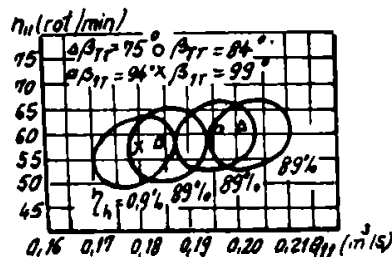


Fig3.13

Astfel, creșterea lui  $\beta_1$  va translați punctul optim spre valori mai mici  $Q_{11}$ , în timp ce influența unghiului de la ieșire  $\beta_{2T}$ , constată și de I. Voia /139/, prin încercări experimentale, este slab evidențiată prin această metodă.

De asemenea, utilizarea unor valori ale căderii de calcul în jurul celei nominale, nu modifică semnificativ nici valoarea randamentului maxim și nici poziția acestuia în planul  $(n_{11}, Q_{11})$ .

### 3.5 Concluzii privind metoda de determinare a diagramei universale pe baza bilanțului energetic

S-a realizat, în primul rând, o exprimare unitară a dispațiilor hidraulice pe traseul intrare - ieșire al unei turbine Francis, cu evidențierea debitului de funcționare ca variabilă.

Relația de bilanț energetic obținută și aplicată celor două modele de turbină Francis stabilește dependențe între parametri funcționali și cei constructivi ai turbinelor.

Pe baza relației de bilanț s-a oferit o metodă de calcul și trasare a diagramei universale, specifică turbinelor Francis lente. Metoda, în sine, nu presupune determinări experimentale și este validată în principiu, de apropierea bună a rezultatelor ei de cele obținute în laborator.

Precizia rezultatelor depinde atât de considerarea unui tablou cât mai complet al pierderilor, apropiat de fenomenele reale existente în mașină, cât și de corelarea coeficienților de pierderi determinați pentru diverse situații, în general diferite de cea dată, cu exprimarea pierderilor în forma proprie metodei prezentate.

Așa cum s-a evidențiat la analizarea rezultatelor numerice, atât în tubul de aspirație dar mai ales în rotor, pierderile sînt mai puțin studiate, iar generalizarea valorilor, coeficienților de pierderi pentru diferite forme particulare ale canalului interpaletar rotorice, este practic imposibilă.

Un studiu al pierderilor hidraulice în rotorul mașinii pe căi experimentale, ar clarifica un șir de probleme legate de dependența acestor pierderi de natura regimului de curgere, de parametri geometrici și cinematici specifici, cu posibilitatea investigării și a pierderilor prin șoc la intrare în rotor.

Avînd la dispoziție în cadrul LMHT, o stațiune construită de M. Tămaș /123/, destinată studierii pierderilor hidraulice în conducte și canale fixe și rotitoare cu axă de simetrie plană, apare posibilitatea investigării experimentale a pierderilor hidraulice în canale interpaletare rotorice torsionate spațial și rotitoare, cu modificări constructive de rigoare a stațiunii și cu adoptarea unei strategii de experiment corespunzătoare.



## CAPITOLUL IV

### Determinarea experimentală a coeficientului de pierdere hidraulică în canalele interpaletare rotorice tip Francis

Studiile experimentale asupra disipațiilor hidraulice și a dependenței acestora de parametri și de structura mișcării în sistemele sub presiune au avut un larg ecou în preocupările cercetătorilor.

Este de remarcă că, la determinarea pierderilor hidraulice în turbomașini s-au utilizat rezultate asimilate de la încercările experimentale efectuate asupra unor conducte cu secțiuni circulare sau poligonale, fixe sau rotitoare, ulterior abordându-se și studii experimentale asupra unor organe ale mașinilor hidraulice, luate separat sau aflate în mașină în timpul funcționării.

Determinările experimentale energetice asupra unor rețele de profile plane sau plăci și asimilarea rezultatelor pentru cazul rotorilor mașinilor hidraulice, este o cale aplicată cu succes la turbomașinile axiale.

Deși există unele încercări de stabilire a eficienței transformărilor energetice în rotorul mașinilor hidraulice radiale și radial - axiale, pe baza caracteristicilor unor rețele de profile cu geometrie adecvată /67/, /51/, lucrarea de față consideră ca element de bază al curgerii în rotor, canalul interpaletar, mărginit de suprafețele dosului și feței a două palete consecutive și suprafețele interioare ale inelului și coroanei corespunzătoare.

Modelarea unor canale interpaletare rotorice și asigurarea unor condiții de curgere amonte și aval cât mai apropiate de cele reale, oferă posibilitatea unor determinări concrete a pierderilor de natură hidraulică ce apar la trecerea curentului.

Realizarea unui asemenea pas trebuie să țină seama de experiența diferiților cercetători în domeniul determinării pierderilor în rezistențe hidraulice rotitoare.

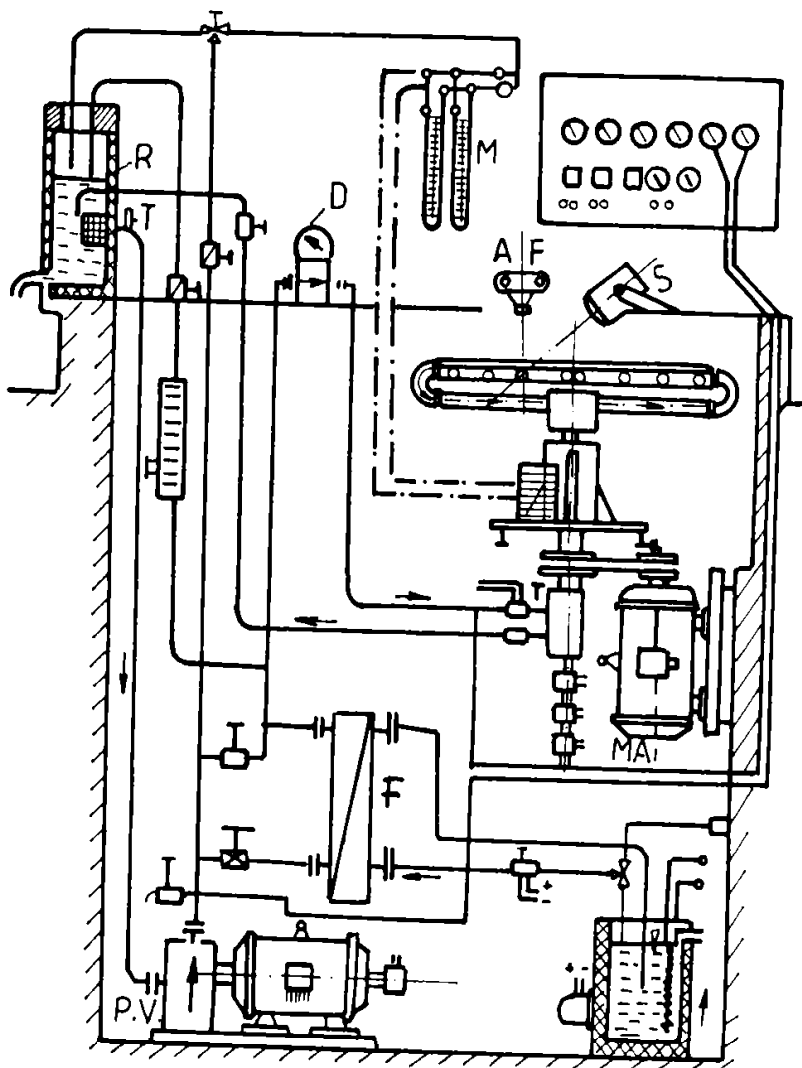
#### 4.1 Cercetări experimentale efectuate pe plan mondial și național privind determinări de pierderi în re- zistențe hidraulice rotitoare

O primă categorie de cercetări, de referință, este constituită din investigațiile experimentale asupra fenomenelor ce

apar în conducte rotitoare de secțiune circulară, eliptică sau poligonală. Etape importante în stabilirea câmpului de viteze, a structurii mișcărilor secundare ce apar și a unor coeficienți de pierdere caracteristici au fost parcurse de Seelig /112/, Kissbocskoi /65/, Dobner /132/, Benton și Boyer /24/, Herpfer /54/, Ito și Nambu /60/, Fischer /42/, Tămaș /123/ și alții.

Se vor puncta, spre exemplificare câteva stațiuni și rezultate obținute, utile din punct de vedere al principiilor și metodelor experimentale.

Astfel, Dobner /132/, care utilizează stațiunea reprezentată în fig.4.1, obține valoarea exactă a coeficientului

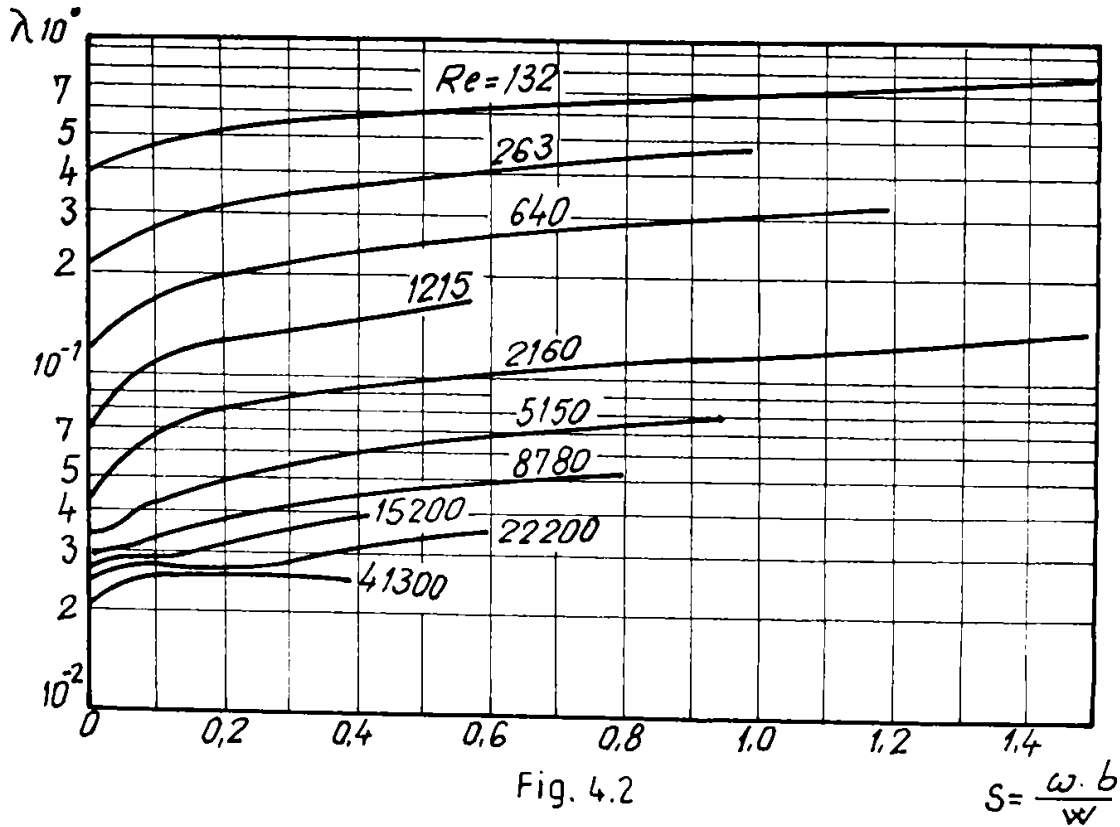


I- încălzitor apă  
R- rezervor  
D- debitmetru  
PU- pompă volumică  
T- traductor de temperatură  
F- filtru  
MA- motor de antrenare  
conductă rotitoare

Fig.4.1

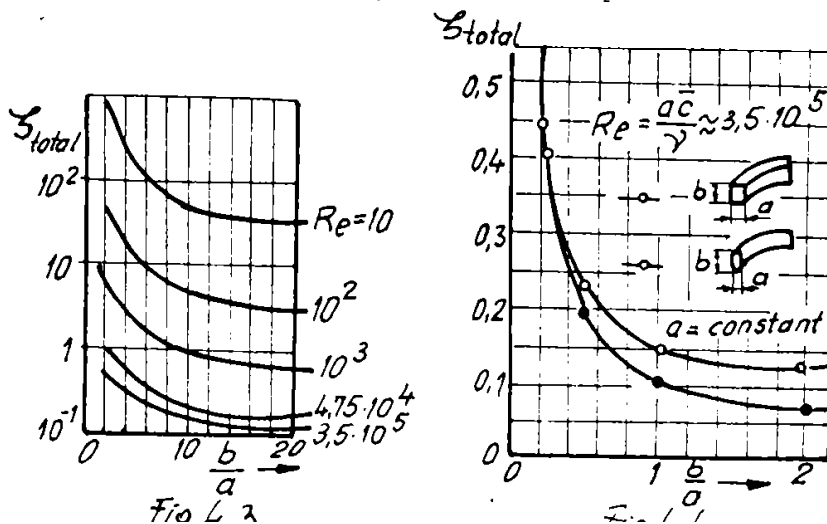
AF aparat foto  
M manometru  
S stroboscop

de pierdere prin frecare  $\lambda$  și influența invarianților Reynolds și Strouhal asupra acestui coeficient (fig.4.2)



Stațiunea experimentală alui Dobner are în componență un tronson de conductă orizontală rotitoare, cu o lungime de 1280 mm, cu secțiunea transversală de formă pătrată, având dimensiunile de 20x20mm. Lichidul de lucru este uleiul mineral, care prin modificarea temperaturii permite varierea vâscozității și deci regimul de curgere. Turația conductei se modifică între 50-700 rot/min, iar numărul Reynolds între  $30-4 \cdot 10^4$ .

Fischer /42/, obține prin încercări de laborator, pe canale curbate cu un unghi la centru de  $90^\circ$ , coeficientul de pierdere hidraulică  $\zeta_{total}$  pentru diferite regimuri de curgere și două forme ale secțiunii transversale ale canalelor, dreptunghiulară și eliptică. Conturul canașului este reprezentat în fig. 4.4.



Lichidul de lucru folosit a fost o emulsie glicerină-apă și aerul, domeniul de numere Reynolds fiind cuprins între 10 și  $3,5 \times 10^5$ . Rezultatele sînt prezentate în fig.4.3, 4.4 și fig.4.5.

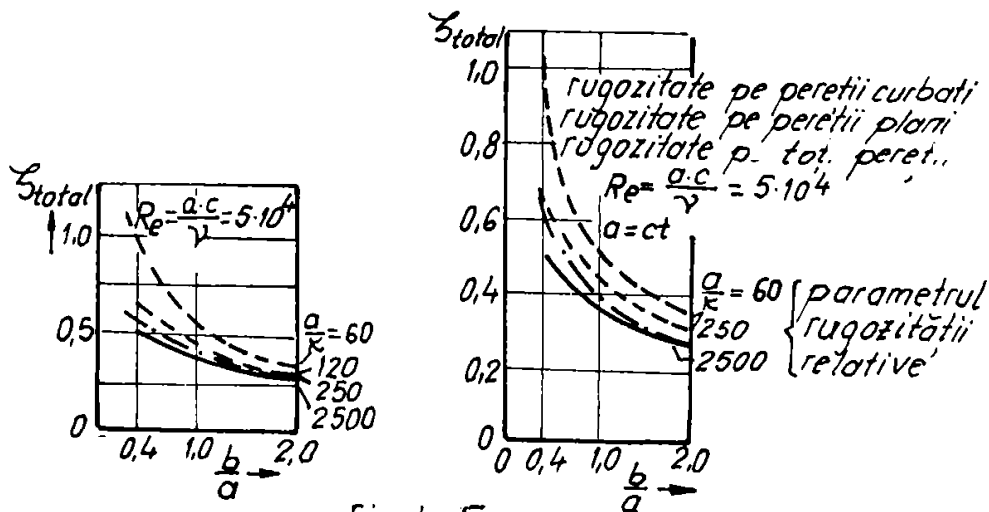


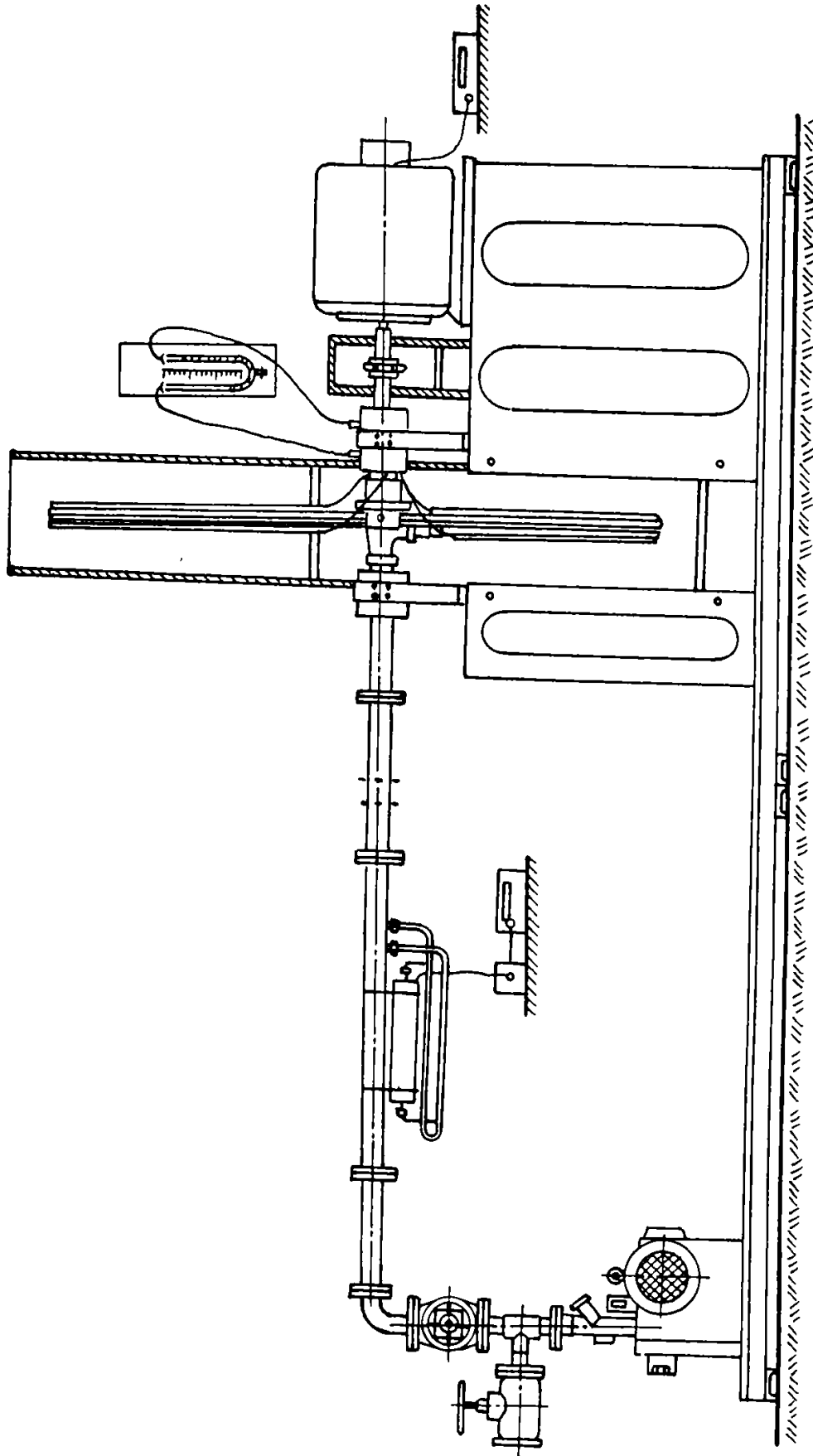
Fig.4.5

M. Tămaș, în teza de doctorat [123], a studiat experimental determinarea coeficienților de pierdere hidraulică în conducte curbate, fixe și rotitoare și în canale prismatice difuzoare și confuzoare. În acest scop proiectează și realizează o stațiune experimentală multifuncțională (fig.4.6), ce utilizează ca fluid de lucru aerul și în care montează, în primă fază, o conductă curbată de secțiune circulară (fig.4.7). Zona totală de lucru este extinsă pe o lungime  $L=2900$  mm, iar diametrul conductei este de 8 mm, raza de curbură fiind  $R_c=890$  mm. Pentru viteza de rotație a ales valorile  $n_1=190$  rot/min,  $n_2=136$  rot/min și  $n_3=270$  rot/min.

Pentru cazul conductei fixe, în urma experimentului se obține dependența coeficientului de pierderi distribuite  $\lambda = \lambda(Re)$  ca în fig.4.8, iar pentru diferite viteze de rotație rezultă  $\lambda = \lambda(Re, n)$  ca în fig.4.9.

Canalul curbat, confuzor-difuzor, studiat de Tămaș, este de secțiune dreptunghiulară cu laturile la intrare și ieșire de  $10 \times 10$  mm și respectiv  $10 \times 45$  mm, evazarea avînd loc în planul de rotație. Ceilalți parametri constructivi sînt lungimea  $L=500$  mm și raza de curbură  $R_c=250$  mm. Turația canalului s-a modificat în trepte, avînd următoarele valori: 0; 146; 267; 339; 472; 554 rot/min. Schema constructivă este prezentată în fig.4.10.

În fig.4.11 este reprezentată variația coeficientului de pierdere hidraulică  $\lambda(Re)$ , parametric cu numărul Rossby [123], pentru cazul mișcării ca difuzor, iar în fig.4.12 se redă aceeași dependență pentru confuzor.



*Fig. 4.6.*

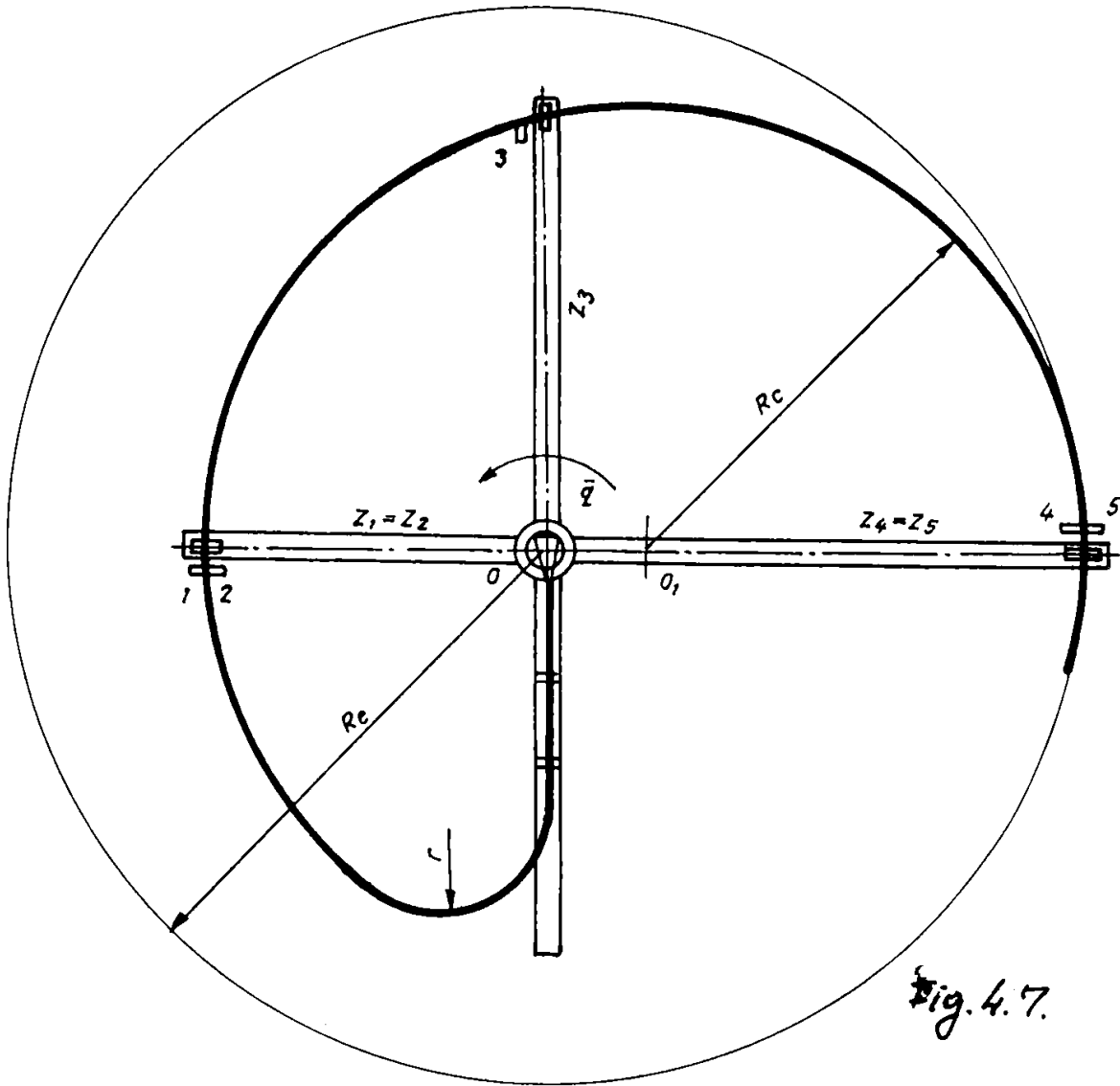


Fig. 4.7.

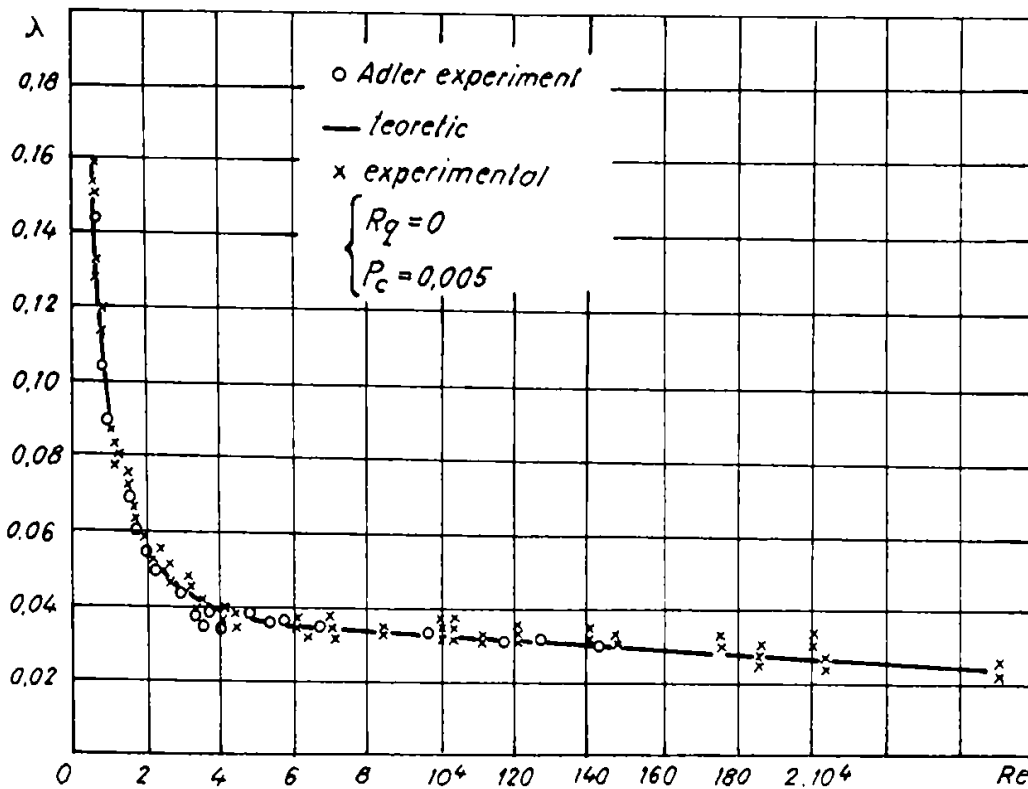


Fig. 4.8.

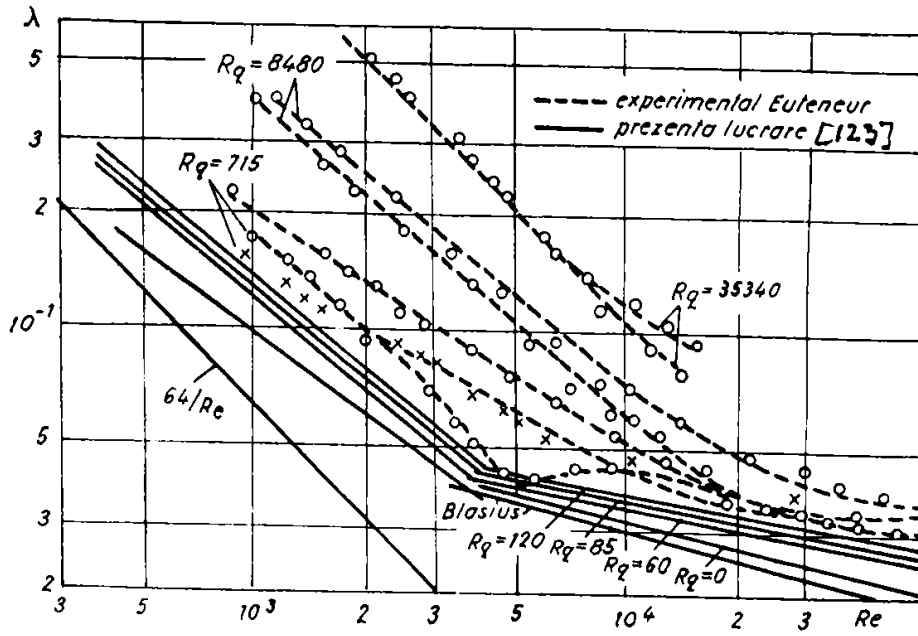


Fig. 4.9

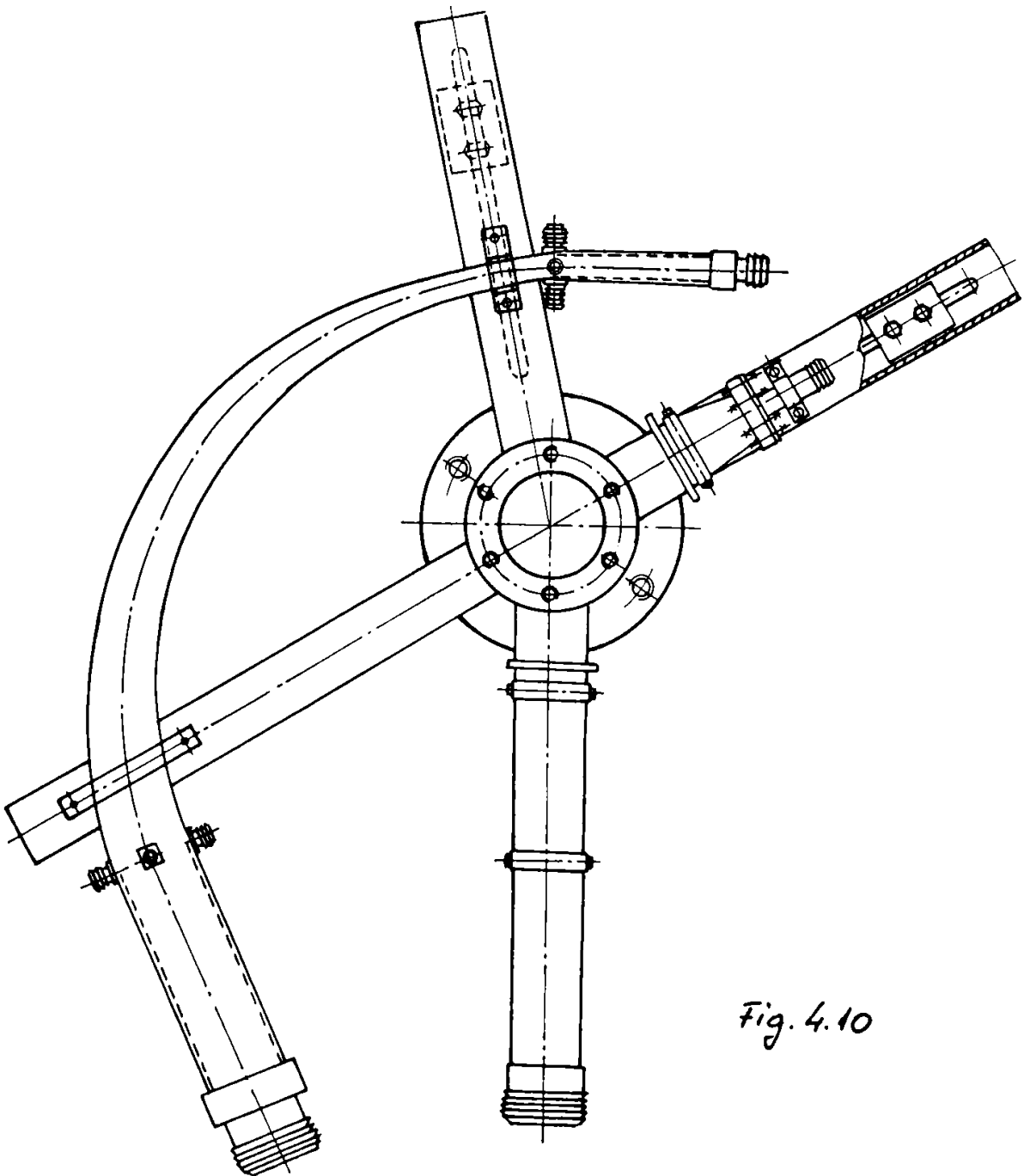
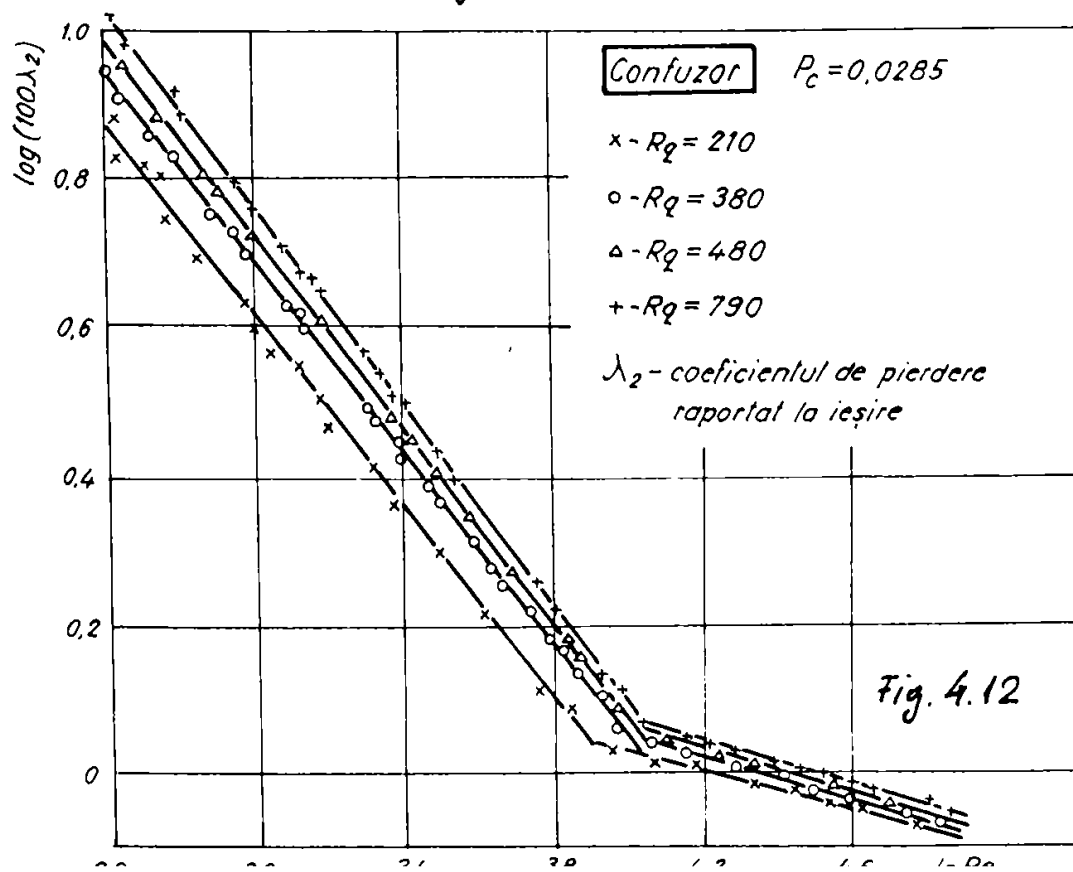
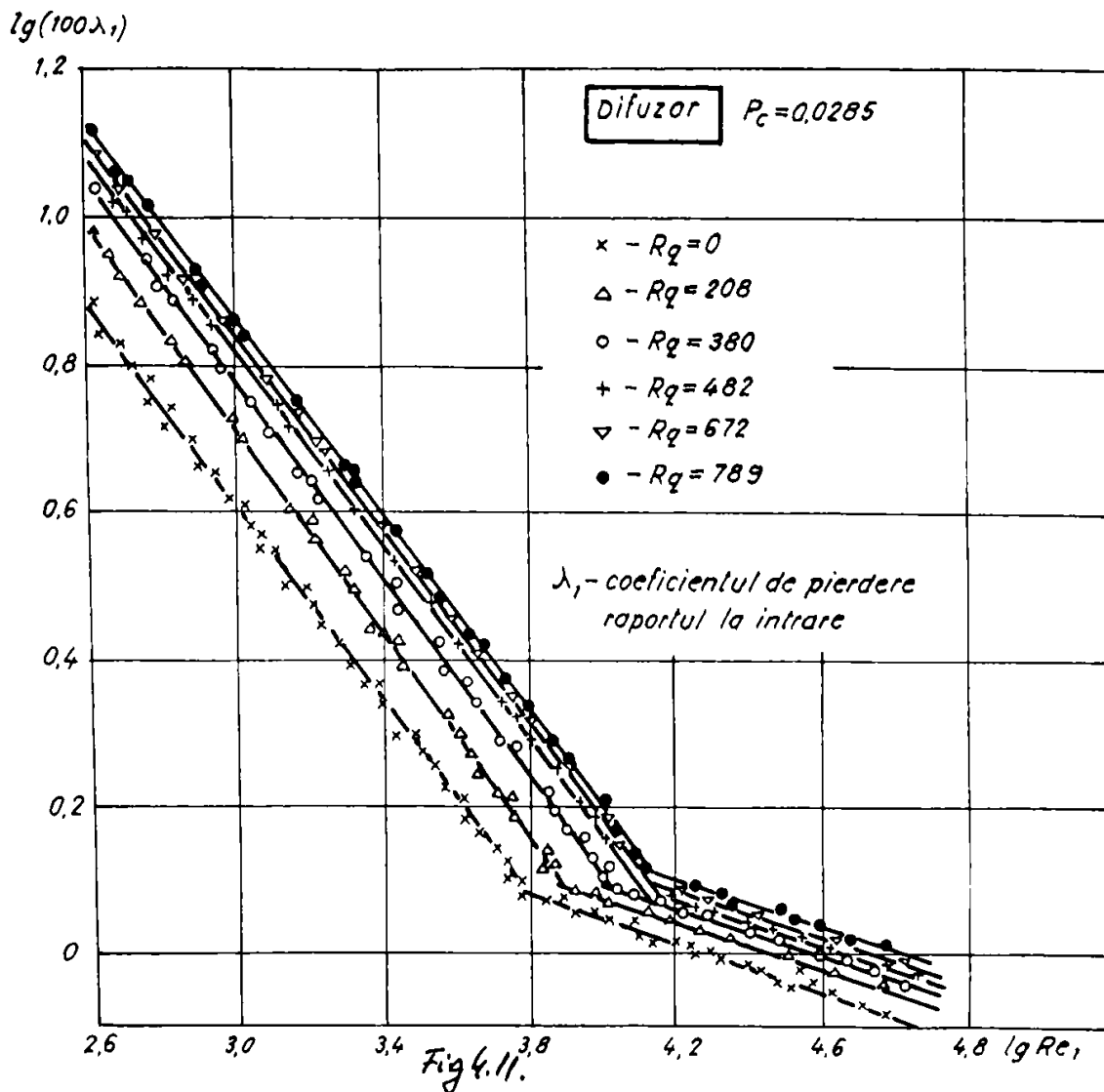


Fig. 4.10





Studiul curgerii și determinarea disipațiilor în conducte și canale rotitoare sau fixe, cu forma secțiunii perpendiculară pe axă diversă, a oferit rezultate valoroase privind lămurirea unor fenomene fizice și stabilirea influenței diferiților parametri geometrici și cinematici asupra coeficienților de pierderi.

#### 4.2 Investigații experimentale privind determinarea pierderilor hidraulice în organele turbomașinilor efectuate în stațiuni complexe de încercări globale

Stabilirea unor concluzii privind pierderile hidraulice ce apar în organele turbomașinilor pe calea încercărilor în stațiuni complexe, în timpul funcționării efective a modelelor de laborator, este o cale dificilă. Aceasta a fost străbătută de o serie de cercetători printre care Fachbach /39/, Furtner /45/, Schatzmayr/115/, Schlemmer /114/ în domeniul turbinelor radial-axiale și Korcian /69, Pache /89/ și alții în domeniul pompelor radial-axiale.

Spre exemplificare, Fachbach utilizează o stațiune de încercare a turbinelor, în care este încadrat o rotor tip Francis

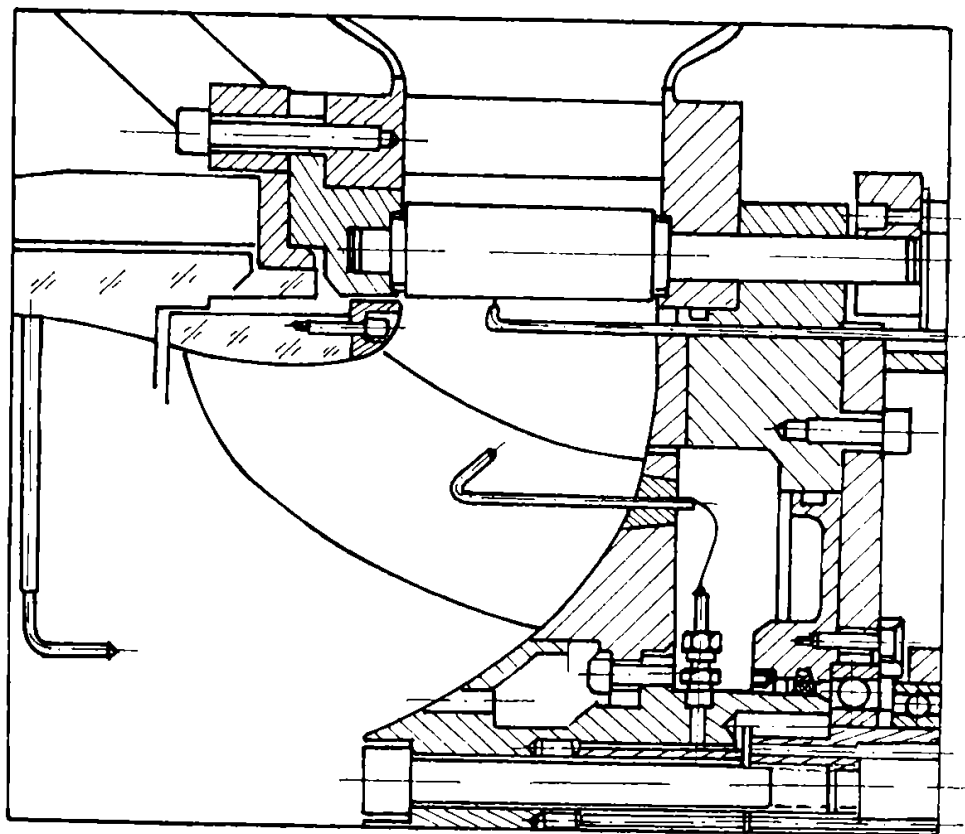


Fig. 1.12

cu turație specifică ridicată ( $n_s=307,89$ ). Zona de lucru a stațiunii este reprezentată în fig.4.13.

Fluidul de lucru folosit a fost apa, iar datele regimului pentru acce s-au făcut măsurători de viteze și presiuni au fost  $H = 3,04$  m,  $Q = 0,1665$  m<sup>3</sup>/s,  $n = 500$  rot/min ; randamentul în punctul optim a fost = 91,2% și numărul  $Re = 2,15 \times 10^6$ .

În urma măsurătorilor Fachbach oferă următorul tablou al ponderii pierderilor hidraulice în organele circuitului turbinei;

- pierderi în camera spirală și ap.director	0,18mca	66,66%;
- pierderi în zona nepaletată amonte de rotor	0,005mca	1,85%;
- pierderi în rotor	0,068mca	25,18%;
- pierderi în tubul de aspirație	0,007mca	2,59%;
- pierderi de disc	0,010mca	3,72%.

Trecerea în revistă, chiar succintă, a unor metode, instalații și rezultate experimentale, evidențiază pe lângă interesul acordat determinării pierderilor hidraulice și complexitatea problemelor ce apar, evident necesitatea abordării directe a unor cercetări asupra canalelor interpaletare rotorice ale turbomașinilor.

#### 4.3 Modelarea experimentală a canalelor interpaletare rotorice de tip Francis

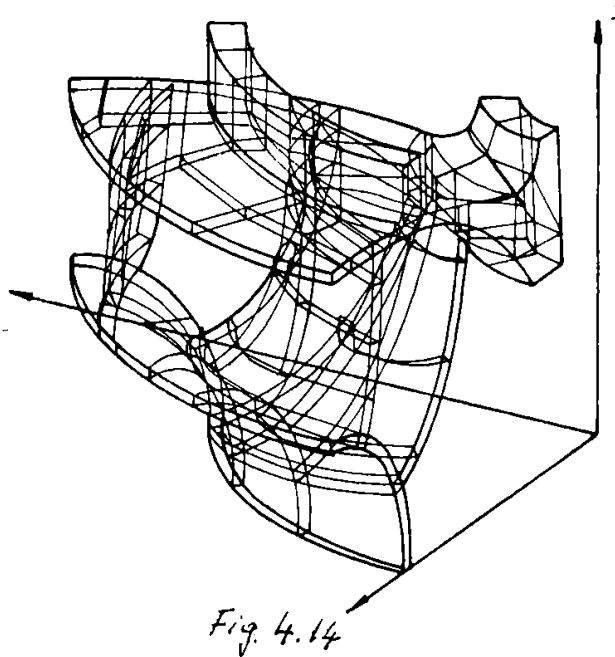
Determinarea pe cale experimentală a pierderilor hidraulice în canalele interpaletare ale rotorului presupune, în primul rând realizarea prin modelare a unor canale adaptate condițiilor de lucru din laborator.

O fază premergătoare modelării este analiza formei acestor canale, impusă de complexitatea lor spațială. Ca metodă de analizare s-a ales reprezentarea tridimensională sau axonometrică cu ajutorul calculatorului.

##### 4.3.1 Reprezentări grafice tridimensionale pentru paletele și rotorii turbomașinilor

Reprezentările grafice tridimensionale ale organelor turbomașinilor sînt tot mai des în literatură de specialitate, constituind etape de bază pentru rezolvarea problemelor de hidrodinamică sau de dimensionare mecanică utilizînd metoda elementului finit (MEF).

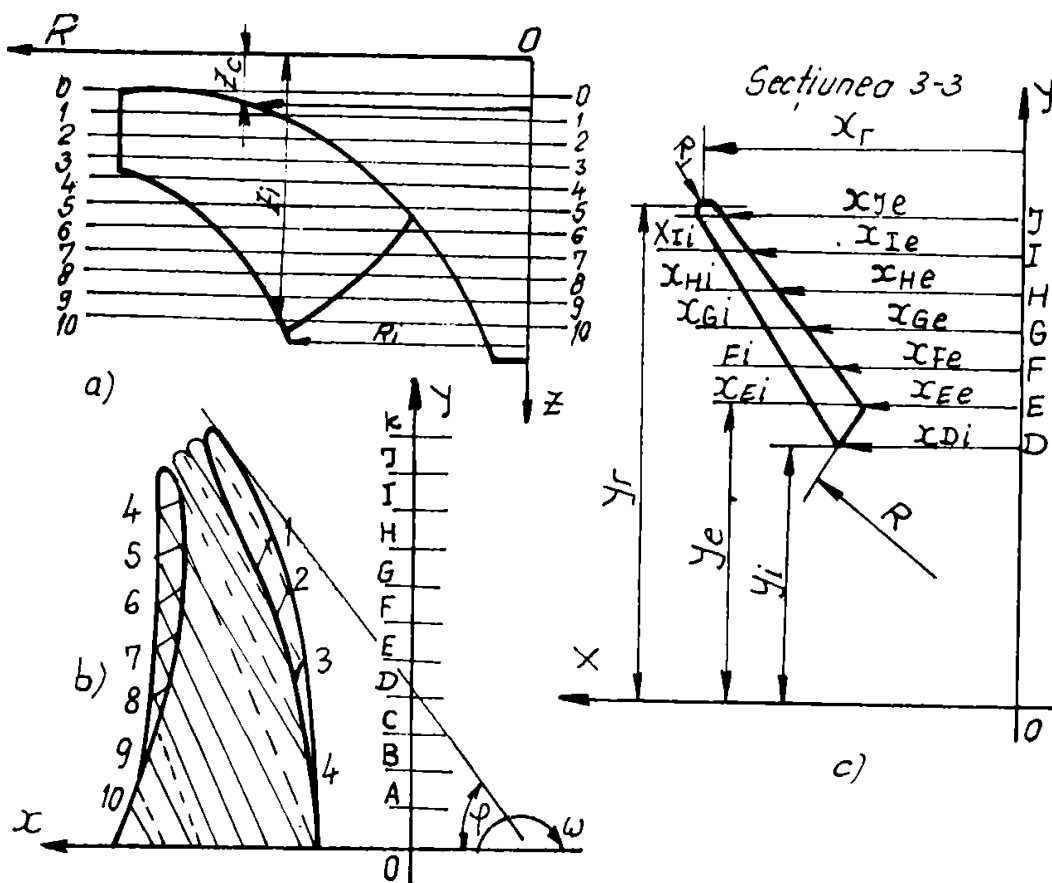
Pfoertner /94/ realizează o reprezentare tridimensională a unui rotor Francis în scopul stabilirii câmpului hidrodinamic. Chacour /31/ elaborează încă în 1971 un program de calcul pentru reprezentări spațiale, folosind un element volumic de formă hexahedronică, pe care-l aplică rotorilor, paletelor directoare, camerei spirale, vanelor sferice etc., în scopul stabilirii stărilor de solicitare mecanică. Picollier /95/ și Ceravolla /30/ realizează reprezentări spațiale pentru palete, rotoare și alte subansamble. În fig.4.14 se exemplifică reprezentarea obținută de Chacour /31/ pentru un sector din rotorul unei turbine Francis



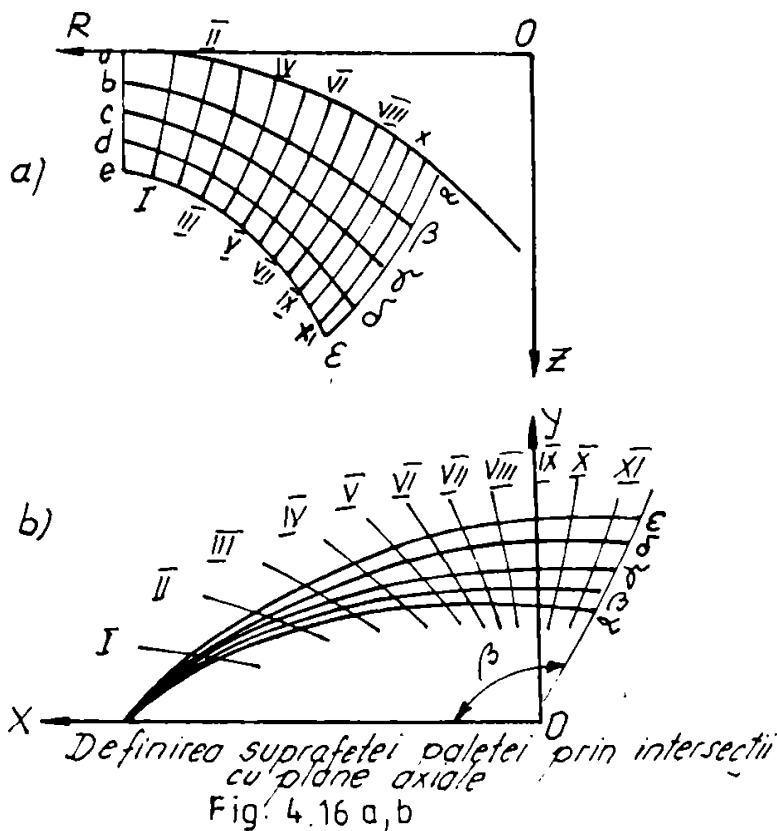
#### 4.3.1.1 Elementele geometrice de bază ale paletelor, coroanei și inelului rotorilor turbomașinilor radial-axiale

O paletă de turbomașină de tip Francis este un corp special profilat. Ansamblul paletajului rotoric este încastrat între două suprafețe de revoluție, ale inelului și coroanei.

Metodele de proiectare ale rotorilor turbomașinilor se finalizează prin desene ce evidențiază în plan caracteristicile suprafeței paletii prin intersecția acesteia cu plane perpendiculare pe axa de rotație (fig.4.15abc) sau cu plane meridiane (fig. 4.16 a,b)



Definirea suprafeței paletei prin intersecții cu plane perpendiculare pe ax  
Fig. 4.15 a, b, c



Definirea suprafeței paletei prin intersecții cu plane axiale  
Fig. 4.16 a, b

### 4.3.1.2 Principiul metodei reprezentărilor grafice tridimensionale

În limbajul BASIC există instrucțiuni ce permit, pe baza calculelor matriciale, reprezentări tridimensionale 3D a corpurilor. Pentru utilizarea acestor instrucțiuni, colecția de coordonate geometrice ale corpului, se constituie într-o matrice  $[M3D]$  de forma:

$$[M3D] = \begin{bmatrix} x_1 & y_1 & z_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & z_2 & 1 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ x_n & y_n & z_n & 1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

În care coloana compusă din unități este așa numita normă dimensională /109/ astfel că, pentru utilizatorul calculatorului,  $M3D$  se identifică cu corpul reprezentat în grafic în 3D.

Pentru un corp simplu, un cub (fig.4.17), reprezentat spațial 3D, colecția de coordonate caracteristice sînt cele ale vîrfurilor (ABCDEFGH).

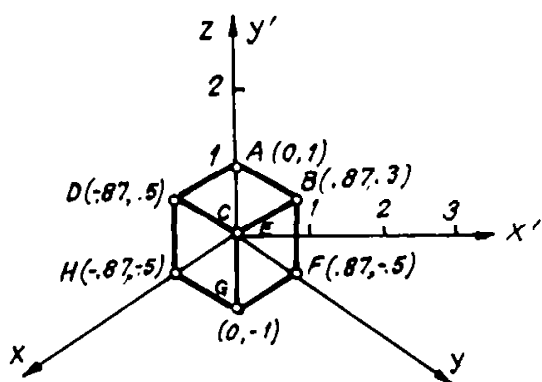


Fig. 4.17

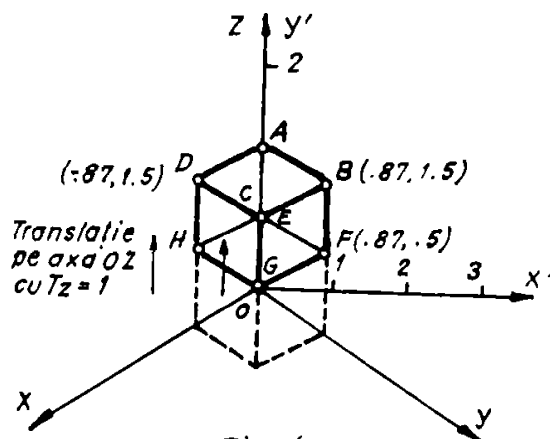


Fig. 4.18

În etapele de realizare ale imaginii corpului în diverse poziții, se folosesc transformările globale 3D: translația (fig.4.18), rotația (fig.4.19), mărirea și reducerea la scară, simetria și perspectiva. Că exprimare unitară a transformărilor 3D are forma:

$$[M3D'] = [T] \cdot [M3D] \quad (4.2)$$

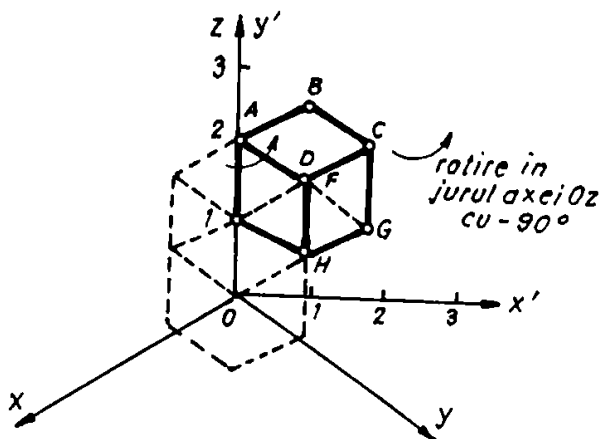


Fig. 4.19

unde  $[M3D']$  este matricea coordonatelor modelului 3D după transformare,  $T$  fiind matricea de transformare aplicată matricii de coordonate inițiale  $[M3D]$ .

Obținerea pe display sau la p...ter a imaginii de fapt b dim-n-sionale 2D a modelului 3D implică utilizarea proiecțiilor. In aplicațiile cu caracter grafic sînt utilizate proiecția paralelă și p...-pectiva. Proiecția axonometrică, ce se folosește în cazul de față, face parte din categoria proiecțiilor paralele și presupune determi-

narea matricii  $[M2D]$  ce definește coordonatele modelului 3D în proiecție axonometrică:

$$[M2D] = [T32] \cdot [M3D] \quad (4.3)$$

In relația (4.3)  $[T32]$  este matricea de proiecție axonometrică din 3D în 2D și are forma:

$$[T32] = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 & 0 \\ \cos \beta & \sin \beta & 0 & 0 \\ -\sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Cu  $\alpha, \beta, \gamma$  unghiurile dintre axele sistemului de coordonate inițial  $(x, y, z)$  și cel al proiecției axonometrice  $(x_p, y_p)$  (fig.4.20).

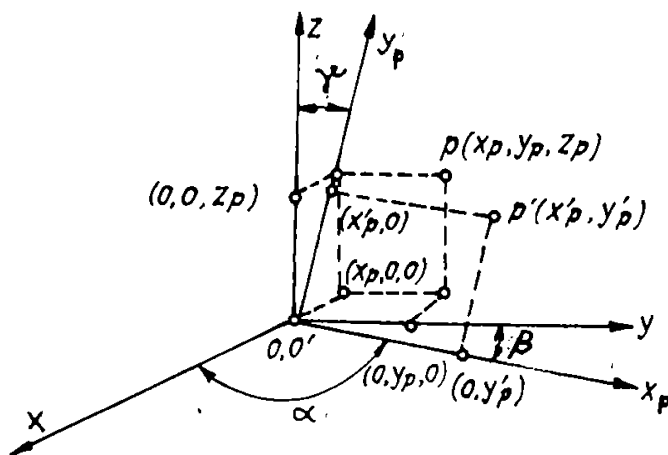


Fig. 4.20

#### 4.2.1.3 Reprezentarea pe calculatorul HP9845 A a paletelor și rotoarelor turbomașinilor

Calculatorul HP9845 A, din dotarea LMHT, utilizează un interpretor BASIC pentru operare, permițând folosirea instrucțiunilor de grafică și calcul matriceal.

Pentru realizarea reprezentărilor grafice, se consideră ca elemente de bază ale rotorului, paleta, inelul și coroana. Construirea modelului numeric al acestora se face pe baza coordonatelor din desenele reprezentate în figurile 4.15 și 4.16.

Prima etapă a reprezentării grafice generează paleta în 3D și o rotește în jurul axei mașinii, cu un pas unghiular constant, urmată de reprezentarea suprafețelor inelului și coroanei pentru care se generează câte un sector în 3D, ce este și el rotit în jurul axei mașinii. Suprapunerea ansamblului paletelor cu inelul și coroana conduce la reprezentarea rotorului, ce poate fi traslatat sau rotit ca un corp rigid.

În fig.4.21 este reprezentată paleta rotorului modelului F 580 VX, în fig.4.22 este redat un canal dintre două palete, iar în fig.4.23 și fig.4.24 sînt prezentate paletajul și rotorul unei turbine - pompe tip Francis de înaltă cădere ( $n_{sp} = 105$ ), proiectată la LMHT, în cadrul unor colaborări cu CCSITEH - Reșița.

Reprezentările astfel obținute sînt utile în faza de proiectare și realizare a paletelor și rotoarelor, servind în primul rînd pentru analiza formei și continuității suprafețelor.

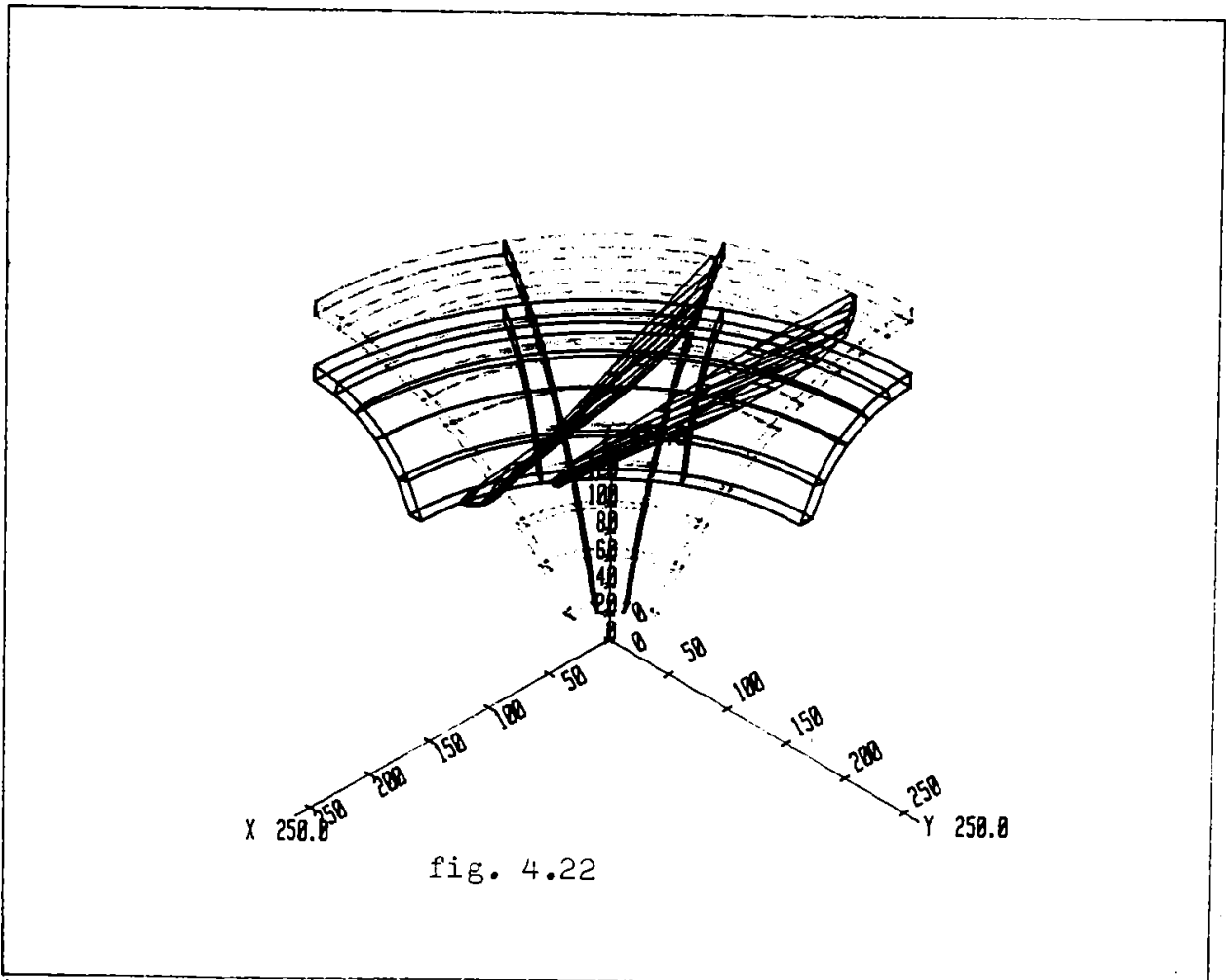
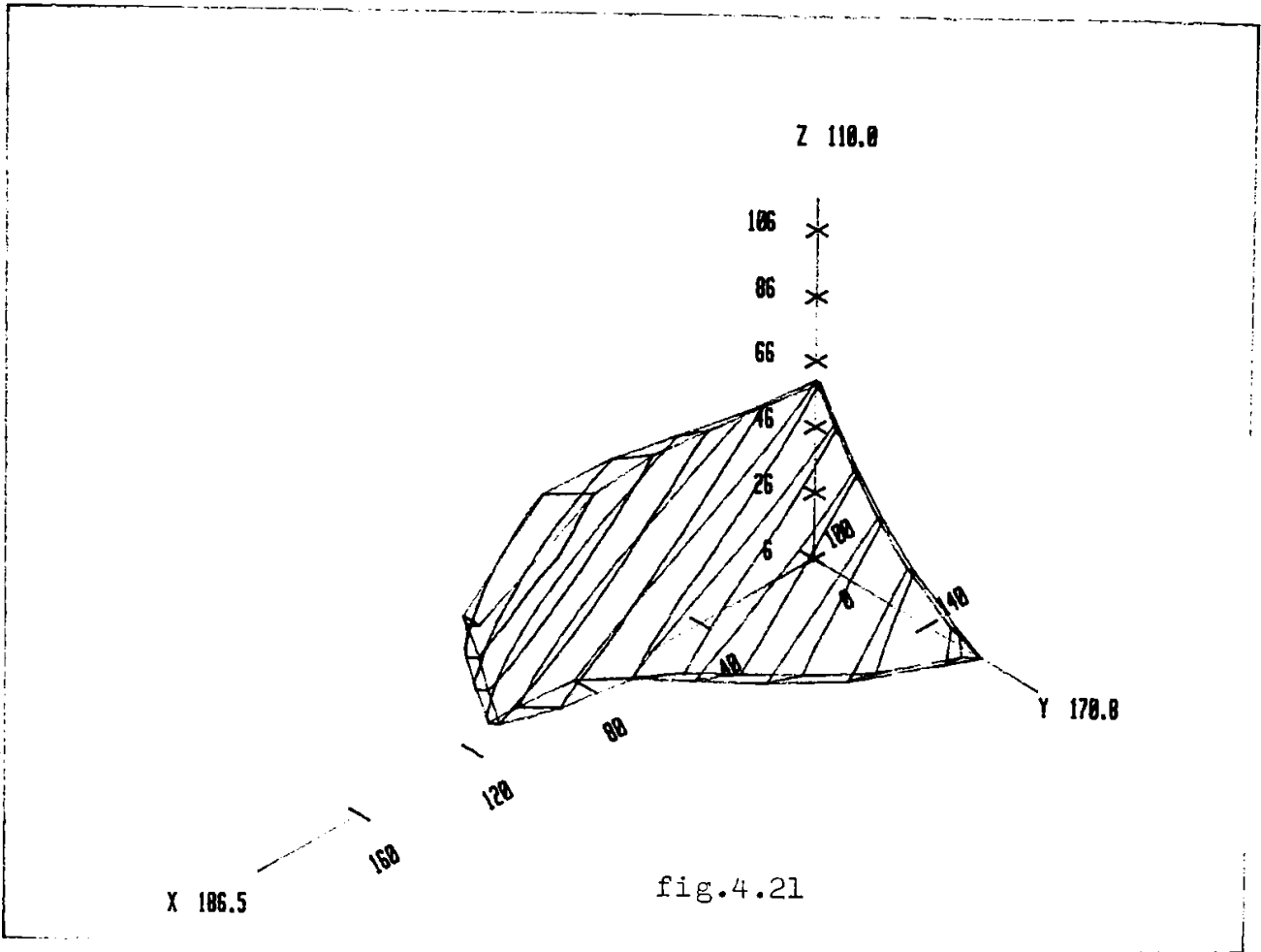
#### 4.2.2 Investigarea unor mărimi caracteristice regimului de curgere în rotorii Francis

Realizarea modelării canalului interpaletar rotoric și stabilirea invarianților de similitudine necesare a fi respectați, presupune analiza unor mărimi caracteristice regimului de curgere cel puțin în zona de intrare (i) și ieșire (e) din rotor.

S-au ales, ca mărimi caracteristice, criteriile Reynolds, Strouhal, numărul rotațional Rossby ( $R_0$ ) și parametrul geometric de curbură ( $P_c$ ), definite ca mai jos:

$$Re_{(i,e)} = \frac{Dh_{(i,e)} \cdot \omega / (i,e)}{\nu} \quad (4.5)$$

$$Sh_{(i,e)} = \frac{\omega \cdot Dh_{(i,e)}}{\nu / (i,e)} \quad (4.6)$$





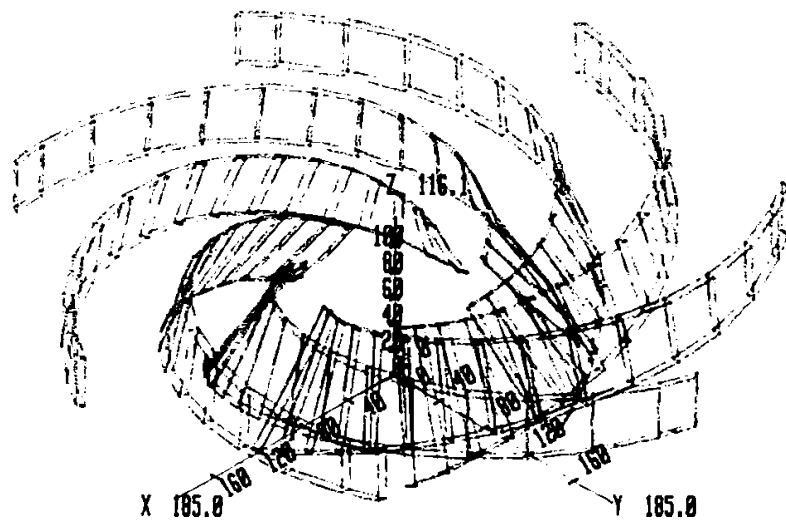


fig.4.23

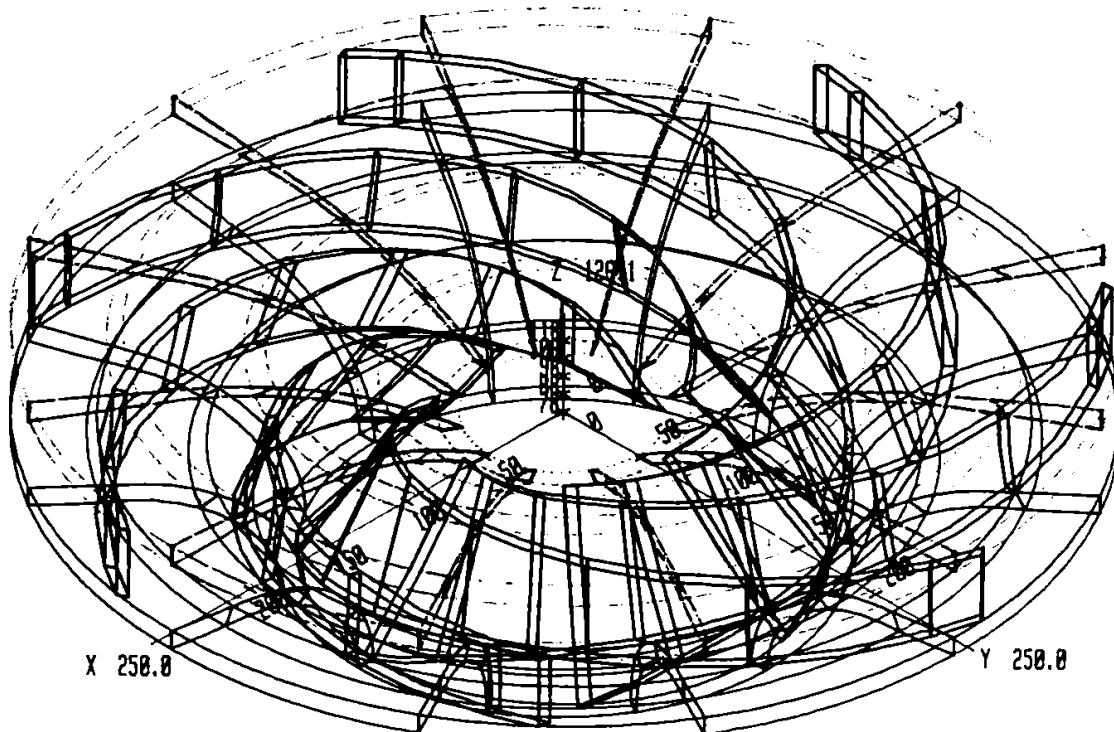


fig.4.24

$$R_{g(c,e)} = \frac{D_h^2(c,e) \cdot \omega}{\nu} \quad (4.7)$$

$$P_c = \frac{b}{2R_c} \quad (4.8)$$

care poate fi definit în plan meridian:

$$P_{cm} = \frac{b_m}{2R_{cm}} \quad (4.8a)$$

sau spațial:

$$P_{cs} = \frac{b_s}{2R_{cs}} \quad (4.9)$$

În relațiile (4.5.) - (4.9),  $D_h$  reprezintă diametrul hidraulic /3/,  $W$  - viteza relativă a curentului /5/,  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  - viteza unghiulară a rotorului,  $b_{m,s}$  - lățimea convențională a canalului rotorului în plan meridian (m), sau într-un plan oarecare (s),  $R_{m,s}$  - raza de curbură a canalului în plan meridian (m), sau oarecare (s).

Considerînd un număr de turbine de tip Francis, din care o parte au fost calculate la LMHT, s-au determinat mărimile caracteristice (relațiile (4.5) - (4.9) ) corespunzătoare regimului optim de funcționare, care sînt centralizate în tabelul 4.1.

Din modelarea numerică pe calculator și reprezentarea grafică a imaginii 3D, a canalului interpaletar rotorului (fig.4.22) rezultă imediat, lungimea redusă a canalului față de secțiunea de trecere a curentului și curbură sa.

Modelarea curgerii în aceste tip de canale, cu respectarea strictă a similitudinii geometrice, ar putea evidenția dificultăți în cadrul metodologiei experimentale de determinare a pierderilor hidraulice, în special datorită căderilor foarte mici de presiune între secțiunile de intrare și ieșire. Apore astfel, posibilitatea studierii unei modelări cu distorsionare geometrică.

Distorsionarea geometrică a modelelor hidraulice apare la transpunerea dimensiunilor din natură la model, prin intermediul unor scări geometrice diferite, avînd aplicație în special în domeniul canalelor hidrotehnice /52/, /117/.

Coeficientul distorsionării geometrice  $\delta$  /52/, /117/, /61/ este de forma:

Tab. 1

Nr. crt.	$n_s$ (rpm) rot/min.	$n$ rot/min	$Re_i$	$Re_e$	$Sh_i$	$Sh_e$	$Pe$	$Rq$	Obs.
1	82,05	375,0	$5,16 \cdot 10^6$	$1,06 \cdot 10^7$	0,92	0,67	1,11	$7,1 \cdot 10^6$	CHE Bradul Retezat
2	111,70	375,0	$6,05 \cdot 10^6$	$1,07 \cdot 10^7$	1,05	0,619	1,35	$6,75 \cdot 10^6$	CHE Happurg Germania [149]
3	112,40	428,5	$10,2 \cdot 10^6$	$1,89 \cdot 10^7$	0,869	0,449	0,635	$8,85 \cdot 10^6$	CHE Argeş Corbeni România [5]
4	104,79	450,0	$3,94 \cdot 10^6$	$1,43 \cdot 10^7$	0,963	0,700	0,471	$3,79 \cdot 10^6$	CHE French Meadows SUA [149]
5	135,30	428,5	$4,52 \cdot 10^6$	$8,58 \cdot 10^7$	1,207	0,716	0,501	$5,45 \cdot 10^6$	CHE Vianden Luxemburg [149]
6	102,90	750,0	$4,45 \cdot 10^6$	$6,96 \cdot 10^7$	1,310	0,620	1,45	$4,31 \cdot 10^6$	CHE Periar India [149]
7	148,61	375,0	$4,41 \cdot 10^6$	$1,55 \cdot 10^7$	1,756	0,880	0,945	$7,74 \cdot 10^6$	CHE Waldeck II Germania [149]
8	180,03	428,5	$4,14 \cdot 10^6$	$1,23 \cdot 10^7$	1,521	0,790	0,500	$9,71 \cdot 10^6$	CHE Stejaru România [5]
9	216,98	107,0	$8,04 \cdot 10^6$	$1,56 \cdot 10^7$	1,356	0,958	0,680	$10,91 \cdot 10^6$	CHE Cabara Bassq Portugalia [149]
10	237,84	125,0	$1,24 \cdot 10^7$	$1,87 \cdot 10^7$	0,974	0,920	0,546	$12,09 \cdot 10^6$	CHE Sungari China [149]
11	82,35	600,0	$1,73 \cdot 10^6$	$4,46 \cdot 10^7$	1,103	0,361	0,175	$16,01 \cdot 10^6$	CHE El Cobano Spania [149]
12	83,00	428,5	$4,17 \cdot 10^6$	$9,45 \cdot 10^6$	0,95	0,52	1,007	$5,09 \cdot 10^6$	Calculat la LMHT
13	79,75	750,5	$1,19 \cdot 10^6$	$5,00 \cdot 10^6$	1,36	0,68	0,580	$3,4 \cdot 10^6$	Calculat la LMHT
14	72,80	500	$3,3 \cdot 10^6$	$7,79 \cdot 10^6$	1,02	0,511	0,500	$3,98 \cdot 10^6$	Calculat la LMHT

$$\delta = \frac{\alpha_h}{\alpha_l} \neq 1 \quad (4.10)$$

unde  $\alpha_h$  este scara geometrică a înălții canalului,  $\alpha_l$  fiind scara geometrică a lungimii sale.

Valorile recomandate pentru  $\delta$  conform /52/ și /117/ sînt:  $\delta > 3-5$  cînd se urmăresc numai variațiile caracteristicilor medii ale curgerii și  $\delta < 3-5$  cînd se urmărește reproducerea structurii cinematice a curentului.

Pentru modelarea unei mișcări caracteristice fluide-  
lor vîscoase, sînt determinate patru criterii de similitudine:  
Reynolds, Froude, Euler și Strouhal /57/. Din acestea criteriul  
Froude, caracteristic canalelor cu față liberă, se exclude /57/,  
iar invariantul Reynolds, din cauza valorilor sale foarte mari în  
cazul turbinelor (tab.4.1), nu poate fi respectat. Astfel:

$$(Eu = idem) \Rightarrow \frac{\Delta p_m}{\rho_m V_m^2} = \frac{\Delta p_n}{\rho_n V_n^2} \quad (4.11)$$

$$(Sh = idem) \Rightarrow \frac{l_m}{V_m t_m} = \frac{l_n}{V_n t_n} \quad (4.12)$$

$\Delta p$  fiind căderea de presiune,  $\rho$  masa specifică a fluidului de  
lucru,  $l$  lungimea canalului,  $t$  perioada mișcării,  $V$  viteza me-  
die a curentului pentru fenomenul din natură (n) și respectiv  
de pe model (m). Intre scările mărimilor fizice ce intervin:

$$\alpha_l = \frac{l_m}{l_n}; \quad \alpha_v = \frac{V_m}{V_n}; \quad \alpha_{\Delta p} = \frac{\Delta p_m}{\Delta p_n}; \quad \alpha_\rho = \frac{\rho_m}{\rho_n}; \quad \alpha_t = \frac{t_m}{t_n}$$

există, în baza relațiilor de similitudine (4.11) - (4.12), de-  
pendențele:

$$\alpha_\rho \cdot \alpha_v^2 = \alpha_{\Delta p} \quad (4.13)$$

$$\alpha_v \cdot \alpha_t = \alpha_l \quad (4.14)$$

Exprimarea criteriilor  $Eu$  și  $Sh$ , utilizate pentru  
modelarea fenomenelor ce apar în turbinași și la obținerea u-  
nor criterii derivate ( $n_{11}$ ,  $q_{11}$ ,  $F_{11}$ ) /3/, /59/, cu mărimi ca-  
racteristice funcționării rotoarelor de turbină, este de forma:

$$\frac{\Delta p_m}{\rho_m V_m^2} = \frac{\Delta p_n}{\rho_n V_n^2} \quad (4.15)$$

$$\frac{\omega_n D h_n}{\sqrt{x/n}} = \frac{\omega_m D h_m}{\sqrt{x/m}} \quad (4.16)$$

oferind legătura între scările similitudinii fizice:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_p \cdot \alpha_w^2 &= \alpha_{\Delta p} \\ \alpha_w \cdot \alpha_{D_h} &= \alpha_w \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

$$\alpha_{\Delta p} = \alpha_p \alpha_w^2 \alpha_{D_h}^2 \quad (4.18)$$

Căderea de presiune, între secțiunile de intrare și ieșire ale canalului interpaletar permite, într-o anumită metodologie experimentală determinarea pierderilor hidraulice și depinde în esență, la model de scara geometrică ( $\alpha_{D_h}$ ), de cea a turațiilor ( $\alpha_w$ ) și respectiv a masei specifice a fluidelor de lucru utilizate ( $\alpha_p$ ).

Relația (4.18) evidențiază imediat, că alegerea unei scări geometrice corespunzătoare pentru diametrul hidraulic, conduce la rezultate satisfăcătoare privind căderea de presiune, fără a mai apela la distorsionarea geometrică. Pe de altă parte, determinările experimentale pe modele distorsionate geometric oferă rezultate, care transpuse la mașina industrială au numai un caracter calitativ /52/, /61/, /117/.

Din investigarea mărimilor caracteristice regimului de curgere de la intrare și ieșire din rotorii de turbină Francis rezultă: - valori mari ale criteriului Reynolds, ceea ce împiedică respectarea  $Re = idem$  de la mașina industrială la model;

- asociat cu aceasta, pierderea similitudinii

- nu se pune problema distorsionării geometrice.

Ca urmare, pentru realizarea modelului de canal interpaletar, se va aplica similitudinea cinematică sau hidraulică, ce presupune automat satisfacerea similitudinii geometrice.

Relațiile aproximative de similitudine cinematică la turbomașini sînt conform/3/, /5/:

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{n}{n_m} \left( \frac{D}{D_m} \right)^3 \quad (4.19)$$

$$\frac{H}{H_m} = \left( \frac{n}{n_m} \right)^2 \left( \frac{D}{D_m} \right)^2 \quad (4.20)$$

în care  $m$  este indicele pentru canalul interpaletar.

În relațiile (4.19) și (4.20), se va considera  $H = \frac{\Delta p}{\gamma}$  cu  $\gamma$  luând valori specifice apei pentru modelul de referință, și aerului în cazul canalului interpaletar.

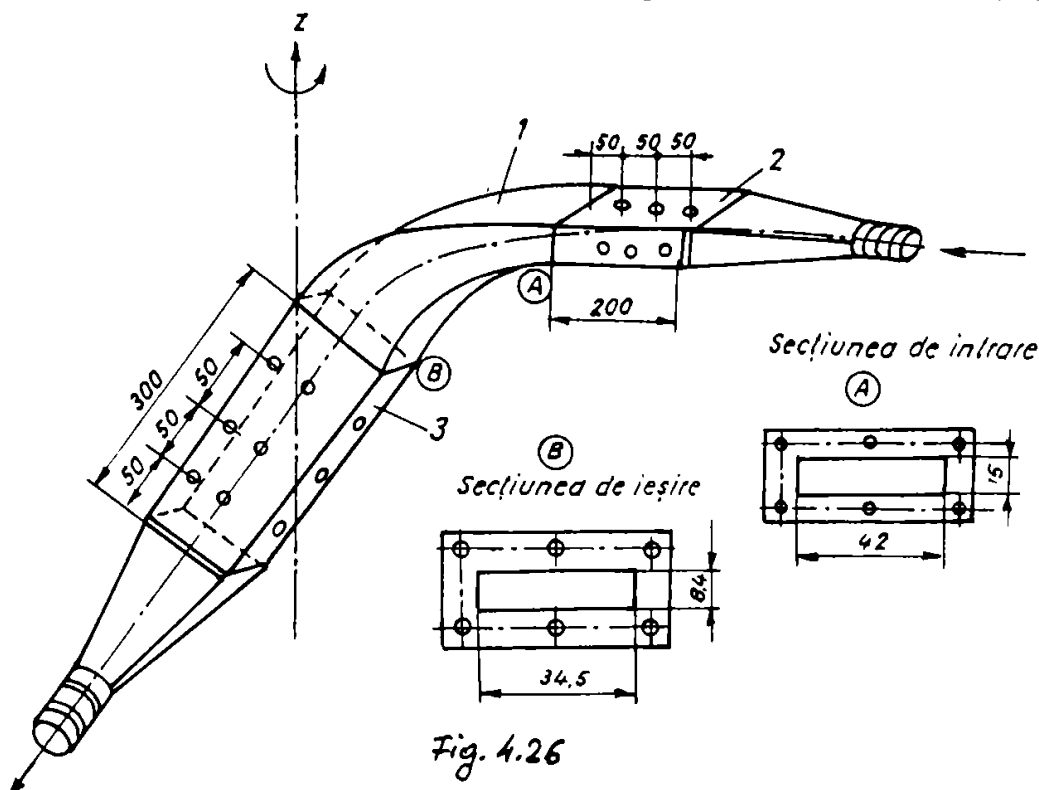
Pentru  $D_m/D = 1/2$  și  $n_m/n = 1,17; 1,46; 1,95; 2,34; 3,54$ , va rezulta pentru domeniul de debite al modelului de referință  $Q = (0,15 - 0,7) \text{ m}^3/\text{s}$ , domeniul  $Q_m = (0,0002 - 0,038) \text{ m}^3/\text{s}$  caracteristic canalului interpaletar.

#### 4.2.3 Modelarea fizică a canalelor interpaletare de turbină și turbină-pompă tip Francis

##### 4.2.3.1 Canalul interpaletar rotoric de turbină Francis

În urma studiilor preliminare (§ 4.2.2), s-a stabilit realizarea pe calea similitudinii hidraulice a canalului interpaletar al rotorului tip Francis ce echipează CHE Bradul Rîul Mare Retezat ( $n_s = 82 \text{ rot/min}$ ) la o scară geometrică de  $1/2$  față de modelul de  $\varnothing = 500 \text{ mm}$  încercat în laboratoarele CCSITER Reșița. Alegerea acestei valori pentru scara geometrică permite corelarea posibilităților stațiunii de determinare a pierderilor hidraulice, în conducte și canale rotitoare, existentă în LMH /123/, cu necesitățile acoperirii domeniului de funcționare a canalului modelat, în conexiune cu diagrama universală obținută pe modelul  $\varnothing 500$ .

În fig.4.26 este reprezentat schematic canalul



interpaletar obținut pe baza desenelor de execuție a paletelor și rotorului modelului construit la CCSITEH Reșița.

Canalul propriu-zis (1) este racordat la două conducte de secțiune dreptunghiulară, amonte (2) și aval (3), care au rolul de a uniformiza curgerea în scopul măsurării corecte a presiunilor de la intrare și ieșire. O serie de prize de presiune, așezate în serii de câte patru, două câte două opuse, sînt montate pe aceste zone de prelungire. Distanța între seturile de prize și așezarea lor, permite atît stabilirea valorilor presiunii în diferitele secțiuni de măsură dar și, prin măsurare diferențială eliminarea influenței zonei de uniformizare, amonte și aval de canalul propriu-zis.

Racordarea ansamblului canal și zone de uniformizare cu conductele de alimentare s-a realizat cu ajutorul unor confuzoare - difuzoare de secțiune dreptunghiulară și respectiv circulară, la care evazarea nu depășește  $12^{\circ}$ . De asemenea în secțiunea maximă a acestor treceri s-a prevăzut cîte un fagure cu suprafețele elementelor de formă pătrată cu latura de 5 mm.

În fig.4.27 este redat ansamblul canalului interpaletar realizat din polimetacrilat transparent. La realizarea suprafețelor interioare ale canalului s-a utilizat concluziile obținute în secțiunea reprezentărilor grafice tridimensionale.



Fig. 4.27.

#### 4.2.3.2 Canalul interpaletar rotorice de turbină-pompă tip Francis

Un studiu amplu, cu stabilirea unor concluzii de valabilitate generală, impune analizarea mai multor variante. S-a considerat necesară și abordarea determinărilor experimentale a pierderilor hidraulice în canale interpaletare rotorice și pentru un caz complex, al unei mașini reversibile tip Francis.

În acest scop s-a procedat la alegerea unei variante de turbină-pompă Francis de înaltă cădere ( $n_{sp} = 105$  rot/min), proiectată în cadrul LMHT. Canalul interpaletar sugerat de reprezentările spațiale din fig.4.23 și fig.4.24, este de mare complexitate geometrică, suprafețele interioare ale extra- și intradosului paletelor, având o pronunțată torsionare spațială în zona de ieșire ca turbină, raportul suprafețelor intrare/ieșire fiind mai mare decât cel al canalului extras din modelul F 580 VX, de asemenea lungimea traseului intrare-ieșire fiind mare. Din aceste motive condițiile de execuție au fost dificile, iar atașarea conductelor de uniformizare amonte și aval de canalul propriu-zis a rezultat ca în fig.4.28, în care se prezintă realizarea fizică a unui asemenea canal din polimetacrilat transparent. Scara geometrică de modelare față de rotorul  $\varnothing 500$  mm este  $1/3$ .

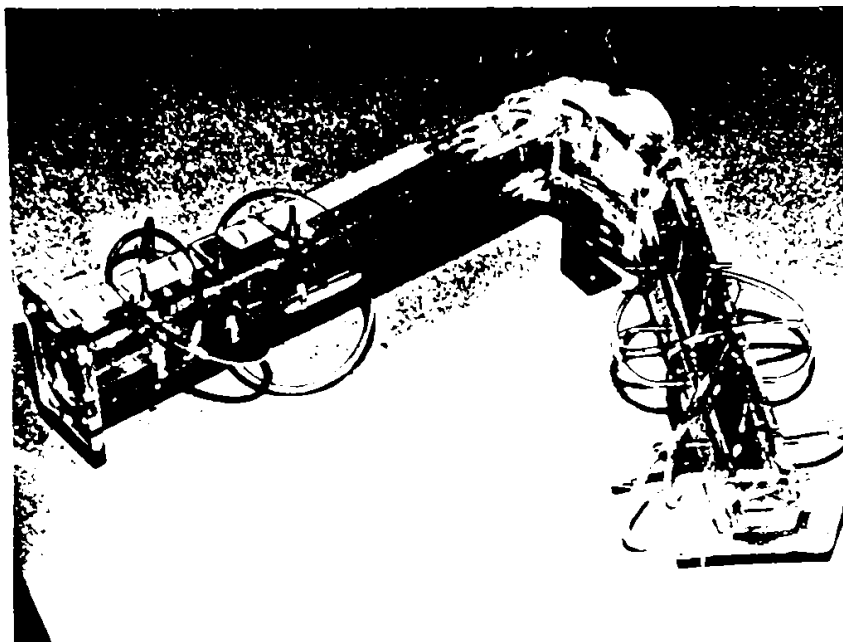


Fig. 4.28



#### 4.4 Stațiunea experimentală

Rezolvarea problemei stațiune - model studiat, presupune elaborarea sau utilizarea unei instalații care să corespundă cerințelor strategiei experimentului, adică să realizeze parametri funcționali necesari, rezultați din studiul modelării și să permită efectuarea măsurătorilor cu precizia cerută.

Așa cum a rezultat din § 4.2.2, valorile numerice ale mărimilor funcționale, vor permite utilizarea stațiunii de determinare a pierderilor hidraulice în conducte și canale rotitoare, existentă în LMHT /123/.

S-au efectuat modificări mecanice, necesare pentru ca stațiunea să accepte diversele modele de canale interpaletare rotorice.

Schematic stațiunea este reprezentată în fig.4.29, iar realizarea fizică în fig.4.30.

Fluidul de lucru ales, fiind aerul, sursa de energie este un compresor tip KDT 140 Becker (2), multicelular, avînd un rotor cu palete glisante din grafit special, fără a necesita ungre. De asemenea, compresorul KDT 140, livrează aerul fără pulsații nefiind nevoie de rezervoare tampon. Debitul maxim este de  $140 \text{ m}^3/\text{h}$ , iar suprapresiunea maximă este 1,2 at. Compresorul este acționat de un motor electric de 7,5 CP la turația de 1420 rot/min.

Pe conducta de refulare a compresorului sînt montate două vane (3), (4), care permit reglarea debitului pe conducta principală orizontală, pe care se află debitmetrul de tip termic Setaram. Tronsoanele de conductă amonte și aval de debitmetru sînt suficient de lungi pentru a nu perturba măsurările de debit. Debitmetrul utilizat de tip U 70, poate măsura cu precizie debite de aer sau gaz sub  $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  și  $50 \text{ m}^3/\text{h}$ , avînd avantajul că oferă o măsurare directă a debitului absolut, independent de presiunea și temperatura gazului.

În principiu, debitmetrul termic este compus dintr-un tub drept, orizontal, de diametru mic, prin care circulă gazul și care joacă rolul de senzor. Tubul este așezat într-o incintă protejată termic și mecanic (fig.4.31). Două bobine electrice simetrice sînt înfășurate pe tub și au rolul de încălzire și măsurare a temperaturii. Bobinele formează două ramuri ale unei punți Wheatstone. Puterea disipată în înfășurări produce o încălzire a tubului și gazului. Cînd nu există debit, puntea este echilibrată, iar în urma apariției unui curent de gaz se înregistrează o

- |                    |                                   |                            |
|--------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. Socol           | 9. Multimetru digital             | 17. Miliampermetru digital |
| 2. Compresor       | 10. Manometru                     | 18. Cuplaj elastic         |
| 3. Vană de reglare | 11. Racord rotitor magnetofluidic | 19. Motor electric         |
| 4. Vană de reglare | 12. Discuri de echilibrare        | 20. Traductor de turație   |
| 5. Cot             | 13. Canal interpaletelor          | 21. Frecvențmetru digital  |
| 6. Debitmetru U 70 | 14. Apăsătoare                    | 22. Batiu                  |
| 7. Debitmetru U 70 | 15. Etansare magnetofluidică      | 23. Emițător radio         |
| 8. Punct           | 16. Traductor de presiune         |                            |

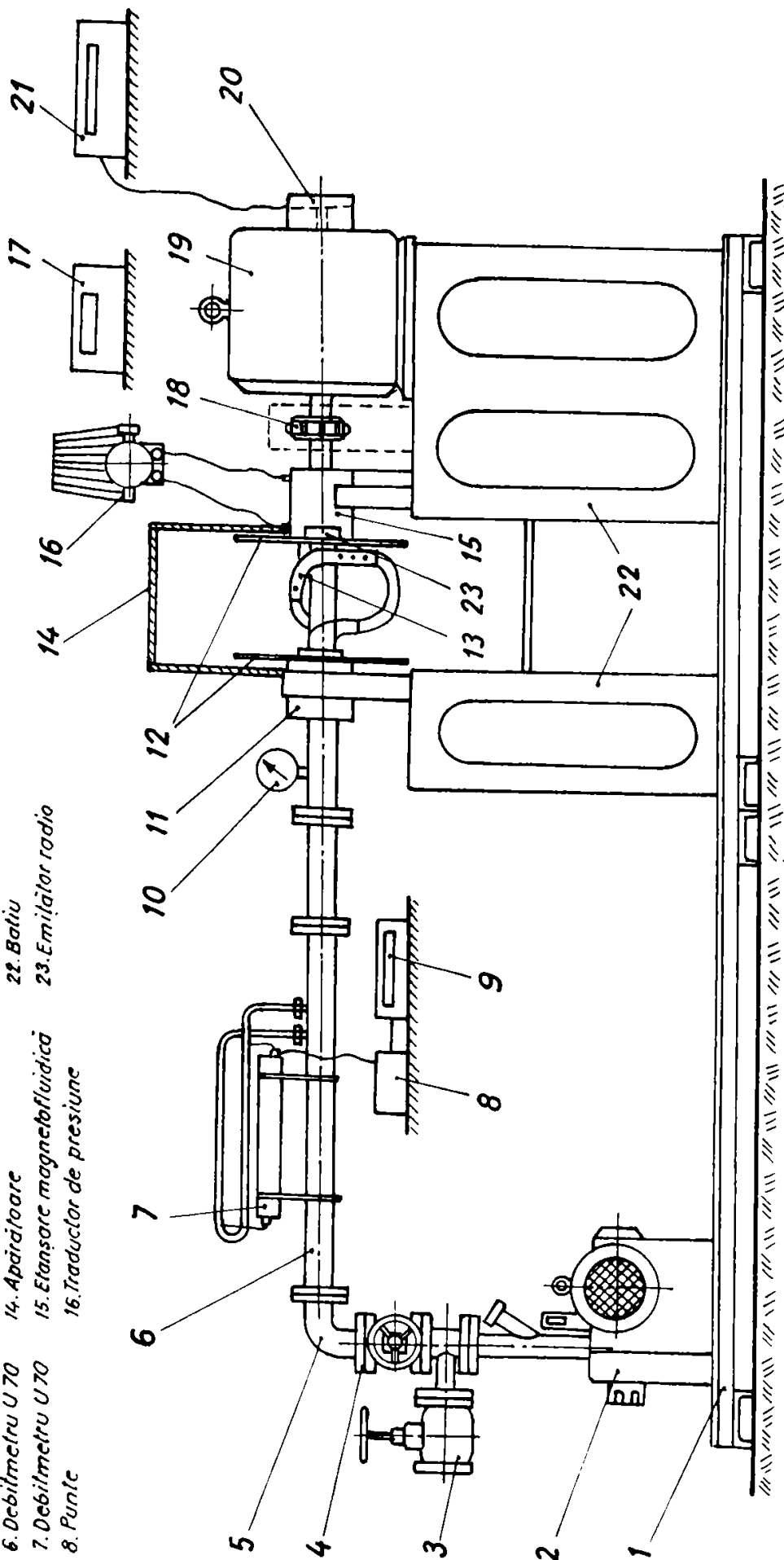
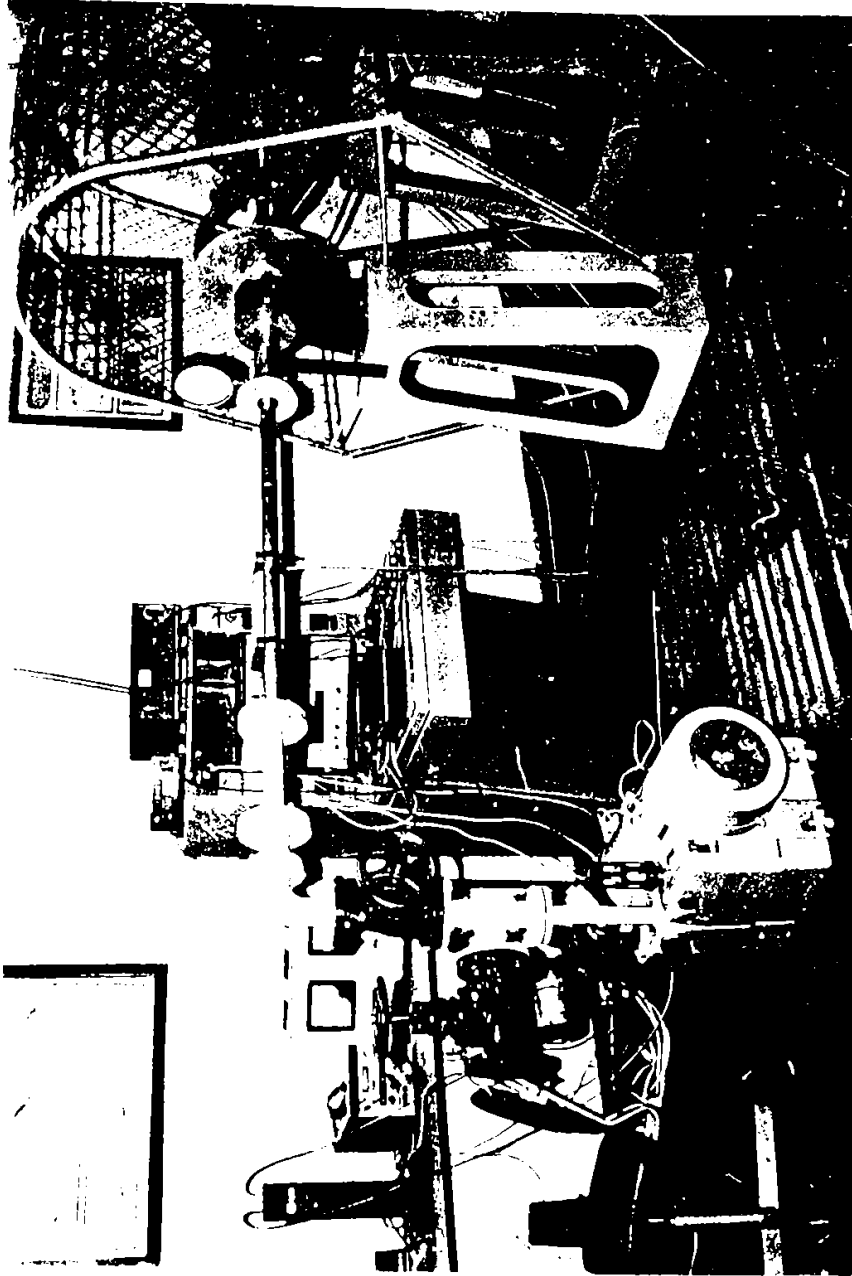


Fig. 4.29



*Fig 4.30*

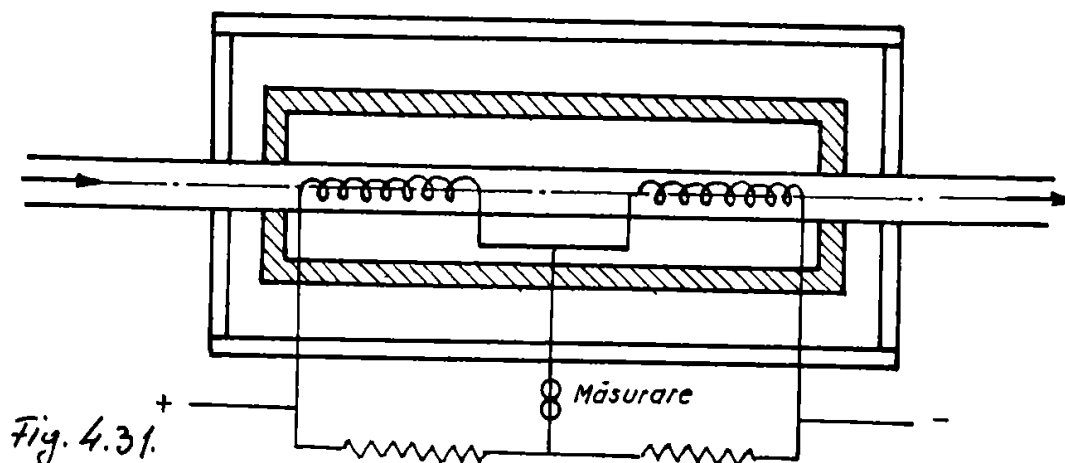


Fig. 4.31.

răcire în secțiunea amonte și o încălzire în secțiunea aval, ceea ce dezechilibrează puntea. Măsurarea este dată tocmai de dezechilibrul punții, care este proporțional cu diferența de temperatură între secțiunile de măsură. Precizia instrumentului este de 1,5%. Utilizarea debitmetrului presupune existența unui bloc de alimentare și a aparatului de înregistrare a semnalului electric, care în acest caz este multimetrul E 3202, cu afișare digitală.

Necesitatea de a efectua măsurări la diferite turații de funcționare a canalelor interpaletare, generează două probleme:

- alimentarea zonei de lucru cu fluid, ea fiind aflată în reper neinerțial;
- transmiterea semnalelor de presiune de la prizele aflate pe modelul canalului, deci în reper neinerțial, către aparatura de măsură aflată în sistem inerțial.

Pentru soluționarea problemei se apelează la două seturi de etanșări magnetofluidice /9/, /123/. Astfel trecerea de la conducta principală fixă, la canalul rotitor este soluționată constructiv ca în fig.4.32.

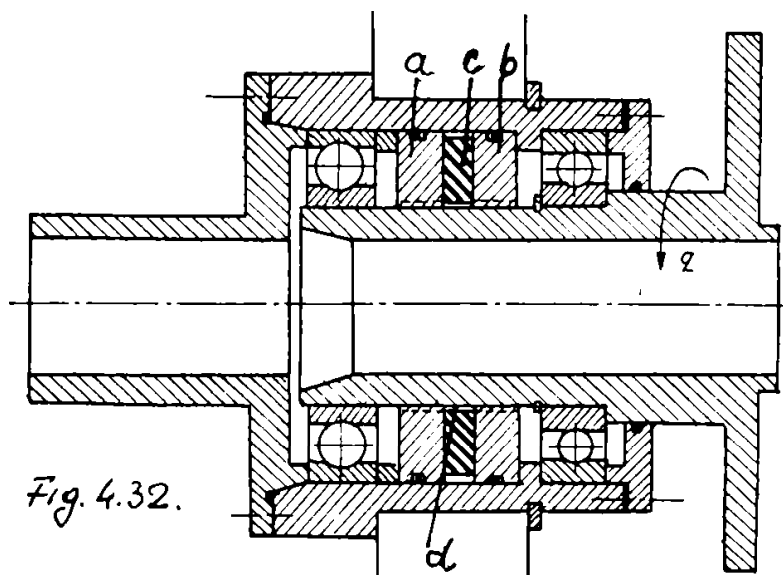


Fig. 4.32.

În principiu, o etanșare magnetofluidică, conține două piese polare, inelare (a și b din fig.4.32), între care este cuprins magnetul permanent (c), tot de formă inelară. Acest pachet de inele, este montat cu diametrul exterior în partea fixă a etanșării, iar prin orificiul interior trece tronsonul de conductă rotitoare, piesele polare avînd în zona diametrului interior un profil dințat /9/, între dinții acestora și peretele conductei punîndu-se un lichid magnetic (zona d), de obicei ferofluid. Lichidul magnetic (ferofluidul) este menținut între dinții pieselor polare și conducta rotitoare de cîmpul dat de magnetul permanent. Se creează astfel, inele de ferofluid ce constituie etajele de etanșare /9/. Fiecare etaj de etanșare rezistă la o anumită diferență de presiune  $p = M_s(B_1 - B_2)$ , unde  $B_1$  este valoarea maximă a inducției magnetice din întrefier,  $B_2$  cea minimă,  $M_s$  fiind magnetizația de saturație a ferofluidului;  $p_{max} = n p$ , unde  $n$  este numărul de etaje.

Transmiterea diferențelor de presiune, de la prizele canalului, către aparatura de măsură aflată în reper fix este realizată prin intermediul unui distribuitor cu cinci canale, realizat tot pe principiul etanșărilor magnetofluidice (fig.4.33)

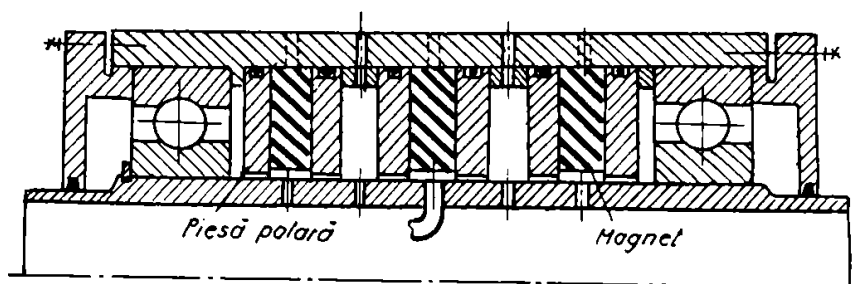


Fig. 4.33

Traductoarele de presiune utilizate sînt în funcție de domeniul de presiuni, fie cu ferofluid pentru presiuni mici, fie traductoare electronice, din grupa FEA 3D (traductoare electronice de presiune diferențială).

Traductorul de presiune diferențial cu ferofluid /100/, se compune dintr-un tub în formă de U, din material nemagnetic, izolator, pe fiecare braț fiind înfășurată câte o bobină, ca în fig.4.34. Bobinile au același număr de spire și sînt legate diferențial. Tubul U se umple pînă la jumătatea înălțimii cu ferofluid și se așează vertical. Diferența de presiune aplicată brațelor tubului U produce o denivelare a fluidului magnetic,

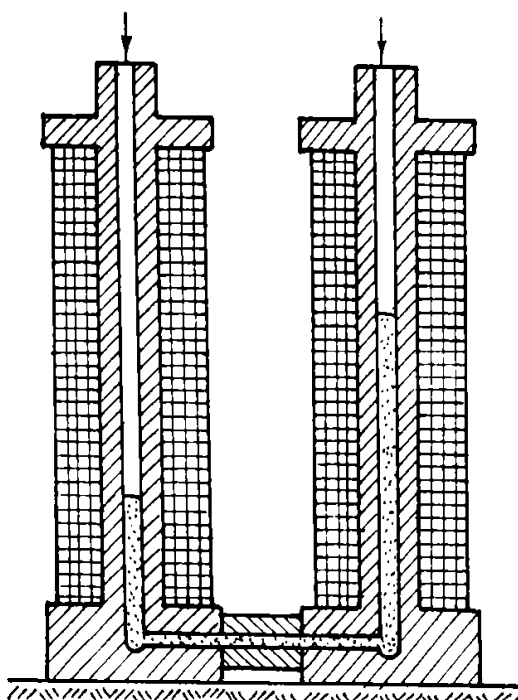


Fig. 4.34.

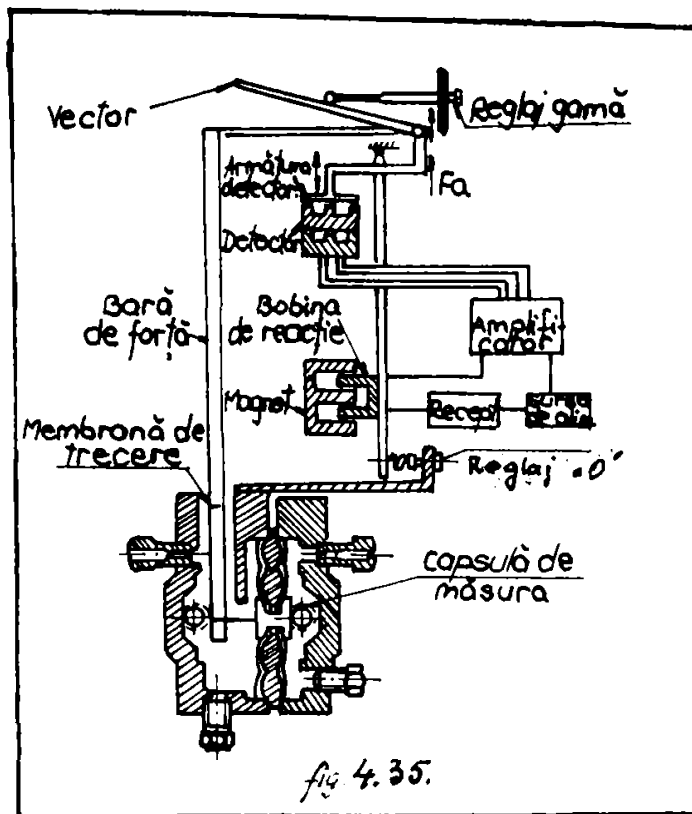


fig. 4.35.

cea ce conduce la modificarea inductanțelor bobinelor, care se află legate la o punte tensometrică, pe care o dezechilibrează. Dezechilibrul rezultat este proporțional cu diferența de presiune aplicată. Precizia instrumentului este de 0,5%, rezoluția sa fiind de ordinul a  $10^{-2}$  mm coloană apă.

Traductoarele electronice din grupa FEA 3D, sînt destinate măsurării presiunilor diferențiale cuprinse în intervalul 0 - 210 KPa și a transmiterii la ieșire a unui semnal unificat în intervalul 4 - 20 mA, proporțional cu presiunea diferențială măsurată.

Funcționarea traductoarelor electronice din grupa FEA 3D se bazează pe principiul compensării forțelor. Forța activă ( $\bar{F}_a$ ), proporțională cu diferența de presiune măsurată, este compensată cu forța de reacție ( $\bar{F}_r$ ), proporțională cu mărimea de ieșire. Cele două forțe acționează asupra pîrghiei mecanismului de reacție al adaptorului electronic (fig.4.35). Precizia este de 0,5%.

Un parametru important ce trebuie determinat este temperatura aerului care trece prin canalul interpaletar rotoric. Măsurarea temperaturii în reper neinertial, s-a rezolvat printr-un sistem de emisie - recepție care permite transmiterea semnalului prin unde radio. Sistemul de telemăsură cu care este echipată

stațiunea se compune dintr-un emițător cu modulație în frecvență și conectat la un traductor eletro-termic. Receptorul este un aparat radio în bandă ultrascurtă, a cărui semnal de ieșire este preluat direct de un frecvențmetru numeric cu 7 cifre, tip FO202. Precizia instrumentului este de 1%.

Mișcarea de rotație necesară modelării regimurilor de funcționare, tipice turbomașinilor, este transmisă de la un motor electric de curent continuu (19) de 4,6 Kw, care are posibilitatea reglării continue a turației în domeniul 100 - 700 rot/min. Motorul este montat pe batiul (22) și este legat de zona rotitoare printr-un cuplaj elastic (18).

Rotația se determină cu ajutorul unui traductor de impulsuri luminoase, care "citește" impulsurile date de un disc cu 60 de fante montat pe arborele motorului electric între un bec de mică putere și o fotodiodă. Aparatul indicator este un numărător electronic cu afișare digitală.

#### 4.5 Metodologia experimentală

##### 4.5.1 Principiul metodei

Complexitatea geometriei canalelor interpaletare rotorice, tip Francis, de formă prismatică, cu suprafețe laterale torsionate spațial, impune determinarea unui coeficient global al pierderilor hidraulice, care să includă atât influența frecării vîscoase, cît și a formei spațiale complexe a canalului aflat în mișcare de rotație.

Ecuatia transferului energiei mecanice pe un volum de control relativ,  $v'c R_{\mu'}$ , avînd mulțimea frontieră  $\partial v' = (-J'_1 \cup J'_2) \cup J'_L$  cu  $J'_1$  și  $J'_2$  suprafețele de influx și eflux și  $J'_L$  suprafețe laterale /99/ conduce la expresia măsurii disipației vîscoase pe  $v'$  de forma:

$$H'(J'_1, z) - H'(J'_2, z) = S'(v'; J'_n) \frac{V'(J'_n)^2}{2} \quad [99] \quad (4.21)$$

unde  $H'(J'_n, z)$  este măsura instantanee a transferului energiei mecanice relative prin  $J'_n$ , transferul efectuîndu-se în sensul orientării pozitive a segmentului de suprafață  $J'_n$ ,  $V'(J'_n)$  viteza medie relativă pe  $J'_n$  și  $S'(v'; J'_n)$  coeficientul de pierdere pe volumul de control  $v'$ , raportat la secțiunea de flux  $J'_n$  definit de:

$$\int \phi dv' = S'(v'; J'_n) \rho Q' \frac{V'(J'_n)^2}{2} \quad [99] \quad (4.22)$$

$\rho$  fiind densitatea mediului de lucru, iar  $Q'$  debitul;

$$\int_{S_n'} \nabla' \cdot \vec{\eta}' da' = Q' \quad [99] \quad (4.23)$$

și  $\phi$  funcția de disipație.

Considerînd volumul de control particularizat la nivelul unui canal interpaletar rotorice tip Francis, reprezentat schematic în plan meridian ca în fig.4.36, ecuația transferului

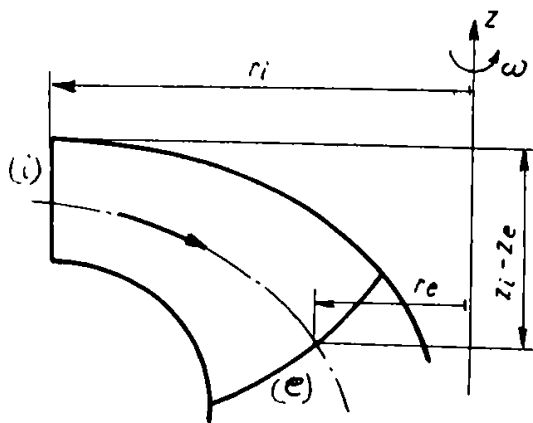


Fig.4.36

energiei mecanice în reper neinertial (relativ) /5/ are forma:

$$\frac{p_i}{\rho g} + \frac{w_i^2 - u_i^2}{2g} + z_i = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{w_e^2 - u_e^2}{2g} + z_e + h_{p_i-e} \quad (4.24)$$

și raportînd pierderile hidraulice la secțiunea de ieșire:

$$h_{p_i-e} = \zeta_r \frac{w_e^2}{2g} \quad (4.25)$$

și neglijînd energia specifică geopiezopotențială a coloanei de aer, coeficientul pierderilor hidraulice ( $\zeta_r$  echivalent  $\zeta$ ) are forma:

$$\zeta_r = \frac{\Delta p_{i-e}}{\rho/2 w_e^2} + \left[ \left( \frac{w_i}{w_e} \right)^2 - 1 \right] + \frac{\omega^2}{w_e^2} (r_e^2 - r_i^2) \quad (4.26)$$

în relația 4.26  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  este viteza unghiulară,  $\Delta p_{i-e}$  diferența de presiuni între secțiunile de intrare și ieșire,  $w_{i,e}$  vitezele relative pe aceleași secțiuni.

Densitatea fluidei de lucru, ca amestec de aer și vapori de apă, se determină cu relația:

$$\rho = \frac{p}{RT} \left[ 1 - \chi \frac{p_{vas}}{p} \cdot 0,378 \right] \quad [143] \quad (4.27)$$



$p$  fiind presiunea absolută a fluidului de lucru din instalație,  $R$  constanta gazelor,  $T$  temperatura absolută,  $\chi$  umiditatea relativă, iar  $p_{\text{vas}}$  presiunea vaporilor de apă saturați la temperatura de lucru.

Determinarea mărimilor caracteristice  $Re$ ,  $Sh$ ,  $Rq$  cu relațiile (4.5) - (4.7) presupune determinarea vîscozității cinematice a aerului:

$$\gamma = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.28)$$

unde  $\eta$  este vîscozitatea dinamică a amestecului de aer și vapori de apă, calculabilă conform [143] cu relația:

$$\eta = \left( \frac{\eta_0}{t+273} \right)^{1.5} \cdot \frac{273+C}{T+C} \quad [143] \quad (4.29)$$

#### 4.5.2 Strategia experimentală

Determinările experimentale presupun efectuarea a două faze principale: etapa preliminară și încercările propriu-zise.

Faza preliminară conține analize ale domeniilor de variație a mărimilor fizice ce se măsoară, stabilirea intervalelor de timp necesare uniformizării regimurilor de funcționare și operații de etalonare și verificare a traductoarelor utilizate. Se analizează repartiția presiunilor pe prelungirile amonte și aval ale canalului interpaletar studiat, în vederea utilizării corecte a prizelor de presiune, în afara zonei de influență a canalului propriu-zis.

Determinările experimentale s-au efectuat pe baza metodei unifactor, caracterizată de alegerea unei singure variabile, menținerea constantă a unora, din mărimile fizice și urmărirea variației de răspuns a mărimilor ce depind de variabila aleasă.

Stațiunea permite varierea a două mărimi fizice, debitul prin vanele de reglare și turația canalului interpaletar prin intermediul variatorului electronic al motorului de curent continuu. În consecință există posibilitatea de alegere, ca variabilă, a uneia din cele două mărimi.

La debit variabil, turația se va menține constantă parametric, urmărindu-se variația de răspuns a căderii de presiune  $\Delta p_{i-e}$ , a presiunii aerului din instalație  $p$  și a temperaturii fluidului de lucru  $t$ , umiditatea relativă și presiunea atmosferică fiind constante.

Pentru turație variabilă, debitul va fi parametru, urmărindu-se de asemenea variația celorlalte mărimi.

#### 4.6 Achiziționarea și prelucrarea rezultatelor experimentale

Majoritatea tehnicilor experimentale, utilizate în cercetarea proceselor mecanice și hidrodinamice, se bazează pe folosirea aparaturii electronice, iar cele mai practice metode de memorare, prelucrare și prezentare vizuală a datelor, sînt cele numerice. Aceste metode oferă posibilitatea de automatizare a măsurărilor astfel, să se poată realiza obținerea de date din mai multe puncte de măsură, într-un timp cît mai scurt și o prelucrare rapidă a rezultatelor. Sistemele automate de achiziție și prelucrare a informațiilor au ca unitate centrală un calculator electronic.

Stațiunea utilizată pentru determinarea pierderilor hidraulice în conducte și canale interpaletare rotitoare, permite prin construcția ei și utilizarea traductoarelor ce transformă mărimile fizice în mărimi electrice, instalarea unui sistem automat de achiziție și prelucrare a datelor.

Derularea programului de măsurări presupune atingerea echilibrului termic al debitmetrului U 70, într-un timp relativ lung (4-6 minute), ceea ce pledează pentru culegerea datelor prin citirea afișajelor digitale ale aparatelor indicatoare, stocarea și prelucrarea lor ulterioară. În acest scop s-au construit două seturi de programe, de culegere și stocare, respectiv de prelucrare a informațiilor, în limbaj BASIC, pe calculatorul HP 9845 A.

Setul de programe, de culegere și stocare, permite introducerea prin intermediul claviaturii, a datelor măsurate în memoria calculatorului, sub forma unor matrici de dimensiuni maxime 12x40 elemente, verificarea, corectarea sau eliminarea unora și în final stocarea pe disc magnetic ca fișiere.

Programele de prelucrare permit analizarea numerică și grafică a rezultatelor, eliminarea erorilor grosolane și sistematice, prin metode specifice, pbotarea dependențelor  $\zeta_r = f(Re)$ ,  $\zeta_r = f(Sr)$ ,  $\zeta_v = f(Rq)$ , stabilirea formelor analitice ale funcțiilor empirice cu determinarea parametrilor acestor funcții de tip polinomial sau exponențial, cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate.

Listingul programelor, în limbaj BASIC, utilizate la achiziționarea și prelucrarea datelor se prezintă în anexă.

## CAPITOLUL V

### Analiza rezultatelor experimentale

#### 5.1 Erori de măsură

Deși determinările experimentale din cadrul programului de cercetare, al lucrării de față s-au efectuat cu o acuratețe maximă posibilă, pentru care s-au luat măsuri speciale, este inerentă apariția unor erori de măsurare.

Pe parcursul cercetărilor experimentale se pot controla practic, un număr limitat de factori cu influență importantă asupra rezultatelor măsurărilor, care sînt în general, identificați în cadrul operațiilor de etalonare și care acționează ca mărimi perturbatoare, putînd introduce erori grosolane sau erori sistematice. Interacțiunea instalației și a aparaturii cu mediul ambiant este mult mai complexă, implicînd teoretic un număr nelimitat de factori variabili, cu contribuții individuale neglijabile, a căror acțiune globală se materializează în erorile aleatoare.

În cazul măsurării presiunii, în sistem de referință neinertial, apare o eroare sistematică generată de aducerea semnalului de presiune de la prize în axa de rotație, ceea ce-i diminuează valoarea din cauza efectului forțelor centrifuge, valorile măsurate fiind mai mici. Herpfer /54/ oferă o relație de corecție de forma:

$$p = p' \exp\left(\frac{\omega^2 z^2 \eta}{2RT}\right)$$

unde  $p'$  este valoarea presiunii determinată la instrumentul de măsură, iar  $z$  lungimea coloanei de fluid,  $\eta$  fiind vîscozitatea sa dinamică. Fluidul de lucru fiind aerul, această eroare este neglijabilă.

O altă eroare sistematică provine din neglijarea termenului geopiezopotențial în ecuația (4.26), care în plus, are o poziție variabilă față de axă, din cauza mișcării de rotație. Acest termen are, în cazul aerului, o valoare foarte mică.

Pot fi considerate ca erori sistematice, cele date de măsurarea presiunii aerului amonte de canalul interpaletar, cît și de măsurarea temperaturii aval de canal, ambele neglijîndu-se.

O altă eroare sistematică este legată de devierea punctului de zero al instrumentului de măsură al debitului, care a necesitat verificări și corecții la fiecare șir de măsurări.

## 5.2 Calculul erorilor

### 5.2.1 Erori grosolane

Cînd se obțin rezultate ale măsurărilor ce diferă pronunțat de celelalte rezultate, este natural să apară presupunerea că s-au strecurat erori grosolane. În acest caz este necesară verificarea respectării normelor generale de măsurare. Erorile grosolane afectează dispart de mult celelalte rezultate, astfel încît se pune problema eliminării lor.

În scopul eliminării erorilor grosolane se consideră metoda în care eroarea medie pătratică,  $\sqrt{s}$  este necunoscută /141/, aceasta din urmă estimîndu-se pe baza abaterii standard empirice:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.1)$$

n fiind numărul de măsurări, iar  $\bar{x}$  valoarea mediei aritmetice a șirului de valori măsurate  $x_i$ . Notînd cu  $x_*$  valoarea dispartată, pentru excluderea ei se calculează raportul:

$$t = \frac{|x_* - \bar{x}|}{s} \quad (5.2)$$

care se compară cu valorile critice  $t(P)$  /141/.

Dacă se stabilește, ca nivel de încredere  $P=98\%$ , ceea ce conduce la un nivel al probabilității de excludere de  $2\%$ , rezultă  $t(P)=2,326$ , toate valorile măsurate ce au  $t > t(P)$ , ( $P=98\%$ ) se vor exclude ca erori grosolane.

Realizarea unor măsurări îngrijite au condus la apariția rară a unor astfel de valori în cazul de față, care au fost eliminate în cadrul prelucrării automate a datelor pe calculator.

### 5.2.2 Erori sistematice și aleatoare

În cadrul cercetărilor experimentale, de multe ori mărimea fizică studiată, nu poate fi măsurată direct (coeficientul criteriile  $R_e$ ,  $S_h$ ,  $R_q$ ) ci se determină prin intermediul altor mărimi fizice ( $Q$ ,  $\Delta p$ ,  $p$ ,  $T$ , etc.). Precizia cu care se determină final mărimea studiată, depinde de precizia cu care se măsoară mărimile primare. Deci, pe baza erorilor maxime ale argumentelor (mărimile primare măsurate) se determină eroarea maximă a funcției cu care se calculează mărimile ce interesează.

În cazul de față, se vor considera ca erori maxime relative, cele date de preciziile aparatelor folosite, care sînt cunoscute.

Considerînd o funcție "f", de mai multe variabile  $x_i$ ,  $i=1, \dots, n$ , eroarea relativă maximă este egală cu diferențiala logaritmică a funcției, în care diferențialele argumentelor sînt înlocuite cu erori absolute și toți termenii sînt luați în valoare absolută /143/:

$$E_f = \frac{1}{f(x)} \sum_1^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \delta x_i \quad (5.3)$$

în care  $\delta x_i$  reprezintă erorile absolute ale argumentelor.

Prin aplicarea relației (5.3) unui produs - cît de factori la diferite puteri, eroarea maximă se obține însumînd erorile relative ale factorilor, multiplicat cu exponenții respectivi, /143/:

$$\text{dacă } f = \prod_1^p x_i^{n_i} : \prod_{j=p+1}^n x_j^{n_j} \Rightarrow E_f = \sum_{k=1}^n |r_k| E_k \quad (5.4)$$

Relațiile (5.3), (5.4) dau eroarea maximă a funcției, cunoscînd erorile argumentelor, atunci cînd s-a făcut cîte o singură măsurare pentru fiecare argument și s-au evaluat sau se cunosc erorile acestor măsurări.

Dacă pentru fiecare argument s-a efectuat un șir de măsurări, eroarea medie pătratică a funcției de mai multe variabile, interdependente între ele, este egală cu rădăcina pătrată din suma erorilor pătratice medii ale argumentelor înmulțite cu pătratele derivatelor parțiale respective /143/:

$$\frac{E_f}{f} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \overline{x_i^2}} \quad (5.5)$$

Considerînd relația (4.26) pentru cazul  $n=0$  rot/min,

$$S_r = \frac{\Delta p_i - e}{\rho_2 \cdot \omega e^2} + \left[ \left( \frac{\omega \omega_i}{\omega e} \right)^2 - 1 \right]$$

se observă că al doilea termen are o valoare exactă, deoarece la  $Q=ct.$ , el devine  $(S_e^2/S_i^2 - 1)$ , eroarea relativă maximă la determinarea coeficientului de pierdere este dată de relația:

$$\frac{E_{S_r}}{S_r} = \sqrt{\left( \frac{\Delta p_p}{\Delta p} \right)^2 + \left( \frac{\Delta p}{p} \right)^2 + 2 \left( \frac{\Delta Q}{Q} \right)^2} \quad (5.6)$$

deoarece eroarea relativă de determinare a vitezei este dată de BUPT

eroarea rezultată la determinarea debitului. Considerând precizia de determinare a densității " $\rho$ ", 1% /123/, va rezulta:

$$\frac{\epsilon_{S_r}}{S_r} = 3.5\%$$

Stabilirea preciziei de obținere anumărului  $Re = \frac{W_e D_{hi,e}}{v}$  se face luînd în considerare că  $D_{hi,e}$  este o valoare exactă, care nu influențează eroarea relativă, și atunci:

$$\frac{\epsilon_{Re}}{Re} = \sqrt{\left(\frac{\nabla Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\nabla v}{v}\right)^2} \quad (5.7)$$

$$\frac{\epsilon_{Re}}{Re} = 1.8\%$$

Pe baza tabelului de rezultate s-a determinat eroarea absolută sau relativă pentru fiecare punct obținut experimental. Pentru funcția "f" dată tabelar, eroarea absolută  $\delta f$  va fi /143/:

$$\delta f(x) = \left| \frac{f(x_n) - f(x_{n-1})}{x_n - x_{n-1}} \right| \delta x \quad (5.8)$$

rezultă posibilitatea determinării erorilor coeficientului de pierderi  $\zeta_r$  ca funcție de variabila semnificativă aleasă ( $Re$ ,  $Sh$ ,  $Rq$ ), problemă rezolvată în programele de calcul.

### 5.3 Prelucrarea statistică a rezultatelor

Existența erorilor prezentate în paragrafele precedente afectează în mod obiectiv rezultatele determinărilor experimentale, prin introducerea unui anumit grad de "împrăștiere". Prelucrarea pe cale statistică a rezultatelor atenuază efectul de împrăștiere denumit și "zgomot".

Din relațiile de calcul pentru coeficienții de pierderi (4.26) și invarianții de similitudine  $Re$  (4.5),  $Sh$  (4.6),  $Rq$  (4.7), rezultă că orice dependență de tip  $\zeta_r = f(Re)$ ,  $\zeta_r = f(Sh)$  sau  $\zeta_r = f(Rq)$ , pentru valori parametriche ale celorlalți doi invarianți, depinde teoretic de un număr mare de variabile necontrolabile. Stabilirea dependențelor reale de variabilele ce intervin se efectuează pe baza analizei stochastice între variabile, prin metode de analiză a corelației.

### 5.3.1 Analiza de corelație

Analiza de corelație studiază legea medie de comportare a fiecărei variabile în funcție de valorile celorlalte, precum și măsura dependenței între variabilele considerate. O estimare cantitativă a dependenței între diferitele variabile ce intervin în fenomenul studiat este oferită de coeficientul de corelație  $C_c \in [0,1]$ . Dacă  $C_c=0$  variabilele sînt total independente între ele, iar dacă  $C_c=1$  există o dependență funcțională între variabile. Coeficientul de corelație stabilește și influența factorilor necontrolabili ai experimentului asupra rezultatelor.

Coeficientul empiric de corelație dintre două variabile aleatoare  $x$  și  $y$ , care au funcțiile de regresie liniare, se calculează conform /141/ cu relația:

$$C_c = \frac{1}{S_x S_y} \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (5.9)$$

în care  $S_x$  și  $S_y$  sînt abaterile standard empirice, similare relației (5.1).

Determinarea coeficientului de corelație, pentru dependențele  $\bar{Y}_r = f(\text{Re})$ ,  $\bar{Y}_r = f(\text{Sh})$  sau  $\bar{Y}_r = f(\text{Rq})$ , impune în primul rînd liniarizarea acestora. Astfel, pentru obținerea unei expresii de formă:

$$Y = AX_i + B \quad i = 1, 2, 3$$

se va considera  $Y = \bar{Y}_r$  și  $X_1 = \log \text{Re}$ ,  $X_2 = \log \text{Sh}$ , respectiv  $X_3 = \log \text{Rq}$ . Calculele numerice efectuate în cadrul prelucrării datelor pentru toate șirurile de valori măsurate, oferă valori  $|C_c| > 0,8$  ceea ce indică existența unei dependențe funcționale reale între variabilele studiate.

### 5.3.2. Aplicarea metodei celor mai mici pătrate la determinarea curbelor de regresie

Metodele de evidențiere grafică a dependențelor funcționale subliniază că este nerațională o curbă care se descrie exact rezultatele experimentale, adică graficul obținut nu trebuie să treacă prin toate punctele determinate experimental, ci printre ele, atenuînd cît mai mult influența erorilor aleatoare.

Soluția optimă este cea care determină poziția curbei ce trece printr-un grup, astfel c a, suma pătratelor abaterilor curbei față de puncte să fie minimă. În principiu metoda celor mai mici pătrate se exprimă sub forma /141/:

$$\sum_1^N [y_i - f(x_i; a_0 \dots a_n)]_{\min}^2$$

în care  $y_i$  reprezintă media aritmetică a valorilor variabilei  $y$ , obținute pentru variabila  $x_i$ , "f", fiind funcția căutată de parametri  $(a_0, \dots, a_n)$ . Aplicarea metodei presupune alegerea tipului funcției "f" de care depinde numărul parametrilor  $a_i$ .

În cadrul prelucrării pe calculator a datelor experimentale s-au apelat programele de bibliotecă din dotarea lui HP 9845A care utilizează pentru "f" funcții de tip polinom, cu gradul maxim 15 sau funcții exponențiale. Programul de prelucrare permite optimizarea alegerii gradului funcției empirice "f".

Toate dependențele empirice, oferite în lucrare au fost stabilite utilizând metoda celor mai mici pătrate.

#### 5.4 Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotorice de turbină Francis

Scopul cercetărilor experimentale este determinarea pierderilor hidraulice în canalele interpaletare rotorice ale turbo-mașinilor radiale și radial-axiale și evidențierea influenței unor parametri cinematici și geometrice asupra acestor pierderi.

Respectând strategia experimentală de la § 4.5.2, încercările se structurează pe două direcții, definite de posibilitatea variației celor două mărimi primare: debitul transvazat prin canal și turația acestuia.

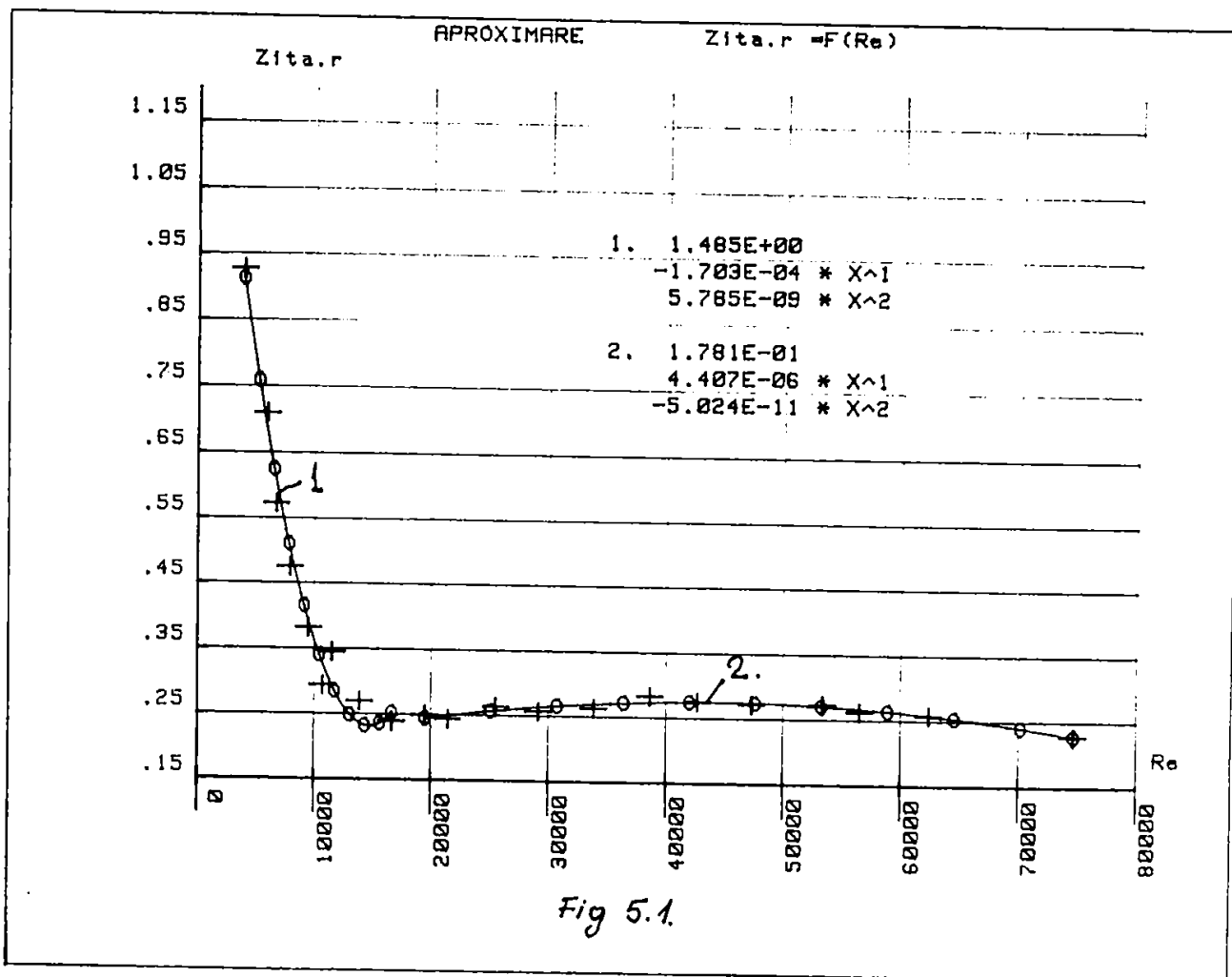
##### 5.4.1 Rezultate experimentale pentru canalul fix

Pentru domeniul de debite oferit de sursa de energie a stațiunii, cuprins între 0 - 39 l/s, se asigură parcurgerea unui domeniu al numerelor  $Re$  raportate la secțiunea de ieșire din canalul interpaletar, între 0 -  $8 \cdot 10^4$ .

În acest interval s-au realizat câte 25 - 30 puncte de funcționare stabile, în mod crescător și descrescător, înregistrându-se simultan, la fiecare regim valorile săderii de presiune  $\Delta p$ , temperatura fluidului de lucru, presiunea de la intrare în canal, umiditatea relativă.

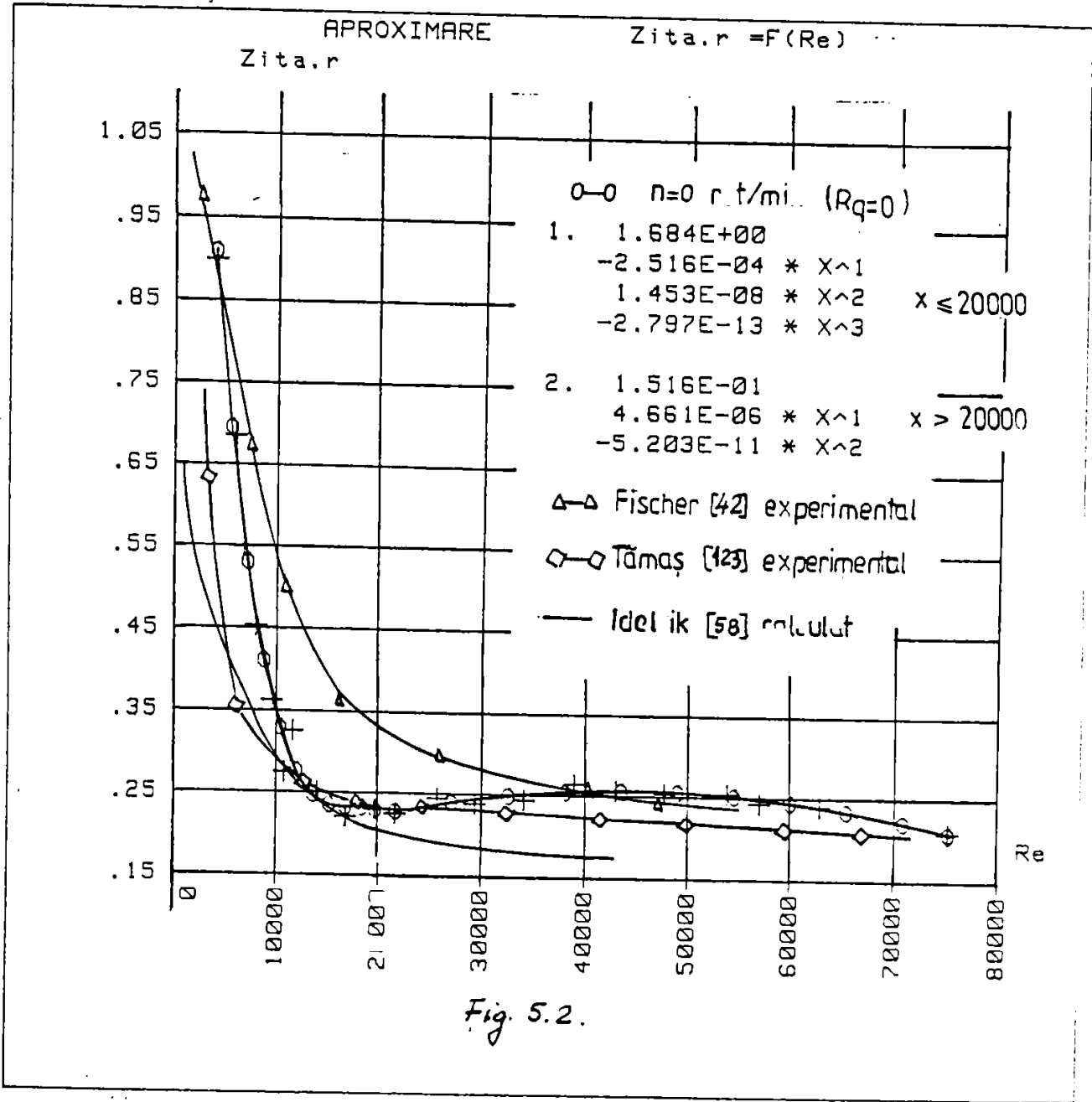
În fig.5.1 se prezintă dependența coeficientului de pierdere pe canal de natura regimului de mișcare  $\zeta_r = f(Re)$ , obținută experimental pentru cazul  $n=0$  rot/min. Funcția empirică se poate aproxima, pe sectoare cu expresii analitice tip polinom și acoperă





atît domeniul laminar ( $Re < 1,3 \cdot 10^4$ ), cît și domeniul turbulent ( $Re > 1,8 \cdot 10^4$ ), între ele fiind prezentă o zonă de tranziție laminar - turbulentă.

Comparația cu rezultatele experimentale ale lui Fischer /42/ (fig.5.2), pentru o conductă de secțiune dreptunghiulară, curbată în plan cu, un unghi la centru de  $90^\circ$  și cu cele obținute de M. Tămaș /123/ pentru un confuzor plan curbat, de secțiune dreptunghiulară, evidențiază în primul rînd o alură asemănătoare a curbelor. De asemenea, un calcul efectuat pentru o conductă de secțiune dreptunghiulară curbată la  $90^\circ$ , după metoda lui Idelcik /58/, se înscrie în aceeași tendință de variație. Avînd în vedere desfășurarea spațială a canalului interpaletar rotorice și complexitatea curgerii de-a lungul său, este justificată diferența valorilor a coeficientului  $\zeta_r$ , acesta luînd în general, valori mai mari în domeniul turbulent.



#### 5.4.2 Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotitor

Pentru evidențierea influenței rotației asupra dependențelor  $\zeta_r = f(Re)$  s-au efectuat încercări la următoarele valori ale turației canalului:  $n = 165; 300; 400; 500$  rot/min, ce corespund valorilor numărului Rossby,  $R_q = 205; 373; 498; 623$ .

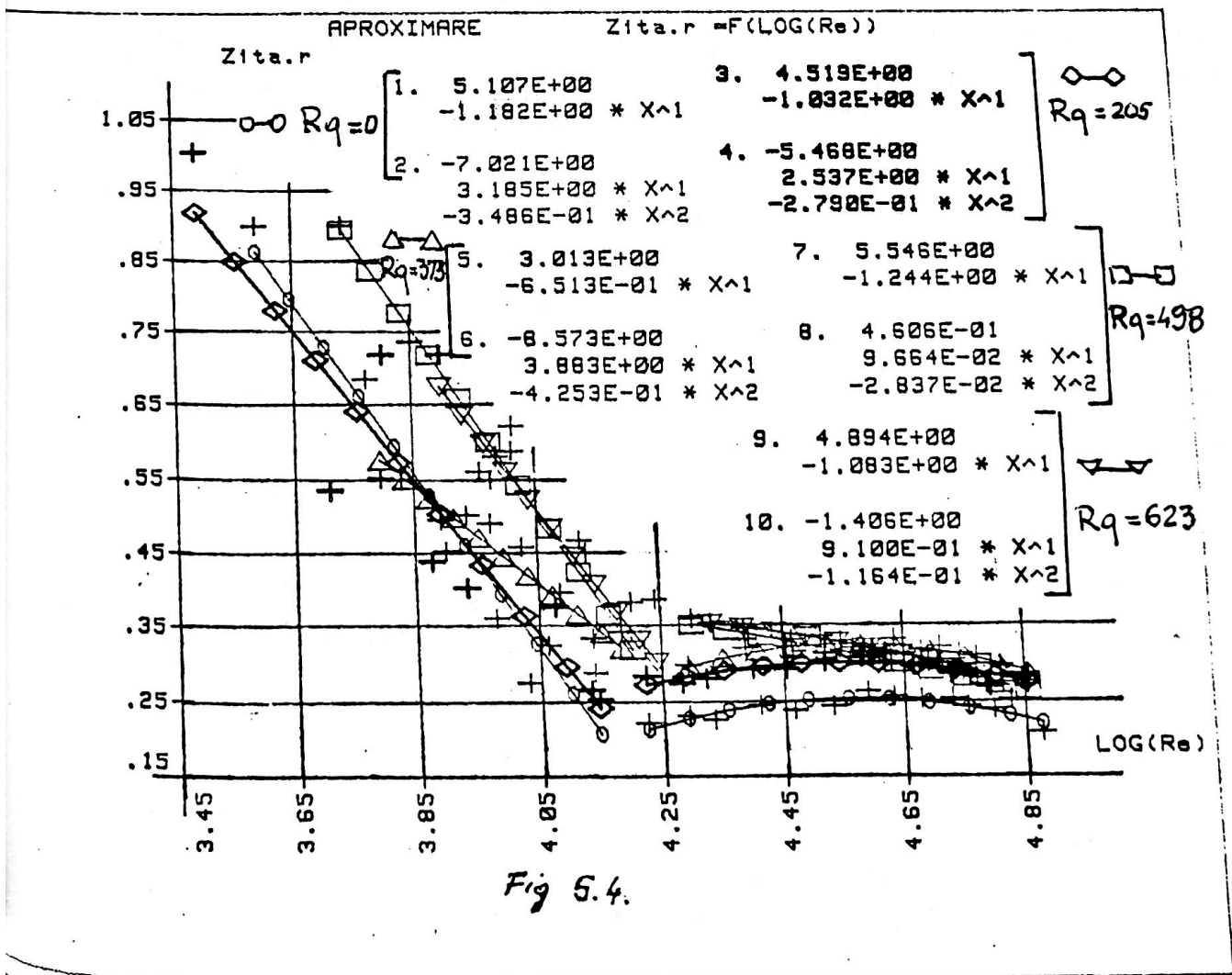
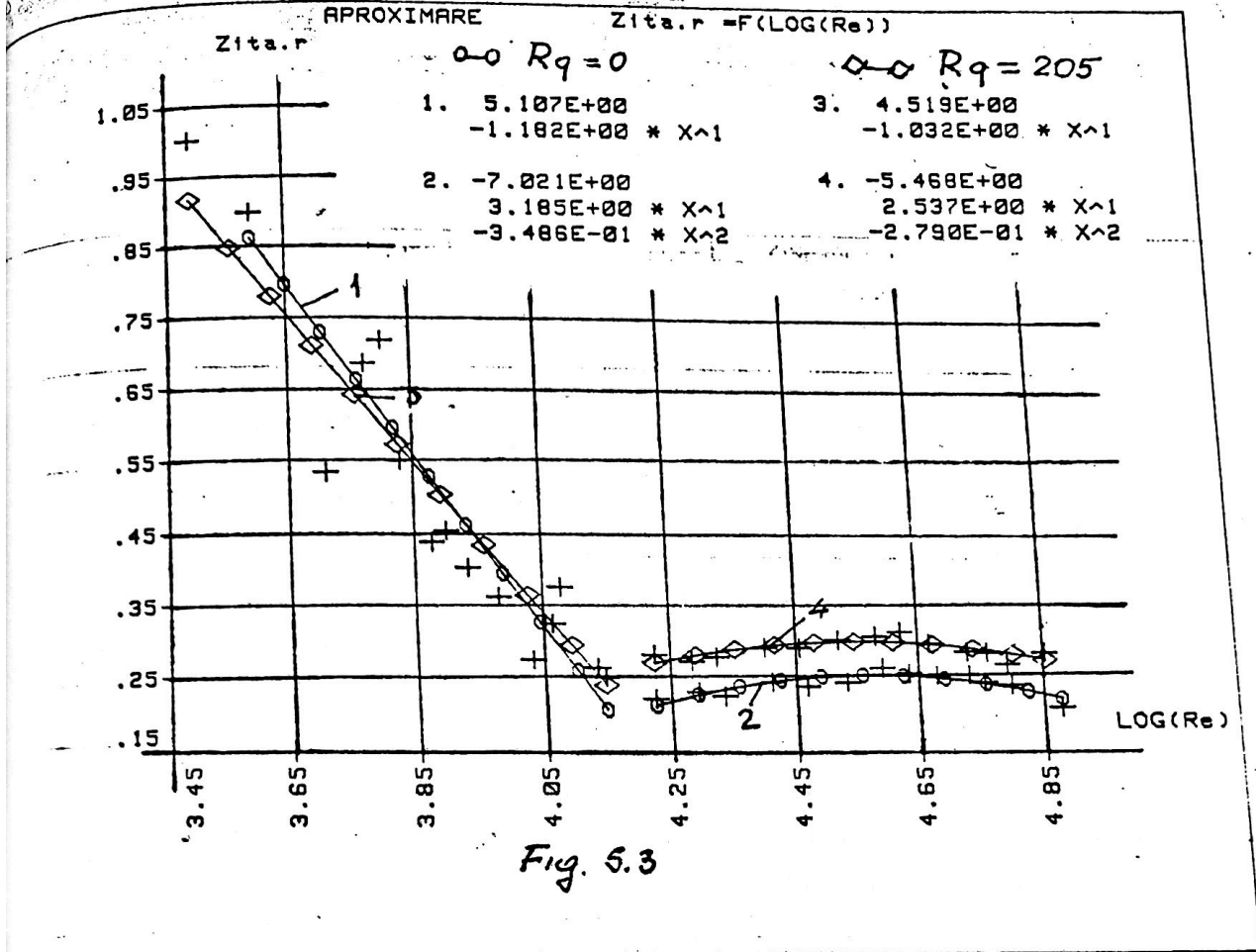
În fig.5.3 sînt reprezentate dependențele  $\zeta_r = f(\log Re)$  pentru  $R_q = 0$  (canal fix) și pentru prima turație de încercare caracterizată de  $R_q = 205$ , iar în fig.5.4 sînt redată toate dependențele  $\zeta_r = f(\log Re)$  cu  $R_q$  parametru, pentru care s-au stabilit și expresiile analitice pe ramuri.

Din analiza reprezentărilor grafice, rezultă că în domeniul laminar, la un număr  $Re$  dat, valorile  $\zeta_r$  cresc pronunțat la turații mari ( $R_q > 380$ ), în timp ce în domeniul turbulent coeficientul  $\zeta_r$  înregistrează creșteri substanțiale la apariția rotației ( $R_q = 205$ ), pentru ca la  $Re > 7 \cdot 10^4$  această creștere să se reducă, devenind aproape nesensibilă. În cele ce urmează se oferă o interpretare a comportării dependențelor  $\zeta_r = f(Re)$  cu  $R_q$  parametru.

În canalele interpaletare rotitoare, din cauza diferențelor de presiune de pe fața și dosul paletelor și sub influența rotației, ia naștere o mișcare secundară denumită turbion relativ /93/, suprapusă peste mișcarea principală. Întreținerea acestei mișcări presupune diminuarea energiei curentului principal, deci creșterea pierderilor. Pe de altă parte, stratul limită tridimensional aferent pereților canalului, cu o grosime mai mare în colțurile de îmbinare dintre suprafața paletelor și inel, respectiv coroană, este sediul pierderilor hidraulice de frecare vîscoasă.

Creșterea turației favorizează dezvoltarea turbionului relativ, conducînd la o creștere a disipațiilor dar, pe de altă parte creșterea vitezei mișcării principale (și deci a valorii numărului  $Re$ ) diminuează grosimea stratului limită și contribuția sa la fenomenul disipativ, în cazul neapariției desprinderilor. Acestea sînt cauzele fenomenologice ce explică alura dependențelor  $\zeta_r = f(Re)$  sub influența rotației.

Determinarea bilanțului energetic pe modele de turbine Francis, pentru punctul optim de funcționare, a permis evaluarea indirectă de către unii cercetători, a coeficientului de pierderi caracteristic rotorului. Astfel, Schatzmayr /115/, Fachbach /39/ și Barlit /20/ oferă un coeficient global al pierderilor hidraulice în rotor, la punctul optim, cuprins între 0,2 - 0,25.



Se remarcă o bună apropiere cu rezultatele prezentului experiment ținând cont că pentru modelul studiat F 580 VX cu  $n_g=82$  rot/min, punctul optim este caracterizat de valorile  $Re=7,5 \cdot 10^4$ ,  $Rq=618$ , la care  $\zeta_r=0,265$ .

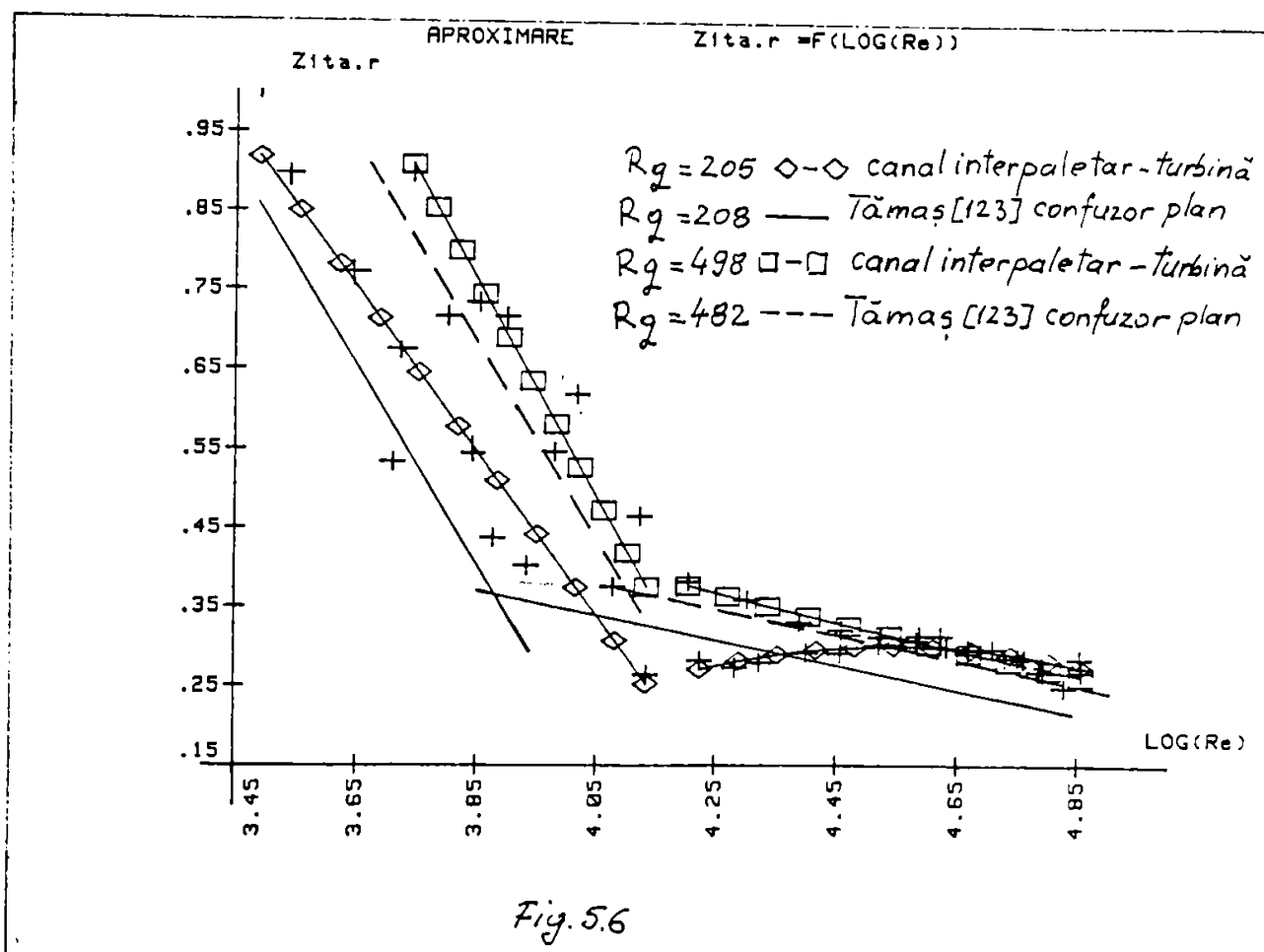
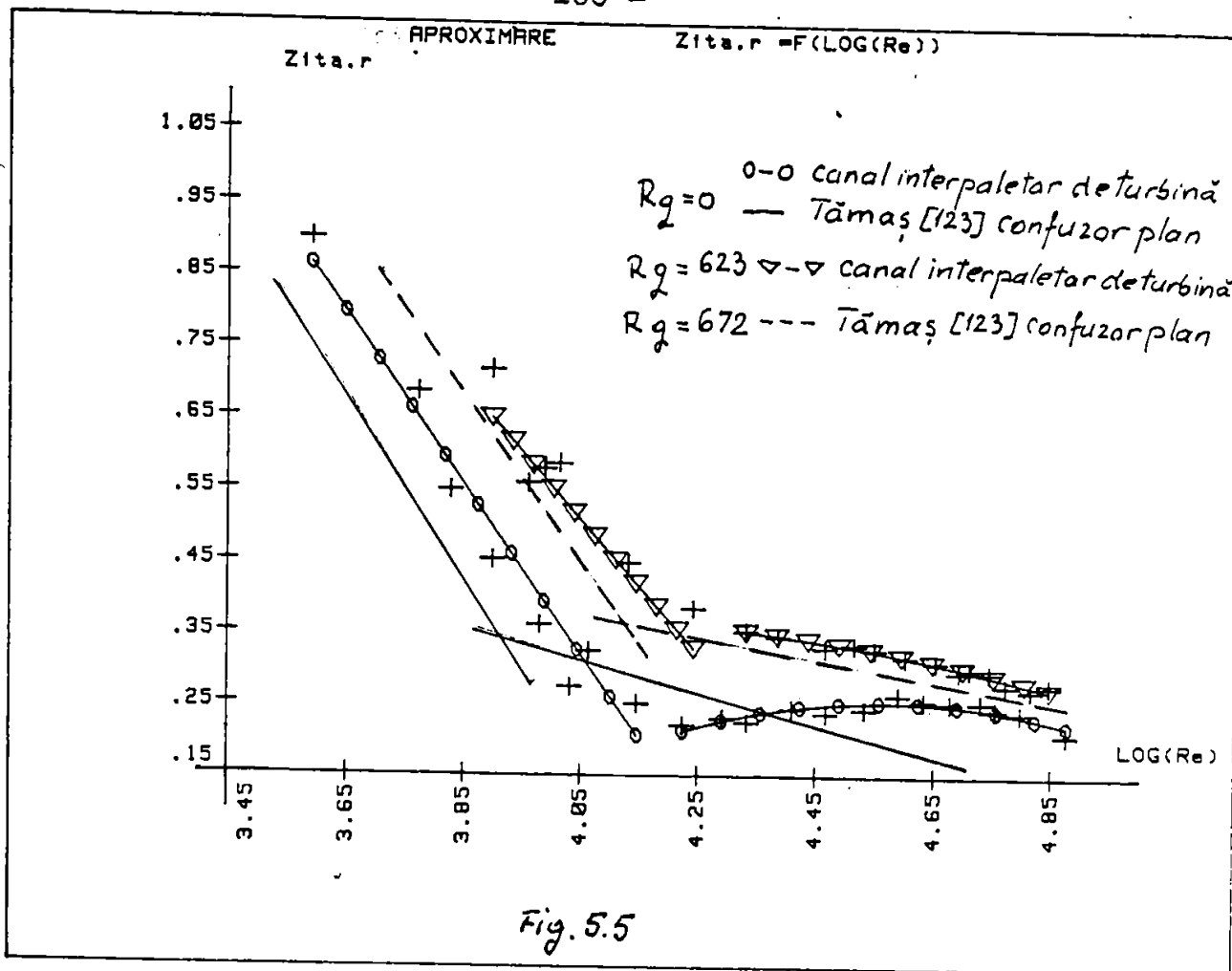
Alte comparații ale rezultatelor obținute pentru canalul interpaletar de turbină, cu cele pentru un confuzor plan încercat de M. Tămaș /123/ sînt redată în fig.5.5. și 5.6, confirmînd ca domeniu și alură atît corectitudinea valorilor cît și justetea metodei experimentale.

Influența rotației este mai pregnant prezentată în dependențele  $\zeta_r=f(Rq)$ , atît pentru numere Re mici (fig.5.7), cît și pentru numere Re mari (fig.5.8), valorile fiind corelate cu cele prezentate în fig.5.9 și fig.5.10, ce evidențiază dependențele  $\zeta_r=f(Sh)$ .

#### 5.4.3 Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotoric de turbină, funcționînd în regim de pompare

Reversarea sensului de curgere și de rotație fiind realizabile pe stațiune cu implicații tehnice minime, s-a procedat la determinarea coeficientului de pierdere caracteristic canalului, de această dată funcționînd în regim de pompare. Ca secțiune de referință s-a păstrat fizic aceeași, reprezentînd însă secțiunea de intrare în canal; aceasta permite comparația rezultatelor cu cele corespunzătoare regimului funcțional de turbinare.

În fig.5.11 sînt reprezentate dependențele  $\zeta_r=f(Re_1, Rq)$  în acest caz. Se remarcă atît valori mai ridicate ale lui în tot domeniul numerelor Re, decît cele obținute pentru regimul de turbinare (fig.5.1 - fig.5.3), cît și o puternică influență a rotației. În întreg domeniul de încercare există o tendință de dispansare a curbelor, astfel că, spre deosebire de regimul de turbinare unde coeficientul  $\zeta_r$  are o tendință de uniformizare la numere Re mari, aici el diferă mult de la o rotație la alta, la aceleași valori Re.



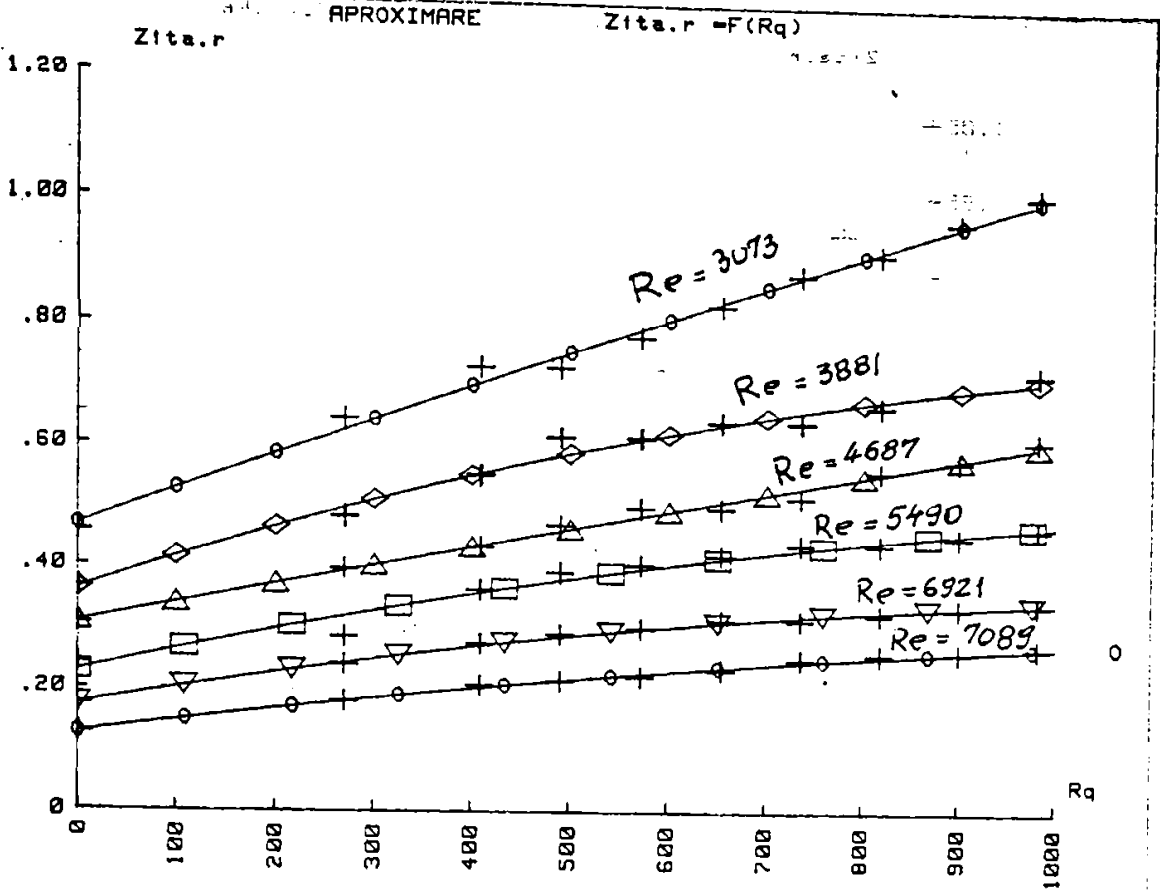


Fig. 5.7.

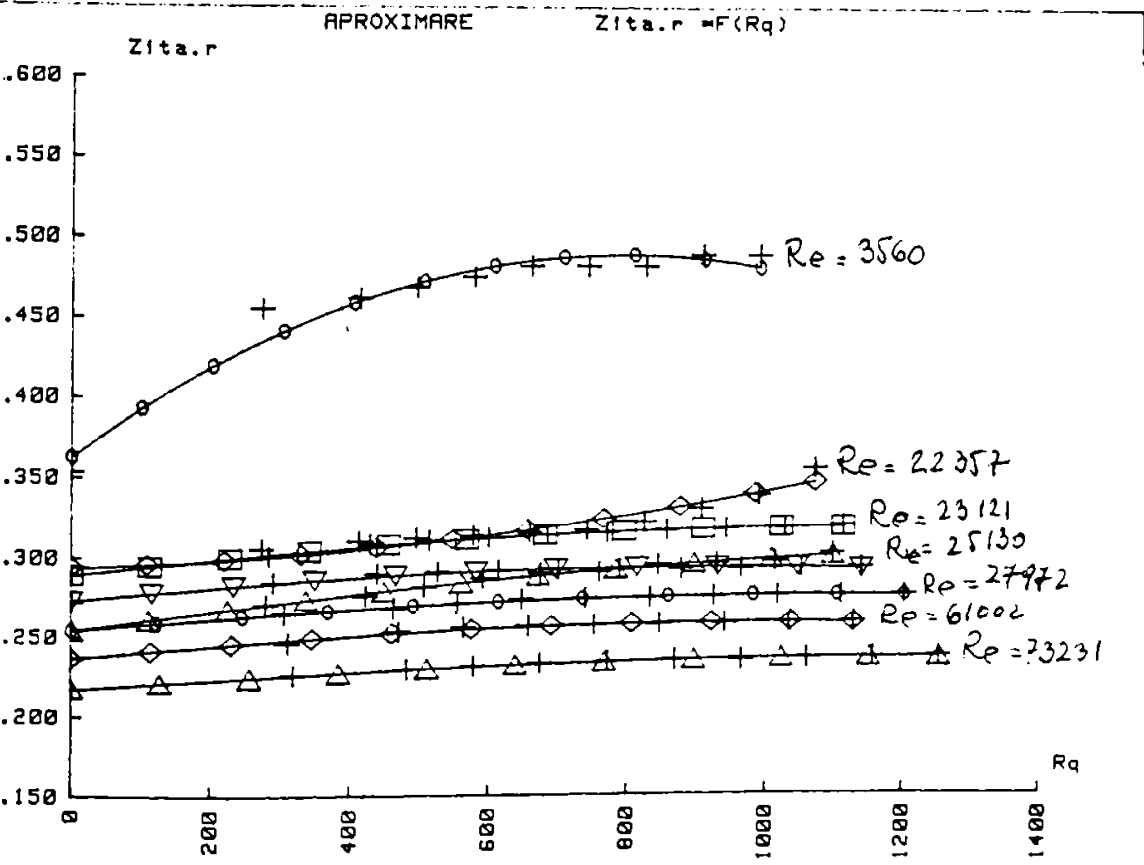
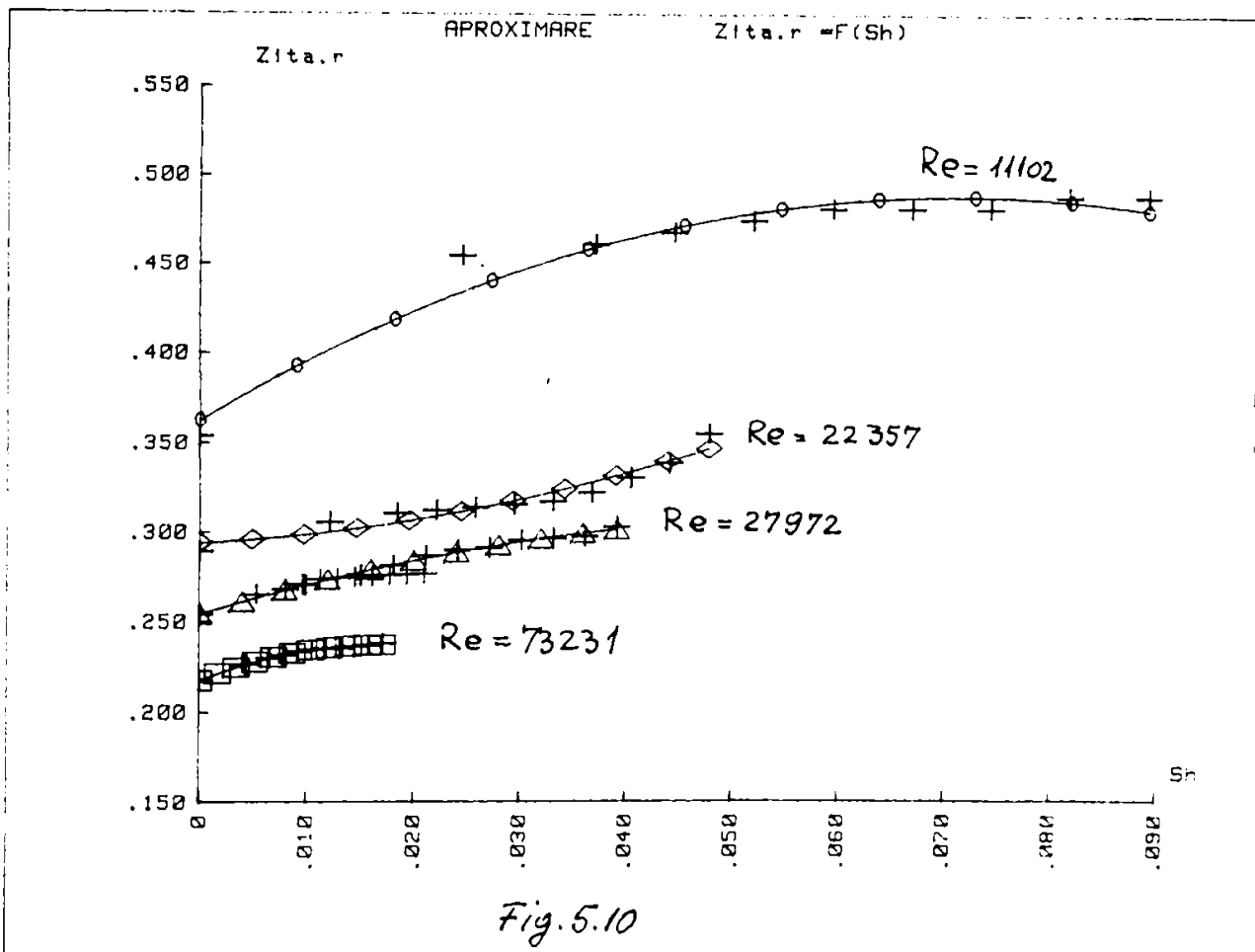
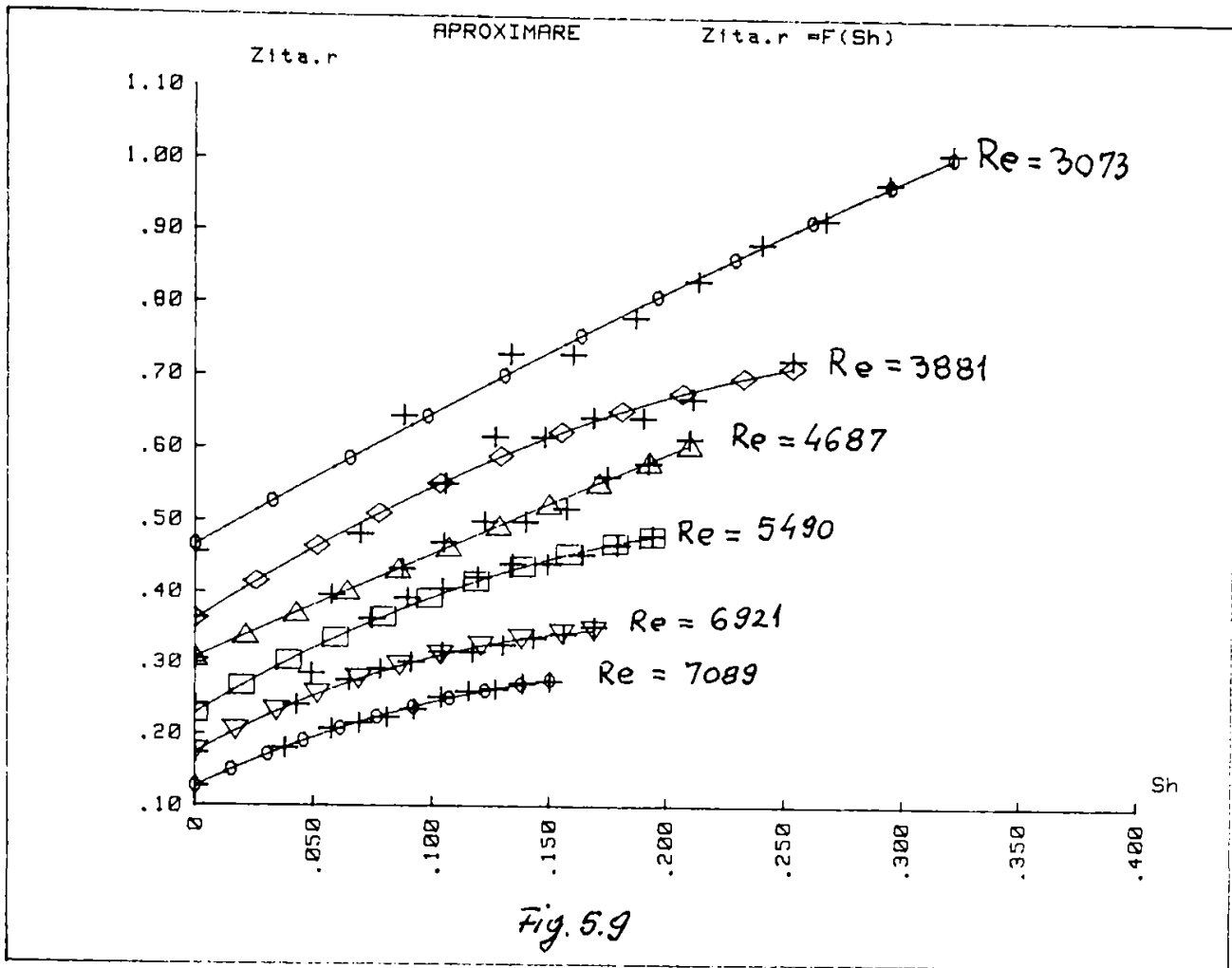


Fig 5.8





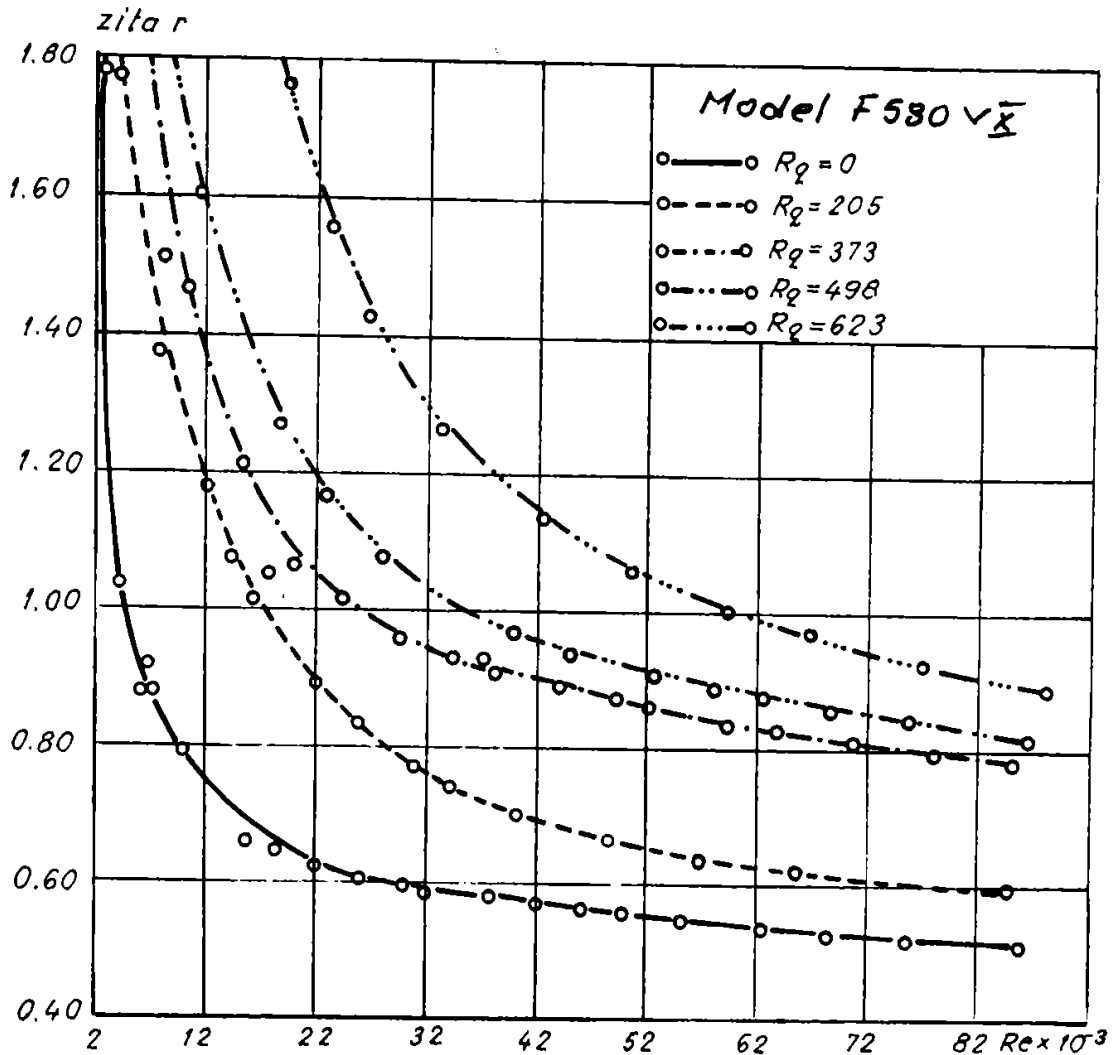


Fig 5.11

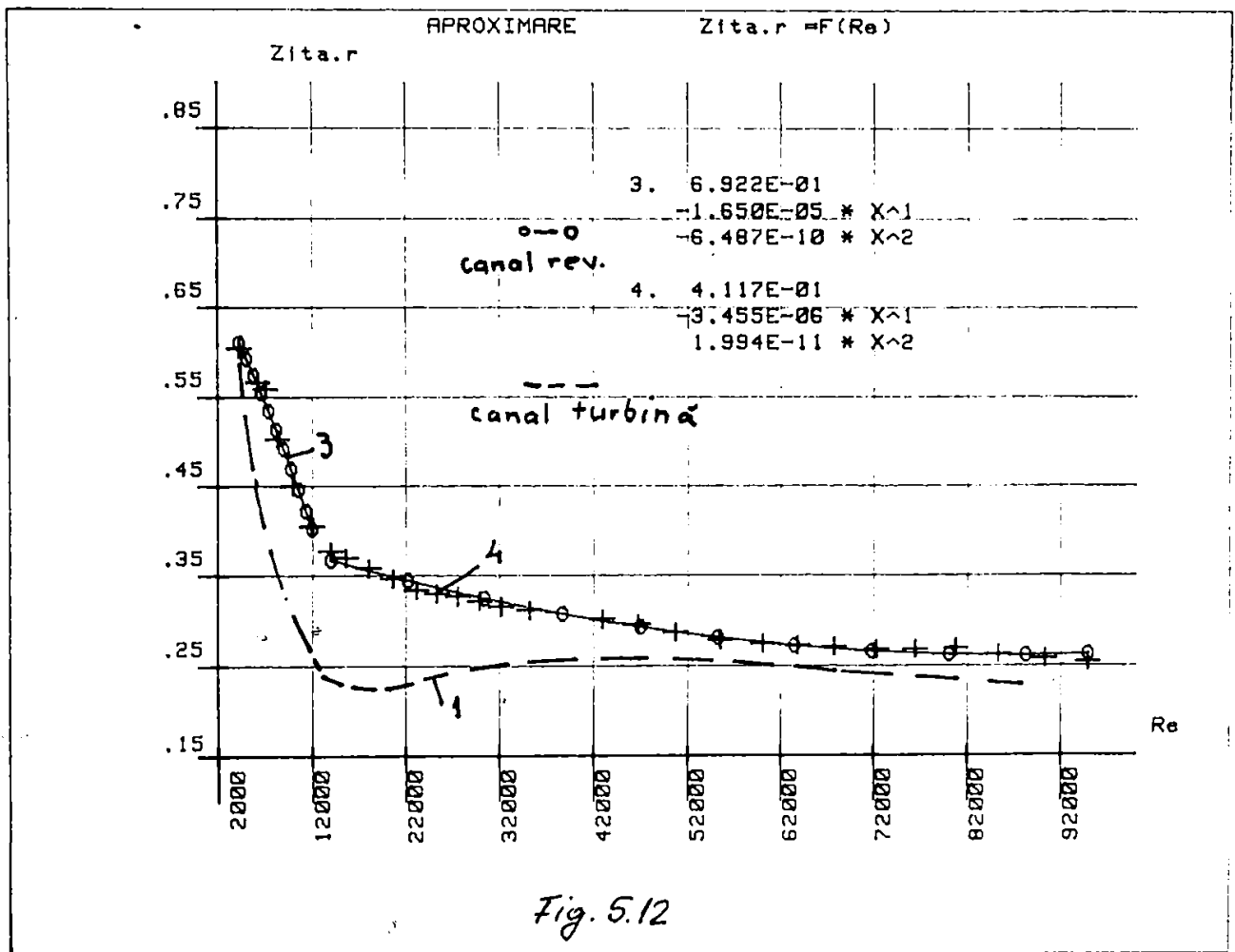
### 5.5 Rezultate experimentale pentru canalul mașinii reversibile tip Francis

În cadrul contractelor de cercetare ale LMI cu COSIIEH Reșița s-au proiectat mai multe variante de modele de rotoare specifice mașinilor reversibile de înaltă și medie cădere /14/. Așa cum rezultă din § 4.2.3.2, forma canalului interpaletar rotorice al mașinii reversibile diferă substanțial de cea corespunzătoare canalului rotorice aferent turbinei Francis de turaj specifică joasă.

Montarea în stațiune a unui astfel de model de canal, realizat la scara geometrică de  $1/3$  față de modelul proiectat de  $\varnothing = 500$  mm și  $n_{sp} = 105$  rot/min, a permis, în condițiile respectării metodologiei încercărilor descrisă anterior, determinarea coeficientului de pierdere caracteristic atât pentru regimul de funcționare ca turbină, cât și pentru regimul de pompare.

### 5.5.1. Rezultate privind funcționarea în regim de turbinare

Menținându-se ca secțiune de referință pentru regimul de turbinare secțiunea de la ieșire din canal, în fig.5.12 se redau comparativ dependențele  $\zeta_r = f(Re)$  atât pentru canalul interpaletar rotoric al mașinii reversibile, cât și pentru cel de turbină în situația  $n = 0$  rot/min. Din această reprezentare rezultă că în întreg domeniul numerelor  $Re$ , coeficientul disipațiilor caracteristic canalului mașinii reversibile are valori mai ridicate. Creșterea este justificată de forma cu totul specială



a canalului rotoric reversibil, în esență diferit ca torsionare spațială și lungime de cel al unei turbine Francis.

Rotăția își manifestă și în acest caz, efectul asupra coeficientului de pierderi hidraulice așa după cum rezulta

din fig.5.13, mai mult în zona laminară și de tranziție laminar - turbulentă. Ca și în cazul canalului de turbină, la numere Re mari există o tendință de nivelare a valorilor coeficientului  $\zeta_r$ , care devine practic insensibil la variația celor doi parametri ai încercării (turația și debitul).

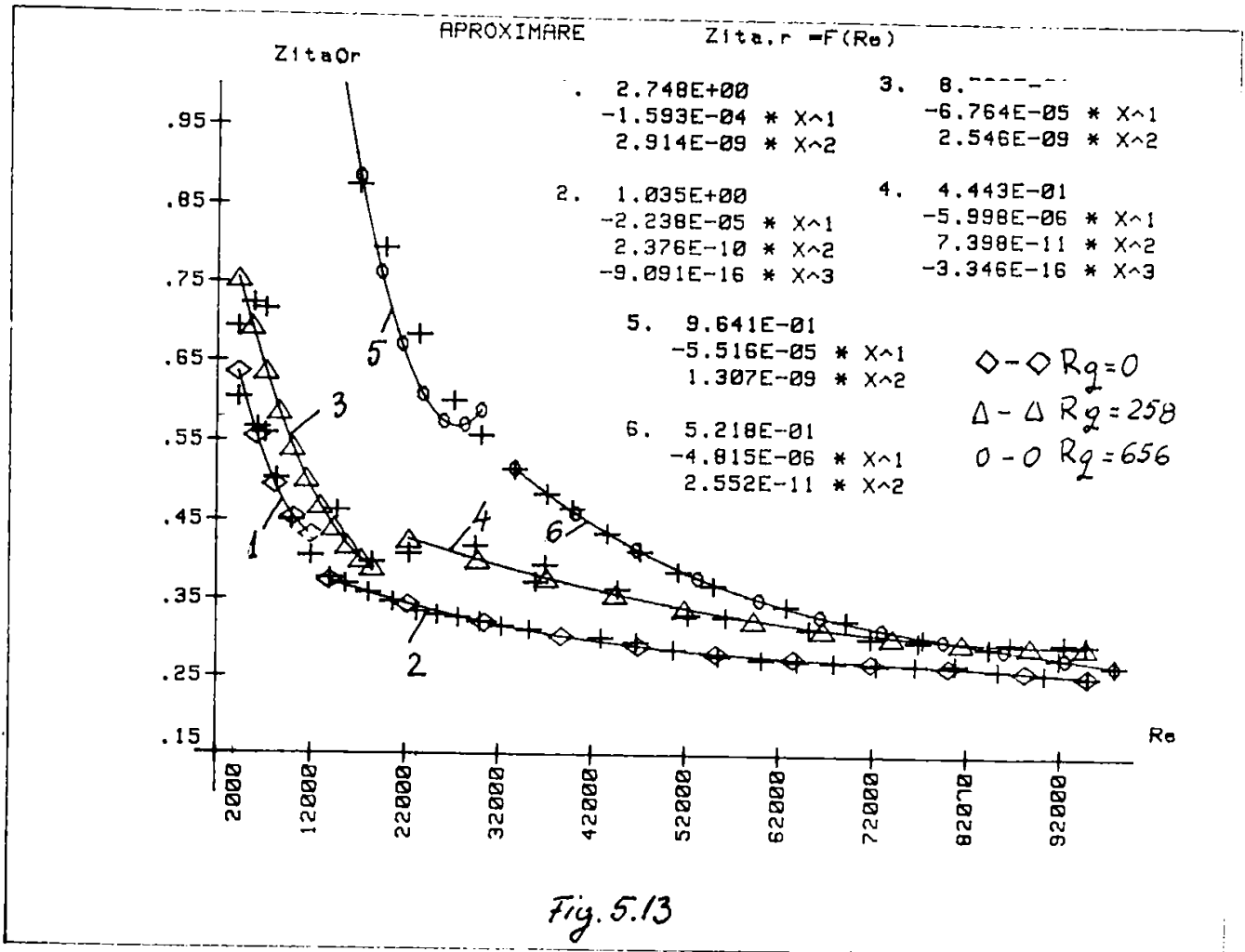
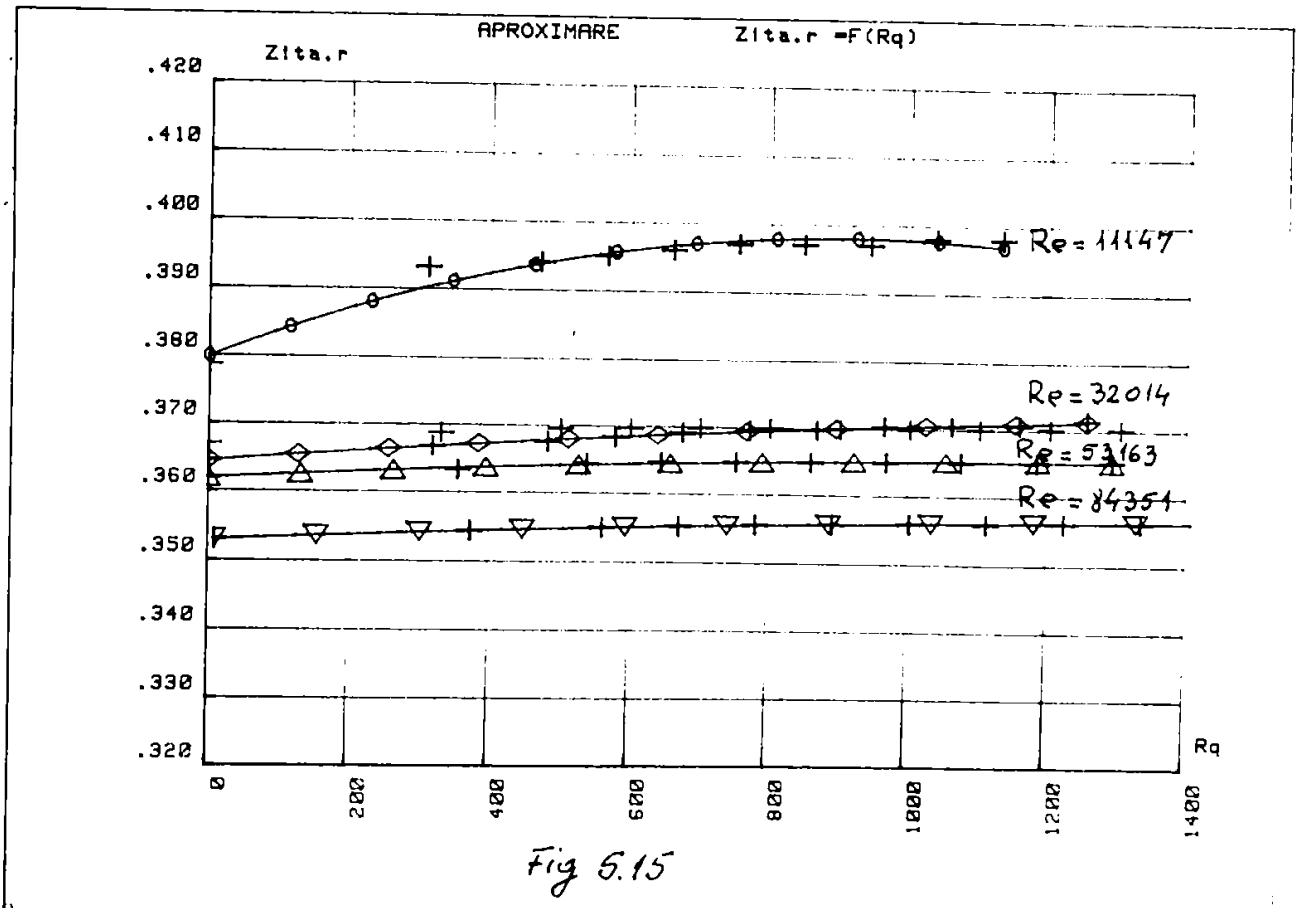
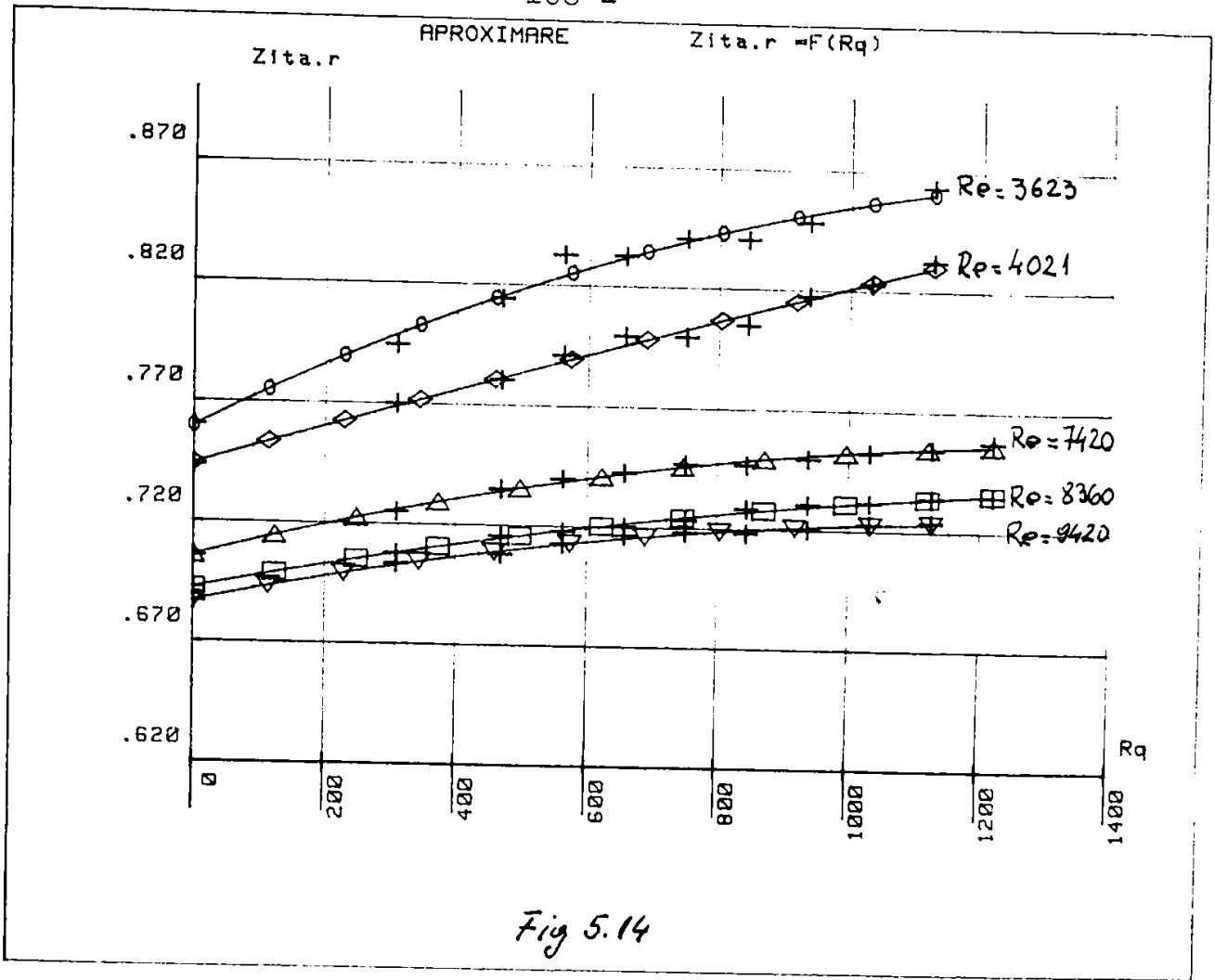


Fig. 5.13

Influența rotației, așa cum s-a arătat, mai pregnantă la numere  $Re$  mici, se observă și din reprezentarea  $\zeta_r=f(R_q)$  redată în fig.5.14. De asemenea, tendința de nivelare valorică a lui  $\zeta_r$  sesizată la numere  $Re$  mari, este confirmată și de funcțiile empirice reprezentate în fig.5.15.



5.5.2 Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar al rotorului reversibil, funcționând în regim de pompare

Pnetru regimul de pompare, canalul interpaletar rotoric este un difuzor cu torsionare spațială.

Curgerea în difuzoare plane, de secțiune dreptunghiulară este de complexitate ridicată, existând în literatură o serie de preocupări pentru elucidarea ei în cazul difuzorului fix și chiar rotitor /15/, /81/, /62/, /63/, /123/.

Difuzoarele realizează, în primul rând, o transformare a energiei cinetice a curentului în energie potențială de presiune, cu importante pierderi, generate de însăși desfășurarea fenomenului de curgere, care presupune pe lângă disipația vâscoasă, apariția desprinderii stratului limită și existența unor zone de stagnare sau turbionare.

După Nekrasov /146/, pierderile hidraulice caracteristice difuzoarelor sînt structurate pe două grupe, ce cuprind pierderi longitudinale de frecare  $h_{pfr}$  și respectiv cele datorate desprinderilor și turbionilor ( $h_{pdt} + h_{pt}$ ):

$$h_{pd} = h_{pfr} + h_{pdt} + h_{pt} \quad (5.10)$$

în care, exprimînd pierderile cu relațiile lui Darcy, Weissbach și Borda - Carnot modificată:

$$h_{pfr} = \lambda \frac{ldif}{dh} \frac{V_1^2}{2g}; \quad h_{pdt} = S_d \frac{V_1^2}{2g}; \quad h_{pt} = k \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \quad (k < 1)$$

se obține în final o expresie a coeficientului de pierderi în difuzor:

$$S_d = \frac{\lambda}{8 \sin^2 \alpha} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \quad (5.11)$$

în care  $\lambda$  este coeficientul pierderilor distribuite și  $n = S_2/S_1$ , coeficientul de evazare.

O altă caracteristică a difuzorului o constituie eficiența acestuia sau coeficientul de restituire (transformare) a energiei cinetice. O. Popa /99/ exprimă acest coeficient în forma:

$$\eta_d = 1 - \frac{S_d}{1 - \frac{1}{n^2}} = 1 - \varepsilon \quad (5.12)$$

care reprezintă de fapt raportul între coeficientul de recuperare a presiunii statice  $C_p$  și cel ideal  $C_{pi}$ , se poate exprima:

$$\eta_d = \frac{C_p}{C_{pi}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho/2 (V_1^2 - V_2^2)} \quad (5.13)$$

Utilizarea în relația (5.13) a valorilor medii pe secțiune, pentru presiuni și înălțimi pentru viteze (neglijând coeficientul lui Coriolis,  $\alpha$ ), conduce, prin neglijarea fenomenelor turbionare și de stagnare care distorsionează repartițiile de presiuni și viteze, la valori posibil supraunitare a eficienței .

Aceste considerații sînt valabile în special în cazul difuzoarelor plane.

Curgerea în canalele interpaletare rotorice ale turbomașinilor, cînd acestea sînt de tip difuzor, este de complexitate mult mai mare, fiind afectată atît de torsionarea spațială cît și de forțele centrifuge datorate rotației.

Ferguson /147/ analizează curgerea în spațiul nepaletat al rotoarelor centrifugale de pompă sau turbocompresor și ajunge la concluzia că, în acest caz relativ simplu, curgerea este foarte complexă, iar o metodă de determinare a eficienței sau performanțelor difuzorului astfel considerat, va fi posibilă pe baza dezvoltării teoriei stratului limită tridimensional.

Bobok /25/, /26/ arată că, în cazul fluidului real sub efectul vîscozității, modelul curgerii în rotorii turbomașinilor este foarte complicat. Stratul limită crește pe suprafețele inelului și coroanei rotorice și pe suprafețele paletelor ce delimitează canalul interpaletar. Dezvoltarea stratului limită și apariția desprinderilor sînt cauzele pierderilor hidraulice în rotorii turbomașinilor. Simplificînd fenomenul, Bobok /25/ consideră că în canalele interpaletare rotorice de pompă, pierderile hidraulice sînt datorate șocului  $h_{p\dot{s}}$ , frecării  $h_{pfr}$  și desprinderilor și turbionilor  $h_{pdt}$ :

$$h_{pd} = h_{p\dot{s}} + h_{pfr} + h_{pdt} \quad (5.14)$$

La regimul optim, pierderile prin șoc se anulează, ajungîndu-se de fapt la relația(5.10).

În cazul stațiunii specializate din IJHI în determinarea pierderilor hidraulice în conducte și canale rotitoare, la canalul interpaletar reversibil încadrat și care are atașate

zone de egalizare amonte și aval, nu se pune problema pierderilor prin șoc, determinându-se un coeficient global  $\zeta_{rp}$  raportat la secțiunea de intrare în canal.

Menținând în condițiile reversibilității curgerii în canal și a inversării sensului rotației, notațiile din fig.4.36, coeficientul de pierdere raportat la intrare este determinabil cu relația:

$$\zeta_{rp} = \frac{\Delta p_{e-i}}{\rho/2 \omega_i^2} - \left[ \left( \frac{\omega_e}{\omega_i} \right)^2 - 1 \right] + \frac{\omega^2}{\omega_i^2} (r_i^2 - r_e^2) \quad (5.15)$$

Determinările experimentale, pentru cazul  $n=0$  rot/mir sînt prezentate în fig.5.16, în comparație cu cele obținute pe un difuzor plan curbat [123] și pe un rotor de pompă [25]. Atît valorile cît și alura sînt asemănătoare, ceea ce confirmă justetea experimentului.

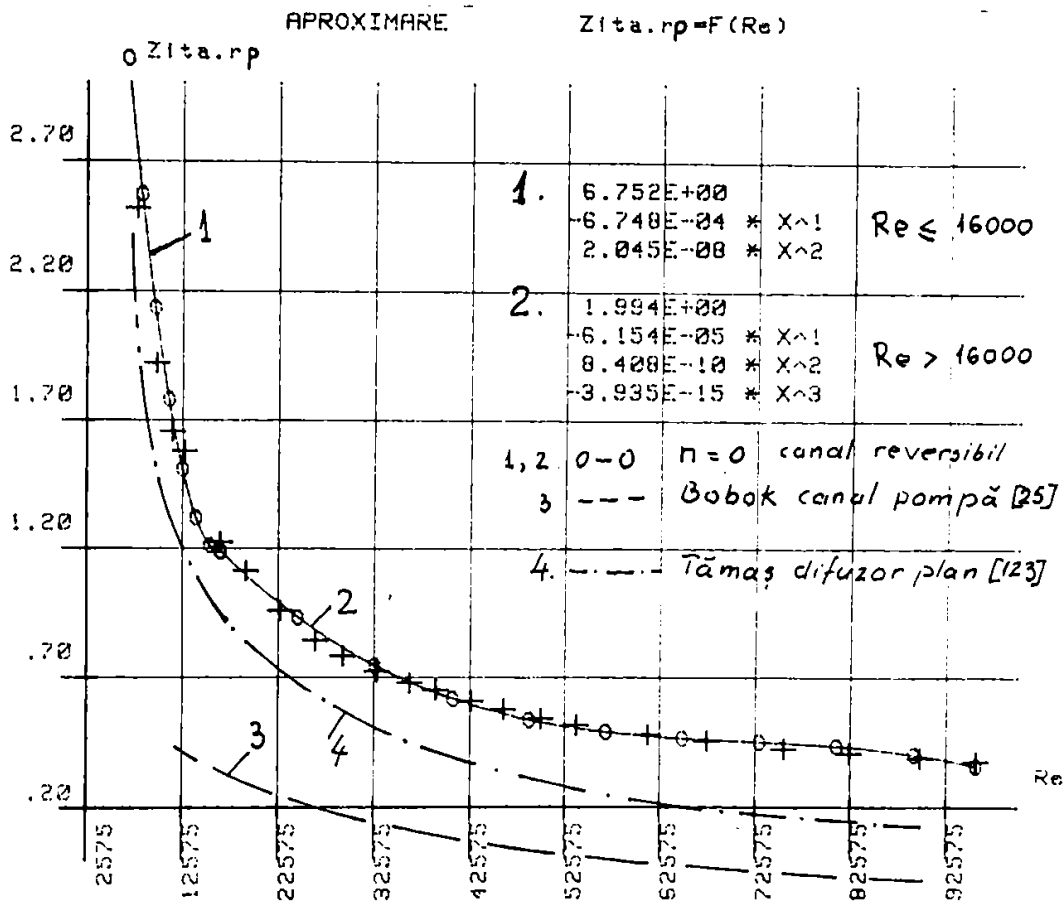


Fig. 5.16.

Pentru evidențierea efectelor rotației, s-au selectat următoarele valori ale rotației:  $n = 165; 300; 400; 500$  rot/min, ce corespund numerelor Rossby,  $Rq = 208; 375; 501; 625$ . În fig. 5.17 sînt redată grafic dependențele  $\zeta_{rp} = f(Re_i)$ , împreună cu expresiile analitice ale funcțiilor empirice obținute cu metoda celor mai mici pătrate. La numere  $Re$  mari apare o diferențiere netă a valorilor  $\zeta_{rp}$  cu rotația, ceea ce se explică atît prin accentuarea influenței turbionului relativ, dar și datorită interacțiunii dintre stratul limită desprins și curgerea exterioară acestuia într-un gradient de presiune advers. Valorile numerice sînt mult superioare cazului funcționării în regim de turbinare.

O reprezentare de tipul  $\zeta_{rp} = f(Rq)$ , cu numărul  $Re$  parametru, evidențiază de asemenea influența rotației (fig. 5.18) și (fig. 5.19), mai redusă la numere  $Re$  mici.

#### 5.6 Concluzii privind rezultatele experimentale obținute la determinarea pierderilor hidraulice în canalele interpaletare rotorice de turbină și turbină - pompă tip Francis.

Rezultatele experimentale evidențiază variația coeficienților de pierderi de tip  $\zeta_r$ , în funcție de natura regimului de mișcare prin numărul Reynolds, de rotație prin numărul Rossby, pentru canale interpaletare rotorice fixe și rotitoare, specifice turbinelor și turbinelor-pompe tip Francis.

În general, atît alura dependențelor obținute cît și valorile numerice, sînt confirmate de încercările efectuate de alți autori pe conducte și canale cu axă de simetrie plană /43/, /123/.

Determinările efectuate direct pe modele ale canalelor interpaletare rotorice torsionate spațial și rotitoare constituie o premieră în literatura de specialitate.

În ceea ce privește modelul canalului interpaletar extras din turbina F 580 VX, s-a stabilit că rotația are o influență pregnantă la numere  $Re$  mici și redusă la numere  $Re$  mari, atunci cînd funcționarea este în regim de turbinare. La funcționarea în regim de pompare, influența rotației se accentuează la numere  $Re$  mari, cauzele fiind subliniate la paragrafele respective.

În cazul canalului interpaletar rotoric al mașinii reversibile, alura dependențelor  $\zeta_{rp} = f(Re)$  și  $\zeta_{rp} = f(Rq)$  este similară ca formă atît pentru regimul de turbinare cît și pentru cel de pompare cu cele corespunzătoare canalului rotoric de turbină, valorile



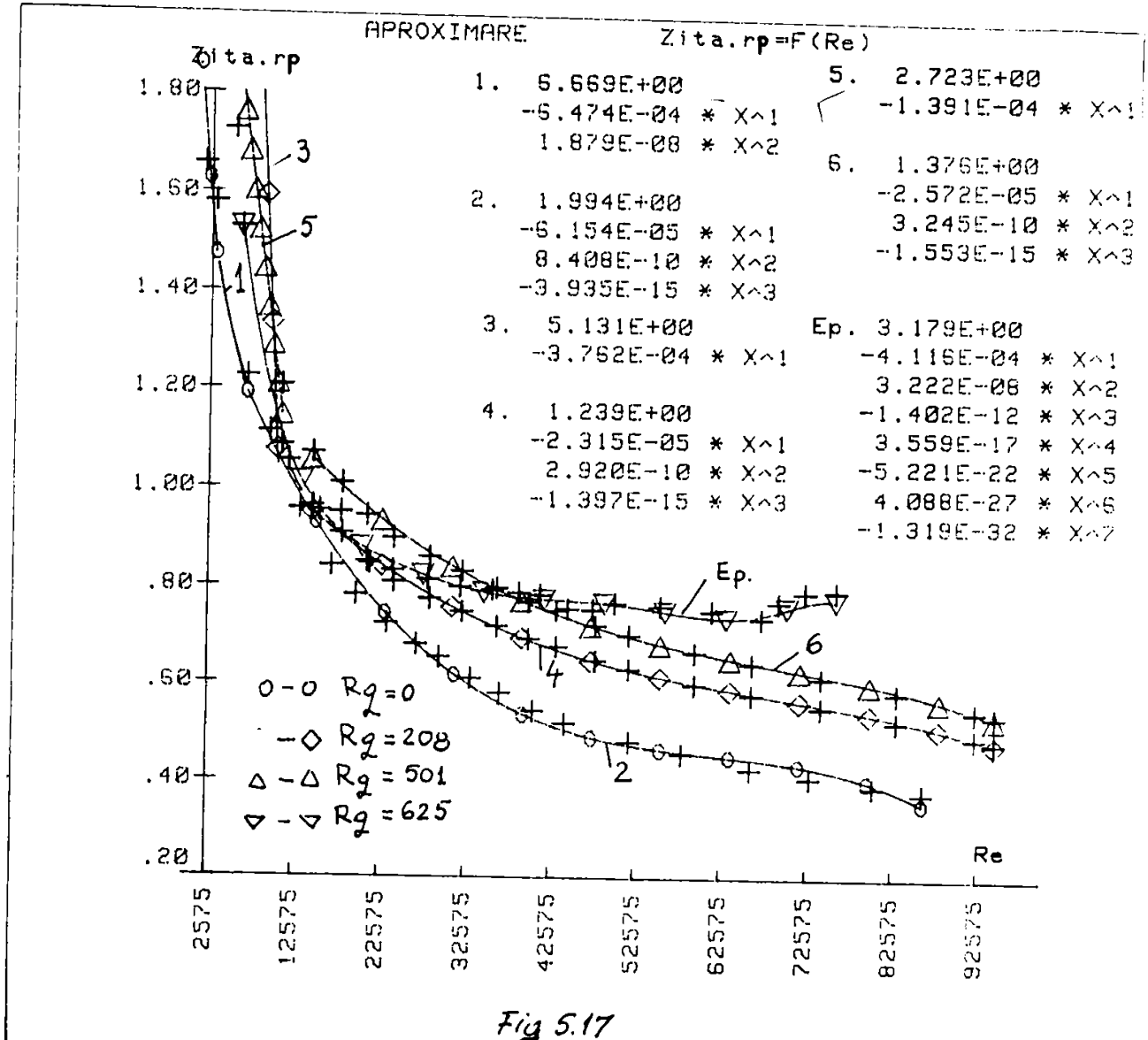


Fig 5.17

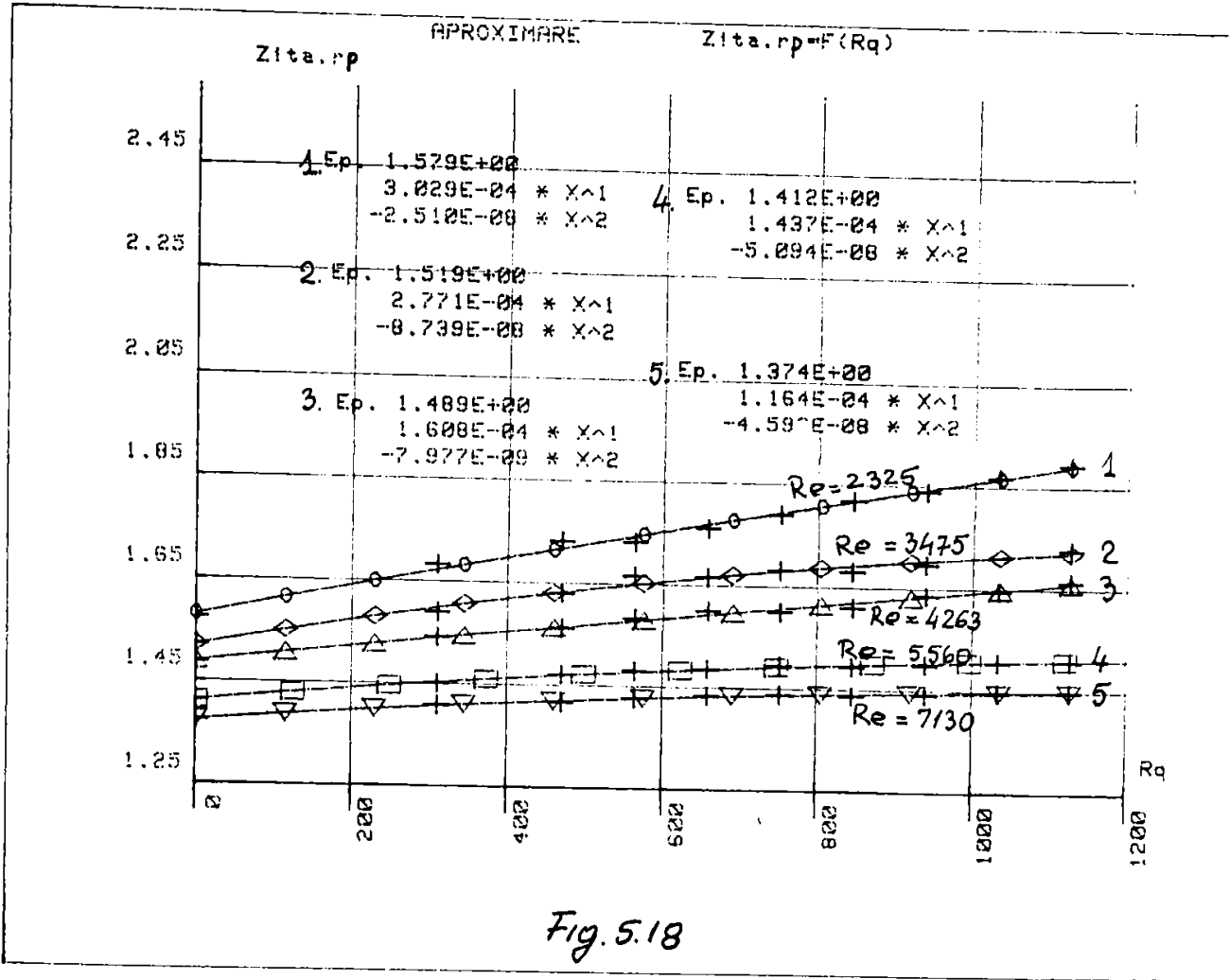


Fig. 5.18

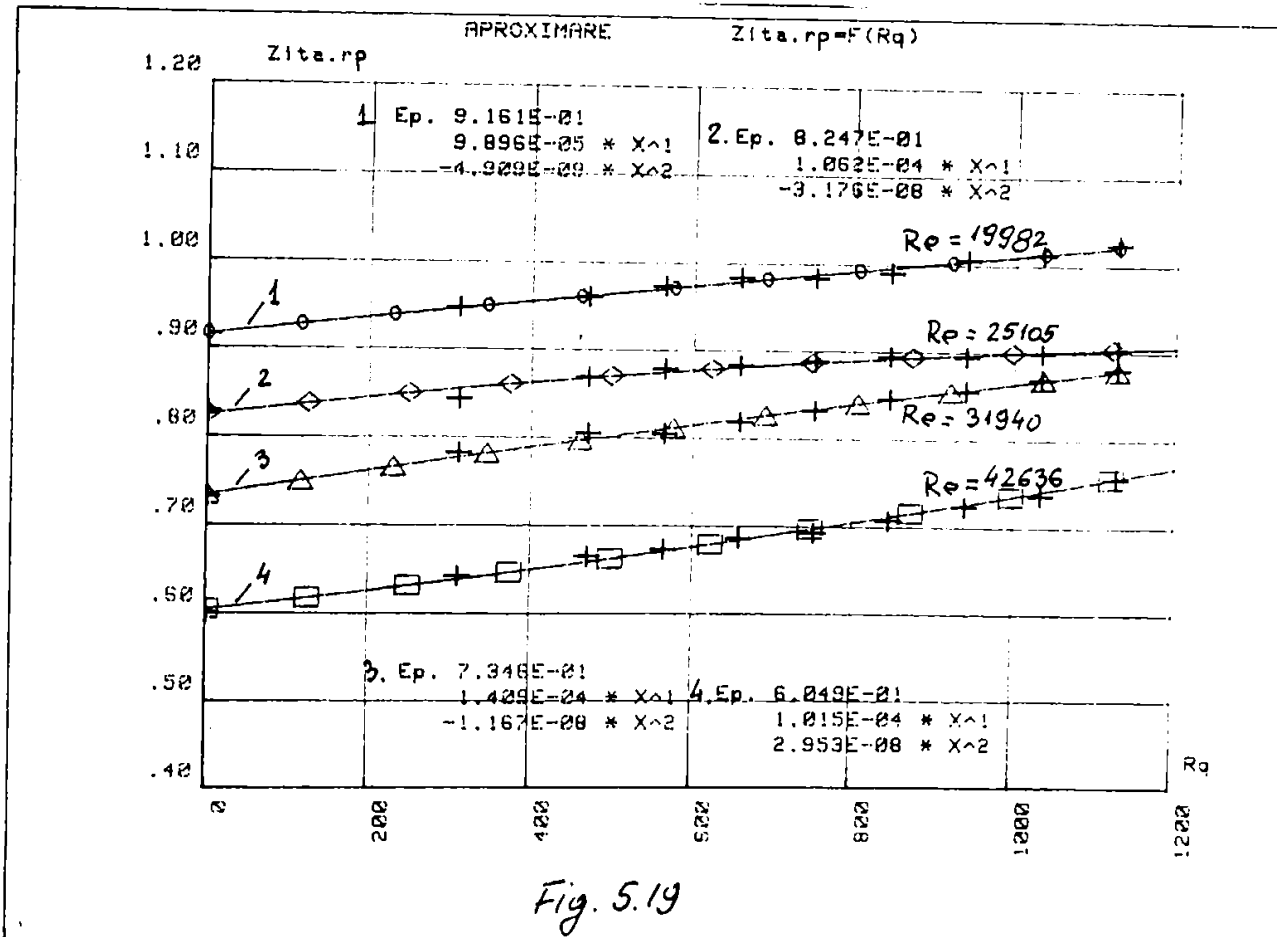


Fig. 5.19

numerice omoloage fiind însă superioare.

De asemenea se remarcă creșterea influenței turației asupra valorilor coeficientului  $\zeta_p$  la numere Re mari, în special în regimul de pompare.

Utilizarea valorilor coeficienților de pierderi obținuți experimental, cu respectarea similitudinii cinematice, în relațiile de bilanț energetic ar fi posibilă numai în jurul punctului optim de funcționare, deoarece construcția modelelor prezentată pînă aici, este pentru intrarea fluidului în canalul interpaletar în condițiile școlului nul.

Investigarea și evidențierea pierderilor prin șoc la intrare în rotor, ar permite atât extinderea domeniului de utilizare a coeficienților de pierderi determinați experimental, cît și posibilitatea separării pierderilor hidraulice specifice rotorului și ponderea lor în tabloul disipațiilor energetice în întreg domeniu de funcționare al mașinii.

## C A P I T O L U L VI

Determinarea experimentală a pierderilor prin șoc la intrare în rotorul de turbină și analiza ponderii pierderilor hidraulice din rotor față de pierderile totale

### 6.1 Determinarea experimentală a pierderilor prin șoc

Pentru extinderea valabilității rezultatelor experimentale pe un cât mai larg domeniu de funcționare a turbinelor hidraulice, s-a trecut la modelarea pierderilor prin șoc de la intrarea în rotor.

În cazul unei turbine Francis, direcția vitezei absolute a curentului de la ieșire din aparatul director, respectiv intrare în rotor, compusă cu viteza de transport "u", poate să ducă la o viteză relativă "w<sub>1</sub>" tangentă la primul element al paletii sau înclinată față de paletă /5/. În primul caz nu apar pierderi, iar în al doilea fenomenul este similar unui cot ascuțit și deci apar pierderi hidraulice apreciabile, în special atunci când regimul de funcționare diferă mult de regimul optim /5/.

Pentru crearea unei diferențe unghiulare  $\Delta\beta$  a curentului de fluid la intrare, față de direcția constructivă dată de înclinarea paletii rotorice, s-a procedat la montarea elementului amonte de alimentare al canalului interpaletar rotoric (pentru modelul caracteristic variantei F 580 VX), la un unghi de  $\Delta\beta = \pm 10^\circ$  față de direcția normală așa cum rezultă din fig.6.1.

În cazul regimului optim de funcționare, triunghiul vitezelor de la intrare este reprezentat în fig.6.2a. De aici rezultă:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{u_1 - v_{u1}}{v_{m1}} \quad (6.1)$$

în care  $v_{u1}$  reprezintă necunoscuta posibil de calculat în ipoteza ieșirii axiale, când  $\eta_h gH = u_1 v_{u1}$  /5/. Relația:

$$v_{m1} = \frac{u_1 - \frac{\eta_h gH}{u_1}}{\operatorname{ctg} \beta_1} \quad (6.2)$$

permite, aplicînd ecuația de continuitate  $Q = v_{m1} \cdot S_1$ , calculul debitului optim de funcționare pentru fiecare turajie de încercare, în condiția cunoașterii valorii .

Pentru o primă estimare a valorii randamentului hidraulic, s-a stabilit modul de explorare a domeniului de funcționare pentru

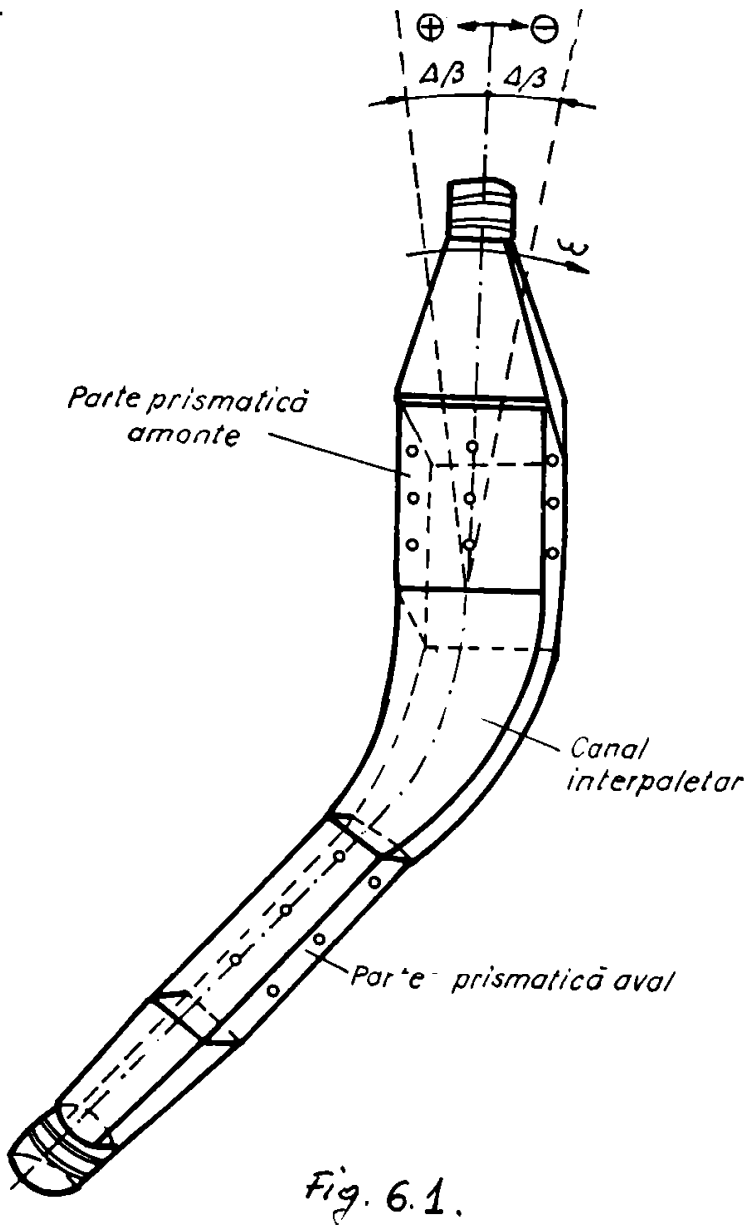


Fig. 6.1.

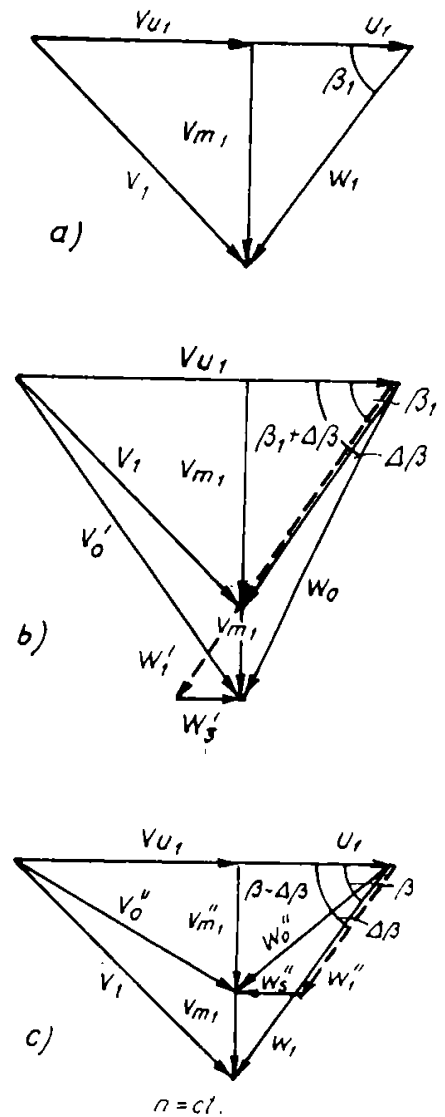


Fig 6.2.

modelul F 580 VX în diagrama universală, pentru valori parametrice ale turației de încercare  $n$ . Astfel, utilizând relațiile de similitudine cinematică (4.19) și (4.20), în care  $H = \frac{\rho D^3 n^2}{\rho g}$ , se pot trage dreptele de egală turație transpuse în diagrama universală experimentală (fig.6.3). Pentru stabilirea valorii randamentului hidraulic în cazul debitului optim de funcționare se trasează o verticală corespunzătoare acestui debit, care la intersecțiile cu dreptele de egală turație oferă concret valorile  $\eta_h$ . Acest pas permite determinarea lui  $v_{m1}$  și a debitului optim ( $\Delta\beta = 0$ ) prin transpunerea în relațiile de similitudine. Cu noua valoare corespunzătoare debitului se determină o nouă valoare a randamentului hidraulic. Calculul este iterativ, dar rapid convergent.

În cazul variației unghiului de intrare a curentului  $\Delta\beta = +10^\circ$  (fig.6.2b), va apărea un vector de șoc  $w'_s$  care satisface relația vectorială  $\bar{w}'_0 = \bar{w}'_1 + \bar{w}'_s$ , iar:

$$\text{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta) = \frac{u_1 - \eta_h g H / u_1}{\sqrt{v'_m}} \quad (6.3)$$

$$\sqrt{v'_m} = \frac{u_1 - u_1 / \eta_h g H}{\text{ctg}(\beta_1 + \Delta\beta)} \quad (6.4)$$

Metodologia de obținere a debitului  $Q'$  în acest caz este similară cu cea prezentată mai sus, cu specificația că valorile randamentului hidraulic, s-au ales în primă aproximație de la intersecția dreptelor de egală turajie cu curbele de egal randament din jurul punctului optim.

În mod asemănător, pentru valoarea  $\Delta\beta = -10^\circ$  (fig.6.2c) va rezulta vectorul de șoc  $w''_s$  care satisface relația vectorială  $\bar{w}''_0 = \bar{w}''_1 + \bar{w}''_s$  și :

$$\text{ctg}(\beta_1 - \Delta\beta) = \frac{u_1 - \eta_h g H / u_1}{\sqrt{v''_m}} \quad (6.5)$$

$$\sqrt{v''_m} = \frac{u_1 - \eta_h g H / u_1}{\text{ctg}(\beta_1 - \Delta\beta)} \quad (6.6)$$

Metoda de calcul pentru  $Q''$  este similară.

Cercetările experimentale oferă dependențe  $\zeta_r = f(\eta_e)$  cu valori parametrice ale turajiei  $n = 250; 300; 400; 500$  rot/min pentru  $\Delta\beta = 0^\circ$ , dar și pentru  $\Delta\beta = \pm 10^\circ$ . S-au reprezentat separat, pentru fiecare turajie de funcționare funcțiile  $\zeta_r = f(\eta_e)$ , pentru  $\Delta\beta = 0^\circ$  suprapuse cu cele corespunzătoare valorilor  $\Delta\beta = \pm 10^\circ$  (fig. 6.4, fig.6.5, fig.6.6, fig.6.7).

În ipoteza supraunerii aditive a pierderilor prin șoc în modelul creat cu celelalte pierderi din canal determinate în cazul intrării normale, s-a procedat la separarea acestora considerînd la valori  $Q = \text{ct.}$  că  $\zeta_{\text{șoc}} = \zeta_r|_{\Delta\beta = \pm 10^\circ} - \zeta_r|_{\Delta\beta = 0^\circ}$ :

$$\Delta h_{p\text{șoc}} = \zeta_{\text{șoc}} k (Q' - Q_{\text{opt}})^2 \quad (6.7a)$$

respectiv

$$\Delta h_{p\text{șoc}} = \zeta_{\text{șoc}} k (Q'' - Q_{\text{opt}})^2 \quad (6.7b)$$

"k" conținînd elemente dimensionale specifice intrării în canal.

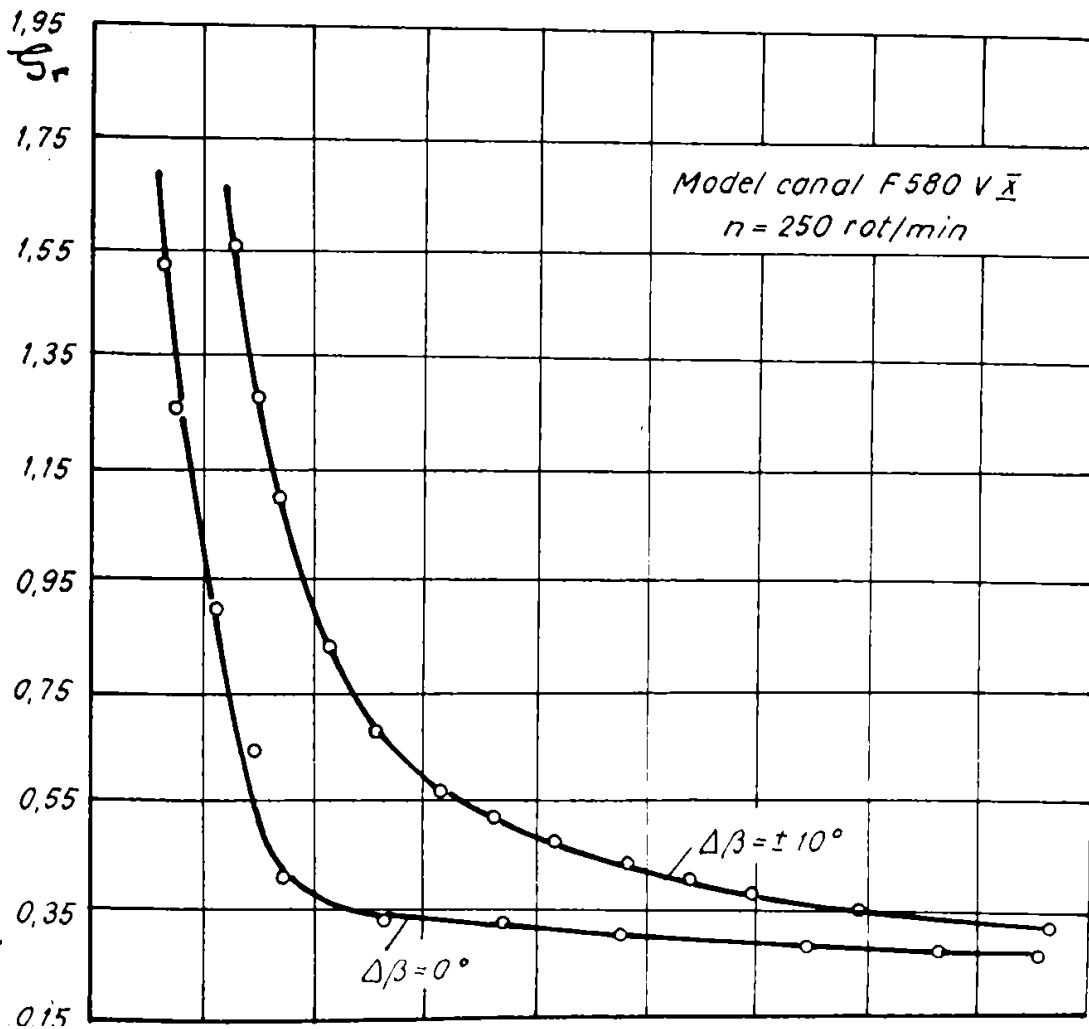
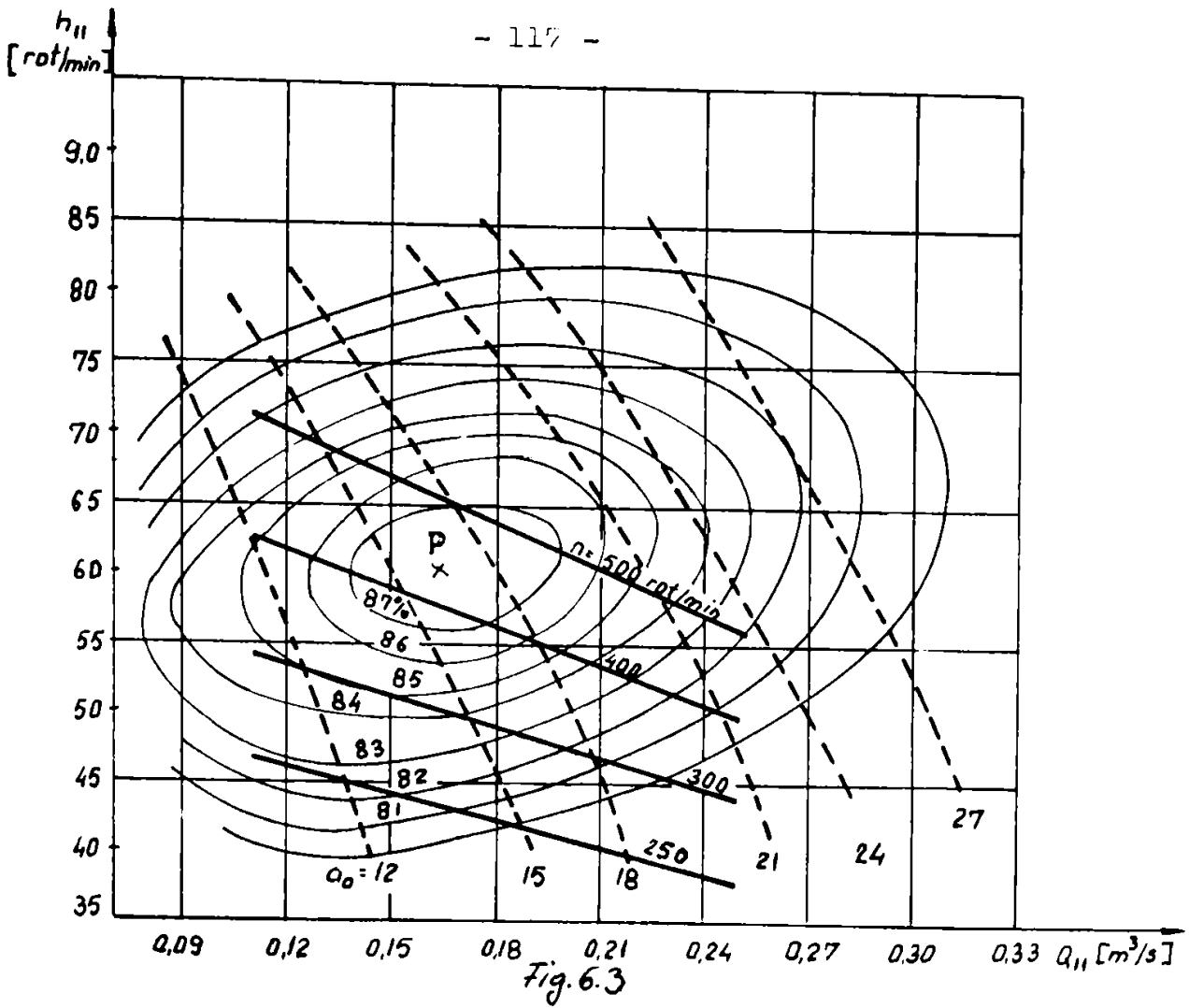
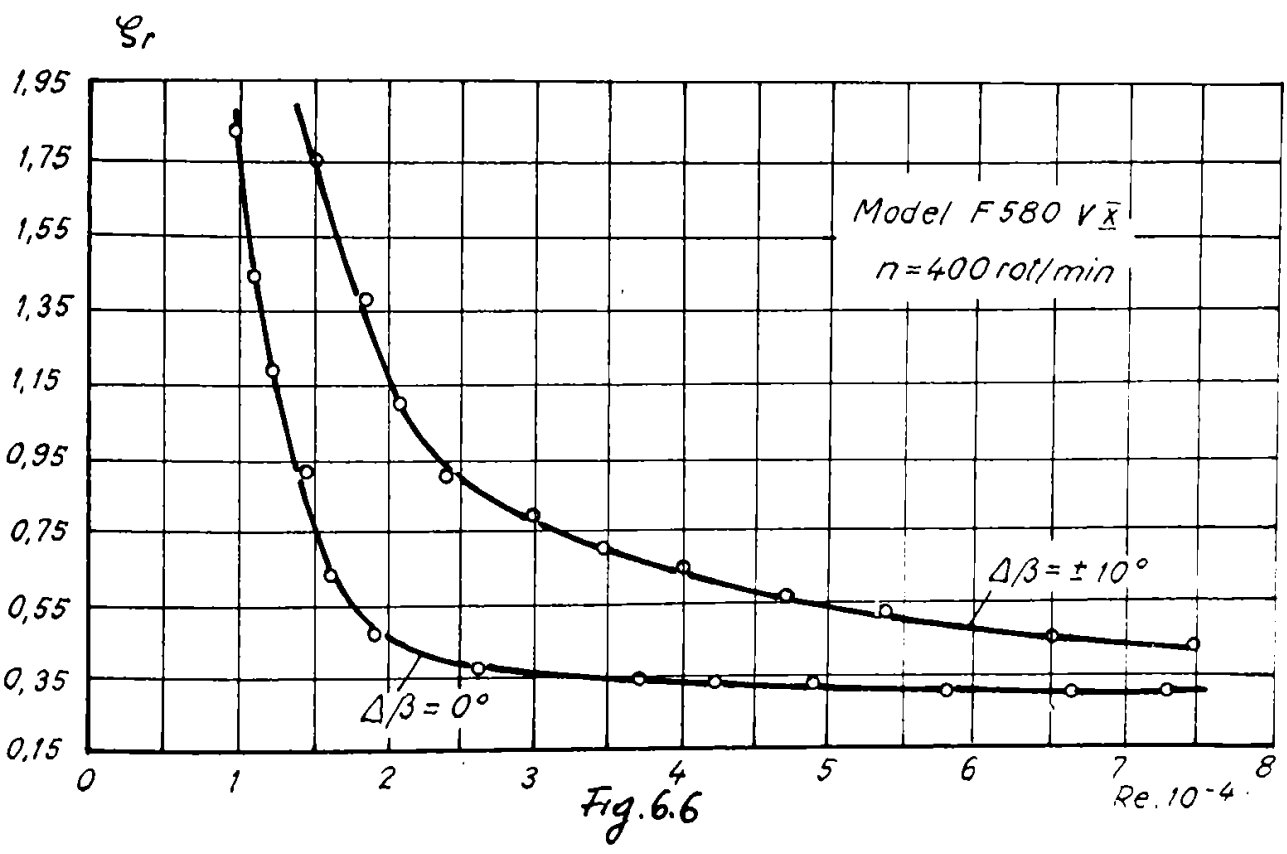
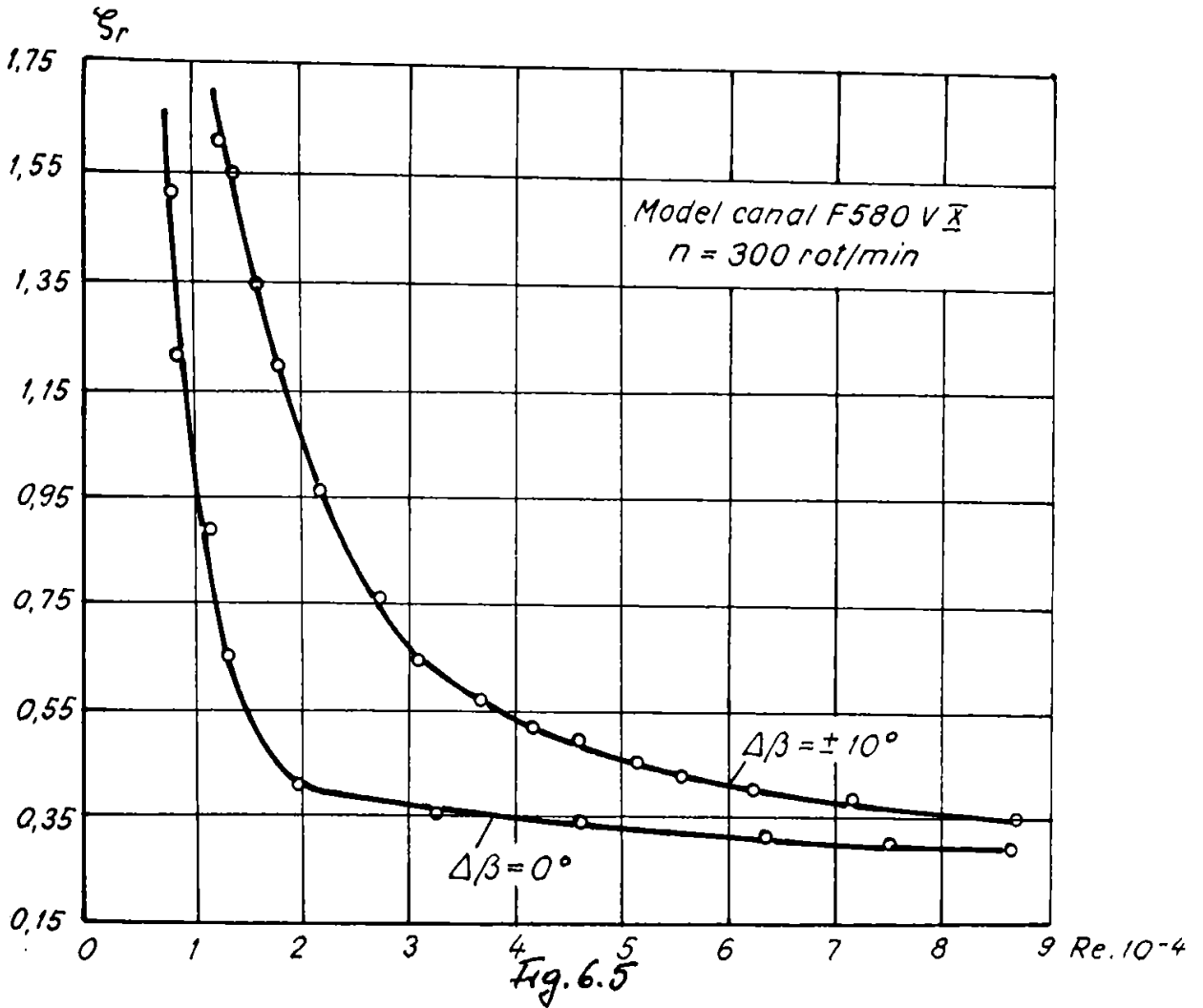


Fig 6.4





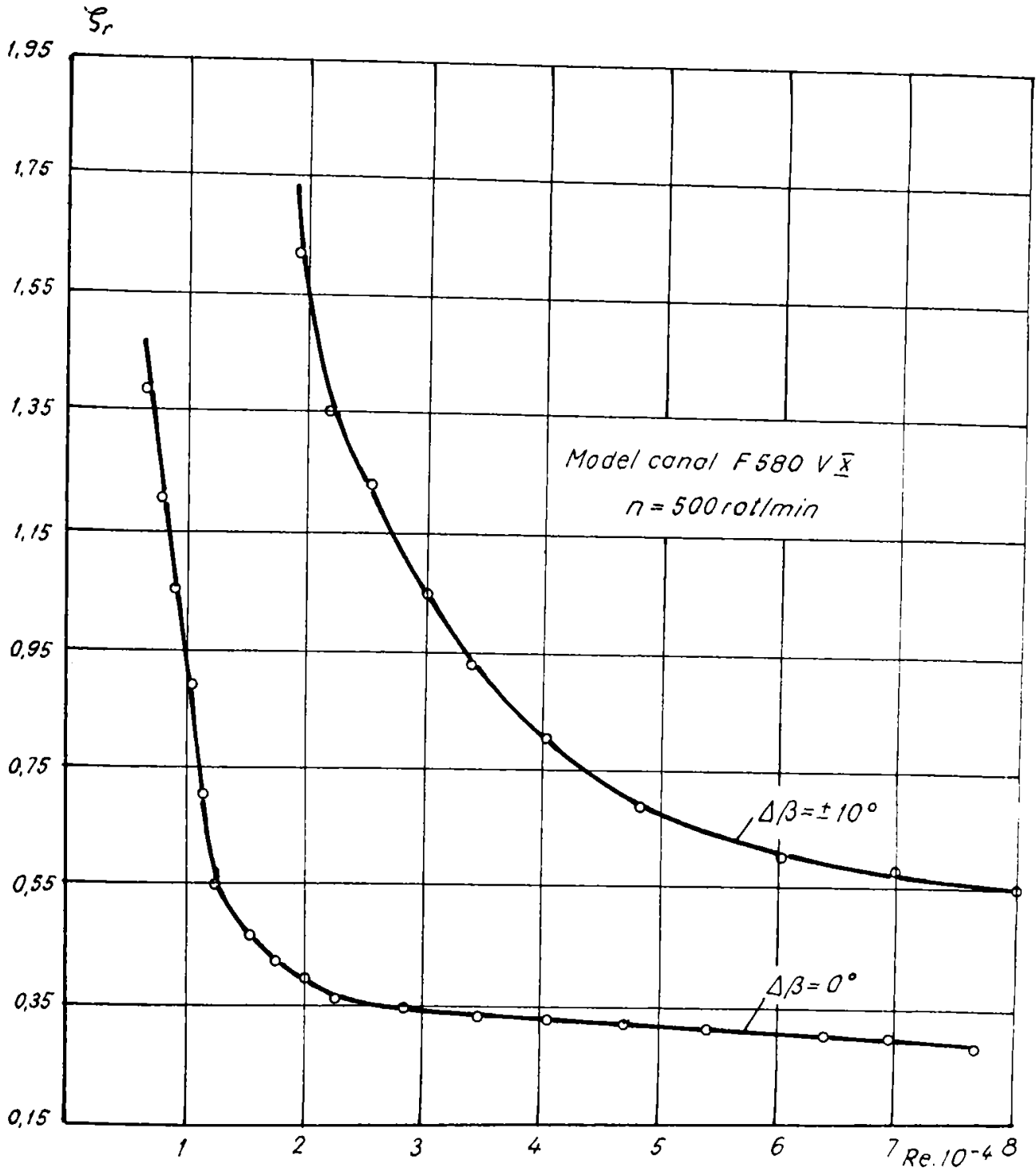


Fig. 6.7

Calculul debitului pentru diferite valori ale turației și  $\Delta\beta = \pm 10^\circ$ , expus mai sus precum și utilizarea relațiilor de similitudine cinematică (4.19) și (4.20) a permis obținerea dependențelor disipațiilor totale din rotor:

$$h_{\text{rotor}} = h_p \Big|_{\Delta\beta=0} + h_{\text{pșoc}} \quad (6.8)$$

în funcție de debit, care sînt evidențiate în valori absolute în fig.6.8.

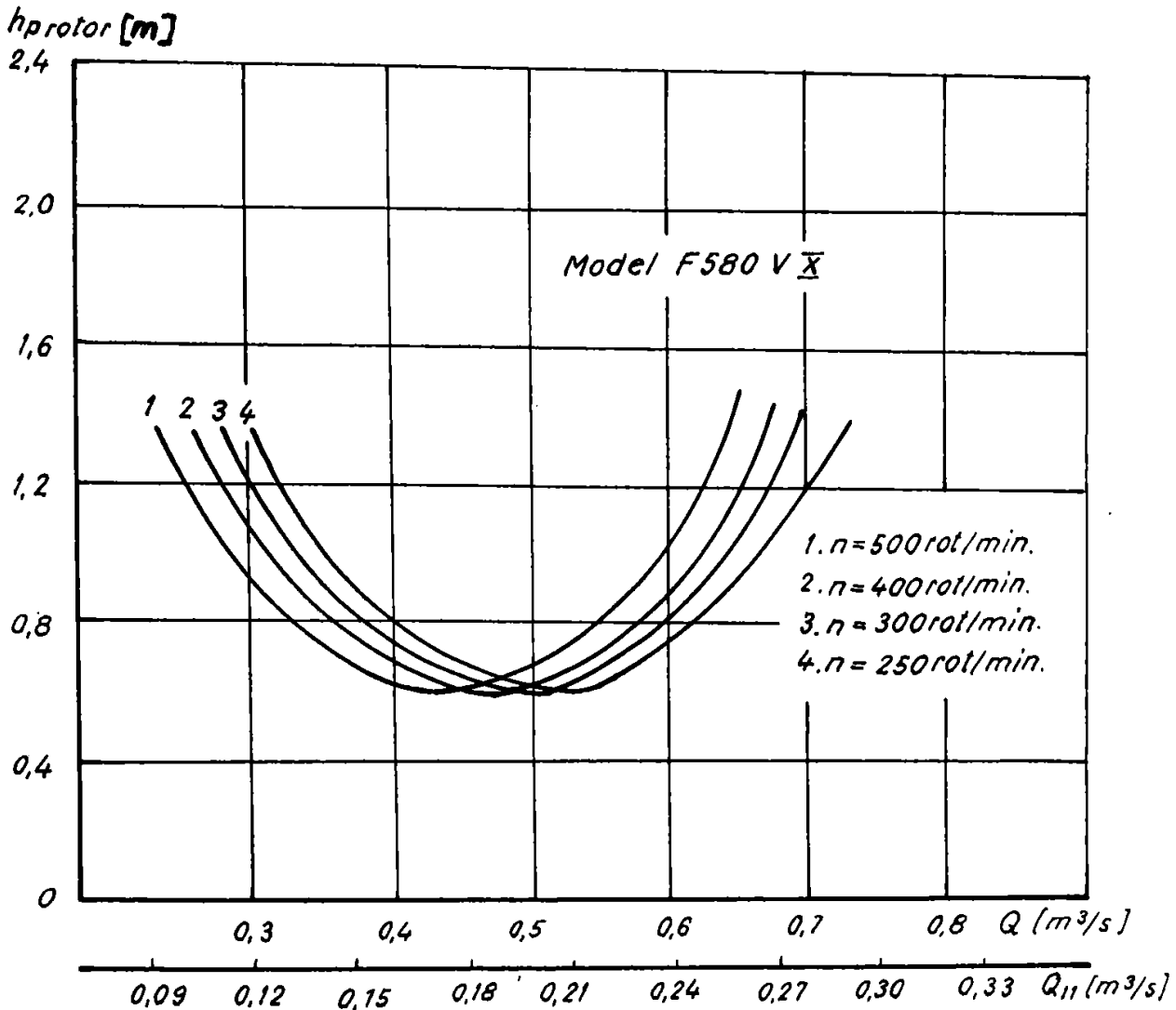
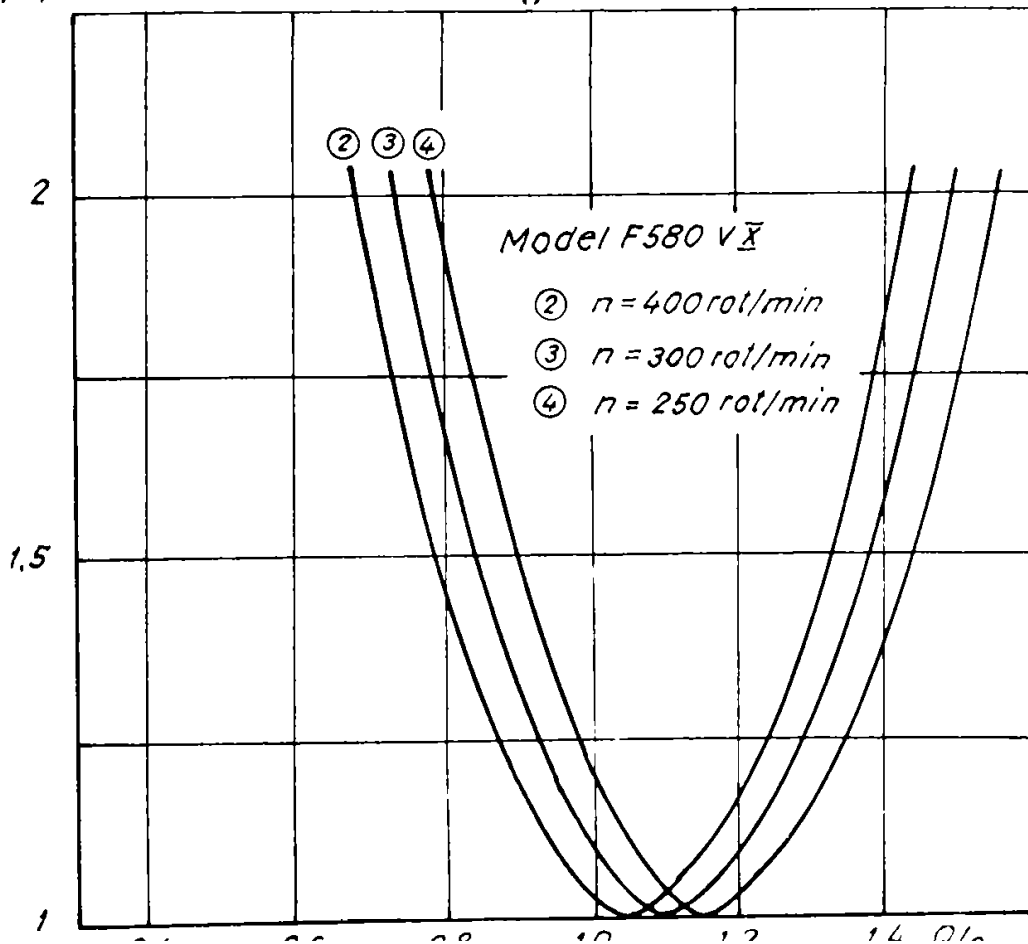
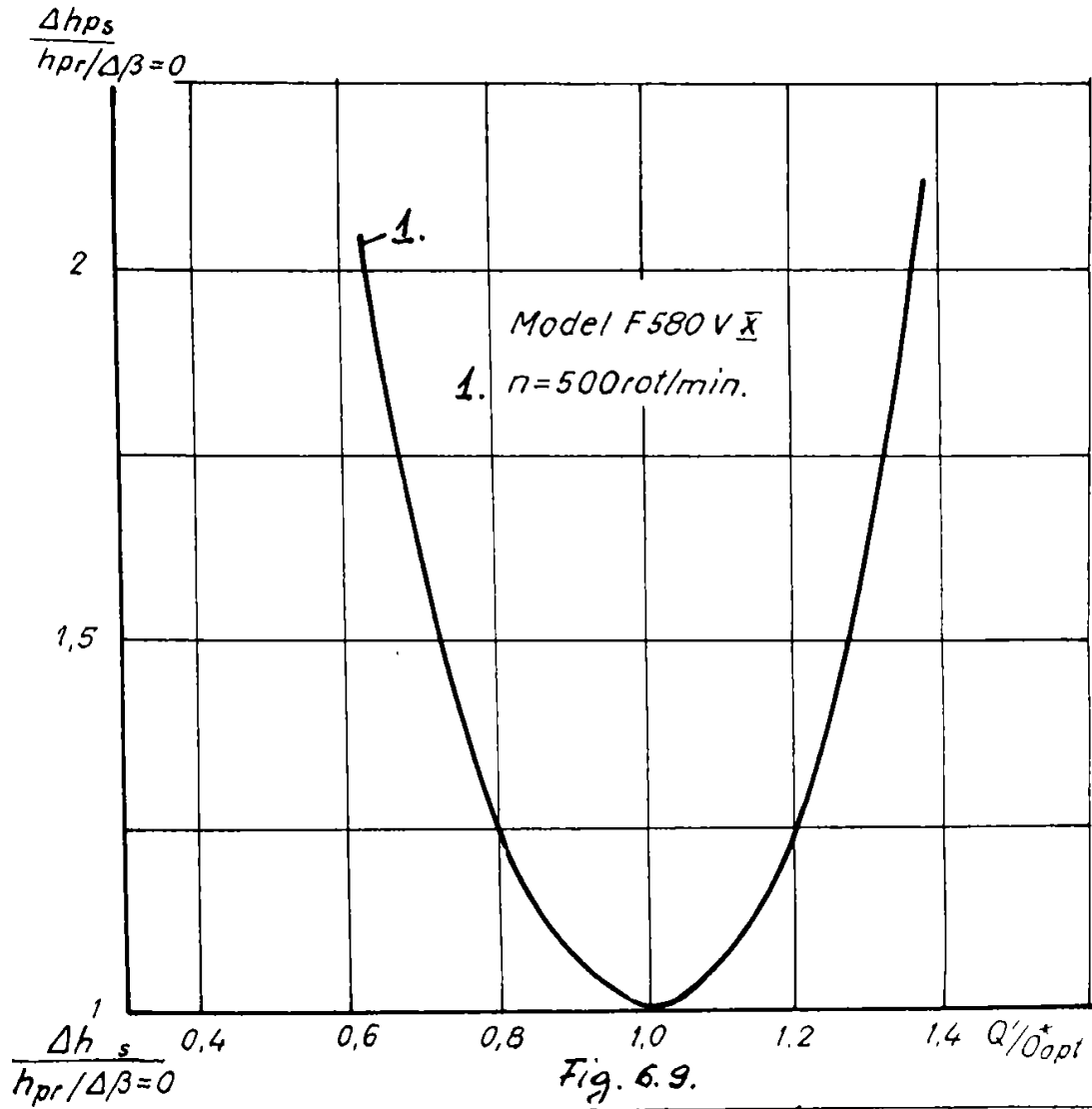


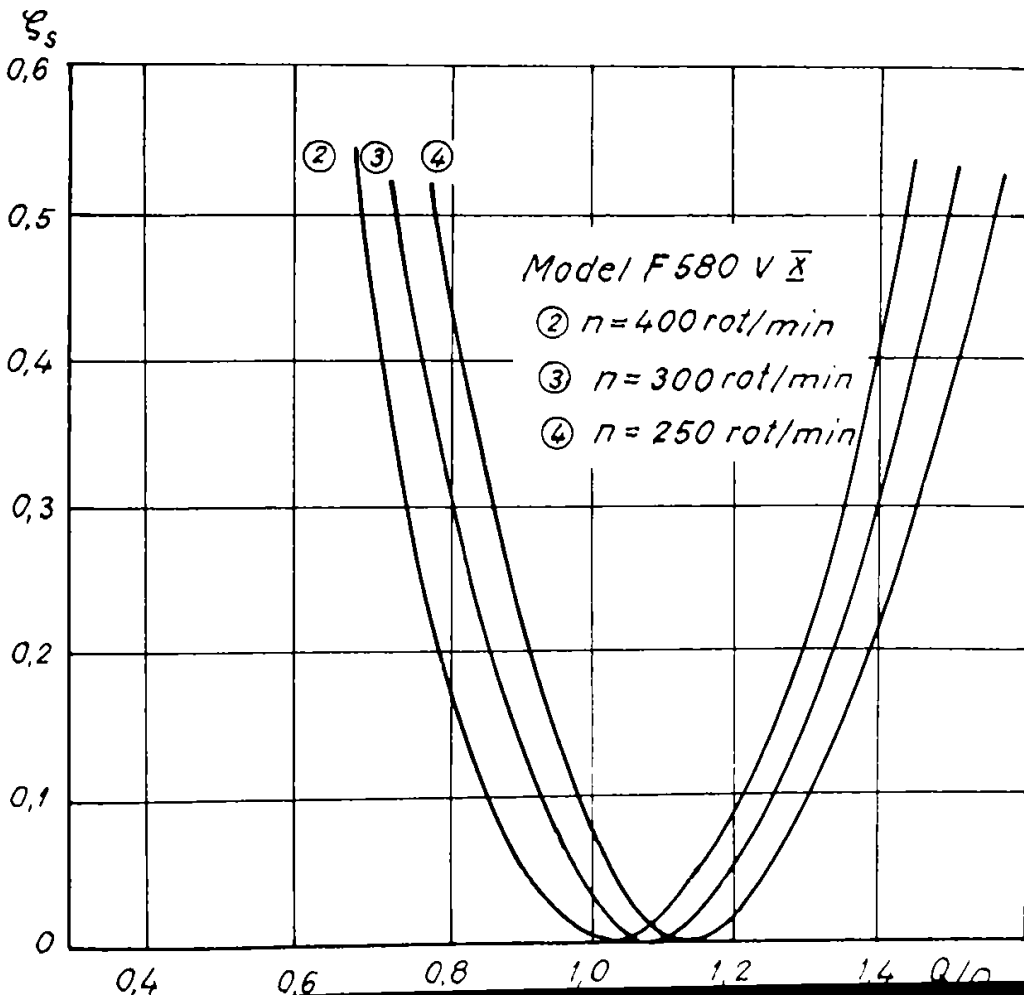
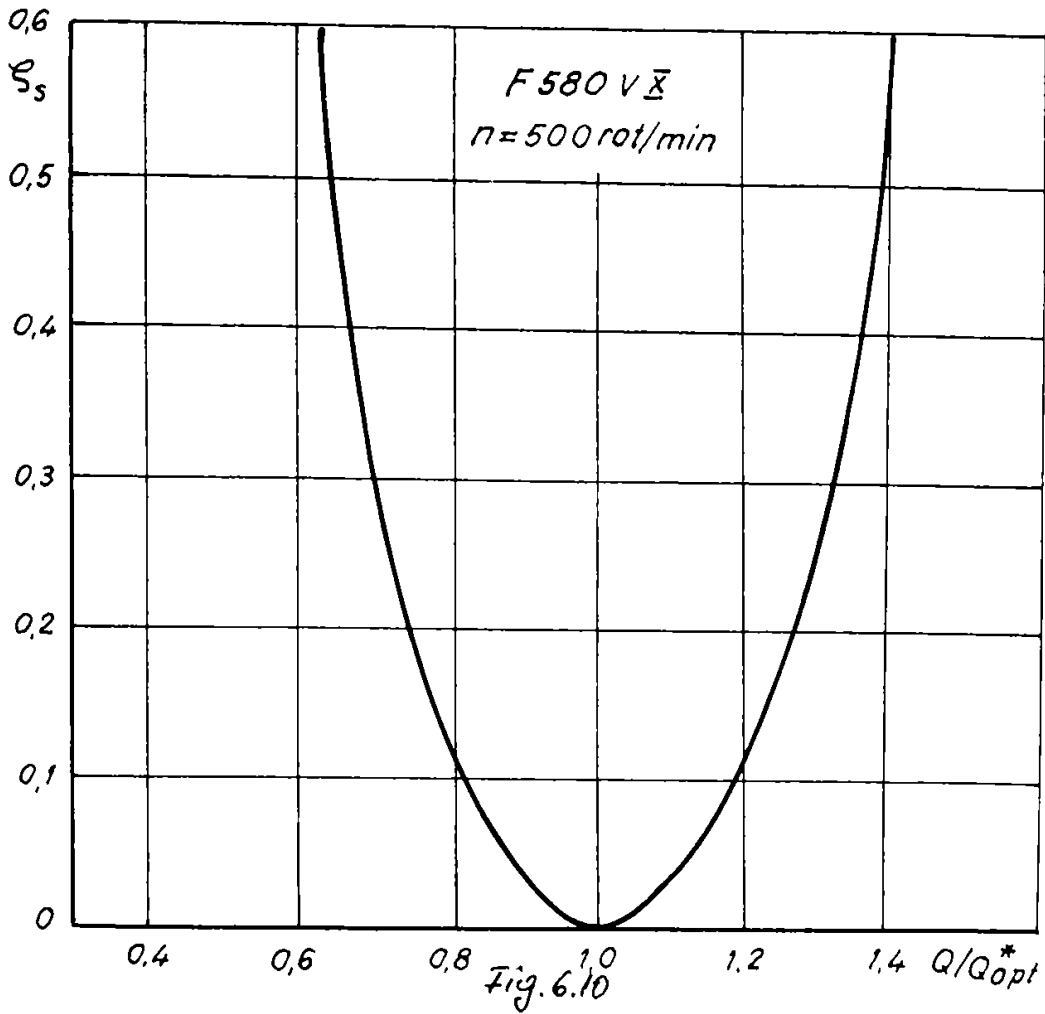
Fig. 6.8

Pentru a stabili ponderea pierderilor ce apar datorită cotelui ascuțit, de fapt a pierderilor prin șoc, s-a trasat dependența  $h_{\text{pșoc}}/h_{\text{pr}} = f(Q/Q_{\text{opt}}^*)$ , unde  $Q_{\text{opt}}^*$  este debitul optim corespunzător turației de  $n=500$  rot/min (fig.6.9), cazurile corespunzătoare celorlalte valori ale turației fiind redată în fig.6.9a

Măsura adimensională a influenței șocului rezultă din dependența coeficientului de pierdere prin șoc  $\zeta_{\text{ș}} = f(Q/Q_{\text{opt}}^*)$  redată în fig.6.10 și respectiv 6.10a.

Atît variația raportului  $h_{\text{pșoc}}/h_{\text{pr}}$  cu debitul.





cît și a coeficientului de pierdere prin șoc relevă o influență importantă a disipațiilor datorate șocului la intrare în canalul interpaletar rotoric.

Din reprezentările din fig.6.9a și fig.6.10a rezultă independența de turație a pierderilor prin șoc, curbele avînd practic aceeași alură fiind departajate numai de valorile debitului optim corespunzător fiecărei turații.

Analizarea valorilor  $\zeta_s$  în domeniul de încercare, în comparație cu cele oferite de Ida, privind intrarea în turbină conduce la o bună apropiere ținînd cont că în /145/  $\zeta_s = 0,2-0,5$ . Ida determină pierderile prin șoc direct pe rotor și printr-o metodă diferită.

Expresia funcției empirice reprezentată în fig.6.10, pentru care la  $n=500$  rot/min., :

$$\zeta_s = 28,9 \left( Q/Q_{opt} \right)^2 - 38,2 \left( Q/Q_{opt} \right) + 9,31 \quad (6.9)$$

poate fi utilizată la determinarea coeficientului de pierdere prin șoc la intrare în rotor, în cazul turbinelor Francis cu turație specifică redusă.

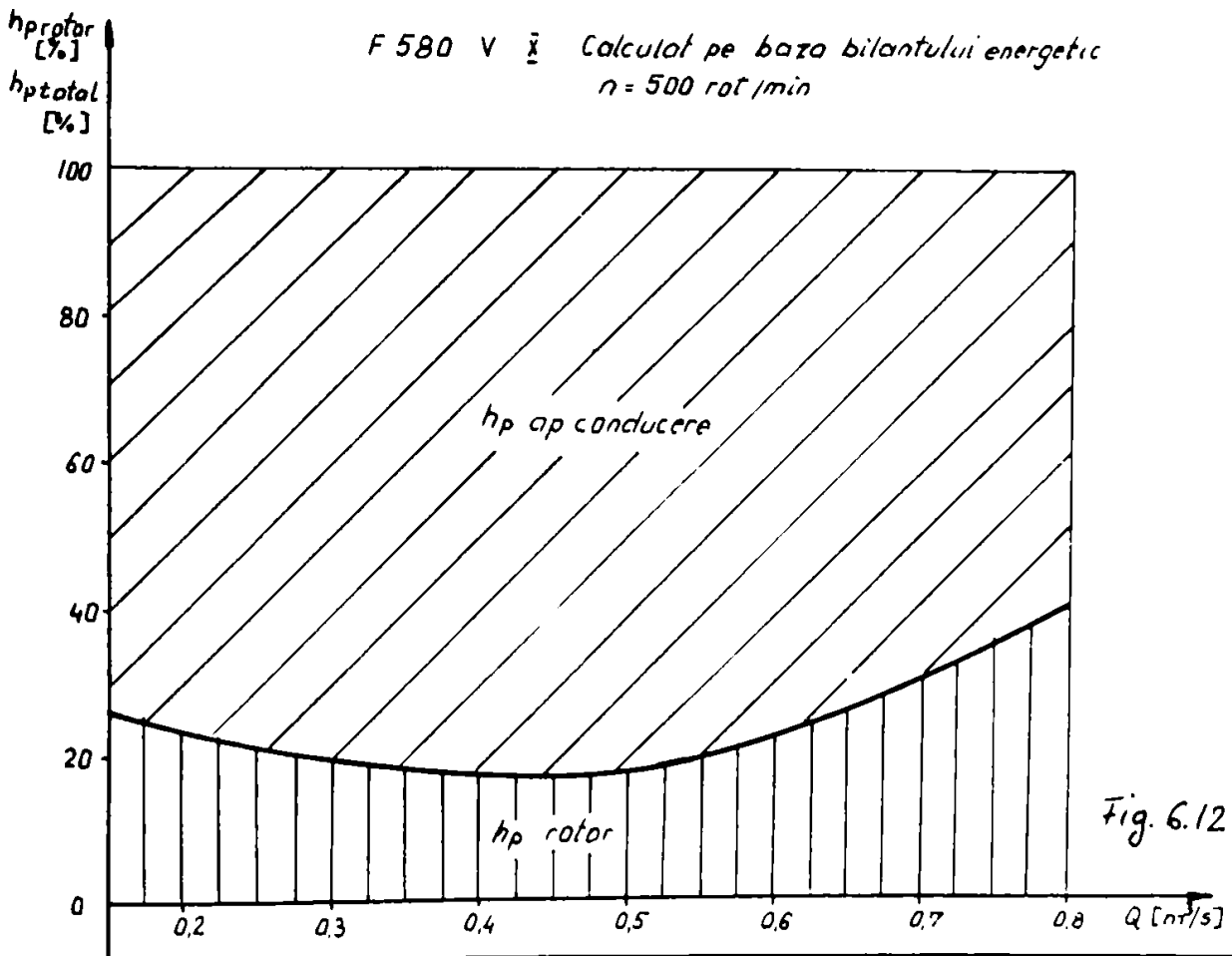
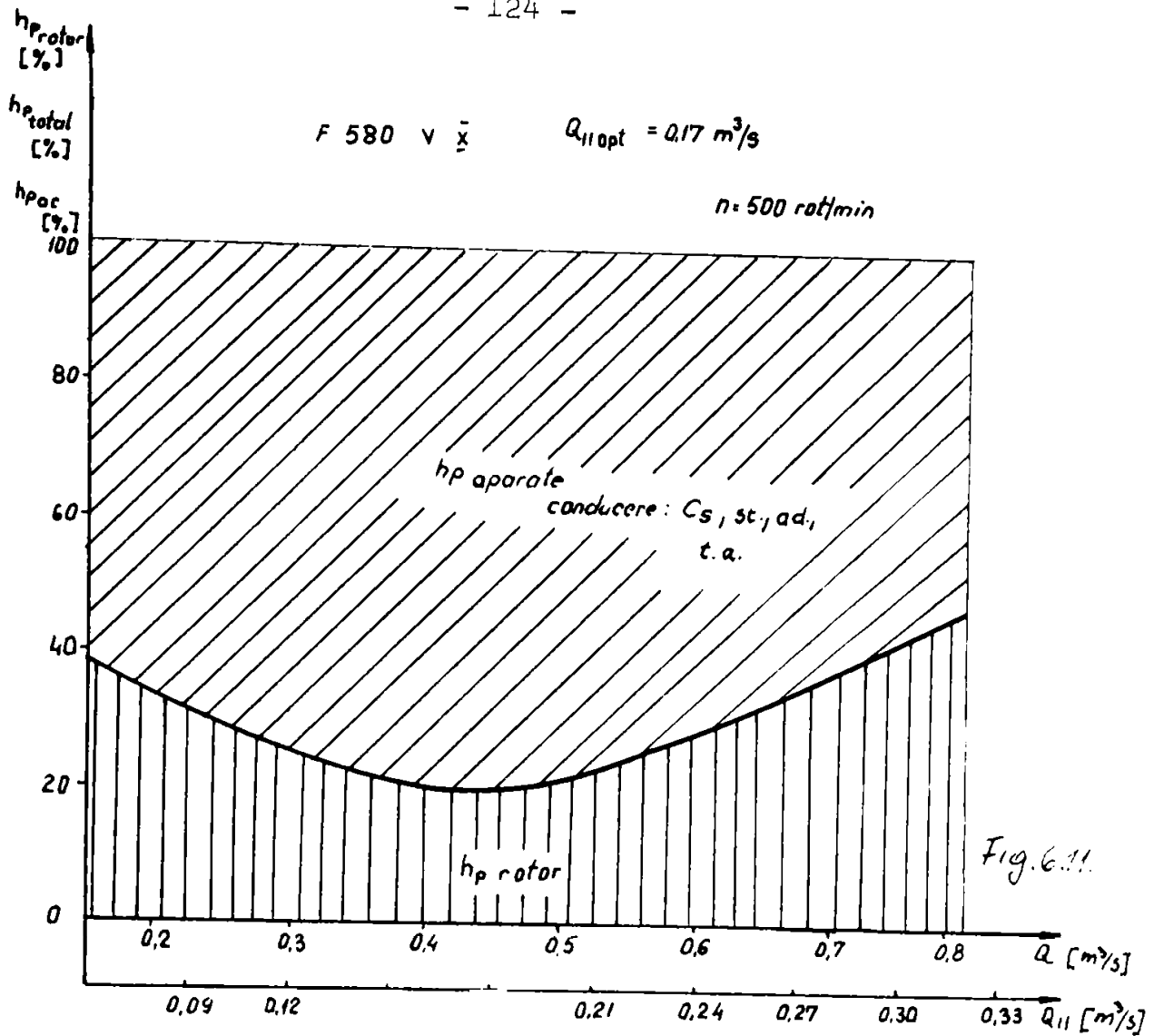
## 6.2. Analiza ponderii pierderilor hidraulice din rotor față de pierderile totale din turbină

Utilizarea diagramei universale experimentale a modelului de referință F 580 VX și stabilirea valorilor absolute a pierderilor hidraulice din rotor, a permis în ipoteza aditivității pierderilor de-a lungul traseului hidraulic, printr-un calcul simplu, stabilirea ponderii disipațiilor hidraulice din rotor față de pierderile totale.

În fig.6.11 se reprezintă în funcție de debit, ponderea pierderilor din rotor, evaluate pe baza cercetărilor experimentale asupra canalului interpaletar. La regimul optim, ponderea disipațiilor în rotor este de aproximativ 20% din totalul pierderilor, valoare confirmată și de cercetările lui Fachbach /59/ și Schatzmayr /115/.

Utilizarea metodei de calcul a diagramei universale, care face obiectul primei părți a lucrării, a permis stabilirea ponderii pierderilor în rotor așa cum este redată în fig.6.12. Comparația rezultatelor experimentale cu cele calculate din bilanțul energetic relevă diferențe relativ mici (fig.6.13).

Datele experimentale privind bilanțul energetic al modelului RO 500, de înaltă cădere, obținute de Barlit /20/, au permis de asemenea stabilirea ponderii pierderilor din rotor din totalul disipațiilor ca funcție de debit (fig.6.14) și o comparație cu re-



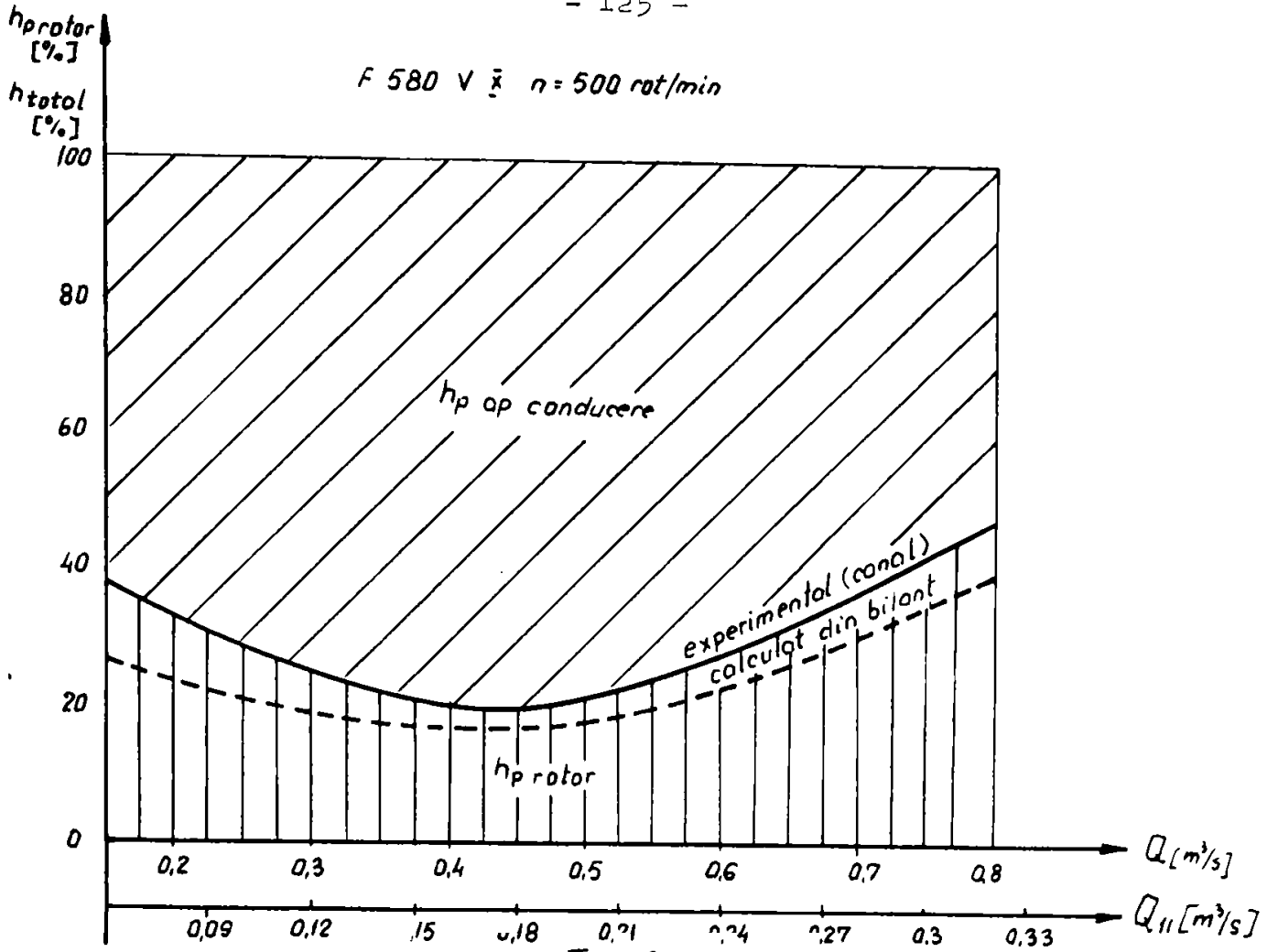
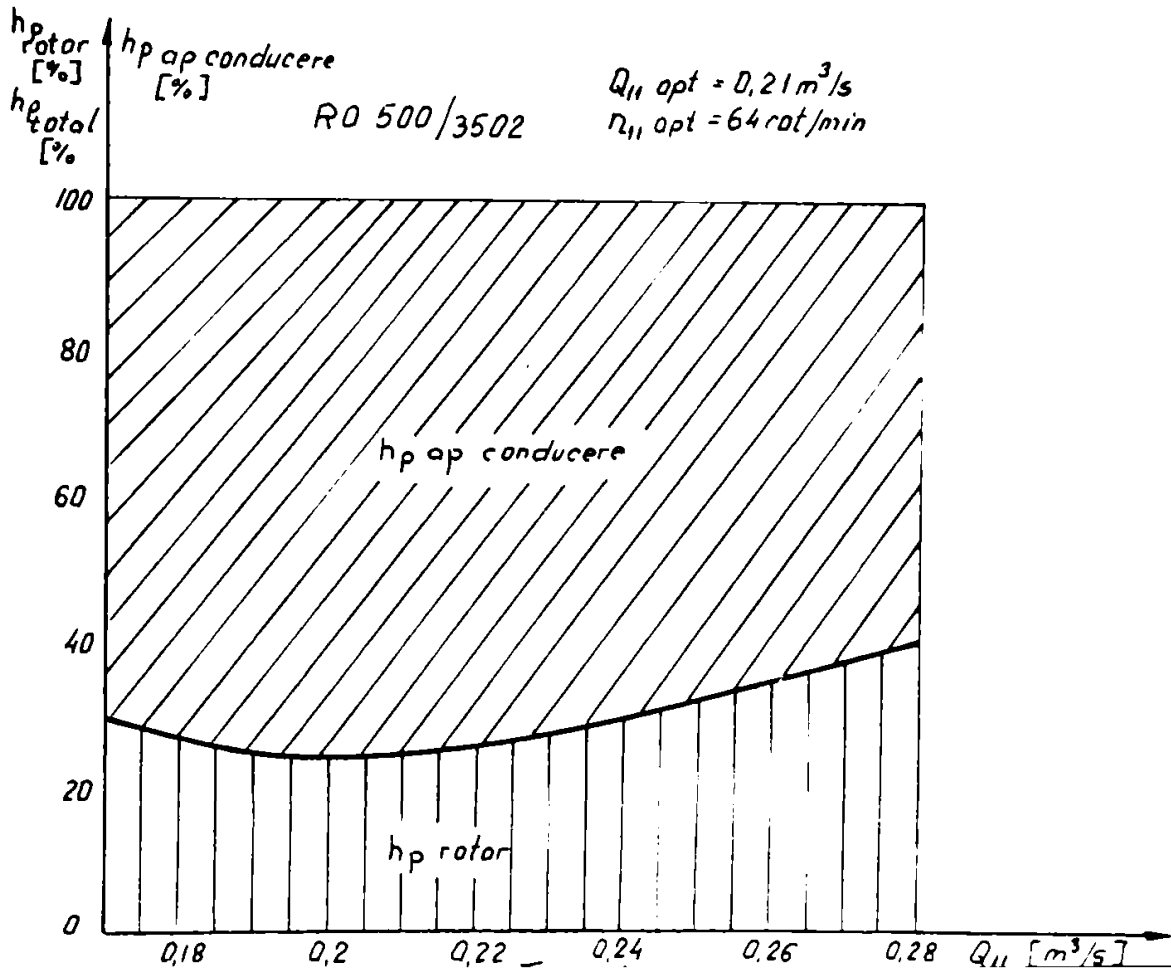


Fig. 6.13.



zultatele obținute pe cale experimentală pornind de la canalul interpaletar modelat pentru F 580 VX. Valorile numerice evidențiate grafic în fig.6.15, prezintă o concordanță relativ bună.

O analiză finală a ponderii pierderilor din rotor pentru modelul F 580 VX, efectuată de-a lungul liniei de egală turație de funcționare  $n=500$  rot/min este prezentată în fig.6.16 și redă în valori absolute pierderile din rotor, cele totale și căderea utilă.

### 6.3 Concluzii privind pierderile prin șoc și ponderea pierderilor din rotor

Cercetarea experimentală a pierderilor prin șoc la intrare în rotor este un pas înainte înspre obținerea unor rezultate mai apropiate de fenomenul real din mașină.

Valorile numerice ale coeficientului de pierdere sînt confirmate de cele oferite de alți cercetători, ceea ce subliniază justetea metodei aplicate. Pe de altă parte, obținerea disipațiilor la trecerea curentului prin canalul rotitor, incluzînd și cele datorate șocului, a deschis posibilitatea evaluării ponderii acestora în tabloul general al pierderilor din mașină. Apropierea bună de rezultatele obținute pe modelul RO 500 /20/, pe alte căi, este un argument de fundamentare a corectitudinii determinării pierderilor, utilizînd ca element de bază canalul interpaletar rotoric. Tot pe această cale se validează atît metodologia de lucru cît și ideea de stabilire a locului și importanței pierderilor din rotor în tabloul general.



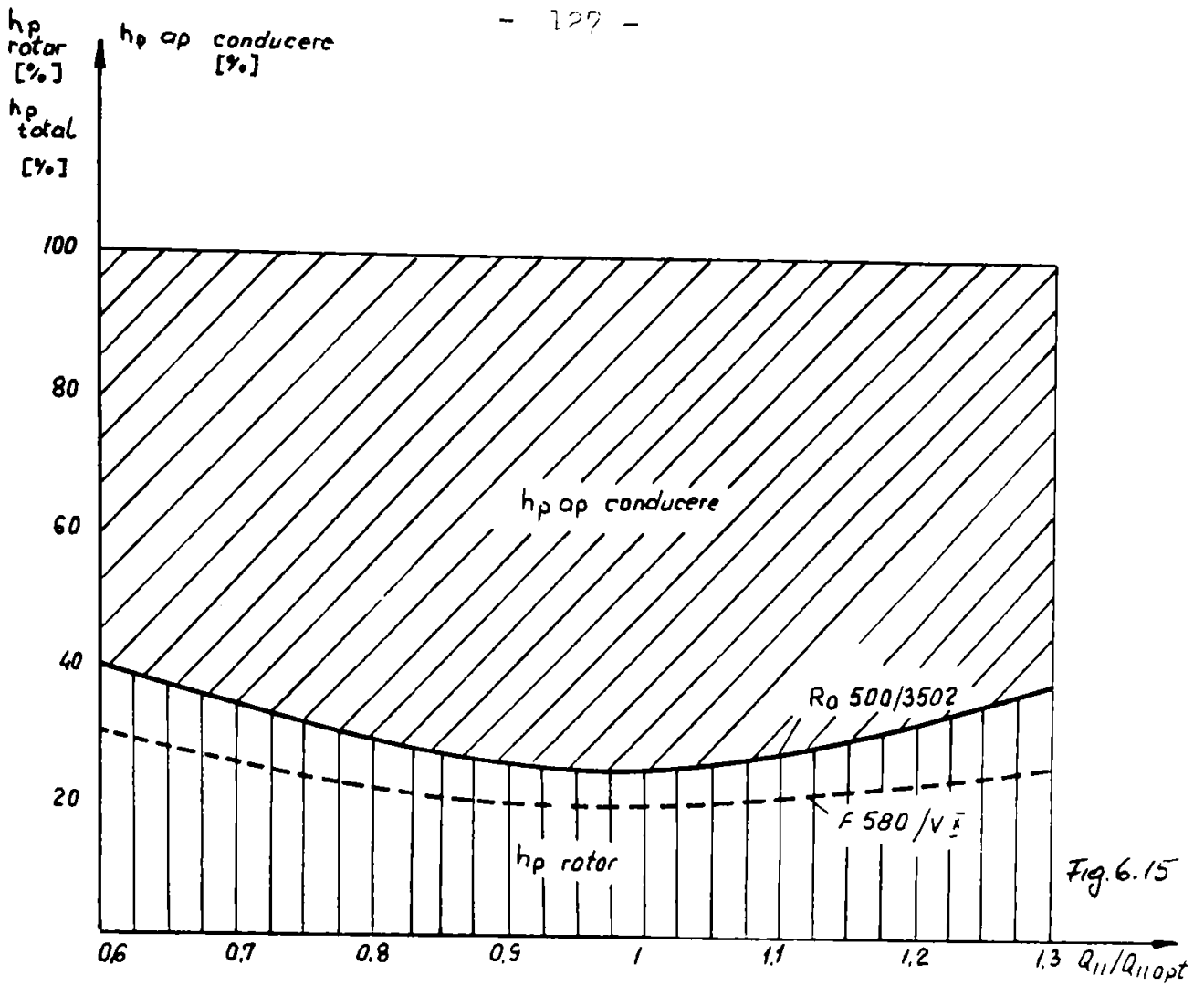


Fig. 6.15

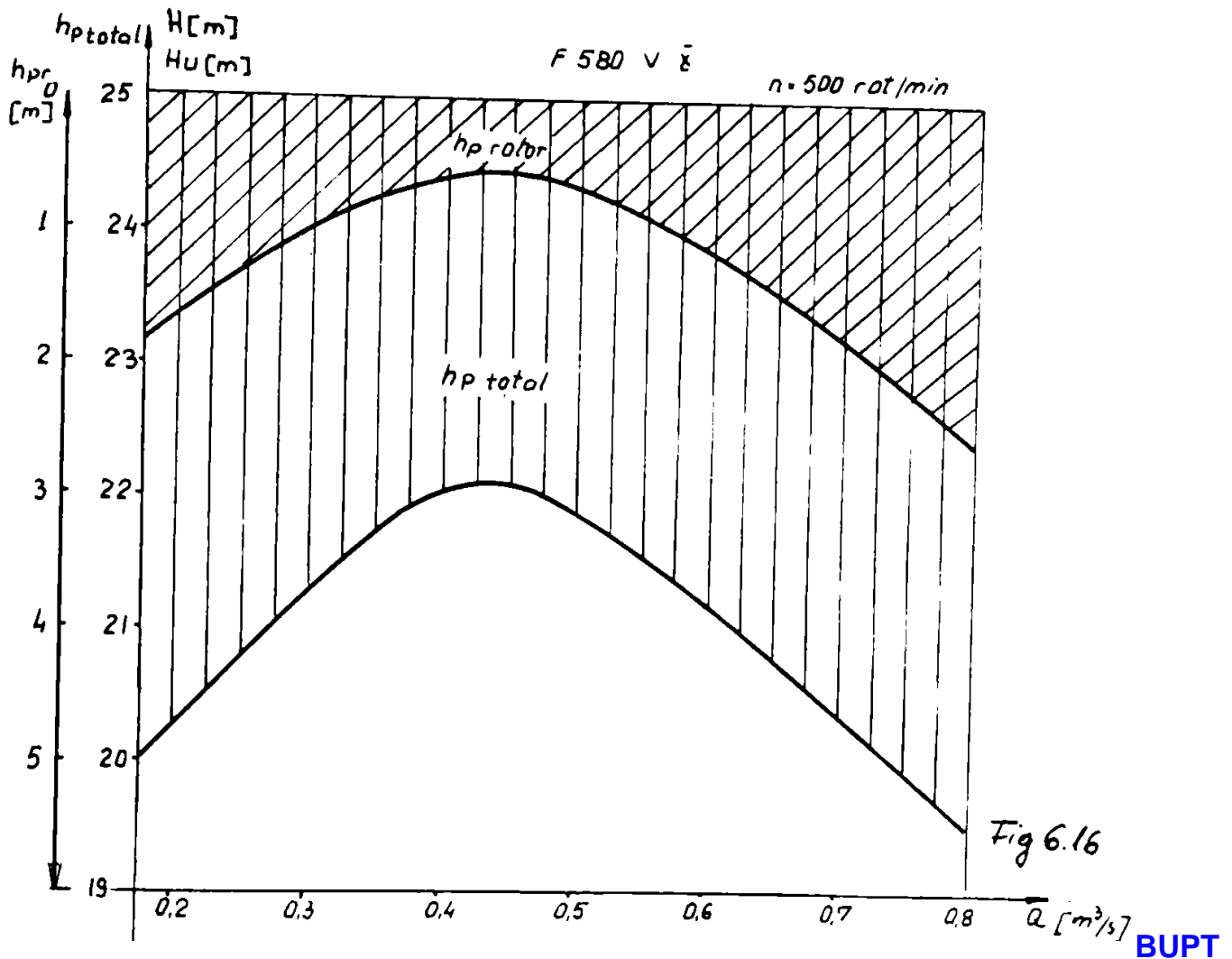


Fig 6.16

## C A P I T O L U L VII

### Concluzii

#### 7.1 Concluzii generale

7.1.1 Lucrarea de față evidențiază că problema energetică, cu aplicație specială la turbomașini are o importanță motivație, iar studiul căilor de stabilire și eventual reducere a pierderilor energetice în aceste mașini, se impune cu stringență.

7.1.2 Se argumentează necesitatea determinării disipațiilor de natură hidraulică în turbinele și turbinele-pompe de tip Francis, ceea ce dă posibilitatea utilizării unor relații de bilanț energetic, iar pe baza lor, a estimării eficienței încă în faza de proiectare.

7.1.3 Se subliniază complexitatea curgerii în circuitul hidraulic al turbinelor, ce constituie de fapt principalul impediment al stabilirii unui model matematic teoretic de calcul a pierderilor, care să reflecteze corect fenomenele reale.

7.1.4 Investigația efectuată în literatura de specialitate, în domeniul relațiilor de calcul a pierderilor hidraulice în organele de conducere și de lucru a turbomașinilor, arată diferite căi de abordare susținute de o serie de ipoteze simplificatoare. În general, analiza critică a relațiilor de calcul, arată că utilizarea lor "ad litteram" pentru determinarea efectivă a pierderilor din mașină nu este posibilă.

7.1.5 Se propune o formă generică unică de exprimare a pierderilor în organele traseului hidraulic al turbinei Francis, care cuprinde elementele geometrice principale ale fiecărui organ și exprimă direct pierderile luând ca variabilă debitul de lucru, parametru fundamental al regimului de funcționare.

7.1.6 În lucrare se oferă o structurare a pierderilor atât pe organele circuitului, cât și pe tipuri specifice, ceea ce permite o abordare sistematică a calculului.

7.1.7 Se oferă o relație de bilanț energetic, cu aplicație la turbinele hidraulice Francis lente (F 580 VX), pe baza cunoașterii geometriei traseului și a cinematicii curentului. Relația de bilanț este scrisă în ipoteza neglijării pierderilor de natură mecanică și a celor volumice și dă posibilitatea calculului disipațiilor de natură hidraulică în întreg domeniul de funcționare.

7.1.8 Relația de bilanț energetic stabilită în această lucrare, deși conține elementele specifice unui anumit tip de mașină hidraulică, poate fi în principiu generalizată pentru aplicații la toate tipurile constructive de turbomașini.

7.1.9 Stabilirea relațiilor de calcul a pierderilor și a celei de bilanț a creat posibilitatea alcătuirii unei metode de obținere prin calcul a diagramei universale de funcționare. Suprapunerea rezultatelor teoretice peste cele experimentale relevă o bună apropiere, în special pentru modelul F 580 VX, pentru care s-a scris în mod concret relațiile de calcul.

Atât relația de bilanț cât și metoda de calcul și trasarea a diagramei universale deschide posibilitatea analizei influenței unor parametri geometrici și funcționali asupra randamentului turbinei precum și stabilirea rotorului optim dintr-o succesiune de variante.

7.1.10 S-a elaborat un pachet de programe în limbaj FORTRAN, care ușurează aplicarea metodei de calcul și analiză.

7.1.11 Atât din studiile experimentale efectuate în organele turbomașinilor disponibile în literatură, cât și din concluziile desprinse din trasarea pe cale teoretică a diagramei universale pentru modelele F 580 VX și F 180/III, a rezultat că preocupările pentru stabilirea cât mai exactă a pierderilor în rotor sînt insuficiente.

7.1.12 Avînd în vedere existența în LMHT a unei stațiuni specializate pentru determinarea pierderilor hidraulice în conducte rotitoare, s-a adoptat ca element de bază pentru studiul disipațiilor hidraulice în rotor, canalul interpaletar simil cu cel rotoric.

7.1.13 Modelarea experimentală a canalului interpaletar rotoric s-a efectuat pe baza unor reprezentări axonometrice 3D pentru care s-a elaborat un pachet de programe în limbaj BASIC, ce realizează aplicația numerică și grafică a metodei matematice prezentată în lucrare. Reprezentările grafice oferă pe lîngă desenul spațial al paletelor și canalului, de unde rezultă torsionarea acestora și posibilitatea verificării continuității suprafeței paletelor.

7.1.14 Pe baza unui studiu privind modelarea se concluzionează asupra scării geometrice și domeniilor de variație a parametrilor încercărilor, prin perspectiva posibilităților oferite de stațiunea existentă în LMHT.

7.1.15 S-au proiectat și executat subansamblele și reparațiile necesare adaptării stațiunii de determinare a pierderilor hidraulice, la cerințele efectuării încercărilor pe canalul interpaletar rotoric.

7.1.16 S-au realizat fizic două modele de canal interpaletar rotoric pentru varianta F 580 VX - CCSITEH Reșița, și pentru o mașină reversibilă tip Francis cu  $n_{sp}=103$ , proiectată la catedră tot în cadrul colaborărilor cu CCSITEH Reșița.

7.1.17 S-au stabilit strategia și metodologia determinărilor experimentale.

7.1.18 Rezultatele experimentale privind determinarea unui coeficient de pierdere caracteristic canalului interpaletar de turbină Francis - F 580 VX - , stabilesc domeniul de variație al acestuia în funcție de regimul de curgere prin numărul Reynolds și de turația de funcționare prin numărul Rossby. Ele sînt comparabile cu rezultatele unor experimente efectuate pe conducte și canale cu axă de simetrie plană.

7.1.19 Rezultatele experimentale privind canalul interpaletar rotoric al mașinii reversibile, cuprind de asemenea dependențe ale coeficientului de pierdere caracteristic, de numerele Reynolds și Rossby. Se avansează explicații privind legătura între aceste dependențe și mecanismul curgerii, specific canalelor difuzoare rotitoare.

7.1.20 Se modelează pierderile prin șoc la intrare în rotor, pentru varianta F 580 VX.

7.1.21 Rezultatele experimentale privind pierderile prin șoc oferă valorile acestora, pentru cazul concret studiat și variația coeficientului de pierdere prin șoc la intrare în rotor în funcție de raportul între debitul de funcționare și debitul caracteristic punctului optim.

7.1.22 Determinarea pe cale experimentală a pierderilor caracteristice canalului interpaletar, incluzînd și pe cele datorate șocului a permis, utilizînd diagrama universală experimentală a modelului F 580 VX, separarea disipațiilor din rotor și stabilirea ponderii acestora în tabloul general al pierderilor, de-a lungul traseului hidraulic al mașinii.

Comparația cu bilanțul energetic realizat pentru modelul RO 500, pe cu totul alte căi, confirmă atît valorile obținute sînt și corectitudinea metodei utilizate.

## 7.2 Contribuții originale

### Partea teoretică

Literatura de specialitate tratează evaluarea prin calcul a pierderilor hidraulice în organele turbomașinilor apelînd la diverse forme de exprimare și ipoteze simplificatoare.

În lucrarea de față se oferă o analiză critică a relațiilor de calcul a pierderilor hidraulice caracteristice traseului intrare - ieșire specific turbomașinilor și se clarifică stadiul și starea cercetărilor în domeniu.

Se oferă o exprimare unitară a pierderilor hidraulice

în fiecare organ al circuitului mașinii și se structurează tipurile de pierderi care apar.

Se oferă o relație de bilanț energetic cu aplicație la turbinele Francis de înaltă cădere, care conține atât elemente ale geometriei mașinii cât și parametri funcționali. În principiu relația poate fi extinsă și la alte tipuri de turbomașini.

Pe baza relației de bilanț, s-a elaborat o metodă care permite trasarea diagramei universale a turbinei încă din faza de proiectare. Prin prisma rezultatelor numerice confirmate de experiment, această metodă permite cu aproximația convenită, o preselectare energetică a variantelor calculate.

De asemenea, metoda de calcul și trasare a diagramei oferă posibilitatea analizării influenței diferiților parametri geometrici sau funcționali asupra randamentului mașinii.

S-au elaborat o serie de programe în limbaj FORTRAN, care permit aplicarea rapidă a metodei de calcul.

S-a creat o metodă de reprezentare axonometrică pe calculator, a paletelor și rotoarelor turbomașinilor cu aplicație îndeosebi la analizarea geometriei suprafeței paletelor rezultate din proiectare. S-au elaborat o serie de programe în limbaj BASIC care rezolvă operativ reprezentările grafice.

### Partea experimentală

Considerarea canalului interpaletar rotoric ca element de bază în studiul pierderilor hidraulice din rotor a fost confirmată de rezultatele obținute.

S-au proiectat și realizat elementele mecanice necesare adaptării stațiunii de studiu a pierderilor hidraulice în conducte și canale rotitoare, existentă în LMHT, la necesitățile determinărilor experimentale asupra canalului interpaletar rotoric.

S-au proiectat și realizat modelele de canal interpaletar rotoric pentru varianta F 580 VX și pentru o mașină reversibilă cu  $n_{sp}=108$  rot/min.

S-a elaborat o metodologie experimentală adecvată pentru determinarea coeficientului de pierdere hidraulică caracteristic canalului interpaletar rotoric atât la regimuri de funcționare din jurul punctului optim, cât și în cazul apariției pierderilor prin șoc.

S-au elaborat și utilizat programe în limbaj BASIC, care rezolvă introducerea și stocarea în fișier a datelor experimentale, precum și prelucrarea acestora până la obținerea diagramei și expresiilor funcțiilor empirice.

S-au oferit rezultate efective privind coeficienții de pierdere hidraulică determinat direct pe canalul interpaletar rotoric atât în cazul intrării normale, cât și în cazul intrării cu șoc

Rezultatele experimentale astfel determinate au stat la baza departajării pierderilor hidraulice din rotor din ansamblul disipațiilor caracteristice traseului intrare - ieșire al modelului F 580 VX.

### Mulțumiri

Aduc în primul rând, mulțumiri profunde conducătorului științific Acad. Prof. Dr. Doc. Ioan Anton, pentru ideile și îndrumările valoroase, fără de care prezenta lucrare nu s-ar fi încheiat.

Mulțumesc de asemenea, D-lui Prof. Dr. Ing. Victor Ancușa pentru sfaturile oportune date de-a lungul desfășurării părții experimentale.

Se cuvine să aduc mulțumiri întreg colectivului Catedrei de Mașini Hidraulice pentru sprijinul acordat.

Sînt recunoscător familiei pentru înțelegerea și suportul moral, care m-a susținut la elaborarea și finalizarea lucrării.

B I B L I O G R A F I E

=====

1. Aleksapolskii, D., I.,: Zavisimosti stepeni diffuzornosti potoka napravliaiotem aparate i statore radialno - osevoi nasos - turbinî ot e e koeffitienta bîstrohodnosti b nasosom režime rabotî. Gidravlicheskie maşinî, Vp 16, Harkov 1982.

2. Aleksapolskii, D., I.,: K voprosu vibora regima rabotî nasos - turbinî pri n=const. dlia opredelenia ee osnovnîh parametrov. Gidravlicheskie maşinî, Vp 1 2, Harkov 1978.

3. Ancuşa, V.,: Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice. Lit. IPTV Tmş. 1980.

4. Angot, A.,: Complimente de matematici pentru inginerii din electrotehnică şi telecomunicaţii. Ed. tehnică Bucureşti 1965.

5. Anton, I., : Turbine hidraulice. Ed. Facla Timişoara 1979.

6. Anton, I., : Cavitaţia (vol.II). Ed. Academiei Bul. 1985.

7. Anton, I.,: Contribuţii la studiul pierderilor în camera spirală. Bul.St.Teh. IPTms. 1956

8. Anton, I., Câmpian, V., Carte, I.,: Hidrodinamica turbinelor bulb şi a turbinelor-pompe bulb. Ed. tehnică Bucureşti 1988.

9. Anton, I., Desabata, I., Vekas, L., Potencz, I.,: Etanşări cu fluid magnetic, Conf.Maş. hidr. hidrod. Tmş 1985.

10. Anton, I., Tămaş, M., Baya, A.,: Analiza pierderilor hidraulice în rotorii maşinilor hidraulice reversibile. Protocol CCSITTEH Reşiţa 1983.

11. Anton, I., Tămaş, M., Baya A.,: Studiul influenţei parametrilor geometrici şi hidrodinamici asupra bilanşului energetic la turbinele radiale. Protocol CCSITTEH Reşiţa 1984.

12. Anton, I., Tămaş, M., Baya, A.,: Calculul pierderilor hidraulice în turbinele radiale şi radial-axiale cu aplicaţii la optimizarea diagramei universale. Protocol CCSITTEH Reşiţa 1985.

13. Anton, I., Tămaş, M., Baya, A.,: Studiul şi determinarea pierderilor hidraulice în rotorii turbinelor Francis. Protocol CCSITTEH Reşiţa 1986.

14. Anton, I., Tămaş, I., Baya, A., Pădureanu, I., Merle, M.,: Studiul şi proiectarea unei maşini reversibile de medie cădere. Protocol CCSITTEH Reşiţa 1988.

15. Ashjaee, J., J. P. Johnston, : A-sraight-alled, Two - Dimensional Diffusers - Transitory Stall an Peak Pressure Recovery. Tr.Of. Asme sept/1980.

16. Athanassiadis., D.,: Potential flow through Spiral Casings. 1961 Zürich.

17. Balje: Loss an Flow Path Studies on Centrifugal Compressors Part I and II. Trans. ASME A 1970.

18. Baltac, V., s.a.: Calculatoarele electronice - Grafica interactivă şi prelucrarea imaginilor. Ed.tehnică Bucureşti 1985.

19. V.V. Barlit, V.V. Borodaevskii, A.I. Vittenek, V.K. Sehovtov, L.K. Iakovleva. Vliianie formi lopatki napravliaiotego aparata n Energhiceskie harakteristiki visokonapornîi radialnoosevoi gidroturbinî RC 500. Gidravlicheskie maşinî Vp 13 Harkov 1979 P 108-114.

20. V.V. Barlit, V.V. Borodaevskii, V.K. Sehovtov, L.K. Iakovleva, I.C.B. Voronţov, A.L. Pometch. Eksperimentance opredelenie poteri energhii V prototipnoi piesti pogalu Gidroturbinî RC 500.

21. V.V. Barlit, V.V. Borodaevskii, Io.B. Vorontsov, V.K. Sehovtov, L.K. Iakovleva : Issledovanie vliianiia formi lopatoj napravliaiotebo apparata na harakteristiki ghidroturbin RC 600. Ghi-dravlicieskie Maşini Vp 16 Harkov 1982 P 11-21.

22. Baya Al., Tămaş M.: Determinarea prin calcul a diagramei universale la turbinele hidraulice tip Francis. Conf. de maş. hidro. şi hidrodinamică vol.2 Timişoara 1985.

23. Baya, A., Tămaş, M.: Influenţa unor parametrii geometrici şi funcţionali asupra caracteristicilor energetice ale turbinelor radiale tip Francis. Conf. Maş. hidr. hidrodin. V.2. Timişoara 1985.

24. Benton, B., Boyer, D.: Flow Throw a Rapidly Rotating Conduit of Arbitrary Cross-Section. Journal of Fluids Mech. 26/196

25. Bobok, E.: Determination of pressure losses in turbomachinery. Proceeding of the Fourth Conference on Fluid Machinery. Budapest 1972.

26. Bobok, E.: Well Roughness effects on loss coefficient of centrifugal pumps. Proceedings of the Tenth Conference on Fluid Machinery, Budapest 1975.

27. Brătianu., Constantin: Metode cu elemente finite în dinamica fluidelor. Ed. Academiei Bucureşti 1983.

28. Burmistov O.V. Vlianie nekatorih gheometriceskih parametrov v centrohëjnih kolekah energomaşinostroivniie 2/1968.

29. Carte, I.N.: Contribuţii la studiul reţelelor de profile radical-axiale şi utilizarea lor în proiectarea rotorilor turbinelor Francis. Teză de doctorat IPTV Timişoara 1987.

30. Ceravola O., Malqvori, E.: Italian Achievements in Pumped-storage Projects with Pump - Turbines. Present and Future Trends Hydroort S.P.A. Milan 1986.

31. Chacour S.: "DANUBIA", A Three Dimensional Finite Element Program Used in the Analysis of Turbomachinery. Transaction of ASME (J.B.E.) Paper No. 71 - WA/FE - 29 Sept. 1972.

32. Chacour, S., Grubb, R.G.: Conceptual Design of the Bath County Pump-Turbines. Allis-Chalmers Corporation Report.

33. Cristea, V., D.: Contribuţii la cercetarea teoretică şi experimentală a frinelor hidraulice. Teză de doctorat IPTV Timişoara 1979.

34. Dietz, H., K., Mannig, J., R.: A Linear Least-Square Method for Describing and Comparing Gently Curved Three-Dimensional Surfaces. Trans. Of ASME Febr/1976.

35. Elbing, B.: Messungen der turbulenten strömung im rotierenden Radialrad einer Arbeitsmaschine. Berlin 1975.

36. Ellis, G., C.: A Study of Induced Vorticity in Centrifugal Compressors" Journal of Engineering for Power Trans. ASME Series A Vol 86, Jan. 1964.

37. Enache, M., Crişan, Gh.: Grafică pe calculator în arhitectură şi design. AMC vol. 54 Ed. Tehn. Buc. 1987.

38. Faînşelber, A., I.: Razrabotka modifikayii lapanstih sistem raboego koleasa ro ghidroturbinii i opredelenie masovih parametrov metodami matematicheskog modelirovaniia. Ghi-dravlicieskie Maşini Vp 20 Harkov 1988.

39. Fachbach, M.: Flow Investigation in a Francis Turbine. Trans of ASME Dec/1971.

40. Io.I. Fedulov, V.N. Dedkov: O vlianii visla lopastei raboego koleasa na energheticheskie i kavitationnie kachestva obratimoi ghidromasini radialno-osevogo tipa. Ghi-dravlicieskie Maşini Vp 16 Harkov 1978 p 71 - 75.



41. I. Fedulov, V.N. Dedkov: Eksperimentalnoe opredelenie poteri energii v elementah protolinoi cisti modeli obratimoi gidromaşini pri turbinom rejime raboti. Gidravlicheskie maşini V. 16 Harkov 1982 p 21-26.
42. Fischer G.: Parameters of Secondary Flow in Curved Channels. Budapest 1969.
43. Fitero I. : Pierdeţile hidraulice în camera spirală a turbomaşinilor. Teză de doctorat IPTVT 1971.
44. Fowler H. : The Distribution and Stability of flow in a rotating Channel. Trans. of ASME, 1968.
45. Furtner, N.,: Instationäre Messung der Schaufelnahen Relativströmung in Laufrädern von axial und Halaxialturbinen. Disertation München 1977.
46. Gerich E.: Untersuchungen über Instationäre Strömungen in einer Schnellläufigen Francis-Modell-Turbine mit besonderer Berücksichtigung des Teillastverhaltens. Disertation München 1974.
47. M.M. Gheorghiu: Studiul teoretic şi experimental al caracteristicilor energetice ale reţelelor circulare de profile pentru aparate directoare de turbină. Teză de doctorat IPTVT 1974.
48. Gorton, G.A., Lakshminarayana, B.: Analytical and experimental study of mean flow and turbulence characteristics inside the passages of and axial inducers. NASA Grant NGL 39-009-007 Department of Aerospace Engineering the Pennsylvania State University Sept. 1974.
49. Gorton, G.A.: Lakshminarayana, B.: A method of Measuring the three Dimensional Mean Flow and Turbulence quantities inside a Rotating Turbo-machinery Passage. Trans. of ASME. Journal of Eng. for Power Apr. 1976.
50. Gubin, F.F., Mihailov I.E., Gubin, M.F. : Problem of Investigation and analysis of the Water Movement in Hydroturbine Unit. Proceeding of the Fifth Conference on Fluid Machinery Budapest 1975.
51. Gutovkii, F.V., Kolton, I.O.: Teoria gidrodinamiceskii raschet gidroturbin. Maşinostroenie, Leningrad 1974
52. Hâncu, S.: Modelarea hidraulică în curenţi de aer sub presiune. Ed. Academiei R.S.R. Bucureşti 1967.
53. Hellmann, D.,: Sekundärströmung in gekrümmten rotierenden Schaufelkanalen einer radialen Arbeitsmaschine. Disertation Berlin 1975.
54. Herpfer, E.,: Theoretische und experimentale Untersuchungen turbulenter Strömungen in rotierenden Kanälen von kreisförmig und von elliptischen Querschnitten. Karlsruhe 1970.
55. Howard, I., Patankar, S.U., : Flow prediction in rotating uses Coriolis - adified turbulence models. Journal of fluids Eng. 1976.
56. C., Han, B., Lakshminarayana : Numerical Analysis of Turbulent Wakes of Turbomachinery Rotor Blades. Trans. of ASME. Journal of Fluids Eng. Vol 102 Dec. 1980.
57. Hutton, S.F., Salami, L.A. : A general method of Scaling up Kaplan turbine performance. Proc. of the 4<sup>th</sup> Conf. of Fl. mach. Budapest 1969.
58. Iamandi, C., ş.a.: Hidraulica instalaţiilor. Elemente de calcul şi aplicaţii. Ed. Tehnică Bu. 1985.

58. Idelecik, I.S.: Indrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice. Ed.Tehnică București 1984.
59. Ionescu, D., Isbășoiu, T., Ioniță, I., : Mecanica fluidelor și mașini hidraulice. EDP București 1980.
60. Ito, H., Nambu, K.,: Flow in Rotating Straight Pipes of Circular Cross Section. Trans.of ASME 1971.
61. Ivicsins, L., : Hidromechanikai modell kísérletek. Budapest 1968.
62. Johnston, J.,P., Dean, R.,Jr.,: Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps. Analysis, Experiment and Design. J.of Eng.for Power Jan./1966.
63. Johnston, J.,P., Halleen, ., Lezius, D., : Effects of spanwise rotation on the structure of two-dimensional fully developed turbulent channel flow. Journal Fl.Mech 56/1972.
64. Kar, S., Vyes, B.D. : Analysis of effect of circulation and losses in straight conical draft tubes. Proc.of.teh 5<sup>th</sup> Conference on FlMech. Budapest 1979.
65. Kirilov, I.,I., : Teoria Turbomașin. Mașinostrenie Moskva - Leningrad 1964.
66. Kisbolskoi, L.,: Über die Änderung des Strömungswiderstandes in Schnell rotierenden Rohrleitungen. Budapest 1958.
67. V., A., Kolicev : O rascete energeticeskih karakteristik radialno-osevîn Ghidroturbin. Ghidrauliceskie Mașini Vp. 12 Harkov 1978 pg.23-26.
68. V.,A., Kolicev, A.,A., Orobcenko : K voprosu o vliianii rejina rabotî ghidroturbinî na poteri energhii v otsasivaiioței trube. Ghidravliceskie mașinî Vp 12 Harkov 1978 pg. 13-19.
69. Kercian, Jan., : Dreidimensionale, Quasistationäre Messung des Relativen Strömungsfeldes in Schaufelkanal eines Langsamläufigen Kreiselpumpenlaufrades. Disertation München 1982.
70. Korișin, I.,M.,: Vtoricinie tecenii vo vrataiotinoia Kanalah radialnîh turbomșin. Energomașinostrenie 2/1978.
71. Kovalev, N.,N.,: Proectirovanie ghidroturbin. Mașinostrenie, Leningrad 1974.
72. Kuzminskii, S.,S., Pîlev, I.,M.,:Primenenie uravnevria balansa energii dlia atenki energeticeskih haracteristik ghidroturbinî. Energomașinostrenie 2/1977.
73. Kviatkovski, V.,S.,: Rabocii proțes osevoi ghidroturbina. Trudî VIGM XIV,XV Mașghiz 1952.
74. Lasenko, V.,E.,: K rascietu ghidravlicevskih poteri V spiralnoi kamere vîsokonapornii radialno-osevoi ghidroturbinî.. Ghidravliceskie mașinî Harkov 1981.
75. Lasenko, V.,E.,: O vlianii isla lopator napravlia iușcevo aparata ghidroturbinî na poteru v. ven. Ghidravliceskie Mașinî Vp 13 Harkov 1980.
76. Manolescu, N.,I., Maroș, D., : Teoria mecanismelor și a mașinilor cinetostatica și Dinamica. Ed.Tehnică București 1958.
77. Marinescu, A.,: Metode, aparate și instalații de măsură în aeromecanică. Ed. Academiei București 1970.
78. Mihailov, I., E., : Turbinîe kamerî ghidroelectros-tanții. Energia, Moskva 1970.
79. Mitescu, C., : Rezistența materialelor. EDP Buc.1967.
80. Moody, L.,F., The propeller type turbine. Trans ASCE vol 89 1926.

81. Moore, J.,: A Wake and an Eddy in Rotating Radial Flow Passage. Trans of ASME 7/1973.
82. Murakami, M., Kikuyama, K., Asakura, E., : Velocity and Pressure Distribution in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps. Journal of Fl. Eng. Dec/1980.
83. Nakagava, T., : A Devise for Neasuring Very Low Pressure Differences. J. of Fl.Eng. Dec/1980.
84. Nechleba, M., : The Water flow in spiral casings of Hidro-turbines. Acta tehnica 2. 1960.
85. Nikuradse, I.,: Strömungsgesetze in Raugen Röhren. VDI Forschungsheft 361/1933.-
86. Osterwalder, J.,: Analysis of losses in Francis and Kaplan Turbines and Examples of Features to be Considered for Their Reduction. E scher - Wiss News 1964 No.3 pg.14-17.
87. Osterwalder, J.,: Consideration on the revalorization behavior of hydraulic turbomachines. AIRH Symposium 1972 Rome.
88. Osterwalder, J., The loss analysis as means for dimensioning the volute inlet diameter of water turbines. Proceedings of the Fourth Conference on Fluid Machinery. Budapest 1972.
89. Pache, W.,: Zur Frage der Entwicklung von Strömungsgrenzschichten in Turbomaschinen. Dissertation, Darmstadt 1976.
90. Parsons, D., J.,: Effects of Curvature on Two-Dimensional Diffuser Flow. Trans. of ASME Sept/1973.
91. Peligrad, N.,: Pierderile hidraulice în circuitul convertizoarelor de cuplu la diferite regimuri de lucru. Teză de doctorat IP "TV" Timișoara 1984.
92. Pfeil, H.,: Optimale Primärverluste in Axialgittern und Axial Stufen von Strömungsmaschinen. VDI Forschungsheft 535 Düsseldorf 1969.
93. Peleiderer, C.,: Die Wasser Turbinen Wolfenbütel. 1942.
94. Pfoerther, H., : Laufradströmung in einer Francis Turbine - vergleich experimenteller Ergebnisse mit numerisch berechneten Strömungsfeldern. VDI Berichte 424/1981.
95. Picollier, G.,: Turbomaschines hydrauliques. Essais industriels et methodes de calcul. La Houille Blanche nr.5-6/1977.
96. Pismar, V., Báran, N.,: Determinarea pierderilor prin frecare în stratul limită pe paleta de turbină. St.Ser. Mec. Apl. 37/1972.
97. I.M., Pîlev.,: K Vorosu eksperimentalnoi otrabotki prototipnoi chasti Ghidroturbin. Energomașinostroenie Nr.7/1976 pg.30-31.
98. Položkii, N.D.,: Energheticheskie karakteristiki krivoosnîh diffuzorov, Energomașinostroenie Nr.3/1964.
99. Popa, C.,: Mecanica fluidelor și măsuri hidraulice. IPTV Tmș 1980.
100. Potenz, I., Suliu, E., Vekas, L.,: Magnetofluidic Transducers for Low Pressure Difference. Mes.Appl. Ion 30, 2-3 Bul. 1985.
101. Prihodíko, M.,S.,: Analiz poteri s Vihodnoz skorostíio v sestrostremitelínih turbinah na rascetom režime. Energomașinostroenie Nr.2/1966 pg.15-17.
102. Protisci, Z., Krunić, V.,: Average velocity development in impeller tunnels depending on the shape of the blade and its influence on the operation of the impellers of radial turbomachines, Proceedings of the third Conference on Fluid Mechanics Fluid Machinery. Budapest 1969.

103. Raabe, J., : The solution of three dimensional potential equation for the relative flow of an impeller rotating with constant angular velocity. IARH Symposium 1966
104. Raabe, J., : Berechnung der 3 dimensionalen Strömung eines reibungsfreien Fluids durch ein Turbomaschinen - Laufrad mit doppelt gekrümmten Schaufeln. VDI Berichte 424/81.
105. Taj., R., Lakshminarayana, B., : Three Dimensional Characteristics of Turbulent Wakes Behind Rotors of Axial flow Turbomachinery. Trans. of ASME Journal of Eng. for Power April 1976
106. Rauchman, B., S., Rostovovteva, G.N., : Ghidradinamiceskie karakteristiki radialnovo napravliaiuşceva apparata. Energo-maşinostroenie 5/1970.
107. Reynolds, A.I., : Curgeri turbulente în tehnică. Ed. Tehnică Bucureşti 1982.
108. Robinstein, I., V., : K voprosu kromocinîh poteri v turbinîh rešetah. Energetika 2/1970.
109. Rogers, F., D., Adams, J., A., : Matematicheskie osnovî maşinnoi grafiki. Maşinostroenie Moskva 1980.
110. Rothe, P.M., Johnston, J.P., Effect of system Rotation on the Performance of Two - Dimensional Diffusers. Trans. of ASME 1976.
111. Rusescu, C., Tudose, C., : Modele şi modelare în fizică Ed. Stiinţifică şi enciclopedică Buc. 1987.
112. Seelig, W., : Über da Phänomen der Rotationsturbulent in rotierenden den Rohren und kanalen, Stockholm 1930.
113. Sciapov, N.M., : Vidî poteri energii v reaktivnoi ghidroturbine i razdelnîi perescet ce koeffiţienta poleznogo deistvliia s modeli na naturu. Trudî VIGM VpXXIII, Maşghiz. 1959.
114. Schlemmer, G., : Messung des absoluten und relativen Strömungs Felde einer Schnellläufigen Francis Turbine mit Berücksichtigung der Wirbelzoperscheinungen in Saurohr. Dissertation München 1973.
115. Schatzmayr, G., : Flow in teh Runner of a Francis turbine. Proc of the third Conference on fluid mechanics and fluid machinery Academial Kiado. Budapest 1969 pg.525-535.
116. Schlichting, R., : Berechnung der ausgebildeten Strömung in rotierenden Kanalen mit rechteckigen Querschnitt. ZAMM 4 1981.
117. Sharp, J., J., : Ghidravlicheskie modelirovanie NER Moskva 1986.
118. Simanski, V.P., Rîmanenko, I.I.: Metodika raspeta geometriceskih parametrov osevoi malogabaritvoi privodnoi ghidroturbini Ghidravlicheskie maşini Vp Harkov 1976.
119. Smith, C., R., Layne, J.L., : An Experimental Investigation of Flow Unsteadiness Generated by Transitory Stall in Plane - Wall Diffusers. Trans. of ASME June/1979.
120. Stepanov, I., G., : Ghidrodinamica reşetok turbomaşinî. Fitmatghiz. Moskva 1962.
121. Tabakoff, W., Khalil, I., : Experimental Study on radial in flow turbine with special reference to lose prediction. Univ. of Cincinnati Rep. No. 75-50.
122. Tanarev, A., V., : Ghidravlika MGD-maşin. Atomizdat 1976
123. Tămaş, M., A., : Studiul experimental şi teoretic al pierderilor hidraulice în transformatoarele hidrodinamice. Teză de doctorat IPTV Timişoara 1985.

124. Todd, C.,A., Furtral, S.,M., : A Fortran Program to Estimate the off - Designs Performance of Radial Inflow Turbines. NASA TND-5059; 1979.
125. A.,N.,Udovikov : Bliianie parametrov radialno-osevoi Nasos-turbinî na plojenie optimunov ee Harakteristik. Ghidravlicesvk. Maşinî Vp 16 Harkov 1982.
126. D.,H., Voitaşevskii : Osnovi obscei teorii Ghidrodinamiceskih rešetok primenitelino k turbomasinam. Trudî Vniighiromaşa Vp XXXVII Moskva 1968 p.3-88.
127. Vötter, M., : Numerische Berechnung des räumlichen Dtrömungsfeldes in hydraulischen Turbomaschinen. VDI Forschungsheft 535 Düsseldorf 1969.
128. Walter, A.,A., : Messungen des Frequenzverhaltens einer Francis-Turbine in Wasser verschiedenen Luftgehaltes und Luft verschiedener Dichte. Disertation München 1979.
129. Wolf, S., J.,P., Johnston : Effects of Nonuniform Inlet Velocity Profiles on Flow Regimes and Performance in Two-Dimensional Diffusers. Transof ASME Sept/1979.
130. Zidaru, Gh., : Mişcări potenţiale şi hidrodinamica reţelelor de profile. EDP Bucureşti 1981.
131. X X X : Manualul inginerului mecanic. Ed.Tehnică Buc- 1959.
132. Dobner, E., : Über den Strömungswiderstand in einem rotierenden Kanal, Disertation Darmstadt 1959.
133. Levin, L., Clermont, F., : Etude des pertes de charge singulières dans les convergents coniques. Le Genie Civil 147.
134. Kualil, I.,M., : Losses in radial inflow turbines. Journal of Fl.Eng. Sept-1976.
135. Weisse, C., : Die Verbesserung des Teil unde Überlastwirkungsgrades einer langsam läufigen Francis-Turbine durch verstellung der Laufschaufelenden. Disertation Darmstadt 1969.-
136. Bărglăzan, A., : Contribuţii la studiul pierderilor de sarcină în tuburile de aspiraţie. St. Cerc. şt.tehn. Tmş III 1-2 1956
137. Zolf, G.,A., Zvianghinţev, V.,V., : Pevlovoi raspet povovih turbin. Masghiz 1961.
138. Tămaş, M., Baya, A., : Turbine şi turbotransmisii. In-drumător de laborator. IMTV Timişoara 1983.
139. Voia, I., : Rezultate privind studiul hidrodinamicii rotorilor de turbine Francis p.I,II. Conf.Maş.hidr şi hidrod.vol.II. Timişoara 1985.
140. Tănăsescu, A., Marinescu, I.,D., Constantinescu, R., Busuioc, L., : Grafica asistată. Programe Fortran pentru reprezentări geometrice. Ed. Tehnică Bucureşti 1989.-
141. Ruşiski, L.,Z., : Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Ed. Tehnică Bucureşti 1974.
142. Apostolescu, N., Taraza, D., : Bazele cercetării experimentale a maşinilor termice. ED P Bucureşti 1979.
143. x x x Fizica moleculară şi căldura. Lucrări practice Universitatea Bucureşti 1967.
144. Raszga, J., Bălăsoiu, V., Anton, L., Determinarea asistată de calculator a caracteristicilor elementelor hidraulice proporţionale. Ses.Com.St. IMUAS Baia Mare 1989.

145. Ida, T., : Analysis of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbines. Journal of hydraulic Research. Vol. 27, nob.1989.
146. Nekrasov, B., : Cours d'hydraulique. Ed. Mir Moskva 1978.
147. Ferguson, T.,B., : Radial Vaneless Diffusers. Budapest 1969.
148. Mihailov I.E. Turbinile Kameri ghidroelectrostançii. Energia 1970 Moskva.
149. x x x, : Catalog VOITH. J.M. VOITH, GmbH. Heidenheim 1987.

C U P R I N S

	Pag.
CAPITOLUL I. Considerații generale.	
1.1 Introducere .....	1
1.2 Curgerea în turbomașinile tip Francis .....	3
1.3 Importanța cunoașterii pierderilor hidraulice în turbomașini .....	10
CAPITOLUL II. Pierderile hidraulice în turbinele Francis ...	14
2.1 Clasificarea și localizarea pierderilor hidraulice ..	14
2.1.1. Pierderi specifice diferitelor subansamble ale turbinei.....	14
2.2 Analiza critică a relațiilor oferite de literatură pentru calculul pierderilor hidraulice în turbomașini .....	15
2.2.1 Pierderi hidraulice în camera spirală și stator ..	16
2.2.2 Pierderi hidraulice în aparatul director .....	21
2.2.3 Pierderi hidraulice în rotor .....	25
2.2.3.1 Considerații privind pierderile în rotoarele generatoarelor hidraulice.....	25
2.2.3.2 Pierderi în rotoarele turbinelor hidraulice ....	27
2.2.3.2.1 Metoda separării tipurilor de pierderi .....	28
2.2.3.2.2 Estimarea randamentului rotorului pe baza caracteristicilor rețelelor radiale de profile .....	30
2.2.3.2.3 Metode experimentale .....	30
2.2.4 Pierderi hidraulice în tubul de aspirație .....	32
2.2.5 Concluzii privind relațiile oferite de literatură pentru calculul pierderilor hidraulice în turbomașini.....	35
CAPITOLUL III. Calculul și trasarea diagramei universale pe baza bilanțului energetic.....	37
3.1 Alegerea și stabilirea unor relații de calcul pentru exprimarea unitară a pierderilor hidraulice în organele turbomașinilor .....	37
3.1.1 Calculul pierderilor hidraulice ce apar la trecerea curentului prin camera spirală și stator.....	38
3.1.2 Relații de calcul a pierderilor hidraulice în aparatul director .....	39
3.1.3 Relații de calcul pentru pierderile hidraulice în rotor .....	41
3.1.4 Calculul pierderilor hidraulice în tubul de aspirație .....	43
3.2 Calculul bilanțului energetic .....	44
3.3 Calculul și trasarea diagramei universale .....	45
3.3.1 Trasarea diagramei universale .....	47
3.4 Rezultate numerice. Aplicarea metodei de calcul și trasare a diagramei universale .....	49
3.5 Concluzii privind metoda de determinare a diagramei universale pe baza bilanțului energetic .....	53
CAPITOLUL IV. Determinarea experimentală a coeficientului de pierdere hidraulică în canale interpaletare tip Francis .....	55
4.1 Cercetări experimentale pe plan mondial și național privind determinări de pierderi în rezistențe hidraulice locale .....	55
4.2 Investigații experimentale privind determinarea pierderilor hidraulice în organele turbomașinilor, efectuate în stațiuni complexe de încercări globale ....	63

4.3	Modelarea experimentală a canalelor interpaletare rotorice tip Francis .....	64
4.3.1	Reprezentări grafice tridimensionale pentru paletele și rotorii turbomașinilor .....	64
4.3.1.1.	Elemente geometrice de bază ale paletelor, coroanei și inelului turbomașinilor radiale și radial axiale .....	65
4.3.1.2	Principiul metodei reprezentărilor grafice tridimensionale .....	67
4.3.1.3	Reprezentarea pe calculatorul HP 9845A a paletelor și rotoarelor turbomașinilor .....	69
4.3.2	Investigarea unor mărimi caracteristice regimului de curgere în rotorii Francis .....	69
4.3.3	Modelarea fizică a canalelor interpaletare de turbină și turbină-pompă tip Francis .....	76
4.3.3.1	Canalul interpaletar de turbină Francis .....	76
4.3.3.2	Canalul interpaletar rotorice de turbină-pompă tip Francis .....	78
4.4	Stațiunea experimentală .....	79
4.5	Metodologia experimentală .....	85
4.5.1	Principiul metodei .....	85
4.5.2	Strategia experimentală .....	87
4.6	Achiziționarea și prelucrarea rezultatelor experimentale .....	88
CAPITOLUL V. Analiza rezultatelor experimentale .....		89
5.1	Erori de măsură .....	89
5.2	Calculul erorilor .....	90
5.3	Prelucrarea statistică a rezultatelor .....	92
5.3.1	Analiza de corelație .....	93
5.3.2	Determinarea curbelor de regresie cu metoda celor mai mici pătrate .....	93
5.4	Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotorice de turbină Francis .....	94
5.4.1	Rezultate experimentale pentru canalul fix .....	94
5.4.2	Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotitor .....	97
5.4.3	Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar rotorice de turbină, funcționând în regim de pompare .....	99
5.5	Rezultate experimentale pentru canalul mașinii reversibile tip Francis .....	103
5.5.1	Rezultate privind funcționarea în regim de turbina-reversibil .....	104
5.5.2	Rezultate experimentale pentru canalul interpaletar al rotorului reversibil funcționând în regim de pompare .....	107
5.6	Concluzii privind rezultatele experimentale obținute la determinarea pierderilor hidraulice în canalele interpaletare rotorice de turbină și turbină-pompă Francis .....	110
CAPITOLUL VI. Determinarea experimentală a pierderilor prin șoc la intrare în rotorul de turbină și analiza ponderii pierderilor hidraulice în rotor față de pierderile totale .....		114
6.1	Determinarea experimentală a pierderilor prin șoc ..	114
6.2	Analiza ponderii pierderilor hidraulice din rotor față de pierderile totale din turbină .....	123
6.3	Concluzii privind pierderile prin șoc și ponderea ..	126



CAPITOLUL VII. Concluzii .....	128
7.1 Concluzii generale .....	128
7.2 Contribuții originale .....	130
Mulțumiri .....	132
BIBLIOGRAFIE .....	133

=====  
A N E X A  
==â=====

Listinurile programelor de achiziție și  
-----  
prelucrare a datelor  
-----

PROGRAM ACHIZITIE--STOCARE DATE

```
10 PRINT PAGE,LIN(8)
20 GOSUB Const
30 PRINT TAB(Tabu+1);Num$;"          ! =====
"
40 PRINT TAB(Tabu);"22.FEB.89      ! Program 2,CULEGERE DATE
"
50 PRINT TAB(Tabu);"              ! =====
"
60 OPTION BASE 1
70 DIM V$(6)[2],Com$[160]
80 SHORT Tab(50,6)
90 DATA "P ","F ","L1","L2","U ","n "
100 MAT READ V$
110 Inco$="D"
120 INPUT "Introduceti date / Corectati (CONT / C) : ",
co$
130 IF Inco$="C" THEN 230
140 Ex$="D"
150 INPUT "Exista deja o parte din fisier ? (CONT / N) :
Ex$
160 IF Ex$="D" THEN 230
170 DISP "INTRODUCETI Observatii,Comentarii ( max.160 caracter
) : ";
180 INPUT Com$
190 PRINT PAGE,LIN(2),Com$
200 INPUT "Hi, Pa ",Hi,Pa
210 PRINT "Hi=";Hi,"Pa=";Pa
220 GOTO 250
230 INPUT "Nume FISIER",Fi$
240 CALL Baydis("C",Fi$,Com$,Hi,Pa,N,Tab(*))
250 BEEP
260 PRINT LIN(1),"O clipa ... "
270 WAIT 3000
280 BEEP
290 GOSUB Star
300 IF Inco$="D" THEN 330
310 GOSUB Ver
320 GOTO 660
330 DISP "Urmeaza sa introduceti valorile ";V$(J);" ... "
340 WAIT 2000
350 BEEP
360 C: I=0
370 IF Ex$="N" THEN 450
380 PRINT PAGE," Nr.   valoare ";V$(J)
390 FOR I=1 TO N
400     DISP V$(J);" valoarea ";I;
410     INPUT Tab(I,J)
420     PRINT USING "3D,x,6D.4D";I,Tab(I,J)
430 NEXT I
440 GOTO 550
450 PRINT PAGE," Nr.   valoare ";V$(J);"   Dati 99 pt RETINE
DATE"
460 I=I+1
470 IF I>50 THEN 530
480 DISP " valoarea ";V$(J);" (";I;") : ";
490 INPUT Tab(I,J)
500 IF Tab(I,J)=99 THEN 530
```

```
510 PRINT USING "3D,X,6D.3D";I,Tab(I,J)
520 GOTO 460
530 N=I-1
540 REDIM Tab(N,6)
550 BEEP
560 DISP "Ati introdus ";N;" valori ... "
570 WAIT 1500
580 BEEP
590 Ver$="D"
600 INPUT "Verificati valorile introduse ? ( CONT / N ) :
Ver$
610 IF Ver$="D" THEN GOSUB Ver
620 BEEP
630 R$="D"
640 INPUT "Retineti datele pe suport magnetic ? ( CONT /
) : ",R$
650 IF R$="N" THEN STOP
660 DISP "Urmeaza inregistrarea datelor pe suport magnetic ..
"
670 WAIT 1500
680 BEEP
690 INPUT "Nume FISIER : ",Fi$
700 CALL Baydis("S",Fi$,Com$,Hi,Pa,N,Tab(*))
710 DISP "GATA Program 2. (Urmeaza Program 3.)"
720 STOP
730 Ver: PRINT PAGE
740 PRINT TAB(20);" Nr. valori ";V$(J),LIN(I)
750 FOR I=1 TO N
760 PRINT USING "20X,3D,X,6D.3D";I,Tab(I,J)
770 NEXT I
780 Cor$="N"
790 INPUT "Corectati ceva ? ( D / CONT ) : ",Cor$
800 IF Cor$="N" THEN RETURN
810 Cor$="N"
820 INPUT "Dati indicele liniei unde corctati : ",Icor
830 Cor: DISP V$(J);"(";Icor;")=";Tab(Icor,J);" Dati valoarea n
a ";
840 INPUT Tab(Icor,J)
850 GOTO Ver
860 Const:Num$="BA-P2 "
870 Tabu=15
880 RETURN
890 END
900 Star: ! ===== !
910 ! 30.NOV.88 ! Sectionea Star !
920 ! ===== !
930 ON KEY #8 GOTO S8
940 ON KEY #9 GOTO S9
950 ON KEY #10 GOTO S10
960 ON KEY #11 GOTO S11
970 ON KEY #12 GOTO S12
980 ON KEY #13 GOTO S13
990 ON KEY #14 GOTO S14
1000 ON KEY #15 GOTO S15
1010 J=0
1020 PRINT PAGE,LIN(15),SPA(15);"Apasati o TASTA pentru vari
ila dorita :",LIN(1)
1030 PRINT SPA(10);" P F L1 L2 U
n"
1040 PRINT SPA(10);" K8 K9 K10 K11
K12 K13 "
```

```
1050      GOTO 1050
1060 S13: J=J+1
1070 S12: J=J+1
1080 S11: J=J+1
1090 S10: J=J+1
1100 S9:  J=J+1
1110 S8:  J=J+1
1120      R$="D"
1130      DISP SPA(17);" Introduceti sau Corectati ";V$(J);" ?
      CONT / N ) : ";
1140      INPUT R$
1150      IF R$="N" THEN 1010
1160      PRINT PAGE
1170      RETURN
1180 Baydis:SUB Baydis(R$,Fi$,Com$,Hi,Pa,N,SHORT T(*) )
1190      ! ===== !
1200 ! 22.FEB.89 ! SUBrutina Baydis !
1210 ! ===== !
1220      OPTION BASE 1 ! R$: C/Citire S/Scriere
1230      ON ERROR GOSUB Der
1240      DISP "PORNESTE DISCUL";TAB(72);"CONT "
1250      PAUSE
1260      DISP ""
1270      IF R$="C" THEN Dic
1280      IF R$="S" THEN Dis
1290      SUBEXIT
1300 Dic: DISP "PAROLA fisier ";Fi$;" : ";
1310      INPUT Pa$
1320      DISP "O clipa ... "
1330      ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$
1340      DISP "READ ";Fi$;"... ";
1350      READ #1;Com$[1;160]
1360      READ #1;Hi
1370      READ #1;Pa
1380      READ #1;N
1390      DISP TAB(54);" ";N;"*6 val. "
1400      REDIM T(N,6)
1410      MAT READ #1;T
1420      ASSIGN #1 TO *
1430      WAIT 1000
1440      PRINT PAGE,LIN(2),Com$[1;160]
1450      PRINT "Hi=";Hi;" Pa=";Pa,LIN(2),SPA(15),"MATRICEA TAB
      (";N;"",";"6) :",LIN(2)
1460      PRINT " NR P F L1 L2 U
n"
1470      FOR I=1 TO N
1480      PRINT USING "2X,2D,2X,6D,3X,5D,3X,3D,3D,3X,D,3D,3X,2D
D,3X,3D";I,T(1,1),T(1,2),T(1,3),T(1,4),T(1,5),T(1,6)
1490      NEXT I
1500      GOTO 1820
1510 Dis: Lf=PROUND(((N+1)*6*4+160+4+2*3+4)/256+2.5,0)
1520      DISP "Necesar un fisier ";Fi$;" de ";Lf;"articole";TAB(
);"CONT "
1530      CAT Fi$[1,4]
1540      PAUSE
1550      Cre$="D"
1560      DISP "Creem ";Fi$;" ? ( CONT / N ) : ";
1570      INPUT Cre$
1580      IF Cre$="N" THEN 1560
1590      CREATE Fi$,Lf
1600      Rpa$="N"
```

```
1610      INPUT "Protejam fisierul cu PAROLA ? ( D / CONT ) :  
  
1Rpa$  
1620      IF Rpa$="D" THEN 1650  
1630      ASSIGN #1 TO Fi$  
1640      GOTO 1720  
1650      CAT Fi$  
1660      DISP "|PRINT| ";Fi$;" |PRINT|   Parola ? : ";  
1670      INPUT Pa$  
1680      IF Cre$="N" THEN 1700  
1690      PROTECT Fi$,Pa$  
1700      DISP "O clipa ... "  
1710      ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$  
1720          DISP "PRINT ";Fi$;"... "  
1730          PRINT #1;Com$[1;160]  
1740          PRINT #1;Hi  
1750          PRINT #1;Pa  
1760          PRINT #1;N  
1770          MAT PRINT #1;T  
1780      ASSIGN * TO #1  
1790      Ver$="N"  
1800      INPUT "Verificam RETINEREA pe Disc ? ( D / CONT ) :  
  
1810      IF Ver$="D" THEN GOTO Dic  
1820      DISP "Thank YOU. (OPRESTE DISCUL)";TAB(72);"CONT "  
1830      PAUSE  
1840      DISP ""  
1850      SUBEXIT  
1860 Der: PRINT LIN(1)," EROARE la ";Fi$;" ";ERRM$,LIN(2)  
1870      BEEP  
1880      CAT Fi${1,4}  
1890      BEEP  
1900      GOTO 1290  
1910 SUBEND  
1910 SUBEND
```

PROGRAM PRELUCRARE DATE SI GRAFICA

```
10     PRINTER IS 16
20     PRINT PAGE,LIN(3)
30     GOSUB Const
40     PRINT TAB(Tab+1);Num$;"          ! =====
!"
50     PRINT TAB(Tab);" 7.DEC.99      ! Program 3.PRELUCRARE DATE
!"
60     PRINT TAB(Tab);"              ! =====
!"
70     IF Run=1 THEN Print
80     Nrpen=1
90     Run=1
100    OPTION BASE 1
110    DIM Q(50),Re(50),Rq(50),S(21),S1(21),S2(21),Sh(50),Z(50),C
$[160],X(50),X1(50),X2(50),Y(50),Y1(50),Y2(50)
120    SHORT T(50,6)
130    COM G$,Mai$,T$(21),T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Swnorlog,Te$(3)[3

140    CGM Xmi,Xma,Ymi,Yma,Car
150    INPUT "Nume FISIER Date-Masuratori :",Fi$
160    CALL Baydis("C",Fi$,Com$,Hi,Pa,N,T(*))
170 Print:
180    Tabel$="N"
190    Io=1
200    Mai$="N"
210    EXIT GRAPHICS
220    IF Start=1 THEN 250
230    Start=1
240    GOTO 300
250    INPUT "MAI CITIM un fisier ? ( D / CONT ) : ",Mai$
260    IF Mai$="N" THEN 300
270    Nrpen=Nrpen+1
280    INPUT "Nume FISIER Date-Masuratori :",Fi$
290    CALL Baydis("C",Fi$,Com$,Hi,Pa,N,T(*))
300    REDIM Q(N)
310    FEDIM Re(N)
320    REDIM Rq(N)
330    REDIM Sh(N)
340    REDIM Z(N)
350    INPUT "DORITI TABEL cu rezultate ? ( D /CONT ) ( D =
LIMINARE ) : ",Tabel$
360    IF Tabel$="N" THEN DISP "O clipa ... "
370    IF Tabel$="N" THEN 450
380    DISP "DATI Nr,LINLE TABEL de start ( 1 -";N;" ) ( i = CO
): ";
390    INPUT Io
400    PRINT PAGE
410    L$=" ! "
420    PRINT " -----
-----"
430    PRINT " ! 1 ! Zita,r ! Op ! Ro ! wl ! w2
V ! Re !"
440    PRINT " !-----!-----!-----!-----!-----
-----!"
450    FOR I=Io TO N
460        Tmic=1.29E-3*T(1,2)+12.16
470        Tmare=273+Tmic
480        Ro=T(I,1)/(F*Tmare*(1-Hi*FWPv(Tmic))/T(1
```

```

490     P2=Amic*T(1,3)+Bmic
500     P3=Cmic*T(1,4)+Dmic
510     Dp=P2
511 !   Dp=T(1,3)*9.80665
520     Q(1)=FNQ(T(1,5))
530     W=P1*T(1,6)/30
540     W1=Q(1)/S1
550     W2=Q(1)/S2
560 !   Z(1)=Dp/(Ro/2*W2^2)+((W1/W2)^2-1)!+W^2/W2^2*(R2^2-R1^2)
561     Z(1)=(Dp/(Ro/2*W2^2)+((W1/W2)^2-1))/12.5
570     N1=No*(Tmare/273)^1.5*(273+C)/(Tmare+C)
580     v=N1/Ro
590     Re(1)=Dh2*W2/v
600     Sh(1)=W*Dh2/W2
610     Rq(1)=Re(1)*Sh(1)
620     IF Tabel$="N" THEN 640
630     PRINT USING "K,2D,K,MD,4D,K,4D,D,K,D,4D,k,3D,2D,K,2D,3D,
D,4DE,K,5D,K";L$,I,L$,Z(1),L$,Dp,L$,Ro,L$,W1,L$,W2,L$,v,L$,Re(1
"!)"
640     NEXT I
650     IF Tabel$="N" THEN 890
660     PRINT " !-----!-----!-----!-----!-----!-----
-----!-----!"
670     IF El$="D" THEN 710
680     El$="N"
690     INPUT "ELIMINATI ceva din Tabel ? ( D / CONT ) : ",E

700     IF El$="N" THEN Apr
710     INPUT "Ce linie ELIMINATI din Tabel ? : ",Iel
720     FOR I=Iel TO N-1
730         FOR J=1 TO 6
740             T(1,J)=T(I+1,J)
750         NEXT J
760     NEXT I
770     N=N-1
780     REDIM T(N,6)
790     CALL Baydis("D",Fi$,Com$,Hi,Pa,K,T(*))
800     El$="N"
810     INPUT "Mai ELIMINATI o linie ? ( D / CONT ) : ",El$
820     IF El$="D" THEN 400
830     Re$="K"
840     INPUT "Retineti NOUL Fisier ? ( D / CONT ) : ",Re$
850     IF Re$="N" THEN Apr
860     DISP "NOME Fisier ? (in general diferit de ";Fi$;" + I//S
..) : ";
870     INPUT Fi$
880     CALL Baydis("S",Fi$,Com$,Hi,Pa,N,T(*))
890 Apr:INPUT "Ce Aprox.? : Zita.r = F(Q/l,Re/2,Sh/3,Rq/
,RETIN/5,NOTGr/6) : ",Indapr
900     IF (Indapr=5) OR (Indapr=6) THEN 920
910     INPUT "Variabila ptr. Caracter (1-5) : ",Car
920     ON Indapr GOSUB Q,Re,Sh,Rq,Retinapr,Notgraf
930     GOTO 890
940     DISP "GATA Program 3."
950     STOP
960 Q: T$="LOG(10*Zita.r)=F(Q ) "
970 !   T$="123456789.12345678901"
980 !   T$="Zita.r=F(Q ) "
990     DISP T$;
1000    CALL Muta(N,Q(*),Z(*),X(*),Y(*))

```



```
1010 GOSUB Aprqrs
1020 RETURN
1030 Re:T$="LOG(10*Zita.r.)=F(Re) "
1040 DISP T$;
1050 CALL Muta(N,Re(*),Z(*),X(*),Y(*))
1060 GOSUB Aprqrs
1070 RETURN
1080 Sh:T$="LOG(10*Zita.r.)=F(Sh) "
1090 DISP T$;
1100 CALL Muta(N,Sh(*),Z(*),X(*),Y(*))
1110 GOSUB Aprqrs
1120 RETURN
1130 Rq:T$="LOG(10*Zita.r.)=F(Rq) "
1140 DISP T$;
1150 CALL Muta(N,Rq(*),Z(*),X(*),Y(*))
1160 Aprqrs: ! Aproxim. Q, Re, Sh, Rq
1170 IF Mai$="N" THEN 1190
1180 CALL Norlog(N,X(*),Y(*),1)
1190 CALL Mcmm2(N,X(*),Y(*),Gr,Ns,S(*),1)
1200 Mai$="D"
1210 GOSUB Apx
1220 IF Apx$="N" THEN 1320
1230 DISP "Urmeaza PRIMA Aproximare : ( xmin-zinflexiune )"
1240 BEEP
1250 WAIT 2000
1260 CALL Mcmm2(N1,X1(*),Y1(*),Gr1,Ns1,S1(*),0)
1270 DISP "Urmeaza A DOUA Aproximare : ( Xinflexiune-Xmax )"
1280 BEEP
1290 WAIT 2000
1300 CALL Mcmm2(N2,X2(*),Y2(*),Gr2,Ns2,S2(*),0)
1310 GOTO 1330
1320 CALL Mcmm2(N,X(*),Y(*),Gr,Ns,S(*),0)
1330 DISP "GATA APROXIMARI. REVIN LA 1 2 3 4 5 6 "
1340 BEEP
1350 WAIT 1500
1360 RETURN
1370 Retinapr: IF Apx$="N" THEN Pp
1380 PRINT PAGE
1390 PRINT USING "K,/,3X,MD.3DE";"Ec.Polinom-1 :",S1(1)
1400 FOR I=2 TO Ns1
1410 PRINT USING "3X,MD.3DE,K,D";S1(I);" * X^";I-1
1420 NEXT I
1430 PRINT USING "///,K,/,3X,MD.3DE";"Ec.Polinom-2 :",S2(1)
1440 FOR I=2 TO Ns2
1450 PRINT USING "3X,MD.3DE,K,D";S2(I);" * X^";I-1
1460 NEXT I
1470 DISP "Nume Fisier Polinom -1 ";T$;" ? : ";
1480 INPUT Fipol$
1490 CALL Poldis("S",Fipol$,Gr1,Ns1,S1(*))
1500 DISP "Nume Fisier Polinom -2 ";T$;" ? : ";
1510 INPUT Fipo2$
1520 CALL Poldis("S",Fipo2$,Gr2,Ns2,S2(*))
1530 RETURN
1540 Pp:PRINT PAGE
1550 PRINT USING "K,/,3X,MD.3DE";"Ec.Polinom =",S(1)
1560 FOR I=2 TO Ns
1570 PRINT USING "3X,MD.3DE,K,D";S(I);" * X^";I-1
1580 NEXT I
1590 DISP "Nume Fisier Polinom ";T$;" ? : ";
1600 INPUT Fipo$
1610 CALL Poldis("S",Fipo$,Gr,Ns,S(*))
1620 RETURN
```

```
1630 Const:!  
1640 Num$="EA-p3 "  
1650 Tab=15  
1660 R=287.1  
1670 G=9.80665  
1680 S1=2.1168E-4  
1690 S2=3.538E-4  
1700 R1=.0833  
1710 R2=.0284  
1720 Dh2=1.680E-2  
1730 Nc=1.72E-5  
1740 C=122  
1750 Amic=919.373  
1760 Bmic=-3677.493  
1770 Cmic=490.332  
1780 Dmic=-980.665  
1790 RETURN  
1800 Apx: ! Aproximare prin parti  
1810 Apx$="N"  
1820 INPUT "Aproximati pe Domenii ? (N=CONT / D)",Apx$  
1830 IF Apx$="N" THEN RETURN  
1840 DISP "Val. X ptr. Stabilire Domenii (5 sec.=GRAPHICS),  
";  
1850 WAIT 1000  
1860 GRAPHICS  
1870 WAIT 5000  
1880 EXIT GRAPHICS  
1890 INPUT " (123/ REL.GRAF) : ",Xdom1  
1900 IF Xdom1=123 THEN 1840  
1910 K=0  
1920 FOR I=1 TO N  
1930 K=K+1  
1940 IF X(I)>=Xdom1 THEN Adx2  
1950 Adx1: X1(K)=X(I)  
1960 Y1(K)=Y(I)  
1970 NEXT I  
1980 Adx2:N1=K  
1990 K=0  
2000 FOR I=N1 TO N  
2010 K=K+1  
2020 X2(K)=X(I)  
2030 Y2(K)=Y(I)  
2040 NEXT I  
2050 N2=K  
2060 RETURN  
2070 Notgraf: ! Notatii pe grafic'  
2080 E:!  
2090 EXIT GRAPHICS  
2100 Npg$="N"  
2110 POINTER Xmi+(Xma-Xmi)/2,Yri+(Yma-Ymi)/2  
2120 GRAPHICS  
2130 DIGITIZE Xnpg,Ynpg  
2140 MOVE Xnpg,Ynpg  
2150 IF Apx$="N" THEN Npgsolo  
2160 Indec=Indec+1  
2170 LABEL USING "2D,K,0,3DE";Indec,". ",S1(1)  
2180 FOR I=2 TO Ns1  
2190 LABEL USING "4X,ND,3DE,K,D";S1(1);" * X^";I-1  
2200 NEXT I
```

```
2200 NEXT I
2210 Indec=Indec+1
2220 LABEL USING "/,2D,K,MD,3DE";Indec,". ",S2(1)
2230 FOR I=2 TO Ns2
2240 LABEL USING "4X,MD,3DE,K,D";S2(1);" * X^";I-1
2250 NEXT I
2260 RETURN
2270 Npgsolo:
2280 Indec=Indec+1
2290 LABEL USING "/,K,MD,3DE";"Ep.",S(1)
2300 FOR I=2 TO Ns
2310 LABEL USING "3X,MD,3DE,K,D";S(1);" * X^";I-1
2320 NEXT I
2330 RETURN
2340 End:END
2350 SUB Mcmm2(N,X(*),Y(*),Gr,Ns,S(*),Ret)
2360 ! ===== !
2370 ! 17.MAR.89 ! METODA CELOR MAI MICI PATRATE !
2380 Mcmm2: ! ===== !
2390 OPTION BASE 1
2400 DIM Y1(50),Ye(50),Emax(50),Xa(50),Ya(50)
2410 COM G$,Mai$,Titlu$[21],T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Swnorlog,Pe$([38])
2420 CCM Xmi,Xma,Ymi,Yma,Car
2430 Na=50
2440 LI:DATA "APROXIMARE","X [ ]","Y [ ]"
2450 RESTORE LI
2460 MAT READ Te$
2470 Te$(1)=Te$(1)&" "&Titlu$
2480 Te$(2)=" "&Te$(1)[29;2]
2490 Te$(3)=" "&Titlu$[1;14]
2500 REDIM S(21)
2510 IF Mai$="D" THEN 2530
2520 GOSUB Start
2530 CALL Des(2,N,X(*),Y(*),Xmi,Xma,Ymi,Yma,Car)
2540 IF Ret=1 THEN SUBEXIT
2550 GOSUB V0
2560 EXIT GRAPHICS
2570 IF Swnorlog=1 THEN 2600
2580 Swnorlog=1
2590 CALL Norlog(N,X(*),Y(*),2)
2600 FOR Ke=Crmin TO Grmax
2610 DISP "Analizez Gradul ";Ke;"... ";
2620 CALL Met2(N,Ind,Ke,X(*),Y(*),S(*))
2630 CALL Calc(N,Ind,Ke,S(*),X(*),Y1(*))
2640 CALL Er(N,Y(*),Y1(*),Ye(*))
2650 Emax(Ke)=Ye(1)
2660 FOR Ie=2 TO K
2670 Emax(Ke)=MAX(Emax(Ke),Ye(Ie))
2680 NEXT Ie
2690 IF Ke=1 THEN 2720
2700 IF Emax(Ke.)>Emax(Ke-1) THEN Swermax=Swermax+1
2710 IF Swermax=3 THEN 2720
2720 NEXT Ke
2730 GOTO 2760
2740 Gr=Ke
2750 GOTO 2800
```

```
3350 INPUT " GRAFIC TV. / Plotter ? ( CONT / P ) : ",G$
3360 DISP "o,k ... "
3370 IF G$="G" THEN GOTO Graf
3380 GOTO Plot
3390 Graf: PLOTTER IS 13,"GRAPHICS"
3400 FRAME
3410 GOTO 3450
3420 Plot: PLOTTER IS 7,5,"9872A"
3430 PRINTER IS 7,5
3440 PRINT "Vs 30"
3450 X=100*MAX(1,1/RATIO)
3460 Y=100*MAX(1,1/RATIO)
3470 Xc=1.5*X/100
3480 Yo=1.5*Y/100
3490 LOCATE Xc,X-Xc,Yo,Y-Yo
3500 FRAME
3510 D2: DATA 2,-2,2,-2
3520 RESTORE D2
3530 READ Iapx,Dx,Iapy,Dy
3540 CALL Minmax(N,X(*),Xmi,Xma,Y(*),Ymi,Yma,Iapx,Dx,Iapy,D

3550 PRINTER IS 16
3560 PRINT LIN(1)," Valori LIMITA pentru DOMENIU
"
3570 PRINT " X minim X maxim Y minim Y max
"
3580 PRINT USING "4X,4(6D.2D ,3X)";Xmi,Xma,Ymi,Yma
3590 Lim$="N"
3600 DISP "Modificati limitele ? ( D / CONT ) : ";
3610 INPUT Lim$
3620 IF Lim$="F" THEN 3880
3630 IF Lim$="D" THEN 3660
3640 PRINT " X minim X maxim Y minim Y max
"
3650 PRINT USING "4X,4(6D.2D ,3X)";Xmi,Xma,Ymi,Yma
3660 PRINT " 1 2 3
4 "
3670 DISP "Care limita MODIFICATI ? : ";
3680 INPUT Ilim
3690 ON Ilim GOTO X1,X2,Y1,Y2
3700 X1: DISP "Xminim=";Xmi;" care e valoarea noua : ";
3710 INPUT Xmi
3720 GOTO Conlim
3730 X2: DISP "Xmaxim=";Xma;" care e valoarea noua ? : ";
3740 INPUT Xma
3750 GOTO Conlim
3760 Y1: DISP "Yminim=";Ymi;" care e valoarea noua ? : ";
3770 INPUT Ymi
3780 GOTO Conlim
3790 Y2: DISP "Ymaxim=";Yma;" care e valoarea noua ? : ";
3800 INPUT Yma
3810 Conlim:R$="N"
3820 DISP "Mai modificati ? ( D / CONT ) : ";
3830 INPUT R$
3840 IF R$="D" THEN 3640
3850 PRINT PAGE
3860 PRINTER IS 7,5
3870 PRINT "Vs 30"
3880 CALL Ax(Xmi,Xma,Ymi,Yma,0,Xmi,Ymi,Te$(*))
3890 RETURN
3900 VO:Ind=2
```

- All -

```
3900 V0:Ind=2
3910 DISP Titlu$;" Grad minim ? : ";
3920 INPUT Grmin
3930 DISP Titlu$;" Grad MAXIM ? : ";
3940 INPUT Grmax
3950 Ermin=Emax(1)=9F99
3960 RETURN
3970 SUBEND
3980 Des:SUB Des(Lincru,N,X(*),Y(*),X1,X2,Y1,Y2,Car)
3990 OPTION BASE 1
4000 COM G$,Mai$,Titlu$[21],T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Swnorlog,Te
3) [38]
4010 IF G$="G" THEN 4030
4020 ! PEN Nrpen
4030 GRAPHICS
4040 C=75
4050 T1=ABS(X2-X1)/C
4060 T2=ABS(Y2-Y1)/C
4070 IF Lincru=1 THEN 4250
4080 IF Lincru=2 THEN 4130
4090 IF Lincru=3 THEN 4250
4100 BEEP
4110 DISP "Cum desenez! (Liniute/Cruciulite) ? EDIT LINE Des."
AB(72);"PAUSE "
4120 PAUSE
4130 LONG 5
4140 FOR I=1 TO N
4150 ! MOVE X(I),Y(I)
4160 ! LABEL USING "K";"+"
4170 ! GOTO 3290
4180 MOVE X(I)-T1,Y(I)
4190 DRAW X(I)+T1,Y(I)
4200 MOVE X(I),Y(I)+T2
4210 DRAW X(I),Y(I)-T2
4220 NEXT I
4230 LONG 1
4240 GOTO 4420
4250 I=1
4260 MOVE X(I),Y(I)
4270 I3=0
4280 GOSUB Semn
4290 MOVE X(I),Y(I)
4300 FOR I=2 TO N
4310 I3=I3+1
4320 IF I3<>5 THEN 4370
4330 I3=0
4340 MOVE X(I),Y(I)
4350 IF Lincru=3 THEN GOSUB Semn
4360 MOVE X(I-1),Y(I-1)
4370 DRAW X(I),Y(I)
4380 NEXT I
4390 I=N
4400 MOVE X(I),Y(I)
4410 GOSUB Semn
4420 PENUP
4430 WAIT 1500
4440 EXIT GRAPHICS
4450 SUBEXIT
4460 Semn:ON Car GOTO S1,S2,S3,S4,S5
4470 S1:
4480 LONG 5
4490 LABEL USING "K";"O"
4500 LONG 1
4510 RETURN
```

```
4520 S2:!  
4530     MOVE X(1)-T1,Y(1)  
4540     DRAW X(1),Y(1)+T2  
4550     DRAW X(1)+T1,Y(1)  
4560     DRAW X(1),Y(1)-T2  
4570     DRAW X(1)-T1,Y(1)  
4580     RETURN  
4590 S3:!  
4600     MOVE X(1)-T1,Y(1)-T2  
4610     DRAW X(1),Y(1)+T2  
4620     DRAW X(1)+T1,Y(1)-T2  
4630     DRAW X(1)-T1,Y(1)-T2  
4640     RETURN  
4650 S4:!  
4660     MOVE X(1)-T1,Y(1)-T2  
4670     DRAW X(1)-T1,Y(1)+T2  
4680     DRAW X(1)+T1,Y(1)+T2  
4690     DRAW X(1)+T1,Y(1)-T2  
4700     DRAW X(1)-T1,Y(1)-T2  
4710     RETURN  
4720 S5:!  
4730     MOVE X(1)-T1,Y(1)+T2  
4740     DRAW X(1)+T1,Y(1)+T2  
4750     DRAW X(1),Y(1)-T2  
4760     DRAW X(1)-T1,Y(1)+T2  
4770     MOVE X(1),Y(1)  
4780     RETURN  
4790 SUBEND  
4800 Calc:SUB Calc(N,Ind,Gr,S(*),X(*),Y(*),  
4810     OPTION BASE 1  
4820 !   X1=X(1)  
4830 !   X2=X(N)  
4840 !   N=25  
4850 !   REDIM X(N)  
4860 !   REDIM Y(N)  
4870 !   Px=(X2-X1)/(N-1)  
4880 !   FOR I=1 TO N  
4890 !   X(I)=X1+Px  
4900 !   Y(I)=FNPOL(Ind,Gr,S(*),X(I))  
4910 !   NEXT I  
4920 SUBEND  
4930 Er:SUB Er(N,Y(*),Yl(*),Ye(*))  
4940     OPTION BASE 1  
4950     FOR I=1 TO N  
4960         IF Y(I)=0 THEN 4980  
4970         Ye(I)=(Yl(I)-Y(I))/Y(I)*100  
4980     NEXT I  
4990 SUBEND  
5000 Ax:SUB Ax(Xmi,Xma,Ymi,Yma,O,Xo,Yo,T$(*))  
5010     OPTION BASE 1  
5020     COM GS,Mai$,Titlu${21},T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Swrnrlog,Te$  
5030 ! Type=1+((Nlx$="L") AND (Nly$="N"))+2*((Nly$="L", AND (Nlx$  
5040 Type=1  
5050 SCALE Xmi*.85,Xma*1.15,Ymi*.85,Yma*1.15  
5060 CALL Auscl(Xmi,Xma,O,M1,M2,11)  
5070 CALL Auscl(Ymi,Yma,O,M3,M4,12)
```

```
5080 CALL Axe(M1,M2,M3,M4,I1,I2,Xo,Yo,Type)
5090 CALL Labler(M1,M2,M3,M4,Xo,Yo,T$(*))
5100 SUBEND
5110 Aus:SUB Auscl(Min,Max,Offset,Minm,Maxm,Inter)
5120   DEFAULT ON
5130   Range=ABS(Max-Min)
5140   Power=INT(LGT(Range))
5150   Norm=Range/10^Power
5160   N=10*(Norm>=5)+5*((Norm<5) AND (Norm>=2))+2*((Norm<2) AND
orm>1))+((Norm<=1))
5170   Inter=DROUND(N*10^(Power-1),1)
5180   Dir=-1
5190   X=(Min-Offset)/10^Power
5200   GOSUB Rout
5210   Minm=Rout*10^Power+Offset
5220   Dir=1
5230   X=(Max-Offset)/10^Power
5240   GOSUB Rout
5250   Maxm=Rout*10^Power+Offset
5260   SUBEND
5270 Rout: Test=FRACT(ABS(X)) ! ROUND OUT X TO MULTIPLE OF N IN
RECTION Dir.
5280   Digit=INT(10*Test)
5290   Delta=Digit*(N=10)+Digit MOD N*(N<>10)
5300   Round=((SGN(X)*Dir>0)*N-SGN(X)*Dir*Delta)/10*((Test-Di
t/10 OR Delta)<>0)
5310   IF ABS(SGN(X)*Digit/10+Dir*Round)>1 THEN Round=1-Dig
/10
5320   Rout=SGN(X)*(INT(ABS(X))+Digit/10)+Dir*Round
5330   RETURN
5340 Axe:SUB Axe(Xmin,Xmax,Ymin,Ymax,Xint,Yint,Xorg,Yorg,Type)
5350   OPTION BASE 1
5360   COM C$,Mai$,Titlu$(21),T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Swnorlog,Te$(
[38]
5370   DEF FNLow=(Yorg-Ymin<=.67*Height)
5380   DEF FNLeft=(Xorg-Xmin<=.67*Width)
5390   CSIZE 2,55
5400   Height=Ymax-Ymin
5410   Width=Xmax-Xmin
5420   SCALE Xmin-ABS((.1+.1*FNLeft)*Width),Xmax+ABS((.1+.1*NO F
eft)*Width),Ymin-ABS((.1+.12*FNLow)*Height),Ymax+ABS((.1+.12*NO
FNLow)*Height)
5430   CLIP Xmin,Xmax,Ymin,Ymax
5440   IF Nlx$="N" THEN 5450
5450   AXES Xint,Yint,Xorg,Yorg
5460   Gri$="D"
5470   INPUT "Carciaj ? (CONT'/N) : ",Gri$
5480   GRAPHICS
5490   IF Gri$="N" THEN 5510
5500   GRID Xint,Yint,Xorg,Yorg
5510   DEG
5520   LDIE 0
5530   LORG 2
5540   IF FNLeft THEN LORG 8
5550   Power=INT(LGT(Yint))
5560   Logsci=INT((Type-1)/2)
5570   Sign=1
5580   Yend=Ymax
5590   FOR I=1 TO 2
5600     FOR Yy=Yorg TO Yend STEP Sign*ABS(Yint)
5610       IF (Sign=-1) AND (Yy=Yorg) THEN NxtY
5620         MOVE Xorg,Yy+Sign*ABS(Yint)*.2*(Gri$="D")
5630         IF (Yy=Yorg) AND (Xmin<>Xorg) AND (Xmax<>Xorg
```

```
5640 Lab=Yy
5650 IF Logsc1 THEN Lab=DROUND(10^Yy,3)
5660 GOSUB Label
5670 IF FNLeft THEN LABEL USING "#,"&Fmt$&","X";Lab
5680 IF NOT FNLeft THEN LABEL USING "#,X,"&Fmt$;La

5690 IF Rep>13 THEN 5720
5700 Rep=Rep+1
5710 Nxy: NEXT Yy
5720 Sign=-1
5730 Yend=Ymin
5740 NEXT 1
5750 LDIR 90
5760 LORG 2
5770 IF FNLOW THEN LORG 3
5780 Power=INT(LGT(Xint))
5790 Logsc1=NOT (Type MOD 2)
5800 Sign=1
5810 Xend=Xmax
5820 FOR I=1 TO 2
5830 FOR Xx=Xorg TO Xend STEP Sign*ABS(Xint)
5840 IF (Sign=-1) AND (Xx=Xorg) THEN Nxtx
5850 MOVE Xx+Sign*ABS(Xint)*.1*(Gri$="D"),Yorg
5860 IF (Xx=Xorg) AND (Ymin<>Yorg) AND (Ymax<>Yorg)
THEN PLOT Xx+(FNLeft-NOT FNLeft)*.02*Width,Yorg
5870 Lab=Xx
5880 IF Logsc1 THEN Lab=DROUND(10^Xx,3)
5890 GOSUB Label
5900 IF FNLOW THEN LABEL USING "#,"&Fmt$&","X";Lab
5910 IF NOT FNLOW THEN LABEL USING "#,X,"&Fmt$;Lab
5920 Nxtx: NEXT Xx
5930 Sign=-1
5940 Xend=Xmin
5950 NEXT 1
5960 GOTO Done
5970 Label: IF (ABS(Lab)>=100000) OR (ABS(Lab)<.001) OR (Power<=-
AND (Lab<>0) THEN Fmt$="MD,DE"
5980 IF Lab=0 THEN Fmt$="MD"
5990 IF (ABS(Lab)>=100000) OR (ABS(Lab)<.001) OR (Power<=-6)
P (Lab=0) THEN Ret
6000 Dig=INT(LGT(ABS(Lab)))
6010 IF Logsc1 AND (Dig<0) THEN Fmt$="M."&VAL$(ABS(Dig)
)&"D"
6020 IF Dig>=0 THEN Fmt$="M"&VAL$(Dig+1)&"D"
6030 IF Logsc1 THEN Ret
6040 IF (Dig<0) AND (Dig>Power) THEN Fmt$="M."&VAL$(AB
Power)+1)&"D"
6050 IF (Dig<0) AND (Dig<=Power) THEN Fmt$="M."&VAL$((
S(Dig)+1)*(Dig>-6)+6*(Dig<=-6))&"D"
6060 IF (Power<0) AND (ABS(Power)<6-Dig) AND (Dig>=0)
EN Fmt$=Fmt$&","&VAL$(ABS(Power)+1)&"D"
6070 IF (Power<0) AND (ABS(Power)>=6-Dig) AND (Dig>=0)
HEN Fmt$=Fmt$&","&VAL$(6-Dig)&"D"
6080 Ret: RETURN
6090 Done: SUBEND
6100 Lab:SUB Labler(Xmin,Xmax,Ymin,Ymax,Xorg,Yorg,Title$(*))
6110 DEF FNLOW=(Yorg-Ymin<=.67*Height)
6120 DEF FNLeft=(Xorg-Xmin<=.67*width)
6130 Height=ABS(Ymax-Ymin)
6140 Width=ABS(Xmax-Xmin)
6150 LDIR 0
6160 LORG 6
6170 IF FNLOW THEN LORG 4
```



```
6180 MOVE Xmin+Width/2,FNLow*(Y0ax+.07*Height)+NOT FNLow*(Ymin-
7*Height)
6190 LABEL USING "#,K";Title$(1)
6200 LORG 4
6210 IF FNLow THEN LORG 6
6220 MOVE FNLeft*Xmax+NOT FNLeft*Xmin,Yorg+FNLow*(.05*Height)-N
FNLow*(.05*Height)
6230 LABEL USING "#,K";Title$(2)
6240 LORG 4
6250 IF FNLow THEN LORG 6
6260 MOVE Xorg,FNLow*(Ymax+.05*Height)+NOT FNLow*(Ymin-.05*Heig
)
6270 LABEL USING "#,K";Title$(3)
6280 SUBEND
6290 DEF FNPOL(Ind,Gr,S(*),X)
6300 ! ===== !
6310 ! 21.FEB.89 ! FUNCTIA Polinom !
6320 Fnpol: ! ===== !
6330 IF Ind=1 THEN 6380
6340 FOR I=1 TO Gr+1
6350 F=F+S(I)*X^(I-1)
6360 NEXT I
6370 GOTO 6390
6380 F=S(1,1)*X^S(2,1)
6390 RETURN F
6400 FNPEND
6410 Met2:SUB Met2(N,Ind,Gr,X(*),Y(*),S(*))
6420 OPTION BASE 1
6430 DIM A(Gr+1,Gr+1),Ai(Gr+1,Gr+1),B(Gr+1)
6440 MAT A=ZER
6450 MAT B=ZER
6460 DISP "Working ... "
6470 ON Ind GOTO Exp,Pol
6480 Exp:A(1,1)=N
6490 FOR I=1 TO N
6500 A(1,2)=A(1,2)+LOG(X(I))
6510 A(2,2)=A(2,2)+LOG(X(I))^2
6520 B(1,1)=B(1,1)+LOG(Y(I))
6530 B(2,1)=B(2,1)+LOG(Y(I))*LOG(X(I))
6540 NEXT I
6550 A(2,1)=A(1,2)
6560 GOTO Cal
6570 Pol:FOR I=1 TO Gr+1
6580 P=I-1
6590 FOR K=1 TO N
6600 B(I)=B(I)+Y(K)*X(K)^P
6610 NEXT K
6620 FOR J=1 TO Gr+1
6630 FOR K=1 TO N
6640 A(1,J)=A(1,J)+X(K)^P
6650 NEXT K
6660 P=P+1
6670 NEXT J
6680 NEXT I
6690 Cal:MAT Ai=INV(A)
6700 MAT S=Ai*B
6710 IF Ind=1 THEN S(1,1)=EXP(S(1,1))
6720 SUBEND
6730 Minmax:SUB Minmax(N,X(*),Xmi,Xma,Y(*),Ymi,Yma,Iapx,Dx,Iapy,D
6740 OPTION BASE 1
6750 CALL Norlog(N,X(*),Y(*),1)
```

```
6750 CALL Norlog(N,X(*),Y(*),1)
6760 Xmi=Xma=X(1)
6770 Ymi=Yma=Y(1)
6780 FOR I=1 TO N
6790     Xmi=MIN(Xmi,X(1))
6800     Xma=MAX(Xma,X(1))
6810     Ymi=MIN(Ymi,Y(1))
6820     Yma=MAX(Yma,Y(1))
6830 NEXT I
6840 ON Iapx+1 GOTO 6900,6850,6880
6850 Xmi=DROUND(Xmi,Dx)
6860 Xma=DROUND(Xma,Dx)
6870 GOTO 6900
6880 Xmi=PRCUNE(Xmi,Dx)
6890 Xma=PROUND(Xma,Dx)
6900 ON Iapy+1 GOTO 6960,6910,6940
6910 Ymi=DROUND(Ymi,Dy)
6920 Yma=DROUND(Yma,Dy)
6930 GOTO 6960
6940 Ymi=PROUND(Ymi,Dy)
6950 Yma=PRCUNE(Yma,Dy)
6960 IF Xmi<>Xma THEN 6990
6970 Xmi=Xma-ABS(Xma)*.5
6980 Xma=Xma+ABS(Xma)*.5
6990 IF Ymi<>Yma THEN 7020
7000 Ymi=Yma-ABS(Yma)*.5
7010 Yma=Yma+ABS(Yma)*.5
7020 SUBEND
7030 SUB Poldis(R$,Fi$,Gr,N,S(*))
7040 ! ===== !
7050 ! 11.FEB.89 ! SUBrutina Poldis !
7060 Poldis: ! ===== !
7070 OPTION BASE 1 ! R$: C/Citire S/Scriere
7080 ON ERROR GOSUB Der
7090 DISP "PORNESTE DISCUL";TAB(72);"CONT "
7100 PAUSE
7110 DISP ""
7120 IF R$="C" THEN Dic
7130 IF R$="S" THEN Dis
7140 SUBEXIT
7150 Dic: DISP "PAROLA fisier ";Fi$;" : ";
7160 INPUT Pa$
7170 DISP "O cliga ... "
7180 ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$
7190 DISP "PEAD ";Fi$;" ... ";
7200 READ #1;Gr
7210 READ #1;N
7220 DISP TAB(54);" ";N;"coef. "
7230 REDIM S(N)
7240 MAT READ #1;S
7250 ASSIGN #1 TO *
7260 WAIT 1000
7270 PRINT PAGE,LIN(2)
7280 PRINT "Gr=";Gr;" , Nr.coef=";N,LIN(2),SPA(26),"COEFICIE
11 : ",LIN(2)
7290 PRINT " X^ COEFICIENTUL"
7300 FOR I=1 TO N
7310 PRINT USING "2X,2D,2N,44D,4DD";I,S(1)
7320 NEXT I
7330 GOTO 7630
7340 Dis: Lf=PROUND((I+2)*4/256+2.5,C)
7350 DISP "Necesar un fisier ";Fi$;" de ";Lf;"articole";TAB(
);"CONT "
```

```
7360     CAT Fi$[1,4]
7370     PAUSE
7380     Cre$="D"
7390     DISP "Creșterea fișului ? ( CONT / N ) : ";
7400     INPUT Cre$
7410     IF Cre$="N" THEN 7490
7420     CREATE Fi$,Lf
7430     Rpa$="N"
7440     INPUT "Protejați fișierul cu PAROLA ? ( D / CONT ) :
,Rpa$
7450     IF Rpa$="D" THEN 7490
7460     ASSIGN #1 TO Fi$
7470     GOTO 7550
7480     CAT Fi$
7490     DISP "[PRINT] ";Fi$;" [PRINT] Parola ? : ";
7500     INPUT Pa$
7510     IF Cre$="N" THEN 7530
7520     PROTECT Fi$,Pa$
7530     DISP "O clipa ... "
7540     ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$
7550     DISP "PRINT ";Fi$;"... "
7560     PRINT #1;Cr
7570     PRINT #1;N
7580     MAT PRINT #1;S
7590     ASSIGN * TO #1
7600     Ver$="R"
7610     INPUT "Verificăm RETINEREA pe Disc ? ( D / CONT ) :
,Ver$
7620     IF Ver$="D" THEN GOTO Dic
7630     DISP "Thank YOU. (OPREȘTE DISCUL)";TAB(72);"CONT "
7640     PAUSE
7650     DISP ""
7660     SUBEXIT
7670 Der: PRINT LIN(1)," EROARE la ";Fi$;" ";ERRMS$,LIN(2)
7680     BEEP
7690     CAT Fi$[1,4]
7700     BEEP
7710     GOTO 7140
7720 SUBEND
7730     DEF FNQ(SHORT U)
7740     ! ===== !
7750     ! 21.FEB.89 ! FUNCTIA Q=F(U) !
7760     FNQ: ! ===== !
7770     Y=1.063E-5*U^3-2.021E-5*U^2+.1624*U+6.841E-4
7780     Q=(.2697*Y^3-1.613*Y^2+30.07*Y+.7324)/3600
7790     RETURN Q
7800     SUB Baydis(R$,Fi$,Cos$,Hi,Pa$,N,SHORT P(*))
7810     ! ===== !
7820     ! 17.MAR.89 ! SUBrutina Baydis !
7830     Baydis: ! ===== !
7840     OPTION BASE 1 ! R$: C/Citire S/Scriere D/Display
7850     ! R$[2]= T/Tiparire la IMPRIMANTA
7860     ON ERROR GOSUB Der
7870     IF R$="D" THEN Disp
7880     DISP "OPREȘTE DISCUL";TAB(72);"CONT "
7890     PAUSE
7900     DISP ""
7910     IF R$="C" THEN Dic
7920     IF R$="S" THEN Dis
7930     SUBEXIT
7940 Dic: DISP "PAROLA fișier ";Fi$;" : ";
7950     INPUT Pa$
7960     DISP "O clipa ... "
```

```
7970      ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$
7980      DISP "READ ";Fi$;"... ";
7990      READ #1;Com$[1;160]
8000      READ #1;Hi
8010      READ #1;Pa
8020      READ #1;N
8030      DISP TAB(54);"          ";N;"*6 val.      "
8040      REDIM T(N,6)
8050      MAT READ #1;T
8060      ASSIGN #1 TO *
8070      WAIT 1000
8080      IF R$[2]="T" THEN 8110
8090      PRINT PAGE
8100      GOTO 8150
8110      PRINTER IS 7,1,WIDTH(71)
8120      DISP "PORNESTE IMPRIMANTA";TAB(72);"CONT "
8130      BEEP
8140      PAUSE
8150 Dis:PRINT LIN(2),Com$[1;160]
8160      PRINT "Hi=";Hi;"", Pa=";Pa,LIN(2),SPA(15),"MATRICEA TAB
      (";N;"",";"6) :",LIN(2)
8170      PRINT "  NR          P          F          L1          L2          U
      "
8180      FOR I=1 TO N
8190          PRINT USING "2X,2D,2X,6D,3X,5D,3X,2D,3D,3X,D,3D,3X,2D
      D,3X,3D";I,T(1,1),T(1,2),T(1,3),T(1,4),T(1,5),P(1,6)
8200      NEXT I
8210      PRINTER IS 16
8220      GOTO 8540
8230 Dis: Lf=PROUND(((N+1)*6*4+160+4+2*8+4)/256+2.5,0)
8240      DISP "Necesar un fisier ";Fi$;" de ";Lf;"articole";TAB(
      );"CONT "
8250      CAT Fi$[1,4]
8260      PAUSE
8270      Cre$="D"
8280      DISP "Creem ";Fi$;" ? (CONT / N) : ";
8290      INPUT Cre$
8300      IF Cre$="N" THEN 8380
8310      CREATE Fi$,Lf
8320      Rpa$="N"
8330      INPUT "Protejam fisierul cu PAROLA ? ( D / CONT ) :
      ,Rpa$
8340      IF Rpa$="D" THEN 8370
8350      ASSIGN #1 TO Fi$
8360      GOTO 8440
8370      CAT Fi$
8380      DISP "[PRINT] ";Fi$;" [PRINT] Parola ? : ";
8390      INPUT Pa$
8400      IF Cre$="N" THEN 8420
8410      PROTECT Fi$,Pa$
8420      DISP "O clipa ... "
8430      ASSIGN #1 TO Fi$,V,Pa$
8440      DISP "PRINT ";Fi$;"... "
8450      PRINT #1;Com$[1;160]
8460      PRINT #1;Hi
8470      PRINT #1;Pa
8480      PRINT #1;N
8490      MAT PRINT #1;T
8500      ASSIGN * TO #1
8510      Ver$="N"
8520      INPUT "Verificam FETIUREA pe Disc ? ( D / CONT )
      ",Ver$
```

```

8530     IF Ver$="D" THEN GOTO Dic
8540     DISP "Thank YOU. (OPRESEE DISCUL)";TAB(72);"CONT "
8550     PAUSE
8560     DISP ""
8570     SUBEXIT
8580 Der: PRINT LIN(1)," ERGAPE la ";Fi$;" ";EPRM$,LIN(2)
8590     BEEP
8600     CAT Fi$[1,4]
8610     BEEP
8620     GOTO 7930
8630 SUBEND
8640
8650     SUB Ordo(Sens,N,X(*),Y(*)
8660     ! 21.FEB.89 ! ===== !
8670 Ordo:   ! SUBrutina Ordo !
8680     ! Sens=1   CRESCATOR !
8690     ! Sens=-1  DESCRESATOR !
8700     OPTION BASE 1
8710     FOR J=1 TO N
8720     DISP "ORDONARE ... ";N;" valori; Actual lucrez la valo
ea : J =";J
8730     M=X(J)
8740     Im=J
8750     FOR I=J TO N
8760     IF Sens=-1 THEN Des
8770     IF Sens=1 THEN Cre
8780     BEEP
8790     DISP "Sens NECUNOSCUT LA ORDONARE (-1/Descresator, 1/
escator) : ";Sens;TAB(72);"CONT"
8800     PAUSE
8810     RETURN
8820 Cre:   M=MIN(M,X(I))
8830     IF M=X(I) THEN Im=I
8840     GOTO 8870
8850 Des:   M=MAX(M,X(I))
8860     IF M=X(I) THEN Im=I
8870     NEXT I
8880     IF Im=J THEN 8950
8890     S=X(Im)
8900     X(Im)=X(J)
8910     X(J)=S
8920     S=Y(Im)
8930     Y(Im)=Y(J)
8940     Y(J)=S
8950     NEXT J
8960     DISP ""
8970 SUBEND
8980
8990     DEF FNPV(X)
9000     ! 22.FEB.89 ! Functia Pv(Tmic) !
9010 Fnpv:   ! ===== !
9020     Pv=565+57.01*X+.3366*X^2+.006173*X^3
9030     RETURN Pv
9040 FNEFD
9050 Norlog: SUB Norlog(M,X(*),Y(*),Ind)
9060     OPTION BASE 1
9070     COM CS,mai$,Titlu$[21],T1,T2,Nrpen,Nlx$,Nly$,Snrlo
Te$(3)[38]
9080     EXIT GRAPHICS
9090     IF mai$="D" THEN 9150
9100     IF Ind=2 THEN 9170
9110     Ind=2
9120     Nlx$=Nly$="N"
9130     INPUT "Scara Grafica x : Normal / Logaritmic ( CONT
p) :";Nlx$

```

```
9140      INPUT "Scara Grafica Y : Normal / Logaritmic ( CONT
/ L ) :",Nly$
9150      IF (Nlx$="N") AND (Nly$="N") THEN 9190
9160      IF Nly$="L" THEN COSUB 9240
9170      IF Nlx$="L" THEN COSUB 9290
9180      IF Nly$="L" THEN SUBEXIT
9190      Te$(1)[12;7]="      "
9200      Te$(1)[25;1]="      "
9210      Te$(3)[8;7]="      "
9220      Te$(3)[21;1]="      "
9230      SUBEXIT
9240      FOR K=1 TO N
9250          Y(K)=LGT(10*Y(K))
9260      NEXT K
9270      Te$(3)="      "&Te$(1)[12;14]
9280      RETURN
9290      FOR K=1 TO N
9300          X(K)=LGT(X(K))
9310      NEXT K
9320      Te$(1)[33;3]=Te$(1)[29;3]
9330      Te$(1)[36;1]="      "
9340      Te$(1)[29;4]="LOG("
9350      Te$(2)="      "&Te$(1)[29;7]
9360      RETURN
9370      IF (Nlx$="N") AND (Nly$="N") THEN SUBEXIT
9380      IF Nly$="L" THEN COSUB 9410
9390      IF Nlx$="L" THEN COSUB 9450
9400      SUBEXIT
9410      FOR K=1 TO N
9420          Y(K)=10^Y(K)
9430      NEXT K
9440      RETURN
9450      FOR K=1 TO N
9460          X(K)=10^X(K)
9470      NEXT K
9480      RETURN
9490      SUBEND
9500 SUP Muta(N,A(*),B(*),X(*),Y(*))
9510      OPTION BASE 1
9520      FOR I=1 TO N
9530          X(I)=A(I)
9540          Y(I)=B(I)
9550      NEXT I
9560      SUBEND
```