

Ministerul Educației și Învățământului  
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"  
TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. Iacob VUIA

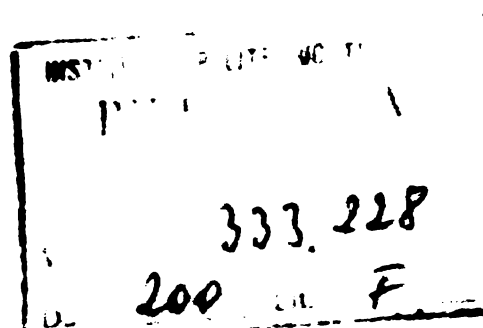
CERCETARI ASUPRA FENOMENULUI DE ALBALARE A  
TURBINELOR HIDRAULICE AXIALE

- Teză de doctorat -

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

Conducător științific  
academician Ioan ANTON

1977



**Colegilor de muncă,**

**cercetători, ingineri, tehnicieni și muncitori  
din cadrul LABORATORULUI DE CERCETARI MASINI  
HIDRAULICE al Institutului de Cercetări și  
Proiectări Echipamente Hidroenergetice REBITA,  
alături de care am obținut aceste rezultate,  
împreună cu numeroase satisfacții profesiona-  
le, le dedic această lucrare.**

## P R E F A T A

Directivile Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român, prefigurând dezvoltarea patriei noastre în cincinalul 1976-1980 și perspectiva perioadei 1981-1990, ridică probleme deosebite în fața constructorilor de echipamente hidroenergetice privind valorificarea potențialului hidroenergetic al țării.

Punerea în funcțiune în această perioadă ( 1976-1980 ) a 1.700 MW în centrale hidroelectrice prezintă pentru industria constructoare de mașini din țara noastră realizarea a cca. 70 agregate pentru 47 hidrocentrale și cca. 36.000 tone echipamente hidro-mecanice.

Se deschide astfel un câmp larg de afirmare a posibilităților creatoare, a inteligenței tehnice românești la dezvoltarea multilaterală a țării noastre.

De o deosebită importanță pentru activitatea în domeniul echipamentelor hidroenergetice, prin perspectiva clară și precisă care e prezentă este și "Programul național de perspectivă pentru amenajarea bazinelor hidrografice din țara noastră", program pe care Marea Adunare Națională l-a adoptat în primăvara anului 1976 și care prezintă obiective egalonate pe o perioadă de 2-30 ani, asigurându-se amenajarea integrală a tuturor cursurilor de apă.

Realizarea acestui vast program de punere în valoare a potențialului hidroenergetic național, urmărind folosirea complexă a sa (irigații, desecări, alimentări cu apă, atenuarea viiturilor, etc.) se realizează în condițiile dezvoltării continue a bazei tehnico-materiale de concepție și fabricație a echipamentelor hidroenergetice.

Dacă primele realizări în acest domeniu, cum a fost centrala Crăinicel reprezintă rodul activității entuziaste a unui nucleu de cadre didactice și ingineri care au realizat sub conducerea prof. Dorin Pavel amenajarea, iar a profesorului Aurel Bărgășan-mașinile hidraulice, astăzi această activitate face parte

integrantă din programul de dezvoltare a economiei noastre socialiste avînd asigurate toate condițiile materiale și umane.

Începută în 1960, industria constructoare de turbine hidraulice românești a reunit în mod ferocit tradiția industrială de două secole a Reșiței cu pasiunea pentru afirmarea puterii de creație proprie din cadrul Catedrei de Mașini Hidraulice a Institutului Politehnic din Timișoara. Aceasta a stat în temelia realizării echipamentelor pentru amenajările complexe ale râurilor Bistrița și Argeș.

În această perioadă a fost dezvoltată în mod continuu concepția și execuția hidroagregatelor ajungînd la realizări care constituie vîrfuri ale performanțelor pe plan mondial în domeniu.

Astfel, la această dată, listele de referință ale realizărilor I.C.P.E.H. - I.C.M.R. în domeniul hidroagregatelor cuprind peste 100 agregate care însumează 2.000 MW, agregate în funcțiune în amenajările de pe râurile interioare cit și pentru export.

Pornind de la experiența Laboratorului de Mașini Hidraulice al I.P. Timișoara, la Reșița a fost creată în 1971 o bază materială capabilă să asigure realizarea unor parametri la cele mai ridicate exigențe.

În această perioadă, colectivul laboratorului creat la Reșița, în care a activat de la începerea lucrărilor de construcții și autorul prezentei lucrări, a obținut o serie de rezultate remarcabile, atît prin timpul foarte scurt în care au fost obținute cit și prin valoarea absolută a acestora. Amintim în acest cadru studiul asupra modelelor de turbine Kaplan de joasă cădere, turbinele Francis de medie și foarte mare cădere, turbinele bulb și bulb reversibile, împreună cu zecile de variante de rotorî încercați. Reprezintă o muncă enormă finalizată în rotorî model la parametri competitivi.

Participînd din anul 1965 și formîndu-se odată cu dezvoltarea concepției românești în domeniul turbinelor hidraulice, autorul prezintă unele rezultate obținute în domeniul aprofundării studiului fenomenelor ce au loc în mașinile hidraulice, în vederea ridicării calității și fiabilității acestora.

Aspectele tratate în lucrare au rezultat din căutările permanente, din confruntarea cu problemele ridicate de concepție, execuție, montajul, punerea în funcțiune și exploatarea turbinelor hidraulice realizate la Reșița.



Autorul ține să exprime recunoștința deosebită catedrei de Mașini Hidraulice de la Institutul Politehnic Timișoara pentru pasiunea insuflată pentru această profesie, aducând mulțumiri profesorului său academician Ioan Anton pentru îndrumarea și sprijinul acordat la realizarea acestei lucrări.

Recunoștință deosebită este adresată și profesorului Dorin Pavel, care de la primul contact cu unele rezultate ale lucrării de față a apreciat și încurajat preocupările în acest domeniu.

Pentru căutările, speranțele și încurajările permanente, pentru colaborarea sinceră, autorul mulțumește și pe această cale colectivului Laboratorului de Cercetări Mașini Hidraulice din Reșița și tuturor celor care au sprijinit realizarea acestei lucrări.

Reșița, octombrie 1977

# C U P R I N S U L

	pag.
-Notații și simboluri .....	7
<b>I. Date generale și punerea problemei</b>	
1. Definierea ambalării, Regim și fenomen de ambalare	11
2. Consecințele funcționării turbinei în regim de ambalare .....	13
3. Regimuri tranzitorii legate de fenomenul de ambalare .....	16
4. Protecțiile turbinelor împotriva ambalării .....	17
5. Obiectul lucrării .....	19
<b>II. Bazele teoretice ale studiului fenomenului de ambalare</b>	
1. Ecuațiile fundamentale .....	21
2. Caracteristicile de momente și debite .....	27
3. Modelarea regimurilor de ambalare în laborator .	32
4. Modelul matematic de calcul a regimurilor de ambalare .....	35
5. Aplicarea metodelor de calcul la mașinile reale în faza de proiectare .....	40
<b>III. Studiul experimental al fenomenului de ambalare</b>	
1. Studiul pe modele în laborator .....	42
1.1. Stațiunile experimentale .....	42
1.2. Modelele experimentale .....	46
1.3. Aparatura de măsură. Etalonări .....	47
1.4. Măsurarea și prelucrarea datelor .....	51
2. Studiul pe mașinile reale în C.M.E. ....	52
2.1. Mărimi măsurate în regimuri de încercare .	52
2.2. Traductori. Aparatură. Caracteristici și etalonări .....	53
2.3. Metodica de încercare și prelucrarea rezultatelor .....	66
<b>IV. Regimul de ambalare</b>	
1. Caracteristicile de ambalare .....	63
2. Pierderile hidraulice .....	64
3. Momentele hidraulice asupra paletelor directoare și rotorice .....	72
4. Vibrațiile agregatului .....	73

5. Determinarea prin calcul a parametrilor de ambalare pentru turbinele Kaplan .....	85
<b>V. Aplicații, exemple și verificări ale metodelor teoretice și experimentale de studiu al fenomenului de ambalare</b>	
1. Verificarea metodei de calcul prin încercarea modelului K20 .....	94
2. Reconstituirea unor exemple din literatură ..	96
3. Calculul aruncărilor de sarcină .....	98
4. Studiul dependențelor de bază în timpul regimurilor tranzitorii .....	103
5. Alegerea rațională a legilor de mișcare a organelor de reglare .....	105
6. Încercarea la ambalare a agregatului KVB4-20 CHE Pitești .....	108
7. Studiul regimurilor de aruncări de sarcină ale agregatului bulb din CHE Slatina .....	113
<b>VI. Studiul unei protecții la ambalare utilizând autodeschiderea paletelor rotor .....</b>	
1. Fundamentarea soluției propuse .....	119
2. Calculul autodeschiderii paletelor rotor ....	122
3. Rezultate experimentale .....	129
<b>VII. Concluzii și principalele rezultate ale lucrării</b>	
Bibliografie .....	138
<b>ANEXE:</b>	
1. Tabel centralizator cu datele principale ale turbi- nelor la care s-au făcut referiri în cadrul lucrării	
2. Schema logică a programului de calcul pentru aruncă- rile de sarcină.	
3. Caracteristicile universale ale modelelor K20, K30, B15	
4. Calculul ambalării agregatului Kaplan $D_1 = 4,3$ m (exemplu complet)	
5. Calculul aruncării de sarcină pentru agregatul KVB 8-20 (exemplu complet)	

## NOTAȚII ȘI SIMBOLURILE

Dezvoltările teoretice și aplicațiile din cadrul lucrării au impus gruparea într-o listă unică a semnificațiilor notațiilor și simbolurilor principale utilizate, vizând o mai bună urmărire a textului. Acest lucru a fost impus și de faptul că a fost inevitabilă repetarea unor notații, din care unele frecvent folosite în literatură, cu înțeles diferit în cadrul capitolelor respective. În astfel de cazuri am indicat în paranteză și numărul relației în care e utilizat simbolul respectiv.

A -coeficient	(II.25.)
-amplitudinea vibrațiilor în regim tranzitoriu	
$A_0$ -amplitudinea vibrațiilor în regim nominal	
$A_1, A_2, \dots, A_5$ -coeficienți	(VI.18.)
a -indice caracterizând regimul de ambalare	
-coeficient	(II.27.)
$a_0$ -deschiderea aparatului director al turbinei Kaplan	
B -coeficient	(II.25.)
b -coeficient	(II.27.)
$b_0$ -înălțimea aparatului director	
$b_{k/n}, b_{n/A}$ -coeficienți de regresie	(IV.14,15)
C -constanta venturimetrului	(fig.III.9.)
$c_m$ -coeficientul momentului hidraulic pe paleta directoare	(IV.11.)
$D_1$ -diametrul rotorului	
$d_b$ -diametrul butucului rotor	
$d_{sf}$ -diametrul sferei butucului	
$F_p$ -aria pistonului rotorului	
f -frecvența	
$f_i$ -aria conductei pe porțiunea i	

- G -greutatea hidrogenatorului (tabela I.1.)
- g -accelerația gravitațională
- H -căderea efectivă a turbinei
- $H_d$  -căderea dinamică
- $H_r$  -căderea ce revine rotorului
- $H_T$  -căderea teoretică
- $H_0$  -căderea statică disponibilă
- h -înălțimea tubului de aspirație (tabela III.2)
- $h_p$  -pierderile hidraulice
- $h_{pe}$  -pierderile de la ieșirea din rotor la evacuare
- $h_{pi}$  -pierderile hidraulice din monte până la intrarea în rotor
- $h_{pr}$  -pierderile în rotor
- I -momentul de inerție al părților rotitoare
- J -momentul de inerție al paletelor rotor
- $k = n_e / n_0$
- $k_1, k_2, k_3$  -constante (II.23.)
- (VI.25.)
- $k_n = n_{11}^a / n_{11}^{opt}$
- $k_Q = Q_{11}^B / Q_{11}^{opt}$
- l -lungimea proiecției paletelor rotor pe axa turbinei (II.7.)
- $l_i$  -lungimea segmentului de conductă i
- $l_1, \dots, l_4$  -coeficienți funcție de construcția agregatului (V.1.)
- $M$  -momentul dezvoltat de turbină în regim permanent
- indice pentru model
- $M_{fr}$  -momentul datorat frecărilor din lagăre
- $M_{gen}$  -momentul rezistent al generatorului
- $M_h$  -momentul hidraulic pe paleta directoare (IV.11.)
- $M_i$  -momentul asupra paletelor rotor datorat forțelor centrifuge
- $M_m$  -momentul motor dezvoltat de turbină în regim nepermanent
- $M_r$  -momentul rezistent la arborele turbinei
- momentul rezistent creat de pistonul ser-(VI.11.) vomotorului

$M_v$  -momentul rezistent datorat ventilației  
 $M_{11} = M/H_0 D_1^3$  -momentul redus (IV.17.)  
 $M_{11}^0$  -momentul redus corespunzător regimului nominal  
 $m = M_{11}/M_{11}^0$   
 $N$  -puterea  
 $Ne$  -criteriul de similitudine Newton  
 $n$  -turația agregatului  
 $n_a$  -turația de ambelare  
 $n_0$  -turația nominală  
 $n_{11}$  -turația dublu unitară  
 $P$  -forța  
 -indice pentru prototip  
 $P_{ax}$  -forța axială asupra rotorului  
 $P_{11} = P/H_0 D_1^2$  -forța redusă (IV.15.)  
 $p$  -presiunea statică  
 $p_1^1$  -presiunea redusă (V.2.)  
 $Q$  -debitul turbinat, debitul  
 $Q_0$  -debitul în regim permanent sau nominal  
 $Q_{11}$  -debitul dublu unitar  
 $q = Q/Q_0 = Q_{11}/Q_{11}^0$   
 $R$  -mărime caracterizând masa fluidului din zona rotorului (II.7.)  
 $r$  -coeficientul de corelație (IV.16.)  
 $r_1, r_2$  -razele de intrare și ieșire din rotor  
 $Sh$  -criteriul de similitudine Strouhal  
 $S_{AD}$  -cursa servomotor aparat director  
 $S_{rot}$  -cursa servomotor rotor  
 $T$  -timpul adoptat drept referință  
 $T_a, T_b, T_c$  -constantele de timp ale energiei agregatului  
 $T_T$  -constanta de timp a traseului hidraulic  
 $t$  -timpul  
 $V_p$  -viteza pistonului rotor  
 $v$  -viteza absolută a curentului în rotor  
 -viteza în partea de scurgere  
 $v_i$  -viteza pe lungimea  $i$  a conductei sau traseului  
 $v_u$  -proiecția tangențială a vitezei

$X = db/D_1$	(11.22.)
$x = n/n_0$	(1V.14.)
$y = A/A_0$	(1V.15.)
$z_0$ - numărul paletelor directoare	
$z_1$ - numărul paletelor rotorului	
$\alpha$ - deschiderea paletelor directoare ale turbinei bulb	
-coeficient	(11.28.)
	(11.45.)
$\beta$ -coeficient	(11.25.)
	(11.45.)
$\beta_i, \beta_{med}$ -coeficientul de neuniformitate a vitezei în secțiune	(11.9.)
$\delta$ -coeficient	(11.28.)
	(11.45.)
-greutatea specifică	
$\Delta$ -simbol pentru diferențe	
$\delta$ -coeficient	(11.45.)
$\varepsilon$ -eroarea medie pătratică	(Tabela 11.1.)
$\xi$ -coeficientul loviturii hidraulice	
$\eta$ -randamentul	
$\eta_h$ -randamentul hidraulic	
$\eta_s, \eta_{se}$ -randamentul tubului de aspirație	(IV.5.)
$\theta_0$ -unghiul cuprins de paletă în planul perpendicular pe ax	(11.5.)
$\lambda_i$ -coeficientul de pierderi longitudinale	
$\gamma = n_{11}/n_{11}^0$	
$\rho$ -masă specifică	
$\tau = t/r$	
$\varphi$ -unghiul descris de paletele rotor, poziția paletelor rotor	
$\varphi_{max}$ -unghiul de desfășurare al camerei spirale	
$\omega$ -viteza unghiulară	

## I. DATE GENERALE SI PUNEREA PROBLEMEI

### I.1. Definierea ambalării. Regim și fenomen de ambalare

Regimurile normale de funcționare a turbinelor hidraulice cuplate cu generatoare sincrone sînt caracterizate de turație constantă-turația de sincronism a generatorului-energia mecanică dezvoltată de turbină fiind livrată prin intermediul generatorului în sistemul energetic. Realizarea diferitelor regimuri, a diferitelor încărcări (puteri) ale agregatului se asigură prin modificarea debitului turbinat la aceeași turație a mașinii. Variația debitului este realizată prin modificarea poziției organelor de reglare: palete directe, iar la turbinele axiale (Kaplan, bulb) și diagonale (Deriaz) și a paletelor roterice. Modificarea poziției organelor de reglare se realizează în mod automat de regulatorul de turație-putere la modificarea cuplului rezistent aplicat la arborele turbinei, determinată de încărcarea sau descărcarea agregatului, izpușă de sistem sau comandată.

Din această sumară descriere a regimului nominal rezultă ca posibilă scăderea bruscă, în timpul funcționării, a cuplului rezistent la zero (aruncarea de sarcină) ca urmare a unor defecțiuni apărute în sistemul energetic, în legătura generator-sistem, sau ca urmare a unor protecții ale agregatului care necesită decuplarea de la sistem. Presupunind că poziția organelor de reglare rămîne neschimbată (regulatorul nu acționează) evoluția agregatului, luînd în considerare turația, va fi cea prezentată în fig. I.1. și anume: la momentul  $t_0$  are loc scăderea la zero a cuplului rezistent (în sens riguros este vorba de cuplul util, cuplul datorat pierderilor prin frecare și ventilație rămînînd-dar cu valori foarte mici-drept cuplu rezistent). Din acest moment are loc o creștere continuă a turației pe o durată  $t_1 - t_0$ , după care turația se stabilizează la o valoare notată  $n_a$ .



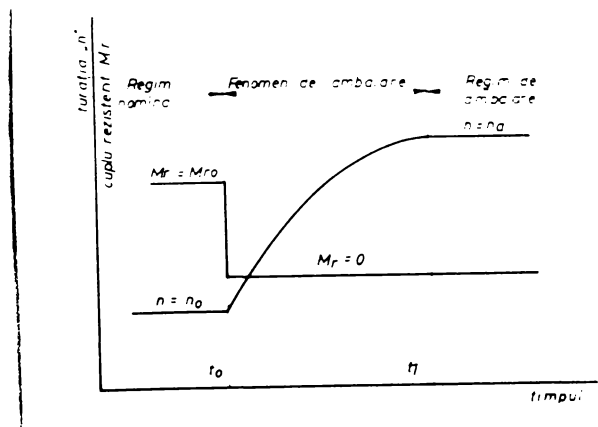


Fig.1.1.-Definirea regimului și fenomenului de ambalare al turbinei hidraulice.

Regimul de funcționare a turbinei la turația  $n_g$  este cunoscut sub denumirea de regim de ambalare și este caracterizat de funcționarea turbinei hidraulice la cuplu rezistent determinat numai de pierderile prin ventilație și frecare în lagăre la poziția fixă a organelor de reglare. Sub această formă regimul de ambalare, privit prin prisma turației, apare ca un regim de funcționare permanent.

Evoluția agregatului în timp, între regimul nominal și regimul de ambalare, e definită drept fenomen de ambalare. Acesta reprezintă un fenomen tranzitoriu în primul rând prin prisma turației și evident a restului mărimilor legate de aceasta: cuplul motor, debitul turbinat, presiunile în partea de scurgere, etc.

Pentru caracterizarea energetică a regimurilor de funcționare la care se vor face referiri în cadrul lucrării, adoptăm schema prezentată de Gutevskii în /17/. Astfel în fig.1.2. se prezintă structura energiei pe traseul hidraulic al turbinei în trei regimuri. În figură notațiile cuprind:

- 0-1 -traseul hidraulic de la bieful amonte până la intrarea în roter
- 1-2 -zona corespunzătoare rotorului turbinei
- 2-3 -traseul hidraulic de la ieșirea din roter până la bieful aval

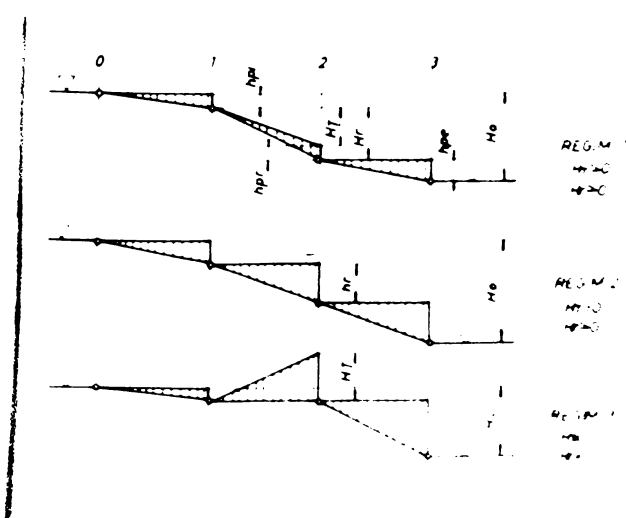


Fig.1.2.-Caracterizarea energetică a regimurilor: turbină, ambalare și pompaaj

Cele trei regimuri prezentate în figură sînt:

Regimul 1-TURBINA LA FUNCTIONAREA NORMALA-caracterizat de existența unor pierderi hidraulice pe tot traseul, dar avind valori scăzute față de căderea disponibilă  $H_0$ . Notind  $h_{pi}$ -pierderile pe traseul 0-1,  $h_{pr}$ -pierderile în rotor,  $h_{pe}$ -pierderile pe traseul 2-3, rezultă căderea ce revine rotorului turbinei:

$$H_r = H_0 - (h_{pi} + h_{pe})$$

și respectiv căderea teoretică a turbinei:

$$H_T = H_0 - (h_{pi} + h_{pr} + h_{pe})$$

În acest regim semnul momentului dezvoltat de turbină este considerat pozitiv.

Regimul 2-REGIMUL DE AMBALARE-caracterizat de valoarea pierderilor pe traseul hidraulic egală cu valoarea căderii disponibile. Legat de aceasta, conform fig. I.2., rezultă  $H_T = 0$  și  $H_r = h_{pr}$ . În acest regim momentul dezvoltat de rotor este nul.

Regimul 3-REGIMUL DE POMPAJ-caracterizat de o valoare a pierderilor care depășește căderea disponibilă. Cea mai mare parte a energiei se disipează în tubul de aspirație. Căderea teoretică devine negativă, iar căderea pe rotor-nulă. Creșterea pierderilor de energie peste căderea disponibilă și deci trecerea în regim de pompare este posibilă să se realizeze în următoarele condiții:

- generatorul rămâne cuplat la rețea și funcționează ca motor
- are loc închiderea bruscă a aparatului director și datorită inerției agregatului turația rămâne mai mare decât cea corespunzătoare regimului de ambalare la noua poziție a aparatului director

Cele trei regimuri prezentate intervin în studiul fenomenului de ambalare sau al regimurilor tranzitorii legate de fenomenul de ambalare (în special ieșirea din regimul de ambalare prin organele de protecție).

### 1.2. Consecințele funcționării turbinei în regim de ambalare

Construcțiile de turbine caracterizează compoziția acestora în timpul ambalării, referindu-se la turația a cărei valoare crește mult peste cea nominală. În acest sens este utilizat parametrul  $k = \frac{n_a}{n_0}$ , reprezentând raportul turației de ambalare la turația nominală. Valorile caracteristice ale acestui parametru sînt:

turbine Kaplan  $k = (2,1 + 2,2)$

turbine Francis  $k = (1,7 + 1,8)$

În derința de a prezenta mai sistematic consecințele funcționării turbinei la ambalare, vom urmări implicațiile ei asupra construcției și exploatării agregatelor.

Ca prim element în privința construcției (proiectare și execuție) este stabilirea puterii unitare a agregatului. Conform analizei efectuate de V.V. Mihailov/38/, puterea limită a hidrogenatorului este o funcție de coeficientul de ambalare de forma:

$$N = \frac{1_1}{1_2} \left( \frac{1_3}{n_0 k^2} + \frac{1_4}{k} \right) \quad (1.1)$$

Rezultă evident că parametrul  $k$  limitează creșterea puterii unitare. Acest fapt se datorește în principal solicitărilor mari care apar în rotorul generatorului datorită forțelor centrifuge care sînt proporționale cu  $k^2$ .

Cel de al doilea aspect, vizînd direct proiectarea și execuția, se referă la greutatea generatorului. Așa cum rezultă din tabela 1.1./87/, care prezintă variația greutății hidrogenatorului cu turația de ambalare a turbinei, ea este influențată sensibil de turația de ambalare. În esență, o reducere a turației de ambalare are drept urmare imediată mărirea puterii unitare și reducerea greutății și costului agregatului.

Tabela 1.1.

k	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
G	0,82	0,84	0,87	0,90	0,94	1,0	1,05	1,10	1,15

Notă: Greutatea aferentă lui  $k=2$  s-a luat drept unitate de referință

Desigur implicațiile sînt mai complexe, extinzîndu-se asupra întregii amenajări privind numărul de agregate din centrală și producția de energie.

În ceea ce privește exploatarea, consecințele funcționării turbinei în regim de ambalare sînt cele mai importante. Acest fapt se datorește unui complex de forțe perturbatoare care dau naștere la vibrații de amplitudini foarte mari, periclitînd agregatul sau chiar centrala.

Din aceste considerente constructorii nu admit funcționarea în ambalare sau o limitează la cca. 2-3 minute, urmînd ca după eventuala ambalare a agregatului să fie făcută o revizie completă a acestuia.

Trebuie să amintim că ambalarea turbinelor are loc ca urmare a unei aruncări de sarcină și a defectării regulatorului. În asemenea situație o serie de avarii sînt provocate de acțiunea sistemelor de protecție, care creează regimuri tranzitorii periculoase. Și aceste avarii, deși nu sînt provocate direct de funcționarea în regim de ambalare, se datoresc totuși ambalării și trebuie analizate ca atare.

Vom exemplifica prin câteva cazuri și consecințele respective.

La un agregat de cca. 50 kW /31/, după o aruncare de sarcină, urmare a închiderii aparatului director, a avut loc ruperea coiloanei de apă provocând o lovitură hidraulică inversă combinată și cu fenomenul de salt al părților rotitoare, ale cărei consecințe catastrofale sînt prezentate în fig. 1.3.

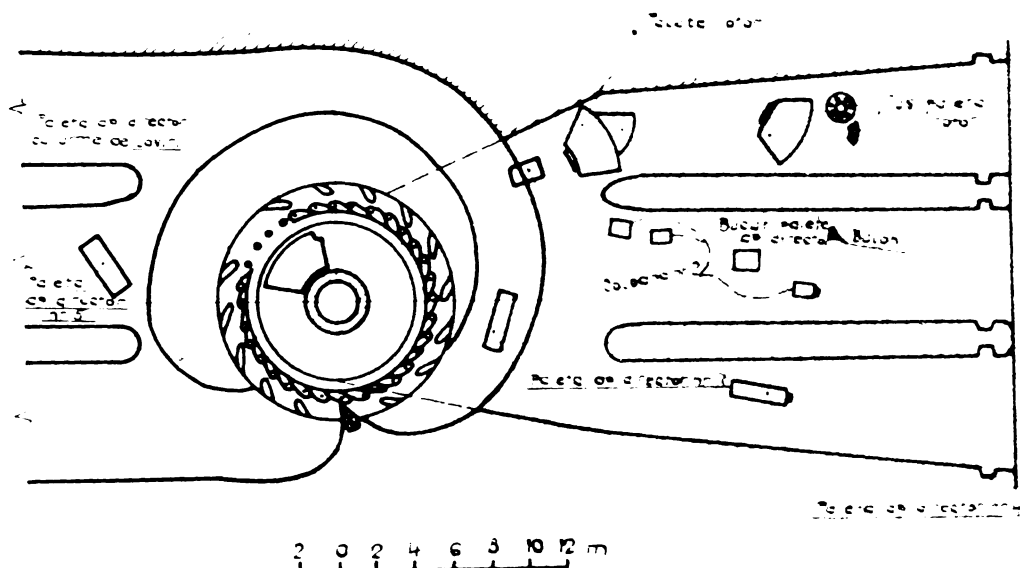


Fig. 1.3.-Avaria agregatului din C.H.E. Kahovskaia după aruncarea de sarcină /30/.

În timpul unor încercări de ambalare la C.H.E. Bonneville /74/, la închiderea aparatului director și la o turație de cca. 1,75 ori turația nominală, a apărut o deplasare pe verticală a părților în rotație de cca. 4-5 mm. Deși în acest caz nu au avut loc avarii, fenomenul așa cum vom explica în alte cazuri - poate determina defecțiuni serioase.

Cazuri similare de salt al părților rotitoare ale agregatului, cu urmările privind avaria și analiza fenomenului respectiv, sînt prezentate în lucrarea /14/. Asemenea avarii duc la costuri de reparații egale cu cel al agregatului.

Cu ocazia probelor de aruncări de sarcini efectuate la C.H.E. Oiești (agregat cu turbină Kaplan de 8 kW) a apărut saltul părților rotitoare, fapt care a determinat avarierea excitatricei. O altă avarie similară la C.H.E. Cerbureni, cu același tip de agregat, a determinat scoaterea din funcțiune a agregatului timp de 4 luni, odată cu necesitatea limitării puterii agregatului la 7,5 kW, față de 8,2 kW - puterea nominală, pînă la realizarea măsurilor de protecție în sistemul de reglaj /40/, /41/.

Prevederea batardcurilor sau vanelor în tubul de aspirație, pentru protecție la ambalare, în cazul închiderii lor rapide, poate determina de asemenea avarii grave, cum sînt cele semnălate în literatură /3/.

Un exemplu aparte față de datele din literatura este cel legat de agregatul de 5,5 MW (Kaplan) din amenajarea Bistrița-aval. La o aruncare de sarcină accidentală a avut loc ambalarea agregatului până la o turație de cca.  $1,8 \times n_0$ . Deși sistemul de reglaj a funcționat corect, iar servomotorul aparatului director era alimentat de presiunea din grupul de ulei aparatul director nu s-a închis. Pentru închiderea lui a fost necesară mărirea presiunii în grupul de ulei. Acest fapt a dus la funcționarea în ambalare cca. 1/2 oră, dar fără consecințe pentru agregat. Cauzele nefechiderii au constituit-o momentele hidraulice mari pe palete, datorită debitelor turbinate în aceste regimuri (a se vedea cap. IV.3.).

### 1.3. Regimuri tranzitorii legate de fenomenul de ambalare

Studiul fenomenului de ambalare, conform definiției date la începutul lucrării, trebuie abordat și sub aspectul analizei regimurilor tranzitorii legate de acesta. așa cum am afirmat deja, constructorii de turbine caută eliminarea posibilității de "ambalare pură" - la poziție fixă a organelor de reglare - introducând în cadrul sistemului de reglare automată a turbinei sau în afara acestuia diferite protecții. Studiul regimurilor de ambalare, în condițiile intervenției acestor protecții, este necesar să fi efectuat deosebit în fazele de proiectare când se impune cunoașterea calitativă și cantitativă a comportării agregatului în aceste regimuri și se necesită alegerea variantei optime.

În principal aceste regimuri sînt:

#### **-ARUNCARI DE SARCINA LA FUNCTIONAREA NORMALA A REGULATORULUI**

La reglatoarele moderne, cu timpi foarte mici de răspuns și de mare sensibilitate, în momentul aruncării de sarcină regulatorul comandă începerea închiderii aparatului director. Ca urmare a legăturii combinatorice, paletele rotor vor începe să se închidă. Datorită timpilor diferiți de manevră a celor două organe de reglare nu se mai respectă legea combinatorică corespunzătoare regimurilor de sarcină. Prin descărcare bruscă agregatul se supraturează până în momentul când turația atinge valoarea corespunzătoare ambalării la deschiderea momentană, după care rotorul turbinei trece în regim de pompă, fiind frînat, iar turația scade. Pentru aceste regimuri deosebit de importantă este cunoașterea turației maxime atinse și variația maxime a presiunii pe traseul hidraulic, elemente funcționale de care se va alege timpul de închidere a aparatului director, ele intrînd în garanțiile de reglaj.

#### **-IESIRI DIN REGIMUL DE AMBALARE**

Aceste regimuri au loc în caz de defectare a regulatorului, când



agregatul se ambalează și intervin protecțiile la ambalare. -  
 ținim cazurile de acționare ale:

-sertarului de avarie

-bataroulilor sau vanelor din aspirator

Caracteristica acestor regimuri este întârzierea acțiunii ser-  
 vomotorului sau bataroulului față de momentul aruncării de sar-  
 cină în comparație cu situația precedentă, fapt care determină  
 supraturații mult mai mari.

-ROTIREA PALETELOR ROTOR PENTRU REDUCEREA TURĂȚIEI DE ALB-LARE

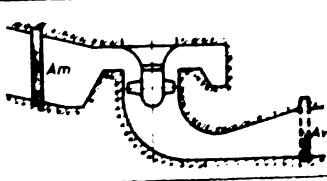



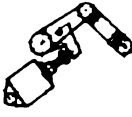

Regimul tranzitoriu este caracterizat numai de mișcarea palete-  
 lor rotor, comandată sau utilizând momentul hidraulic. Si în a-  
 cest caz se urmărește variația turăției și a presiunii pe tre-  
 seul hidraulic.

Aceste regimuri tranzitorii vor fi analizate în mod amănun-  
 țit în cadrul lucrării, ele influențând în mod direct construcția și  
 comportarea în exploatare a agregatelor.

#### I.4. Protecțiile turbinelor împotriva ambalării

Principalele protecții împotriva ambalării maxime a turbi-  
 nelor sînt prezentate în tabela I.2./27/, alături de o succintă prezen-  
 tare a particularităților fiecărei soluții.

Tabela I.2.

Nr crt	Denumirea	Schita	Observații
1	Vane rapide în amonte sau aval		Necesită acționare cu servomotoare și grupuri de uzură proprii. La agregate mari sunt 2-3 vane pe grup. Asigura condiții pentru reparații.
2	Sertar de avarie		Pune în legătură direct grupul de uzură sub presiune cu servomotorul. Funcționează foarte rar.
3	Rotirea palete- lor rotor spre închide- re sau des- chidere		Există mai multe variante de acționare: din exterior sau utilizând în sus- momentul de acționare asupra palete- lor și forțe centrifuge.
4	Paletă speci- ale de frina- re		Produce vibrații mari.
5	Servomotoa- re individuale ale palete- lor aparatului director		Devin economice în ca- zul utilizării unor pro- duse de serie.
6	Servomotoa- re cu palete radiale pen- tru palete- le A.D.		Execuție sofisticată.

INSTANȚA DE PROIECTARE

333.228  
200 F

VANELE RAPIDE, montate în camera spirală sau în aspirator (eventual numai batardou-la unele C.H.E.)/11/,/87/, se utilizează ca protecții la ambalare în cazul defectării regulatorului fiind comandate de un relee de turație care dă comanda de închidere la  $(1,4 - 1,5)n_0$ . Aceste protecții, asigurând și alte funcțiuni, sînt foarte costisitoare influențînd sensibil costul amenajării.

SERTARUL DE AVARIE scurtcircuitează regulatorul, punînd în legătură directă grupul de ulei sub presiune cu servomotorul aparatului director. Comanda sa se realizează printr-un ventil cu electromagnet care acționează la o supraturație de 115%, dacă regulatorul nu acționează. Acestei soluții, adoptate de firmele sovietice L.S.Z. și H.T.G.Z. i se acuză un grad scăzut de fiabilitate, sertarul lucrînd foarte rar, nu există un control permanent asupra lui. Alte soluții propun ca sertarul principal să îndeplinească și rolul sertarului de avarie.

ROTIREA PALETELOR ROTOR spre închidere sau deschidere /13/, /55/, /75/, /83/, deși nu constituie o protecție propriu-zisă la ambalare, este utilizată în scopul reducerii valorii maxime a turației de ambalare. Se utilizează atât comanda servomotorului rotor prin intermediul unei pompe /55/, /54/ cât și autemișcarea paletelor sub influența momentului hidraulic care acționează asupra lor /75/, /13/, /83/.

PALETE SPECIALE PENTRU FRINARE /29/ intră în acțiune la o anumită turație, comandate de forța centrifugă și frînează rotorul, limitînd creșterea turației. Datorită vibrațiilor periculoase cauzate de aceste palete, ele nu au căpătat extindere.

SERVOMOTORELE INDIVIDUALE PENTRU PALETELE DIRECToare în variantele prezentate în tabel au fost introduse de unele firme constructoare de turbine hidraulice, odată cu încercările de realizare a unor palete directoare avînd o tendință de închidere pe tot domeniul deschiderilor /15/, /86/, /80/, /51/. Deși se prevedeau o serie de avantaje, ele nu au fost generalizate în construcția de turbine hidraulice, nici chiar de firmele care le-au introdus.

Aceste protecții sau variante ale lor sînt prevăzute unele simultan-la agregatele moderne. Prevederea lor este determinată de o analiză tehnico-economică a soluțiilor. Problema cea mai importantă o ridică vanele rapide care asigură o protecție bună, dar sînt foarte costisitoare, atât vanele în sine și acționarea cit și efectul prevederii lor asupra construcției centralei. Prevederea sau eliminarea lor depinde în mare măsură de experiența firmei constructoare de turbine în stăpînirea procesului de lucru a turbinei, realizarea sistemului de reglaj și a restului protecțiilor la ambalare.

În orice caz pînă la această dată nu s-a reușit realizarea unor protecții care să permită eliminarea completă a vanelor rapide.

Prevederea sau eliminarea vanelor rapide se face pe baza unei analize economice, cuprinzând comparația între costul eliminării lor cu eventuale avarie stabilită pe baze statistice, după analiza comportării în exploatare a centralelor hidroelectrice din respectivul sistem pe o perioadă de mai mulți ani.

La centralele hidroelectrice cu un număr mare de agregate se recomandă renunțarea la vanele rapide, costul eventualelor avarii urmând a fi suportat de restul agregatelor.

Celelalte sisteme de protecție, diferite ca principiu și soluție constructivă, deși nu ridică probleme de cost dificile, totuși la ora actuală nu pot fi generalizate, unele firme asigurându-și protecția lor prin patente, iar soluțiile fiind în mod pregnant specifice fiecărei firme.

Pentru turbinele fabricate în R.S. România s-au adoptat vanele rapide, sertarul de avarie și în unele cazuri rotirea paletelor rotor.

### I.5. Obiectul lucrării

Dezvoltarea concepției turbinelor hidraulice în cadrul I.C.P.E.H. Reșița, creșterea numărului de agregate în funcțiune, a implicat abordarea tot mai complexă a diferitelor aspecte ale procesului de lucru și fenomenelor din funcționarea turbinelor. În cadrul lucrării se prezintă rezultatele primelor cercetări sistematice efectuate în țară asupra fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale și a unor regimuri tranzitorii legate de acesta. Prin specificul turbinelor hidraulice metoda de studiu s-a impus a fi cercetarea pe modele, completată cu metode teoretice de sinteză și apoi verificări pe agregate industriale.

Pornind de la aceste elemente, obiectul lucrării îl constituie studiul următoarelor probleme:

- elaborarea unei metode de calcul a fenomenului de ambalare și a unor regimuri tranzitorii legate de acesta care să permită analiza în fază de proiect a comportării agregatului și alegerea rațională a parametrilor
- caracterizarea regimurilor de ambalare a unor turbine axiale de tip Kaplan și bulb privind parametrii ambalării, turbine prevăzute la C.H.E. în funcțiune sau în perspectivă
- obținerea unor date concrete asupra fenomenului de ambalare al turbinelor axiale în vederea creșterii siguranței în funcționare
- aprofundarea teoretică și experimentală a unui sistem de reducere a turației de ambalare maxime a turbinelor axiale



Fiind prima abordare a acestei tematici la noi în țară, evident că ea a implicat o serie de lucrări care au constituit de fapt principala dificultate în rezolvarea tezei în condițiile specifice existente și anume:

- determinarea completă a tuturor elementelor primare necesare studiului
- punerea la punct a metodologiei de experimentare în laborator și pe agregatele industriale
- adoptarea aparatului de măsură, a metodelor de prelucrare și interpretare a rezultatelor experimentale.

În aceste condiții lucrarea are o construcție compactă, toate datele fiind rezultatul cercetărilor proprii; literatura este utilizată doar pentru referiri și câteva comparații.

## II. BAZELE TEORETICE ALE STUDIULUI FENOMENULUI DE AMBALARE

### II.1. Ecuațiile fundamentale

Alcătuirea modelului de calcul al regimului de ambalare trebuie să pornească de la analiza fenomenului fizic ce are loc în partea hidraulică a agregatului. Este evident că precizia calculului este influențată de precizia cu care ecuațiile matematice descriu fenomenele și de metoda matematică de rezolvare. Utilizarea calculatoarelor numerice permite asigurarea unor metode foarte precise de rezolvare, așa încât ridicarea preciziei metodei se poate face numai prin precizia modelului matematic.

O primă particularitate a studiului acestui fenomen o constituie influența inerției masei de lichid din traseul hidraulic la modificarea poziției organelor de reglare. Această inerție se manifestă prin modificarea căderii, determinând așa-numite "lovitură hidraulică", a cărei influență asupra procesului de reglare este esențială.

Dependențele funcționale în timpul fenomenului de ambalare, implicând un număr relativ mare de parametri, complică tabloul dinamicii fenomenului. Pentru simplificarea tratării și studiului problemei se procedează la descompunerea ei în elemente distincte care se consideră izolat, apoi se introduce influența celorlalte elemente. Așa este, spre exemplu, influența organelor de reglare: palete aparat direct, și rotor. Se analizează în prima etapă ambalarea liberă, după care se introduce influența modificării poziției acestor organe de reglare.

Ca modalitate de studiu se adoptă o succesiune logică, impusă de necesitățile de calcul, astfel:

- a) - Stabilirea ecuațiilor matematice ale fenomenului fizic și procesului de lucru al turbinei hidraulice
- b) - Elaborarea metodei matematice de rezolvare a ecuațiilor
- c) - Analiza pe baza unor exemple concrete a fenomenului și stabilirea influenței parametrilor principali.

Scopul lucrării de față fiind punerea la punct a unei metode de analiză a comportării mașinii încă în faza de proiectare, considerarea proceselor de transformare a energiei în turbina hidraulică se va face prin prisma parametrilor globali, parametri care se referă la comportarea mașinii în ansamblu.

În vederea asigurării unui grad mai mare de generalizare și a utilizării rezultatelor încercărilor în laborator în forma obișnuită, vom utiliza mărimile de similitudine de la încercarea modelelor. Mărimile caracteristice le vom reduce la căderea și diametrul unitar  $H=1m, D_1=1m$ , utilizând relațiile cunoscute:

$$n_{11} = n \cdot \frac{D_1}{\sqrt{H_0}} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H_0}} \quad (II.1.)$$

Coeficientul de variație a căderii dinamice, reprezentînd raportul între căderea dinamică, datorată variației debitului și căderea statică  $H_0$ , se notează:

$$\xi = \frac{H_d}{H_0} = \frac{H - H_0}{H_0} \quad (II.2.)$$

La stabilirea ecuațiilor fenomenului de ambalare vom pleca de la ecuația care descrie mișcarea părților rotitoare ale hidregregatului în regimuri nepermanente. În acest scop se apelează la ecuația cunoscută a solidului rigid aflat în mișcare de rotație în jurul unei axe fixe, avînd forma:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_M - M_R \quad (II.3.)$$

unde:  $I$  -momentul de inerție al părților rotitoare ale hidregregatului, cuprinzînd: rotorul turbinei, arborele, rotorul generatorului și în unele cazuri rotorul și arborele excitației

$\omega$  -viteza unghiulară a părților rotitoare

$M_M$  -momentul motor dezvoltat de rotorul turbinei

$M_R$  -momentul rezistent dat de generator și pierderile prin frecarea în lagăre și ventilație

Regimurile permanente de funcționare sînt caracterizate de condiția  $M_M = M_R$ , ceea ce înseamnă  $d\omega/dt = 0$  și  $\omega = \text{constant}$ , deci funcționarea la turație constantă a agregatului. În cazul schimbării condiției de echilibru  $M_M \neq M_R$ ,  $d\omega/dt \neq 0$ , apar accelerații unghiulare, deci modificări ale turației cu tendință de a ajunge din nou la echilibru. Aceste accelerații pot fi pozitive dacă  $M_M > M_R$  sau negative dacă  $M_M < M_R$ , decît pot apărea creșteri ale turației sau reduceri ale ei.

Așa cum am definit fenomenul de ambalare, el este caracterizat de scăderea practic la zero a momentului rezistent, decît va avea loc o creștere a turației. Din analiza relației (II.3.) este evident

că durata regimului tranzitoriu este dată de diferența  $M_m - M_r$ .

O serie de regimuri tranzitorii determinată de fenomenul de ambalare, îndeosebi regimurile de ieșire din ambalare, se realizează în cazul  $M_m < M_r$ , deci vom avea regimuri de frinare.

Scriem componența momentului rezistent sub forma:

$$M_r = M_{gen.} + M_{fr.} + M_v \quad (II.4.)$$

unde:  $M_{gen}$  -momentul ce acționează asupra rotorului generator și este determinat de sarcina acestuia

$M_{fr}$  -momentul datorat frecării în lagărele agregatului

$M_v$  -momentul datorat pierderilor prin ventilație și alte pierderi

În regimurile și pe durata fenomenului de ambalare  $M_{gen} = 0$ .

Momentul motor dezvoltat de rotorul turbinei în regim nepermanent se determină apelând la relația dată de Safarov /50/ și care are forma:

$$M_m = M-R \frac{D_1^2 + d_b^2}{8} \frac{d\omega}{dt} - \frac{\theta_0 (D_1^2 + d_b^2)}{4,5} \frac{dQ}{dt} \quad (II.5.)$$

În relația de mai sus primul termen din partea dreaptă reprezintă momentul dezvoltat de rotor în regim permanent și este dat de ecuația fundamentală a turbinelor în regimuri permanente:

$$M = \rho Q (r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2}) \quad (II.6.)$$

De asemenea în relația (II.5.) s-a notat prin R mărimea ce caracterizează cantitatea de fluid din zona rotorului, ea calculându-se cu relație:

$$R = \frac{\pi (D_1^2 - d_b^2)}{4} 1,9 \quad (II.7.)$$

Analizând ecuația (II.5.) rezultă că momentul rotor dezvoltat de rotor în regim nepermanent se compune din:

- momentul corespunzător unui regim permanent la aceeași parametrii (poziția organelor de reglare și turație)
- momentul suplimentar determinat de variația în timp a mișcării masei de fluid din zona rotorului, respectiv inerția datorată mișcării de rotație și translație a masei fluide în zona rotorului.

Vom analiza în continuare influența inerției masei de fluid din partea de scurgere, incluzând și aducțiunile, și modificarea vitezei în traseul hidraulic, deci variația căderii efective și ca urmare apariția loviturii hidraulice.

Traseul hidraulic cuprinde: aducțiunea sub presiune, camera spirală și aspiratorul. Noi ne referim la turbinele de joasă cădere:

Kaplan și bulb, la care aducțiunea este de lungime mică. În aceste cazuri se analizează fenomenul similar prezentei unui obturator într-o conductă. Rolul obturatorului este jucat de organele de reglare ale turbinei: aparat direct și rețet. La turbinele Kaplan și bulb traseul hidraulic are o configurație complicată, dar o lungime relativ mică. Pentru simplificarea calculelor, se lucrează -de obicei- cu o conductă echivalentă de secțiune constantă; viteza în această conductă se calculează cu relația cunoscută:

$$v = \frac{\sum v_i \cdot l_i}{\sum l_i} \quad (11.8.)$$

unde:  $l_i, v_i$  - reprezintă lungimea, respectiv viteza pe această lungime caracterizată de secțiune constantă

De asemenea, conform metodelor cunoscute la turbinele de joasă cădere se lucrează în următoarele două ipoteze:

- fluid incompresibil
- pereți absolut rigizi

În aceste condiții variația presiunii pe traseul hidraulic se determină cu relația: /50/:

$$H_d = - \frac{1}{g} \beta l \frac{dv}{dt} \quad (11.9.)$$

unde: coeficientul  $\beta$  caracterizează neuniformitatea distribuției vitezei în secțiune. Mărimea  $H_d$  caracterizează variația în timp a energiei cinetice a masei fluide din traseul hidraulic la accelerarea sau încetinirea mișcării ei, deci  $H_d$  caracterizează inerția masei de fluid din traseul hidraulic. Pentru traseul hidraulic al turbinei:

$$H_d = - \frac{1}{g} \frac{dq}{dt} \sum \beta_i l_i v_{oi} \quad (11.10.)$$

unde: s-a notat  $q = Q/Q_0$ ,  $Q_0$  reprezentînd debitul corespunzător regimului permanent, iar  $v_{oi}$ , viteza în conducta echivalentă corespunzătoare acestui debit.

În mărimi relative rezultă:

$$\zeta = \frac{H_d}{H_0} = - T_T \frac{dq}{dt} \quad (11.11.)$$

unde s-a notat:

$$T_T = \frac{1}{g} \frac{\sum \beta_i l_i v_{oi}}{H_0} \quad (11.12.)$$

denumită constanta de timp a traseului hidraulic. Această constantă are dimensiunea timp (secunde).

Semnul (-) al ecuației (11.11.) arată că micșorarea debitului determină creșterea căderii și invers. Pentru calculul practic se utilizează relația:

$$T_T = \frac{\beta_{med.}}{g} \frac{\sum l_i v_{oi}}{H_o} \quad (II.13.)$$

unde valoarea  $\beta_{med.} = 1,01 - 1,04$ . De obicei însă se poate admite, fără erori sensibile  $\beta_{med.} = 1$ , așa cum vom proceda și noi în continuare. Deci constanta de timp se va calcula cu relația:

$$T_T = \frac{1}{g} \frac{\sum l_i v_{oi}}{H_o} \quad (II.14.)$$

Pentru calcul vom recurge la mărimi adimensionale în care sens vom adopta mărimile de referință:

$$n_{11}^o \quad Q_{11}^o \quad M_{11}^o \quad (II.15.)$$

Aceste mărimi pot fi cele corespunzătoare regimului de calcul al agregatului-regimului nominal-sau pot fi adoptate mărimile regimului dinaintea aruncării de sarcină.

Se notează de asemenea:

$$\gamma = \frac{n_{11}}{n_{11}^o} \quad q = \frac{C_{11}}{Q_{11}^o} \quad m = \frac{M_{11}}{M_{11}^o} \quad (II.16.)$$

Ținând cont de dependențele cunoscute/20/se poate scrie:

$$M = M_{11} H_o D_1^3 = \frac{M_{11}}{M_{11}^o} H_o D_1^3 M_{11}^o = m \cdot H_o D_1^3 M_{11}^o$$

$$Q = Q_{11} D_1^2 \sqrt{H_o} = \frac{Q_{11}}{Q_{11}^o} Q_{11}^o D_1^2 \sqrt{H_o} = q Q_{11}^o D_1^2 \sqrt{H_o}$$

$$\frac{dQ}{dt} = Q_{11}^o \cdot D_1^2 \sqrt{H_o} \frac{dq}{dt}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_o}}{D_1} n_{11} = \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_o}}{D_1} \frac{n_{11}}{n_{11}^o} n_{11}^o = \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_o}}{D_1} n_{11}^o \gamma$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_o}}{D_1} n_{11}^o \frac{d\gamma}{dt}$$

Cu aceste dependențe ecuațiile (II.3.) și (II.5.) devin:

$$\begin{aligned} \frac{1}{30} \frac{\pi}{D_1} \sqrt{H_o} n_{11}^o \frac{d\gamma}{dt} &= m \cdot H_o D_1^3 M_{11}^o - R \frac{D_1^2 + d_b^2}{8} \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_o}}{D_1} n_{11}^o \frac{d\gamma}{dt} - \\ &- \frac{e_o (D_1^2 + d_b^2)}{4,5} \cdot D_1^2 \sqrt{H_o} \cdot C_{11}^o \frac{dq}{dt} - n_r \end{aligned}$$

Se împarte cu  $H_o D_1^3 M_{11}^o$  :

$$\frac{\tilde{I} \cdot n_{11}^0}{30 M_{11}^0 \sqrt{H_0} D_1^4} \frac{d\gamma}{dt} = m - \frac{R(D_1^2 + d_b^2)}{8} \frac{\tilde{I}}{30 M_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}} \frac{d\gamma}{dt} - \frac{\theta_0 (D_1^2 + d_b^2) c_{11}^0}{4,5 M_{11}^0 D_1 \sqrt{H_0}} \frac{d\gamma}{dt} - m_r$$

Coefficienții variabilelor au caracterul și dimensiunea unor constante de timp. Se introduc notațiile:

$$T_a = \frac{\tilde{I} \cdot n_{11}^0}{30 M_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}} \quad (II.17.)$$

pentru constanta de timp a părților rotitoare ale agregatului.

$$T_b = \frac{\tilde{I} R(D_1^2 + d_b^2) n_{11}^0}{240 M_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}} \quad (II.18.)$$

pentru constanta de timp a masei fluide din spațiul rotorului, considerată în mișcare de rotație.

$$T_c = \frac{\theta_0 (D_1^2 + d_b^2) c_{11}^0}{4,5 M_{11}^0 D_1 \sqrt{H_0}} \quad (II.19.)$$

pentru constanta de timp a masei fluide din spațiul rotorului aflată în mișcarea de translație.

De asemenea, constanta de timp a masei fluide din traseul hidraulic are expresia:

$$T_T = \frac{D_1^2 \sum l_i v_{oi}^1}{g \sqrt{H_0}} \quad (II.20.)$$

unde  $v_{oi}^1$  se referă la  $Q_{11}^0$ .

Cu aceste notații ecuațiile (II.3.) și (II.11.) devin succesiv:

$$T_a \frac{d\gamma}{dt} = m - T_b \frac{d\gamma}{dt} - T_c \frac{d\gamma}{dt} - m_r \quad (II.21.)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = - \frac{1}{T_T} \xi \quad (II.22.)$$

și în final:

$$(T_a + T_b) \frac{d\gamma}{dt} = m + \frac{T_c}{T_T} \xi - m_r \quad (II.23.)$$

În cazul regimului și fenomenului de ambalare se consideră  $m_r = 0$ . Evoluția agregatului în timpul fenomenului de ambalare este descrisă de ecuațiile (II.21.) și (II.22.) a căror rezolvare permite stabilirea evoluției parametrilor globali ai hidroagregatului.

Dar pentru rezolvarea lor este necesară cunoașterea dependențelor de bază pentru momente, debite și eventual forțe și presiuni din traseul hidraulic.



## II.2. Caracteristicile de momente și debite

Vom analiza în primul rând dependențele pentru momente și debite corespunzătoare regimurilor permanente.

Cuplul și debitul sunt funcții de deschiderea aparatului directoare  $a_0$  (sau  $\alpha$  pentru turbinele bulb), unghiul paletelor rotor și turația dublu unitară, sub forma:

$$\begin{aligned} M_{11} &= f(a_0, \varphi, n_{11}) \\ Q_{11} &= f(a_0, \varphi, n_{11}) \end{aligned} \quad (II.24.)$$

Aceste dependențe se stabilesc în laborator, pe modele și se prezintă sub forma caracteristicilor statice, reprezentând curbele

$$\begin{aligned} M_{11} &= f(n_{11}), \text{ pentru } a_0 = \text{const.}, \varphi = \text{const.} \\ Q_{11} &= f(n_{11}), \text{ pentru } a_0 = \text{const.}, \varphi = \text{const.} \end{aligned} \quad (II.24.a)$$

Pentru calculul regimurilor tranziterii aceste caracteristici trebuie extinse la tot domeniul de valori  $n_{11}$  de la zero la ambalare, fapt care necesită un volum de experimentări foarte mare, față de încercările energetice și de ambalare obișnuite.

Procedînd la o analiză a acestor dependențe, în lucrările /66/, /67/ s-a evidențiat posibilitatea construirii lor pornind de la caracteristica universală și cea de ambalare.

O analiză a relațiilor pentru debit date în literatură, spre exemplu în /12/:

$$Q_{11} = \frac{\pi \frac{2\bar{r}}{30} n_{11} + \frac{1+\tau}{2\tau} \frac{30g}{n_{11}} \eta_h}{\frac{1}{2\bar{r}b_0} \text{ctg.} \alpha_0 + \frac{4}{1-\delta^2} \text{ctg.} \beta_0}$$

și respectiv în /73/:

$$Q_{11} = \frac{1}{60 \psi_a} n_{11} + \frac{60g}{c \psi_a} \frac{\eta_h}{n_{11}}$$

indică o dependență a debitului la poziția fixă a paletelor directoare și reterice de forma /12/:

$$Q_{11} = A \cdot n_{11} + B \frac{\eta_h}{n_{11}} \quad (II.25.)$$

În ceea ce privește cuplul dezvoltat de turbină rezultă succesiv:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{\delta Q H \eta_h}{\omega} = \frac{\delta Q H \eta_h \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{30\delta}{\pi} \frac{QH \eta_h}{n}$$



sau introducând mărimile reduse:

$$M_{11} = 95,5 \cdot Q_{11} \frac{\eta_h}{n_{11}} \quad (II.26.)$$

unde  $\eta_h$  s-a introdus în procente.

Relațiile (II.25.) și (II.26) evidențiază posibilitatea construirii caracteristicilor de moment și debit, cunoscând variația  $\eta_h/n_{11} = f(n_{11})$ .

Pentru stabilirea acestor dependențe s-a efectuat o analiză sistematică a datelor experimentale obținute pe modele. Pentru exemplificare se prezintă aceste dependențe în cazul a două modele tip Kaplan și unul bulb, în fig. II.1., II.2. și respectiv II.3. În fig. II.1. sînt prezentate curbele  $\eta/n_{11} = f(n_{11})$  pentru  $a_0 = \text{const.}$ , corespunzător unui regim elicoidal  $\varphi = 0$ . În fig. II.2. sînt date aceste curbe pentru mai multe valori ale lui  $\varphi$  și  $a_0$ , acoperind practic tot domeniul caracteristicii modelului. Același lucru este prezentat și în fig. II.3. pentru modelul bulb. Toate experimentările s-au făcut într-un domeniu larg de valori pentru  $n_{11}$  de la valori mici pînă la ambalare. Măsurătorile au fost efectuate în stațiunile prezentate în capitolul III.

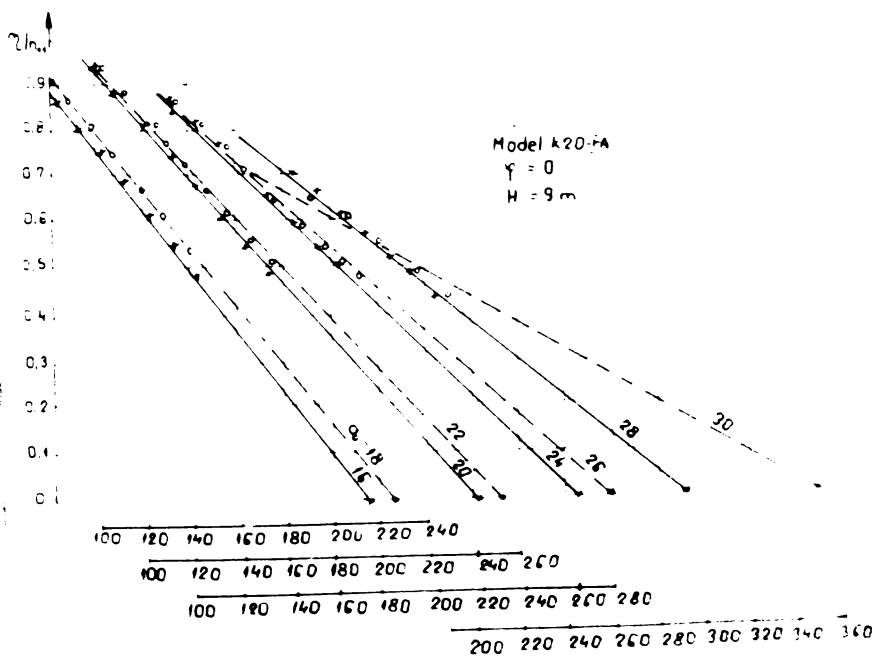


Fig. II.1. Dependențele  $\eta/n_{11} = f(n_{11})$

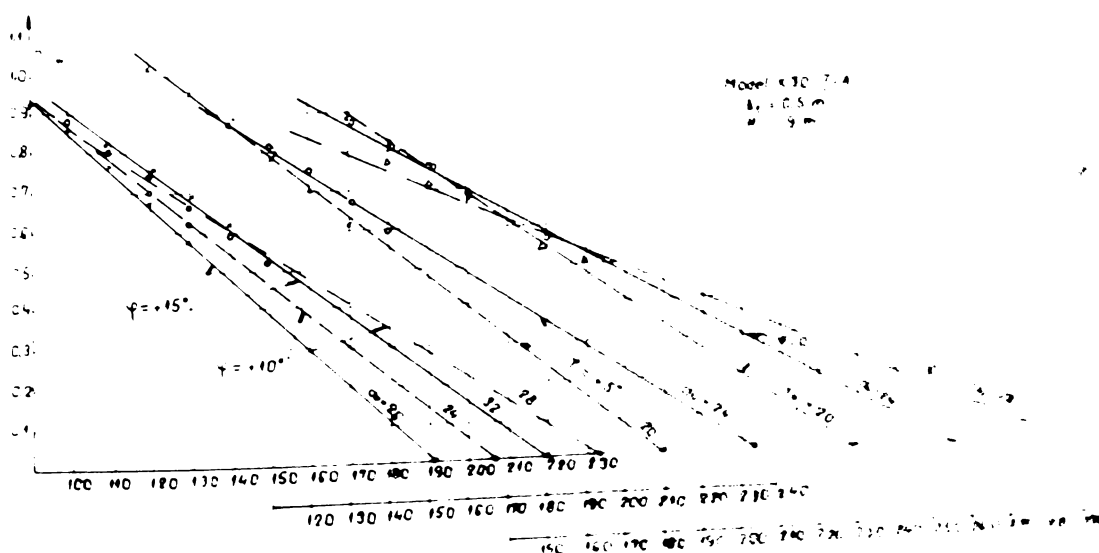


Fig. II.2. Dependențele  $\eta/n_{11} = f(n_{11})$

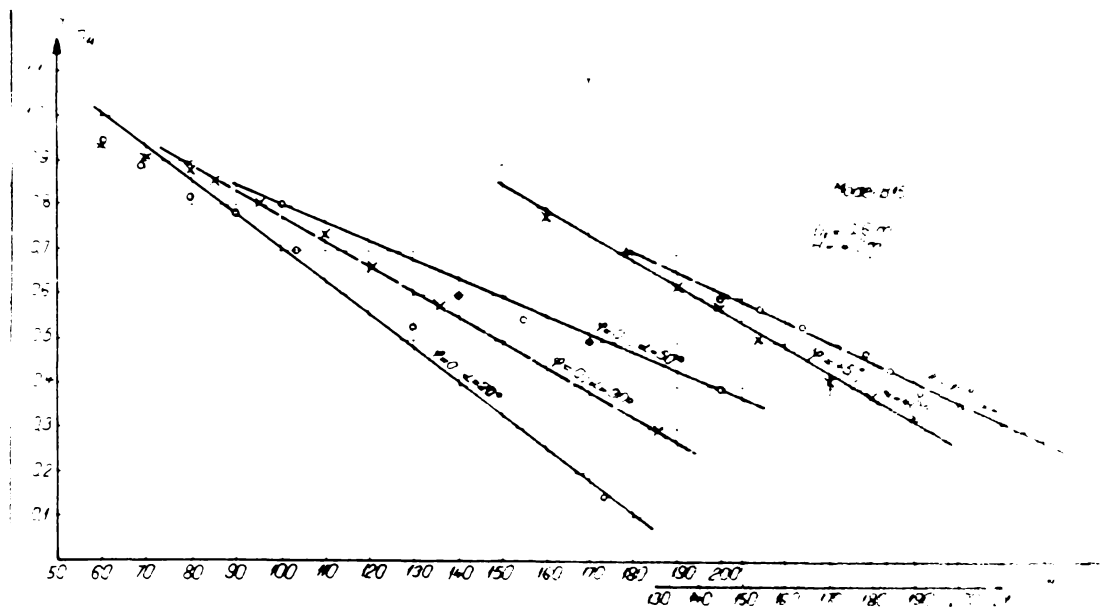


Fig.II.3. Dependentele  $\eta/n_{11}=f(n_{11})$

Aşa cum rezultă din aceste figuri și din analiza altor modele, se poate adopta o dependență liniară în domeniul  $0 - n_{11}^a$ , de forma:

$$\frac{\eta_h}{n_{11}} = a + bn_{11} \quad (II.27.)$$

În vederea stabilirii gradului de precizie s-a procedat la o analiză sistematică utilizând metoda celor mai mici pătrate. În acest scop s-a adoptat legea de variație (II.27.) precum și o lege parabolică de forma:

$$\frac{\eta_h}{n_{11}} = \alpha + \beta n_{11} + \gamma n_{11}^2 \quad (II.28.)$$

Rezultatele acestei analize sînt prezentate în tabela II.1. Aici sînt date rezultatele calculului pentru cei trei rotorii prezentați în fig.II.1+3., sub forma valorilor coeficienților (a, b) și respectiv ( $\alpha, \beta, \gamma$ ). Sînt calculate de asemenea erorile medii pătratice  $\epsilon_\sigma$  pentru cele două variante de aproximare.

Model	z	z <sub>0</sub> mm	a + bn <sub>11</sub>			α + βn <sub>11</sub> + γn <sub>11</sub> <sup>2</sup>		
			a	b	ε <sub>T</sub>	α	β	γ
20	0	16	-0.00703	1.7723	0.01403	0.00001	-0.00045	1.0000
		18	-0.00652	1.5801	0.00631	0.00000	-0.00050	1.0000
		20	-0.00593	1.4257	0.00304	0.00000	-0.00050	1.0000
		22	-0.00549	1.30215	0.00000	0.00000	-0.00050	1.0000
		24	-0.00508	1.3+156	0.00639	0.00000	0.00000	1.0000
		26	-0.00466	1.2947	0.00883	0.00000	-0.00000	1.0000
		28	-0.00420	1.20315	0.00781	-0.00000	0.00000	1.0000
		30	-0.00320	1.0378	0.00196	0.00000	0.00000	1.0000
		32	-0.00383	1.4849	0.00000	-0.00000	-0.00000	1.0000
		34	-0.00347	1.0324	0.00000	-0.00000	0.00000	1.0000

TABELA II.1

Tip motor	$\alpha$	$a_1$ mm	$\gamma + b\gamma_n$					
			b	a	$\epsilon_T$	$\delta$	$\beta$	
	+5°	26	-0,00320	1,77420	0,0272	-0,00004	-0,00495	154512
		32	-0,00740	1,64172	0,02753	-0,00002	-0,00273	174614
	+10°	24	-0,00805	1,67701	0,00758	-0,00000	-0,00759	164777
		28	-0,00643	1,50510	0,01009	0,00001	-0,00811	163538
	+5°	20	-0,00790	1,66425	0,00922	0,00000	-0,00653	173578
		24	-0,00659	1,53653	0,00670	0,00000	-0,00744	167145
	0°	24	-0,00556	1,41517	0,00807	0,00000	-0,00720	157211
		20	-0,00685	1,57276	0,00311	-0,00000	-0,00631	157211
	-5°	18	-0,00535	1,38941	0,00315	0,00001	-0,00921	163611
		22	-0,004310	1,23479	0,01426	0,00001	-0,00677	163611
	-10°	16	-0,00477	1,28214	0,02426	0,00001	-0,00854	154512

TABELA II.2

Tip motor	$\alpha$	$x$	$\gamma + b\gamma_n$					$\gamma + b\gamma_n + \delta\gamma_n$		
			b	a	$\epsilon_T$	$\delta$	$\beta$	$\gamma$	$\delta$	$\beta$
S15	0°	20°	-0,00682	1,37596	0,02043	-0,00002	0,00245	153611	0,00245	153611
		30°	-0,00503	1,26954	0,02222	-0,00001	0,00178	144211	0,00178	144211
		40°	-0,00492	1,31654	0,00744	0,00000	0,00150	154711	0,00150	154711
		50°	-0,00423	1,22134	0,01652	0,00001	0,00147	144711	0,00147	144711
		60°	-0,00394	1,16778	0,01595	0,00001	0,00141	144711	0,00141	144711
S15	-5°	30°	-0,00644	1,39226	0,00944	0,00002	0,00144	144711	0,00144	144711
		40°	-0,00588	1,43863	0,00951	0,00002	0,00145	144711	0,00145	144711
		50°	-0,00437	1,25745	0,00389	-0,00001	0,00142	144711	0,00142	144711
S15	-10°	60°	-0,00426	1,22140	0,00704	-0,00002	0,0016	144711	0,0016	144711

Datele din tabelă arată că cele două legi de aproximare sînt practic echivalente din punct de vedere al ordinului de mărime a erorilor. Din aceste considerente legea de variație (II.27.) se poate adopta datorită simplității ei.

Pentru orice model hidraulic sînt cunoscute caracteristica universală și cea de ambalare, deci avem condițiile inițiale date sub forma:

$$\eta_h = 0, \quad n_{11} = n_{11}^a, \quad Q_{11} = Q_{11}^a \quad (II.29.)$$

$$\eta_h = \eta_h^{opt}, \quad n_{11} = n_{11}^{opt}, \quad Q_{11} = Q_{11}^{opt}$$

In aceste condiții relațiile care definesc caracteristicile de debit și moment devin:

$$\eta_h = \frac{\eta_h^{opt}}{n_{11}^{opt}} \frac{n_{11}^a - n_{11}}{n_{11}^a - n_{11}^{opt}}$$

$$Q_{11} = \frac{Q_{11}^a}{n_{11}^a} n_{11} + \frac{n_{11}^{opt}}{n_{11}^a} \frac{Q_{11}^{opt} n_{11}^a - Q_{11}^a n_{11}^{opt}}{\eta_h^{opt}} \frac{\eta_h}{n_{11}} \quad (II.30.)$$

$$M_{11} = 95,5C Q_{11} \frac{\eta_h}{n_{11}}$$

Metoda de calcul a fenomenului de ambalare dezvoltată în prezenta lucrare se bazează pe următoarele ipoteze /31/, /50/, /36/, /16/.

Fenomenul tranzitoriu se consideră drept suma unor regimuri succesive quasipermanente caracterizate de valorile parametrilor hidraulici globali, corespunzător poziției organelor de reglare la acel moment ( $a_0, \varphi$ ) și căderii efective (ținând cont de componenta dinamică).

Pentru aceasta este necesară modelarea caracteristicilor dinamice, pe baza celor permanente. Vom exemplifica pentru caracteristicile de momente, utilizând metoda dată de Safarev /50/.

Pentru simplificarea expunerii vom nota în continuare mărimile corespunzătoare regimurilor permanente printr-o bară deasupra simbolului. De exemplu, momentul și debitul unui regim permanent vor fi:

$$\begin{aligned} \bar{m} &= \bar{m}(a_0, \varphi, \nu) \\ \bar{q} &= \bar{q}(a_0, \varphi, \nu) \end{aligned} \quad (II.31.)$$

În aceste condiții regimurile quasipermanente, ținând cont de componentele dinamice, vor fi:

$$\begin{aligned} m &= m(a_0, \varphi, \nu, \xi) \\ q &= q(a_0, \varphi, \nu, \xi) \end{aligned} \quad (II.32.)$$

Modelarea caracteristicilor dinamice conform /50/, este dată de relațiile:

$$m = \bar{m}(a_0, \varphi, \nu^*)(1 + \xi) \quad (II.33.)$$

$$q = \bar{q}(a_0, \varphi, \nu^*)\sqrt{1 + \xi} \quad (II.34.)$$

unde:

$$\nu^* = \frac{\nu}{\sqrt{1 + \xi}} \quad (II.35.)$$

Caracteristicile  $\bar{q}$  și  $\bar{m}$  se construiesc pe baza celor arătate deja în cap. II.2.

Ecuația (II.11.) se scrie succesiv:

$$\xi = -T_T \frac{dq}{dt} = -T_T \frac{d}{dt} (\bar{q} \sqrt{1 + \xi}) \approx -T_T \frac{d}{dt} [\bar{q}(1 + 0,5\xi)]$$

$$\xi = -T_T(1 + 0,5\xi) \frac{d\bar{q}}{dt} - T_T \cdot 0,5\bar{q} \frac{d\xi}{dt}$$

rezultând în final:

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{2 + \xi}{\bar{q}} \frac{d\bar{q}}{dt} - \frac{2\xi}{T_T \bar{q}} \quad (II.36.)$$

Cu ajutorul acestor dependențe se pot rezolva ecuațiile (II.21.) și (II.22.), determinând evoluția parametrilor globali ai agregatului în timpul fenomenului tranzitoriu: turație, debit, cuplu, lovitură hidraulică. Modul de rezolvare va fi prezentat în paragraful II.4.

### II.3. Modelarea regimurilor de ambalare în laborator

În esență studiul în laborator al regimurilor tranzitorii poate fi abordat prin două metode /34/:

- 1.-utilizând teoria similitudinii dinamice, să se modeleze agregatul și regimurile în laborator
- 2.-metoda combinată care utilizează unele caracteristici în regimuri staționare, determinate pe model și ecuațiile matematice ale fenomenului cu ajutorul cărora se determină fenomenul real

Vom analiza mai jos ambele metode. Pentru analiză utilizăm ecuațiile (II.3) și (II.5) sub forma:

$$\left[ \frac{I \omega_0}{T L_0} + \frac{m D_1^2 (1+x^2) \omega_0}{8 M_0 T} \right] \frac{d\gamma}{d\tau} = 1 - \frac{\theta_0 D_1^2 (1+x^2) \omega_0}{4,5 T \omega_0} \frac{dq}{d\tau} - \frac{s r}{L_0} \quad (II.37.)$$

unde s-a notat cu indicele 0-marimile corespunzătoare regimului permanent, T-timpul de referință (exemplu: timpul de manevră a aparatului director) și  $\gamma = \omega / \omega_0$ ;  $d\omega = \omega_0 d\gamma$ ;  $q = r / \omega_0$ ;  $dq = r_0 dq$ ;  $\tau = t / T$ ;  $dt = T d\tau$ ; iar  $x = d_b / D_1$ .

Regimurile de ambalare sînt caracterizate de  $s r / L_0 = 0$ .

Ținînd cont de următoarele dependențe:

$$q \sim D_1^2 \sqrt{H_0}$$

$$L \sim S H_0 D_1^3$$

$$\omega \sim \sqrt{H_0} / D_1$$

$$m \sim S D_1^3$$

$$v \sim \sqrt{H_0}$$

ecuația (II.37.) se scrie:

$$\left( k_1 \frac{I}{S D_1^4 T \sqrt{H_0}} + k_2 \frac{D_1}{T \sqrt{H_0}} \right) \frac{d\gamma}{d\tau} = 1 - k_3 \frac{L_1}{T \sqrt{H_0}} \frac{dq}{d\tau} \quad (II.38.)$$

unde  $k_1, k_2, k_3$  sînt constante care nu depind de dimensiunea agregatului. Apelînd la definițiile criteriilor de similitudine /56/ se poate scrie:

-criteriul Newton în cazul mișcării de rotație

$$Ne = \frac{b \cdot t}{I \cdot \omega} = \frac{S D_1^4 \sqrt{H} T}{I} \quad (II.39.)$$

-criteriul Strouhal:

$$Sh = \frac{vt}{l} = \frac{T\sqrt{H}}{D_1} \quad (II.39.)$$

Pe baza relațiilor (II.39.) și (II.40.) ecuația (II.38.) ia forma:

$$\left(k_1 \frac{1}{Ne} + k_2 \frac{1}{Sh}\right) \frac{d\gamma}{d\tau} = 1 - k_3 \frac{1}{Sh} \frac{dq}{d\tau} \quad (II.41.)$$

Relațiile (II.39.), (II.40.) și (II.41.) determină condițiile de modelare a fenomenului.

Din definiția similitudinii dinamice [56], rezultă următoarele condiții necesare:

- a) -similitudinea geometrică a frontierelor
- b) -similitudinea cinematică în secțiunile de intrare și ieșire din domeniu
- c) -proporționalitatea coeficienților ecuațiilor adimensionale ale fenomenului

Condițiile a) și b) sînt satisfăcute, sine qua non la studiul turbinelor hidraulice pe modele; condiția c), pe baza ecuației (II.41) se reduce la

$$(Ne)_M = (Ne)_P \quad (II.42.)$$

$$(Sh)_M = (Sh)_P \quad (II.43.)$$

unde indicele M se referă la model, iar P la prototipul industrial.

Relația (II.43.) se scrie:

$$T_M = T_P \frac{D_{1M}}{D_{1P}} \sqrt{\frac{H_P}{H_M}} \quad (II.44.)$$

care înlocuită în (II.42.) dă:

$$I_M = I_P \frac{D_{1M}^5}{D_{1P}^5} \quad (II.45.)$$

Relațiile (II.44.) și (II.45.) indică condițiile suplimentare necesare la modelarea fenomenului de amelare și anume: modelarea timpului de referință și a momentului de inerție. În condițiile (II.44.) și (II.45.) ecuațiile adimensionale ale regimului tranzitoriu sînt identice pentru model și prototipul industrial.

Considerațiile de mai sus permit extinderea modelării și asupra vibrațiilor elastice ale organelor turbinei (exemplu: paletelor). Astfel - în acest caz - forțele de inerție nu joacă un rol important și se pot neglija, rezultînd egalitatea:

$$(Sh)_M = (Sh)_P$$

care arată că scurgerea instantanee relativă la un component în vibrație e similară la model și prototip. Fiind vorba de fenomene periodice, se înlocuiește timpul cu frecvența, rezultând:

$$\left(\frac{v}{f \cdot l}\right)_M = \left(\frac{v}{f \cdot l}\right)_P \quad (II.46.)$$

viteza de propagare a undelor elastice fiind:

$$v = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (II.47.)$$

rezultă:

$$f_M \cdot D_M \sqrt{\frac{\rho_L}{E_M}} = f_P \cdot D_P \sqrt{\frac{\rho_P}{E_P}} \quad (II.48.)$$

și

$$\frac{H_M}{H_P} = \frac{L_M}{L_P} \frac{\rho_P}{\rho_M} \quad (II.49.)$$

Dacă modelul este similar geometric cu prototipul și este satisfăcută relația (II.48.) se pot estima vibrațiile paletelor mașinilor reale pe baza măsurătorilor pe model. Similitudinea geometrică trebuie extinsă, nu numai asupra profilului hidraulic, ci și asupra fixării paletelor și a celorlalte ansamble care pot afecta vibrațiile. Rezultate similare au fost obținute de Lecher /35/.

Analiza relației (II.49.) dă legătura între calitatea materialului și condițiile de încercare.

Vom analiza în continuare posibilitățile de modelare. Se va lua în vedere în special aruncările de sarcină. În condițiile laboratorului aceasta poate fi realizată prin decuplarea generatorului frînă de la rețea.

Realizarea condiției (II.45.) impune asigurarea pentru fiecare tip de agregat a altei valori pentru momentul de inerție. La anumite standurile existente generatorul frînă are valoarea constantă pentru I.

De exemplu pentru standul de garanție I.C.P.I.I. Reșița, această valoare este de  $I = 3 \text{ daNm}^2$  și în consecință nu pot fi asigurate valori mai mici. Valorile mai mari ar putea fi asigurate, în principiu, prin adăugarea unui volant. Trebuie de asemenea arătat că și vitezele căderii sînt limitate la încercările pe stand, datorită turanței maxime a generatorului frînă.

Realizarea condiției (II.44.) implică de asemenea construcții speciale ale modelelor.



In tabela II.2.se dă o analiză a condițiilor de modelare după relația (II.44.), pentru 7 agregate proiectate și executate în țară.

Tabela II.2.

Nr. crt.	Tipul agregatului	$H_P/H_M$	$D_M/D_P$	$T_P$ /s/	$T_M$ /s/
1.	KVB 4 - 10	10/4	0,5/3,20	3	0,74
2.	KVB 8 - 20	20/4	0,5/3,75	4	1,20
3.	KVB 11,5 - 15	15/4	0,5/4,10	4,5	0,87
4.	KVB 16 - 27	27/4	0,5/3,30	5	1,76
5.	KVB 23 - 16	26/4	0,5/4,0	6	1,60
6.	KVB 37 - 18	18/4	0,5/5,5	7	1,34
7.	KVB 178 - 27	27/4	0,5/9,5	12	1,54

Așa cum rezultă din tabel este necesară realizarea unor dispozitive care să închidă rapid aparatul director, de ordinul e 1 secundă, sau chiar mai mic. Evident această închidere, practic instantanee, este dificil de realizat și are consecințe nefavorabile asupra aparaturii de măsură.

Din analiza relației (II.44.) pentru realizarea timpului aferent modelului ( $T_M$ ) cât mai mare, ar trebui căderi mici la model și diametre mari. Din acest considerent, în tabela II.2 s-a admis  $H_M = 4$  m ca limita inferioară pentru care se pot determina marimile modelului cu precizie acceptabilă (randamente, debite, cuplul)/64/. Diametrul modelului - conform recomandărilor codului CHI /88/ - trebuie să fie minimum 0,25m ; pentru cazul concret s-a adoptat valoarea 0,5 m, valoare obișnuită pentru standul I.C.P.E.H., la care ne-am referit în tabel.

Aceste elemente fac practic imposibilă modelarea în laborator a regimului tranzitoriu pentru agregate reale concrete.

Rezultă ca necesară rezolvarea problemei prin metoda combinată, utilizând încercările pe model în regimuri permanente și ecuațiile matematice ale fenomenului tranzitoriu.

Această metoda va fi dezvoltată în continuare,

#### II.4. Modelul matematic de calcul al fenomenului de ambalare

Pentru formarea unei imagini de ansamblu asupra metodei de calcul dezvoltată în lucrare, vom prezenta succint metodele date de literatură pentru calculul fenomenului de ambalare:

R.DUBS /10/ analizând regimurile de ambalare ale unei turbine Francis a admis o dependență liniară între debit și turație de forma  $Q = A_1 + B_1 n$ . Precurările însumate din lagăre și pierderile prin ventilație au fost aduse sub forma  $v = c n^2$ .



bilirea ecuației:

$$2c \frac{N_0}{I \omega_0^2} t = \ln \frac{(c-b_1-ax)(c-b_1+a)}{(c+b_1+ax)(c-b_1-a)}$$

unde  $x = \omega / \omega_0$ ;  $N_0$  - puterea nominală a regimului inițial;  $a, b_1, c$  - mări constante funcție de parametrii hidraulici și dimensiunile turbinei.

J.C.HOWE /22/ dă, de asemenea, o metodă de calcul pentru turbinale Francis-a creșterii turației și căderii la aruncările de sarcină. Pentru aceasta se utilizează caracteristica de ambalare  $n_a = f(a_0)$  și ipoteza variației liniare a cuplului motor sau a puterii.

G.I.KRIVCENKO /31/ dă o metodă de calcul a regimurilor tranzitorii ale turbinelor hidraulice pe baza caracteristicilor statice ce extind de debit și momente, utilizând următoarele două relații:

$$n_{11}^{i+1} \sqrt{1 + \xi_{i+1}} - n_{11}^i \sqrt{1 + \xi_i} = K \left[ M_{11}^i (1 + \xi_i) + M_{11}^{i+1} (1 + \xi_{i+1}) \right]$$

$$\xi_{i+1} = c \left( Q_{11}^{i+1} \sqrt{1 + \xi_{i+1}} - Q_{11}^i \sqrt{1 + \xi_i} \right) \frac{1}{\Delta t_{i+1}}$$

Calculul se efectuează prin metoda aproximațiilor succesive. Pentru intervalul  $t_{i+1}$  sînt cunoscute mărimile avînd indicele  $i$ . Nu se cunosc mărimile avînd indicele  $i+1$ , respectiv  $\xi_{i+1}, n_{11}^{i+1}, M_{11}^{i+1}, Q_{11}^{i+1}$ . Se admite o valoare  $\xi_{i+1}$  și din a două relație rezultă  $Q_{11}^{i+1}$  pe baza căreia din caracteristicile  $Q_{11} = f(n_{11})$  la  $a_0$  și cunoscute, se determină  $M_{11}^{i+1}$ . Valorile obținute se înlocuiesc în prima relație, urînd dacă este verificată sau nu. Dacă nu se verifică se admite altă valoare  $\xi_{i+1}$ , procedînd astfel pînă la verificare. Rezultat în final variația în timp a turației, debitului, presiunii în camera spirală și momentului la arborele turbinei.

V.M.MALISEV în /36/ dă o metodă de calcul a fenomenului de ambalare utilizînd următoarele ipoteze:

a) - variația puterii turbinei cu viteza unghiulară de forma:

$$N = N_0 \left[ 1 - \left( \frac{\omega - \omega_0}{\omega_a - \omega_0} \right)^2 \right]$$

unde  $N_0, \omega_0$  - corespund regimului dinaintea ambalării, iar  $\omega_a$  - corespunde regimului de ambalare.

b) - dependența turației de ambalare de poziția paletelor rotor este

$$\omega_a = P(\varphi), P(\varphi) = a - b\varphi; \text{ respectiv } k = \omega_a^{\max} - \omega_0 \text{ și } P(\varphi) = \omega_a^{\max} - k\varphi$$

În aceste ipoteze relația dedusă de Malisev are expresia:

$$I \frac{d\omega}{dt} = \frac{N_0}{\omega} \left[ 1 - \left( \frac{\omega - \omega_0}{k - k\varphi} \right)^2 \right]$$

Relația dedusă fiind cu totul aproximativă, în /37/ autorul dă o altă

metodă mai precisă, pornind de la ecuația de mișcare și neglijând pierderile prin frecare și ventilație, sub forma:

$$I \frac{d\omega}{dt} = \gamma_D^2 H^{3/2} \frac{Q_{11}^7 h}{\omega}$$

Această ecuație o scrie sub două forme:

$$\frac{d\omega}{dt} = BM_{11} \quad \text{sau} \quad \frac{d\omega}{dt} = A \frac{Q_{11}^7 h}{\omega}$$

Integrarea acestor ecuații se face în primul caz prin dezvoltare în serie Taylor și limitându-se la primii trei termeni, iar în al doilea prin transformarea ecuației sub forma diferențialelor finite. De asemenea se utilizează ecuația loviturii hidraulice în cazul pereților rigizi și fluidului incompresibil:

$$\zeta = - \frac{\sum LV}{gH_0 Q_{11}^0} \frac{dQ_{11}}{dt}$$

A.TSCHUMY /54/, fără a explica relațiile, dă rezultatele calculului unor regimuri de aruncări de sarcină cu specificația că:

-se utilizează debitul și randamentul funcție de deschiderea aparatului director și reterului, respectiv căderea și turația, determinate în laborator. În vederea calculului acestea se transpun sub formă analitică.

-calculul se desfășoară pe intervale mici de timp, în interiorul cărora se pot liniariza mărimile

-calculul s-a efectuat utilizând un calculator numeric

E.V.GUTOVSKII /16+19/ prezintă de asemenea o metodă de calcul a regimurilor nepermanente pe baza caracteristicilor statice determinate pe model. Metoda se bazează pe ecuațiile diferențiale ale mișcării fluidului în turbină. Se utilizează metoda grafo-analitică.

B.E.SAFAROV /50/ dă cea mai completă și eficientă metodă, transpusă pe calculatorul numeric.

În acest scop se utilizează ecuațiile /50, pag. 51/:

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{\bar{q}(1+\zeta)}{T_a + T_b} + \frac{T_c}{(T_a + T_b)T_T} \zeta$$

$$\frac{d\zeta}{dt} = - \frac{2\sqrt{1+\zeta}}{T_T \bar{q}} - \left[ \frac{\partial \bar{q}}{\partial \mu_s} \frac{d\mu_s}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \nu} \frac{d\nu}{dt} \right] \frac{2(1+\zeta)}{\bar{q}}$$

$$\frac{dt}{dt} = 1$$

Si caracteristicile extinse pentru debite și momente în regimuri elicoidale sub forma  $Q_{11} = f(n_{11}, u_s)$   $\varphi = \text{const.}$  și  $M_{11} = f(n_{11}, u_s)$

$\varphi = \text{const.}$

Metoda de calcul dezvoltată în prezenta lucrare și aplicată la I.C.P.B.H. are ca elemente specifice următoarele:

- Se pornește de la ecuația momentului dezvoltat de turbină în regim nepermanent stabilită de Safarov/50/ și de la ecuația cunoscută pentru lovitura hidraulică în cazul lichidului incompresibil și a pereților rigizi, ecuație care pentru simplificare s-a adus la forma (II.36.)
- Observând posibilitatea construirii caracteristicilor de momente și debite pe baza dependenței  $\eta_h/n_{11} = f(n_{11})$  s-a trecut la metoda de integrare a ecuațiilor diferențiale ce descriu fenomenul.

Pe baza analizei datelor experimentale, obținute în laborator pe modelele de turbine axiale, această dependență a putut fi aproximată liniar, fapt care permite efectuarea calculelor pe baza caracteristicilor energetice și de ambalare obișnuite ale modelelor

Metodele cunoscute din literatură pentru calculul acestor regimuri și care utilizează relații de aproximație a unor mărimi au dezavantajul că trebuie construite aproximații atât pentru momente în vederea estimării evoluției turației, cât și pentru debite în vederea calculului loviturii hidraulice. Deci precizia lor este mai redusă. Metodele care utilizează caracteristicile extinse (Safarov, Krivenco), deși mai precise, au însă posibilități de aplicare foarte reduse, deoarece nu se dispune de caracteristicile extinse. Precizăm că determinarea acestor caracteristici necesită un volum de încercări de până la 10 ori mai mare față de încercările energetice și de ambalare obișnuite.

În aceste condiții metoda elaborată are avantajul că utilizează o singură aproximație ( $\eta_h/n_{11}$ ) cu ajutorul căreia se construiesc caracteristicile atât pentru momente cât și pentru debite, fapt care permite integrarea ecuațiilor diferențiale ale fenomenului de ambalare.

De asemenea metoda utilizează caracteristica universală și cea de ambalare determinate pe model, deci ține cont de particularitatea modelului hidraulic al turbinei respective.

Aceste elemente conferă metodei o precizie satisfăcătoare și dau posibilitatea aplicării ei în mod practic la toate turbinele hidraulice, caracteristica universală și cea de ambalare fiind cunoscute pentru fiecare model.

Urmare a celor prezentate mai sus și în capitolele precedente, problema calculului fenomenului de ambalare, în cazul general al modificării poziției organelor de reglare, se rezumă la următoarele:

Având mărimile constante cunoscute  $T_a, T_b, T_c, T_T$ , de asemenea variația parametrilor  $s = s(t)$  și  $\gamma = \gamma(t)$ , dată sub forma unei ecuații matematice, să se rezolve sistemul de ecuații diferențiale:

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{\bar{m}(1+\xi)}{T_a+T_b} + \frac{T_c}{T_T} \frac{\xi}{T_a+T_b}$$

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{2+\xi}{\bar{q}} \frac{\Delta \bar{q}}{\Delta t} - \frac{2\xi}{T_T \bar{q}} \quad (11.50.)$$

$$\frac{dt}{dt} = 1$$

cu condițiile inițiale:

$$t=0, \gamma_i = \gamma_0, \xi = 0 \quad (11.51.)$$

și parametrii  $\bar{m}$  și  $\bar{q}$  dați de ecuațiile:

$$\frac{\gamma}{n_{11}} = \frac{\gamma_{opt}}{n_{11}^{opt}} \frac{n_{11}^a - n_{11}}{n_{11}^a - n_{11}^{opt}}$$

$$C_{11} = \frac{Q_{11}^a}{n_{11}^a} n_{11} + \frac{n_{11}^{opt}}{n_{11}^a} \frac{Q_{11}^{opt} n_{11}^a - Q_{11}^a n_{11}^{opt}}{\gamma_{opt}} \frac{\gamma}{n_{11}} \quad (11.52.)$$

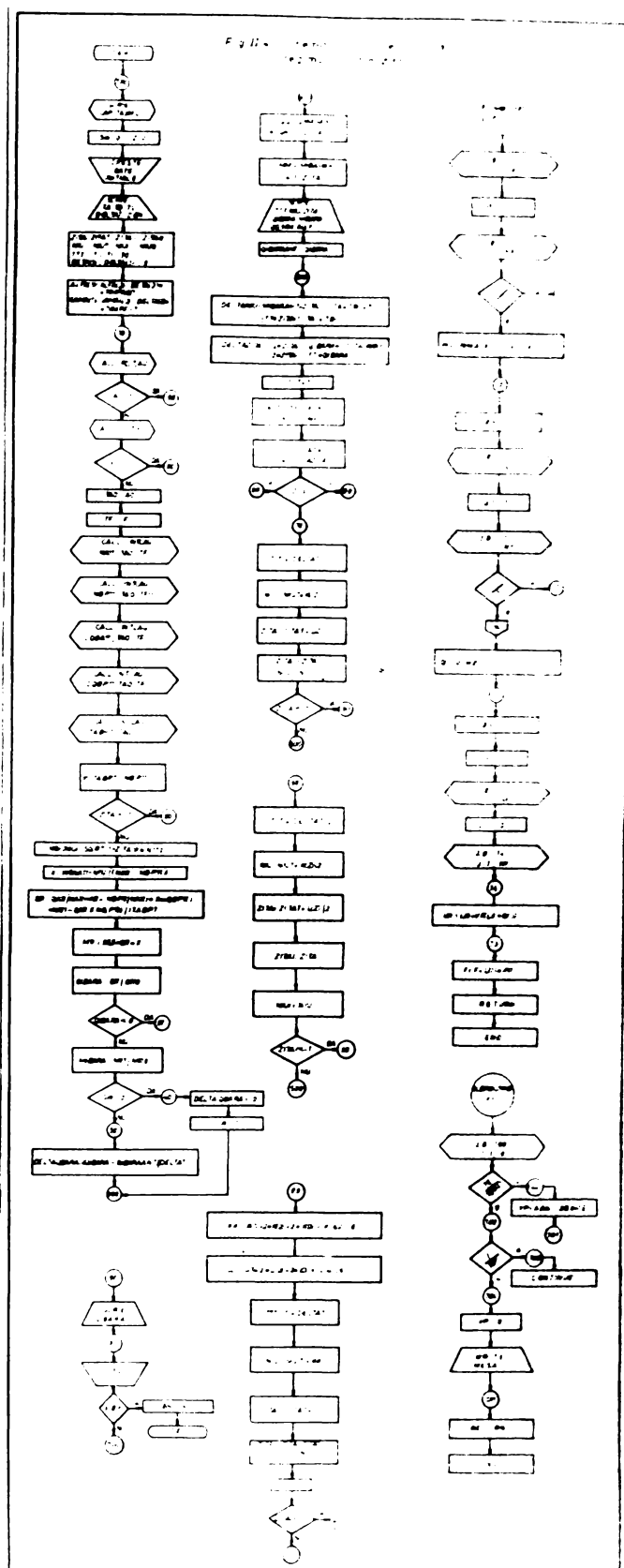
$$\bar{q} = \frac{Q_{11}}{Q_{11}^0}$$

$$K_{11} = 95,50 Q_{11} \frac{\gamma}{n_{11}} ; \bar{m} = \frac{k_{11}}{k_{11}^0}$$

unde  $Q_{11}^0, K_{11}^0$  și  $n_{11}^0$  sînt mărimi adoptate drept referință.  
 Valorile  $n_{11}^a, Q_{11}^a, \gamma_{opt}, n_{11}^{opt}, Q_{11}^{opt}$  se cunosc sub formă tabelară, astfel:

	$n_{11}^a$					
$\gamma \backslash \theta$	10	20	30	40	50	60
-10	130	250	306	333	364	374
-5	114	210	256	294	314	350
0	101	184	243	282	310	330
+5	100	158	202	240	276	306
+10	90	146	184	218	250	277
+15	80	132	172	204	230	240

(11.53.)



In fig.II.4.prezentăm sche-  
ma logică a programului de calcul  
pentru cazul,modificării poziției  
organelor de reglare în timpul re-  
gimului tranzitoriu.Conforma schemei  
calculul cuprinde:

-determinarea valerilor pentru  
deschiderea aparatului direc-  
tor și a rotorului.Aceste de-  
pendențe sînt introduse sub  
forma unor legi liniare de for-  
ma:

$$a_{\bullet} = a' - \beta t \quad (II.54.)$$

pentru aparatul director

$$\varphi = \varphi' - \delta t \quad (II.55.)$$

pentru rotor

- se calculează din tabelele de  
tipul(II.53.)valerile  $\eta^{opt}$ ,  $n_{11}^r$ ,  
 $Q_{11}^a$ ,  $n_{11}^{opt}$ ,  $C_{11}^{opt}$ , pentru  $a_{\bullet}$  și  $\varphi$   
determinate anterior.In acest  
scop se utilizează metoda de  
interpolare Lagrange.
- se calculează valerile  $\bar{m}_i$ ,  $\bar{q}_i$ ,  
 $\Delta \bar{q} / \Delta t$ ,  $q_i$ ,  $m_i$
- se rezolvă sistemul de ecuații  
(II.50.).In acest scop se utili-  
zează metoda Runge-Kutta/25/.
- se trece la pasul următor de timp

Cînd se urmăresc și alte mărimi (presiuni înainte și după  
rotor, forță axială, momente pe palete) calculul lor se face la fiecare  
interval de timp în completarea celor arătate mai sus.Pentru aceste  
se necesită caracteristicile statice respective, calculul lor la fi-  
ecare  $\xi_i$  și  $\nu_i$  fiind dat în lucrările /50/, /20/, motiv pentru care  
nu vom insista asupra lui.Calculule complete vor fi prezentate în  
capitolul V.

### II.5. Aplicarea metodelor de calcul la mașinile reale în faza de proiectare

In procesul de proiectare a hidroagregatelor, la stabili-  
rea parametrilor funcționali și a dimensionării, nu poate fi lăsată în  
considerare comportarea acestora în regimurile tranzitorii de ambalare.

re. Din acest considerent calculul regimurilor tranzitorii apare ca un calcul de verificare, implicațiile lui manifestându-se asupra sistemului de reglare în alegerea parametrilor pentru organele de reglare.

În consecință, aplicarea metodelor de calcul în fazele de proiectare cuprinde următoarele probleme :

- analiza diferitelor regimuri de ambalare fără a interveni organele de reglare și protecție
- calculul aruncărilor de sarcină la funcționarea normală a regulatorului. Aceste regimuri dau garanțiile de reglaj și calculele permit adoptarea legilor de închidere  $a_0$  și optime, deci eliminarea unui volum mare de încercări în C.H.E. sau a unor regimuri periculoase
- studiul unor protecții la ambalare care intervin în caz de defectare a regulatorului, la o anumită fază a fenomenului de ambalare. Aceste calcule arată eficiența sistemelor respective și regimurile optime pentru ele.
- posibilitatea analizei influenței diferiților parametri de reglare asupra evoluției agregatului la ambalare, problemă importantă la acordarea regimurilor de reglare în C.H.E.
- analiza unor solicitări în organele de reglare în regimurile tranzitorii de ambalare

Precizăm că metodele de calcul ale regimurilor tranzitorii sînt de dată relativ recentă în literatură, aplicarea lor fiind posibilă datorită introducerii calculatoarelor numerice.

La noi în țară aplicarea lor în fază de proiectare a fost demarată în 1973/81/, /82/.

\* \* \*

Din datele prezentate în acest capitol rezultă următoarele contribuții :

- s-a elaborat o metodă de calcul a fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale în cazul general al modificării poziției organelor de reglare (paletă directoare și rotorice) metodă adecvată calculului programat pe calculatoare numerice. În acest mod s-a creat posibilitatea de analiză în faza de proiectare a garanțiilor de reglaj și alegerea rațională a legilor de mișcare;
- s-au dedus în mod unitar criteriile de similitudine a regimurilor de ambalare, fapt care permite analiza condițiilor de modelare în laborator;



### III. STUDIUL EXPERIMENTAL AL FENOMENULUI DE AMBALARE

#### III.1. Studiul pe modele în laborator

##### 1.1. Stațiunile experimentale

Cercetările legate de fenomenul de ambalare, asupra modelelor de turbine axiale, s-au efectuat în laborator, în stațiunile I.C.P.E.H. a căror prezentare este dată în lucrările noastre /6/, /7/, /8/, /61/, /62/. În cele ce urmează, pentru caracterul unitar al lucrării, vom prezenta principalele caracteristici ale acestora. Experimentările s-au efectuat în două stațiuni:

I-Stațiunea în circuit închis Ø500 pentru încercările de garanție

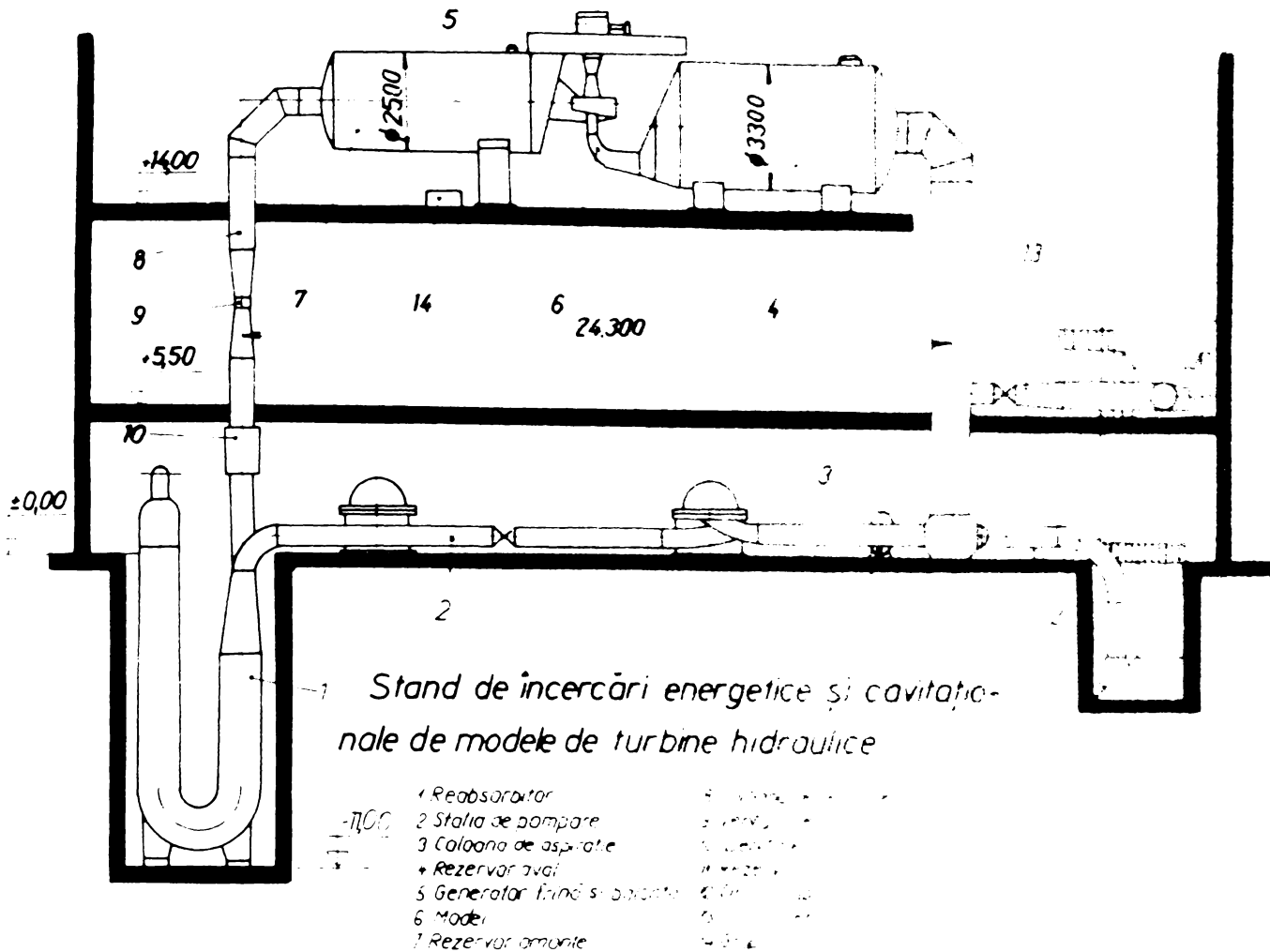
II-Stațiunea în circuit deschis pentru încercările energetice

Parametrii principali ai celor două stațiuni sînt dați în tabela III.1.

Tabela III.1.

Nr. crt.	Denumirea	UM	Stațiunea I	Stațiunea II
1.	Căderea de încercare	m	4-80	4,50
2.	Turație medel	rot/min	0-3000	100-1500
3.	Puterea de frinare	KW	600	75
4.	Debit maxim asigurat	m <sup>3</sup> /s	2,7	2,5
5.	Lungime circuit hidraulic	m	163	120
6.	Volun de apă	m <sup>3</sup>	256	-
7.	Diametru maxim model	m	0,500	0,600
8.	Putere instalată stațiune	KW	4000	1500





**Fig.III.1.-Circuitul hidraulic  
al stațiunii I**

Circuitul hidraulic al standului de garanție, prezentat în fig.III.1., cuprinde:

- stația de pompare, echipată cu două pompe ce pot funcționa în serie sau în paralel. Pompele sînt acționate în curent continuu, avînd turația variabilă
- reabsorbitorul, format din patru coloane verticale de o lungime totală de 44m, care permite reabsorbirea aerului degajat din apă în timpul încercărilor
- coloana de refulare pe care sînt montate debitmetrele
- rezervorul amonte
- modelul supus încercării, cuplat cu generatorul frînă suspendat de trei lagăre hidrostactice
- rezervorul aval
- coloana de aspirație

Pentru etalonarea debitmetrelor standul funcționează în circuit deschis, circuitul racordîndu-se la canalul de țerare și respectiv la un bazin de aspirație.

Standul este prevăzut cu un sistem de reglare eulcașt pentru:

- căderea de încercare a modelului prin intermediul tureții pompelor

- turația modelului prin generatorul frină
- sarcina de aspirație, temperatura apei din stand și nivelul apei în rezervorul tampon ce reglează presiunea în stand

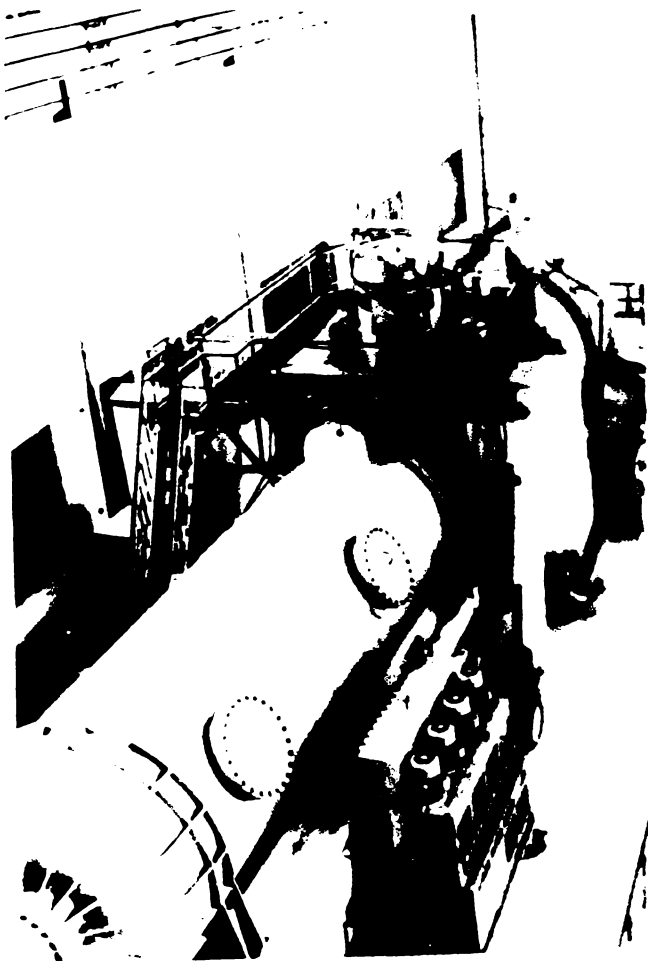


Fig.III.3.Rezervoarele maon-  
te, sval și generatorul frină al  
stațiunii I.

Toate comenzile și sistemele de reglare automată sînt centralizate la pupiterul de comandă și măsură, fig.III.3.

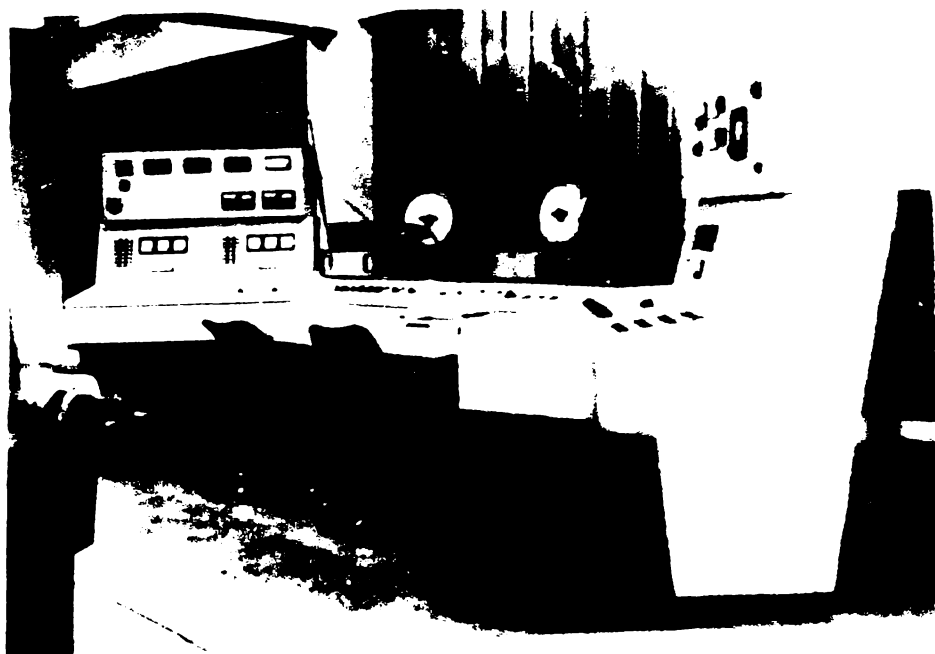
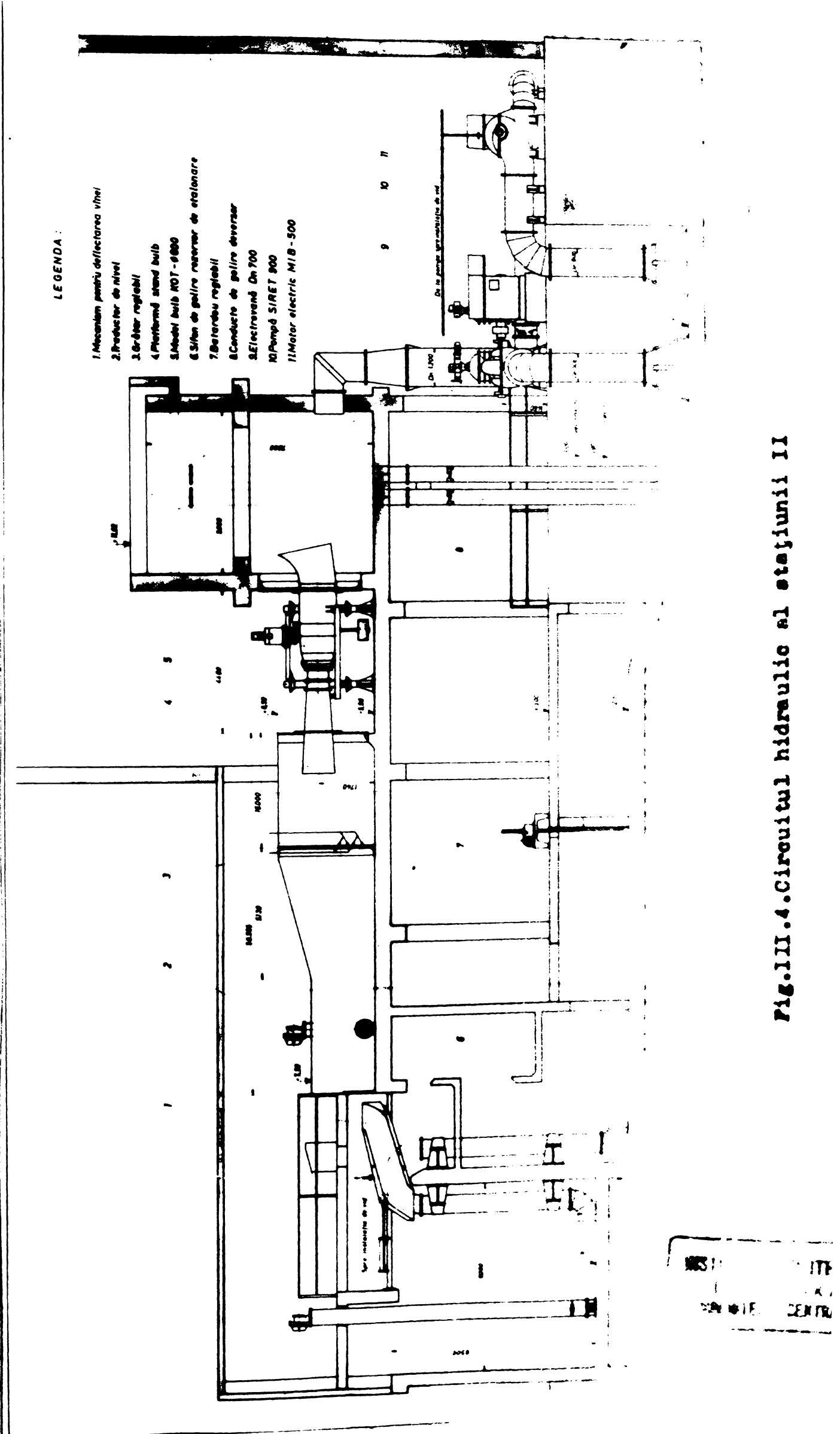


Fig.III.3.Pupitrul de comand  
și măsură al stațiunii I.



LEGENDA :

1. Mecanism pentru deflectarea vinei
2. Producator de nivel
3. Ordonator reglebil
4. Plafonand stand bulb
5. Model bulb ROT-9000
6. Sifon de golire rezervor de etalonare
7. Batarabu reglebil
8. Conducta de golire deversor
9. Electrovand Dn 700
10. Pompă SIRET 900
11. Motor electric MIB-500

Fig.III.4.Circuitul hidrolic al stațiunii II

Componenta traseului hidraulic al standului energetic în circuit deschis, prezentat în fig.III.4., este următoarea:

- rezervorul amonte, având un volum de  $120\text{m}^3$ , prevăzut în partea superioară cu un deversor de prea plin, pe o lungime de  $1,4\text{m}$  în conturul său
- turbina model cuplată cu generatorul frână
- canalul de fugă, continuat cu cel de tarare, deversorul, bazinul de tarare, canalul de întoarcere și bazinul de aspirație
- stația de pompare care aspiră apa din bazinul de aspirație și o refulează în rezervorul amonte.

Vederea de ansamblu este prezentată în fig.III.5.

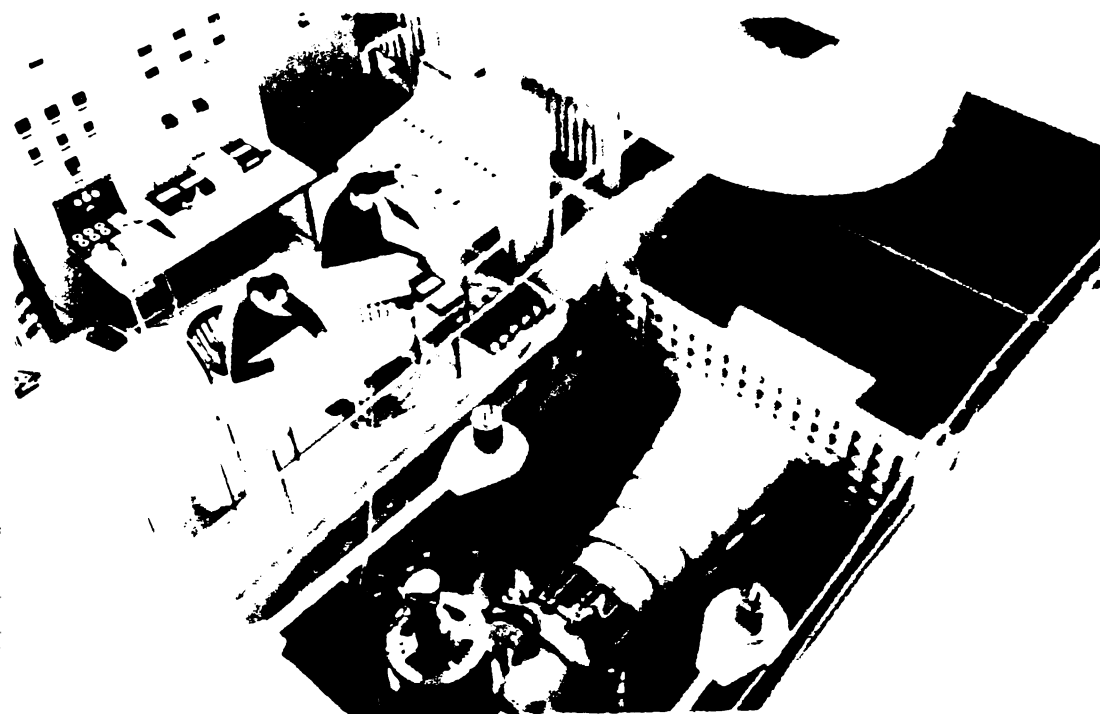


Fig.III.5.-Vederea de ansamblu a stațiunii II

Standul este prevăzut cu un sistem automat de reglare a turației modelului.

La ambele stațiuni frînarea este recuperativă, energia fiind livrată în sistem.

### 1.2. Modelele experimentale

Cercetările au fost efectuate pe modele de tip Kaplan, având diametrul roterului  $0,5\text{m}$  și un model de turbină bulb de diametrul  $0,6\text{m}$ . Caracteristicile modelelor, determinate de parametrii constructivi ai roterului, camerei spirale cu aparatul director și tubului de aspirație, sînt prezentate în tabelul III.2. Notarea modelelor în lucrare s-a efectuat prin simbolurile celor trei părți principale, cu excepția modelului bulb, care s-a simbolizat prin inițiala tipului și căderea maximă.

Tabela III.2.

Rotor				
Simbol	$Z_1$	$d_{but}/D_1$	$d_{ar}/D_1$	
K20	4	0,36	0,407	
K25	5	0,39	0,447	
K30	6	0,45	0,518	
B15	4	0,30	0,350	
Camera spirală și aparatul director				
Simbol	$\varphi_{max}^{\circ}$	$F_i/D_1^2$	$Z_0$	$b_0/D_1$
I	180	3,3	24	0,400
II	225	4,1	32	0,375
III	225	4,0	24	0,400
B15	$\delta_{AD} = 62^{\circ}$	-	16	0,425
Tub de aspirație				
Simbol	$h/D_1$	$L/D_1$		
A	2,700	4,42		
B	1,915	4,00		
C	2,195	4,61		
B15	-	4,80		

Rotorii de turbină Kaplan sînt simbolizați prin tipul rotorului (K) și căderea maximă la care se recomandă utilizarea rotorului respectiv.

Constructiv, modelele experimentale sînt fără arbore propriu, rotorul fiind fixat pe arborele generatorului frînă: în acest mod se măsoară direct randamentul interior, eliminînd pierderile prin frecare din lagăre.

În capitolele ce urmează se vor face referiri la aceste modele, în mod deosebit la modelele K20, K30 și B15. În acest scop se prezintă în anexă caracteristicile universale ale acestor modele, pe ele fiind indicate punctele de funcționare la care se fac referiri pe parcursul lucrării.

### 1.3. Aparatură de măsură. Etalonări

Pentru standul de garanție 0500 mărimile măsurate în timpul încercărilor sînt cele din fig. III.7. Aici sînt date mărimile, modul de măsurare și aparatul primar, procesul de măsurare este automatizat, în acest scop fiind utilizat un calculator de proces de tip PDP-8L. Aici mărimile sînt grupate pe același tip de aparat primar.

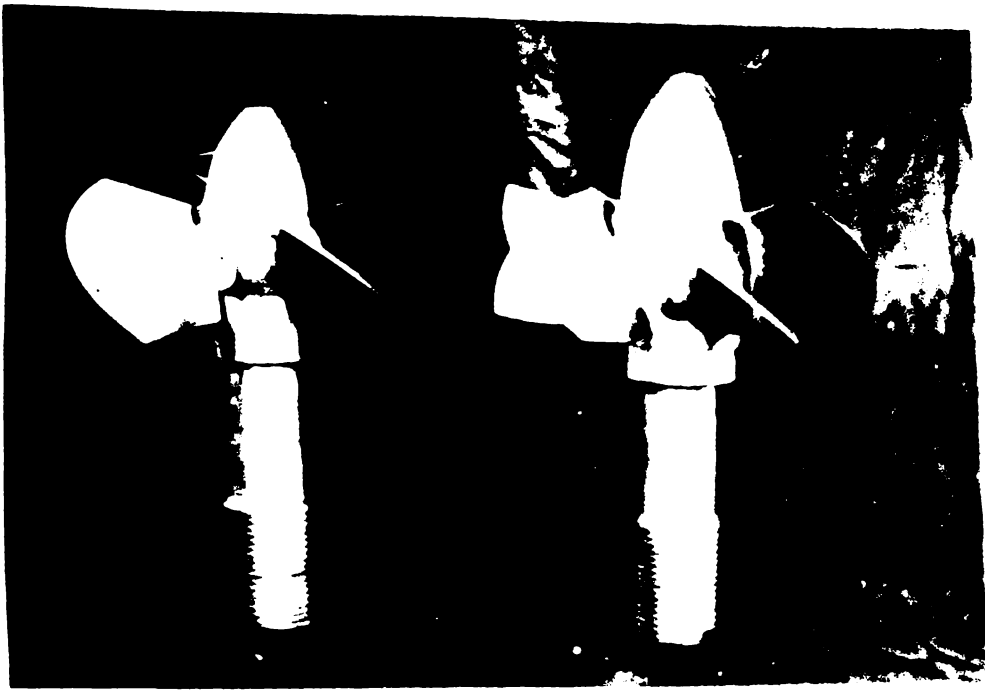


Fig.III.6.Reterii model K20 și K30

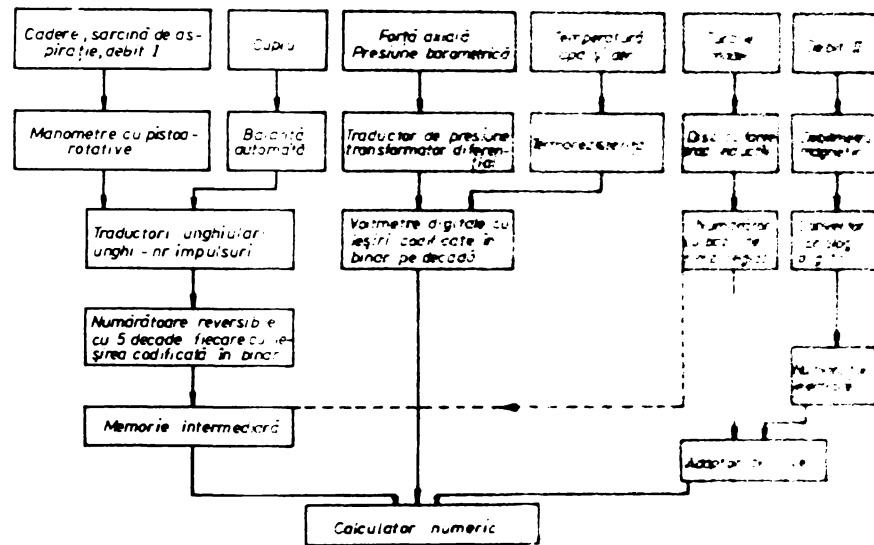


Fig.III.7.Sistemul de măsură al stațiunii I

In ceea ce privește standul energetic în circuit deschis, schema de măsurare este cea prezentată în fig.III.8. În acest caz măsurarea se face prin citirea directă la aparate.

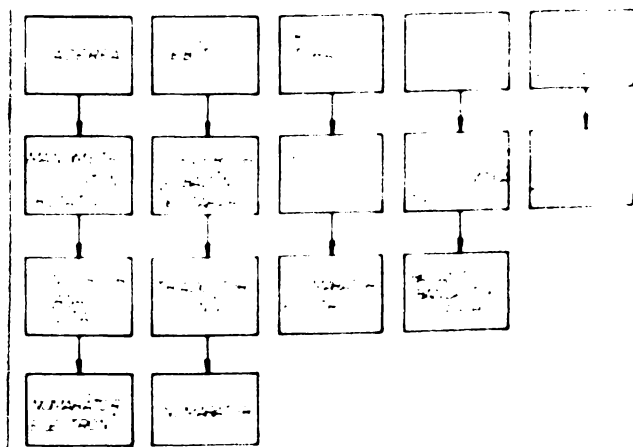


Fig.III.8.Sistemul de măsură al stațiunii II

La o stațiune de complexitate celor destinate încercărilor pe model a turbinelor hidraulice, o problemă deosebită pentru precizia cercetărilor și reproductibilitate, o prezintă etalonarea aparaturii de măsură. Asupra acestei probleme, în cadrul laboratorului de cercetări mașini hidraulice al I.C.P.E.H., s-a efectuat cercetări sistematice, încă de la punerea în funcțiune în 1971. Astfel, pentru etalonarea debitmetrelor, utilizând instalația de etalonare construită în acest scop, s-a verificat periodic constanța coeficientului de etalonare. În fig. III.9. se prezintă rezultatele unei astfel de etalonări pentru una din venturimetrul stațiunii. Manometrele cu piston rotativ se etalonează cu ajutorul unei instalații speciale de mare precizie, asigurându-se cum rezultă din fig. III.10. — o precizie foarte înaltă.

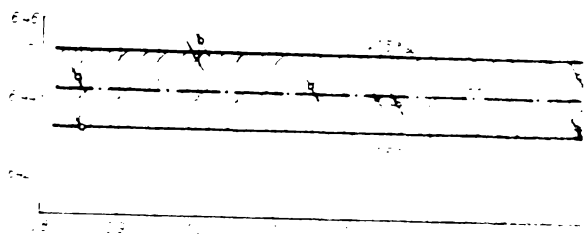


Fig. III.9. Etalonarea venturimetrului

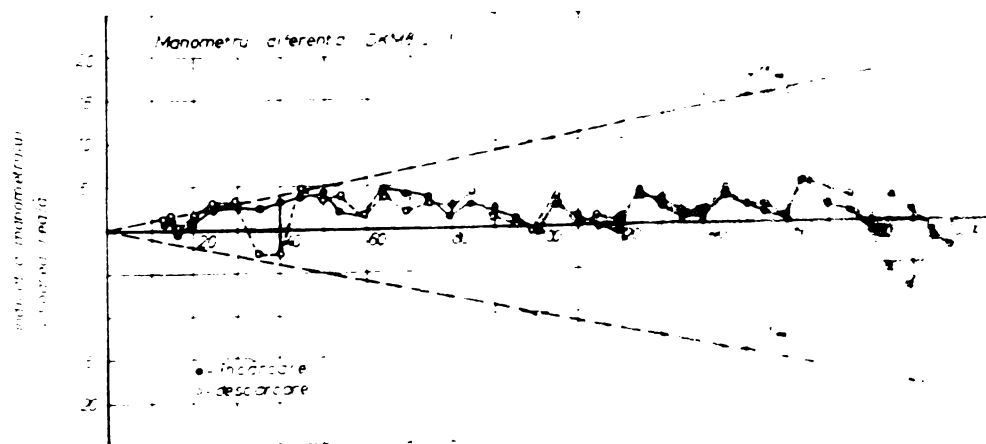


Fig. III.10. Etalonarea manometrului cu piston rotativ

În aceste condiții se asigură următoarele precizii de

măsurare:

Tabela III.3.

Mărimea	Stațiunea I	Stațiunea II
Căderea	0,1%	0,1%
Debitul	0,2%	0,3%
Cuplul motor	0,01%	0,3%
Turația	0,01%	0,1%



O problemă aparte o constituie măsurarea mărimilor ce nu fac parte din încercările energo-cavitaționale obișnuite. Așa sînt spre exemplu momentele și forțele asupra paletelor aparatului director și reterice.

Pentru aparatul director s-au utilizat traductoare special construite /5/, prezentate în fig.III.11.a-c, odată cu diagramele de etalonare respective. În acest mod s-au determinat simultan momentele hidraulice ce acționează pe paletetele directoare.

Pentru rotor s-a adoptat metoda prezentată în /1/. În acest scop s-au realizat montaje speciale cu traductori de forță, conform fig.III.12.

Pentru măsurarea presiunii statice în partea de scurgere s-au utilizat piezometre simple cu tub de sticlă.

Pentru înregistrarea regimurilor tranzitorii s-a apelat la un oscilograf cu înregistrarea pe hirtie fotografică.

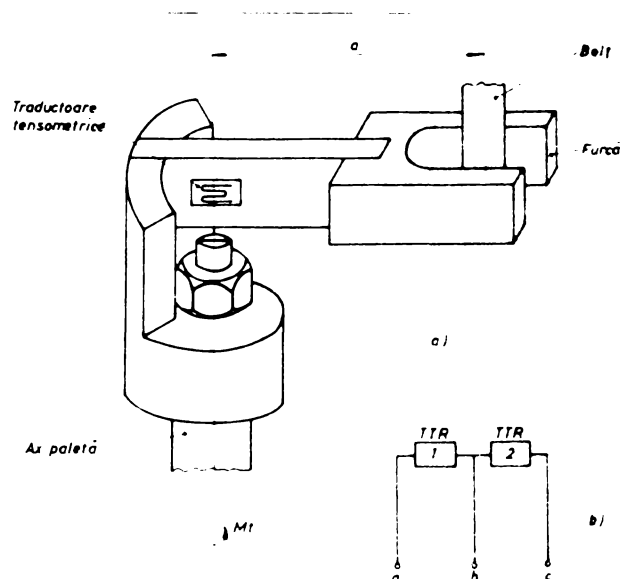
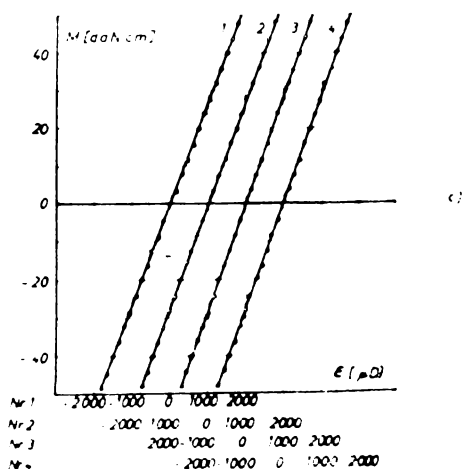


Fig.III.11. Dispozitivul de măsură a momentului pe paletele aparatului director



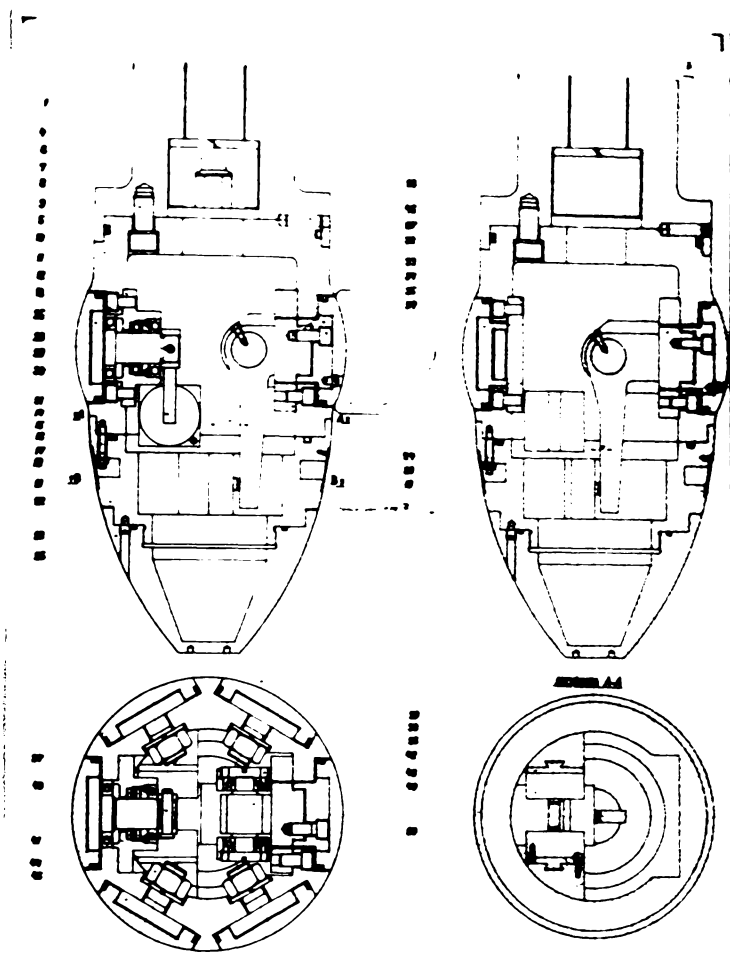


Fig.III.12. Dispozitivele de măsură a cuplului și forțelor pe paletele rotor

#### 1.4. Măsurarea și prelucrarea datelor

Procesul de măsurare și prelucrare a datelor este diferit în cadrul celor două stațiuni. Astfel în cadrul standului de garanție  $\varnothing 500$  acest proces este automatizat, în care scop se utilizează calculatorul numeric PDP-8L. La stațiunea energetică procesul de măsurare este cel obișnuit, de aceea nu vom insista asupra lui.

Schema de măsură pentru standul  $\varnothing 500$  rezultă din fig. III.7, iar schema logică a programului este dată în fig. III.13. Procesul de măsură și prelucrare a datelor este următorul.

După stabilizarea regimului care se observă de către operator direct la aparatele de măsură primare sau la numărătoare, se dă comanda pentru măsurători. În acest moment se înregistrează la intervalul de timp prescris o serie de "n" citiri momentane de către calculator. Acesta face media aritmetică a citirilor, iar cu aceste medii se calculează mărimile modelului. Conform programului se tipăresc mediile citirilor și mărimile caracteristice.

Acest sistem de prelucrare a datelor asigură o mare cooperativitate și o urmărire efectivă a regimurilor chiar prin valorile mărimilor finale. În acest mod durata experimentărilor se reduce în mod considerabil în condițiile creșterii acurateții măsurărilor.

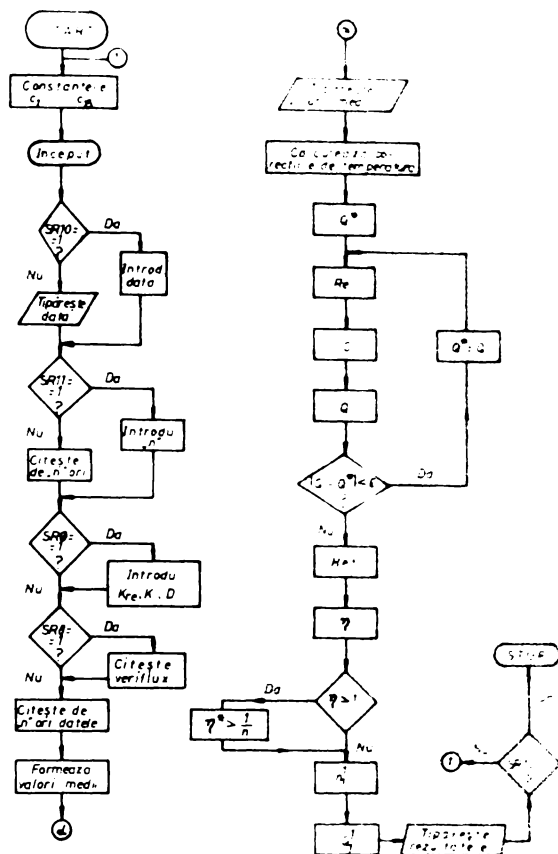


Fig.III.13.Schema logică a programului de măsurători

In lucrările /26/, /58/, /69/ au fost evidențiate o serie de aspecte privind automatizarea procesului de măsurare și prelucrare a datelor. In cadrul acestora se remarcă introducerea valorilor mărimilor citite drept funcții de două variabile: numărul de citiri și intervalul între două citiri succesive. Aceste influențe au fost analizate atât prin prisma mărimilor primare, exemplu indicația venturimetrului, cât și a mărimilor rezultate prin calcul, ca debitul dublu unitar și randamentul.

Pentru efectuarea măsurătorilor în timpul regimurilor tranzitorii, aparatura de măsură a fost adaptată corespunzător și recordat la un oscilograf cu 8 canale de tip 8LS1 cu înregistrarea pe hirtie fotosensibilă. Rezultatele măsurătorilor sînt prelucrate pe baza acestor oscilograme.

### III.2. Studiul pe mașinile reale în C.H.L.

#### 2.1. Mărimi măsurate și regimurile de încercare

Experimentările pe agregatele reale în C.H.L. ridică o serie de probleme specifice privind metodologia de măsurare. Aceste cercetări prezintă în același timp dificultăți de ordin tehnic și organizatoric, datorită necesității funcționării în regimuri diferite de cele nominale, unele cu un grad de pericolozitate foarte mare pentru agregat (de exemplu ambalările) și datorită scoaterii din regimul de exploatare pe perioada experimentărilor. Din aceste considerații datele din literatură sînt relativ puține la număr. Pentru pres-

terea operativității măsurătorilor în C.H.E., în cadrul laboratorului de cercetări mașini hidraulice I.C.P.E.H. am procedat la o pregătire și simulare în prealabil a măsurătorilor în laborator. În acest mod s-au verificat traductorii și testat aparatura, metodică de măsurare în ansamblu, fapt care a determinat scurtarea duratei pregătirilor în C.H.E., timpul fiind utilizat pentru măsurători efective. Mărimile care se măsoară la studiul regimurilor tranzitorii în C.H.E. sînt:

- turația agregatului ( $n$ )
- presiunea în camera spirală ( $p_{cs}$ )
- presiunea în tubul de aspirație ( $p_{as}$ )
- împingerea axială ( $F_{ax}$ )
- deschiderea aparatului director (cursă servomotor) ( $S_{AD}$ )
- deschiderea paletelor rotor (cursă servomotor) ( $S_{rot}$ )
- presiunea în servomotorul aparatului director ( $p_{AD}$ )
- presiunea în servomotorul rotorului ( $p_{rot}$ )
- vibrația suportului lagărului axial ( $2A_{stea}$ )
- vibrația capacului turbinei ( $2A_{capac}$ )

În funcție de necesitățile de studiu, de problemele urmărite, aceste mărimi sînt măsurate toate simultan sau numai o parte din ele.

Regimurile de încercare sînt cele determinate de metodică măsurătorilor și de scopul cercetărilor, astfel:

- a). Manevrarea la uscat a organelor de reglare (aparat director și rotor), pentru verificarea aparatului, a etalonării traductoarelor aferente, verificarea legăturii combinate
- b). Regimul de funcționare în gol la turația nominală
- c). Regimul de funcționare în sarcină la diferite puteri
- d). Regimuri de funcționare în gol la diferite turații sub și peste cea nominală
- e). Regimuri de supraturare forțată prin manevrarea continuă a aparatului director și a rotorului
- f). Regimuri de aruncare de sarcină de la diferite puteri

La regimurile a-d se efectuează citirea directă la aparatură a mărimilor, acestea fiind regimuri permanente succesive. Ele constituie etapa obligatorie pentru realizarea regimurilor e-f; în cazul acestora se necesită înregistrarea mărimilor funcție de timp pe hîrtie fotosensibilă sau pe bandă magnetică. Regimurile a-d permit verificarea etalonării aparatului, precum și gradul de particularitate al lor pentru agregat.

## 2.2. Traductori. Aparatură. Caracteristici și etalonări

Traductorii utilizați au fost specifici mărimilor măsurate utilizîndu-se atît traductori tipizați din fabricație de serie a fir-

meler de specialitate, cît și traducteri speciali realizați în cadrul laboratorului.

Pentru TURAFIE s-a utilizat un tahogenerator de curent alternativ tipizat (Hartmann & Braun), completat cu un circuit de redresare și filtrare realizat în laborator. De asemenea s-a utilizat tensiunea dată de generatorul de reglaj.

Pentru PRESIUNE s-au utilizat traductoare realizate în laboratorul I.C.P.E.H., utilizînd traductoare tensometrice rezistive. Construcția traductorului este cea prezentată în fig. III.14. a-c. Pentru măsurători diferențiale (servomotoare, aparat direct și reter) se utilizează schema din fig. III.14. c.

Realizarea acestor traductoare în laborator a impus o etalonare corespunzătoare. Etalonarea s-a efectuat în regim static, utilizînd instalația de etalonare a manometrelor de la standul de garanție. Instalația este de tipul cu piston rotativ și greutate etalon, avînd o precizie de 0,1%. O vedere de ansamblu în timpul etalonării a patru traductoare în paralel este dată în fig. III.15. Pentru exemplificare se prezintă în fig. III.16. diagrama de etalonare a unui astfel de traductor. Precizăm că s-au utilizat atât punți de amplificare și măsură Philips, cît și Hettinger. Caracteristicile traductoarelor sînt liniare, iar pentru o serie de traductoare s-a reușit realizarea unor caracteristici foarte apropiate, fapt care permite cuplarea lor diferențială la măsurători.

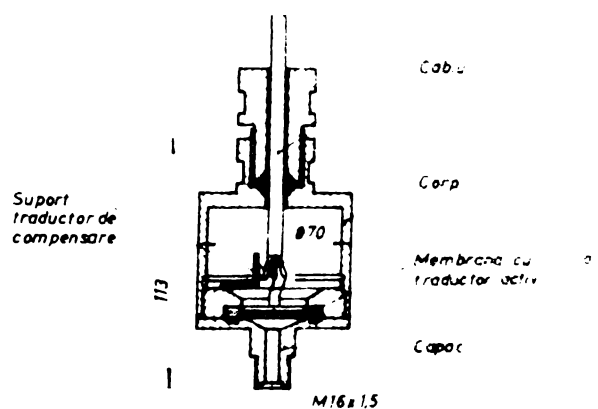
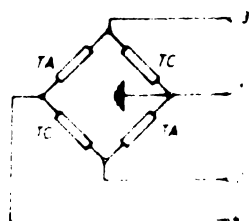
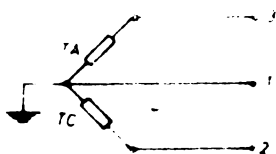


Fig. III.14. Traductoarele de presiune realizate în laborator



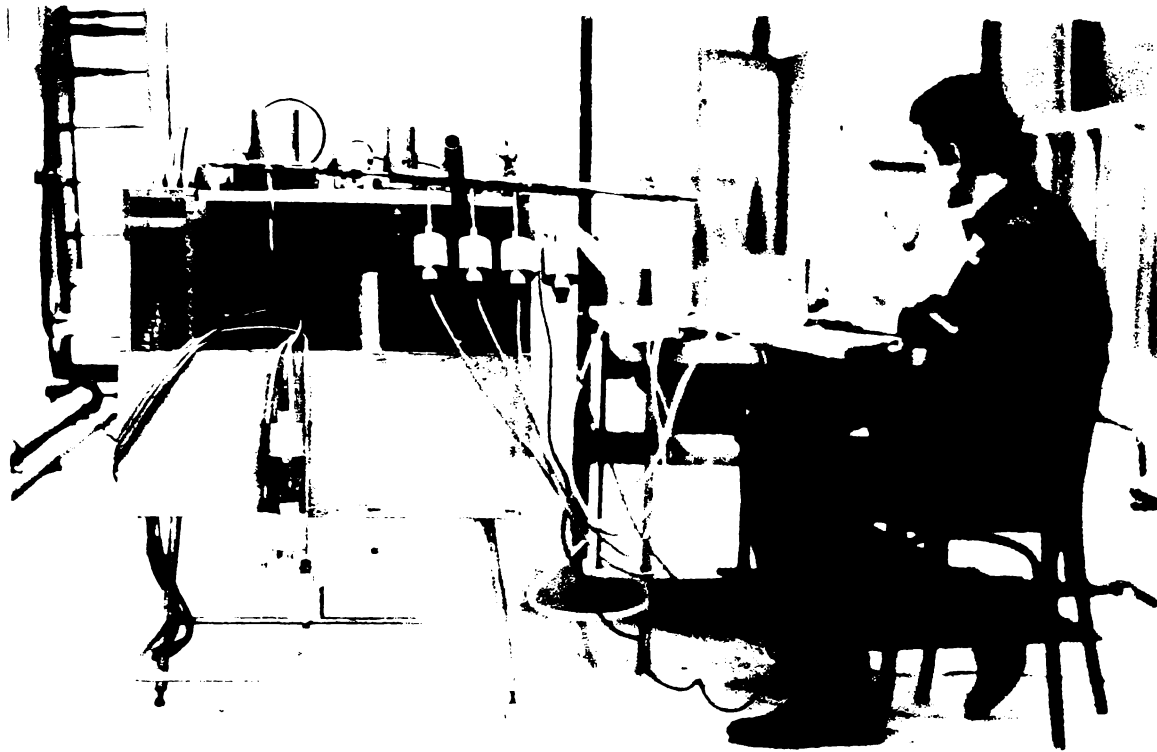


Fig.III.15.Etalonarea traductoarelor de presiune

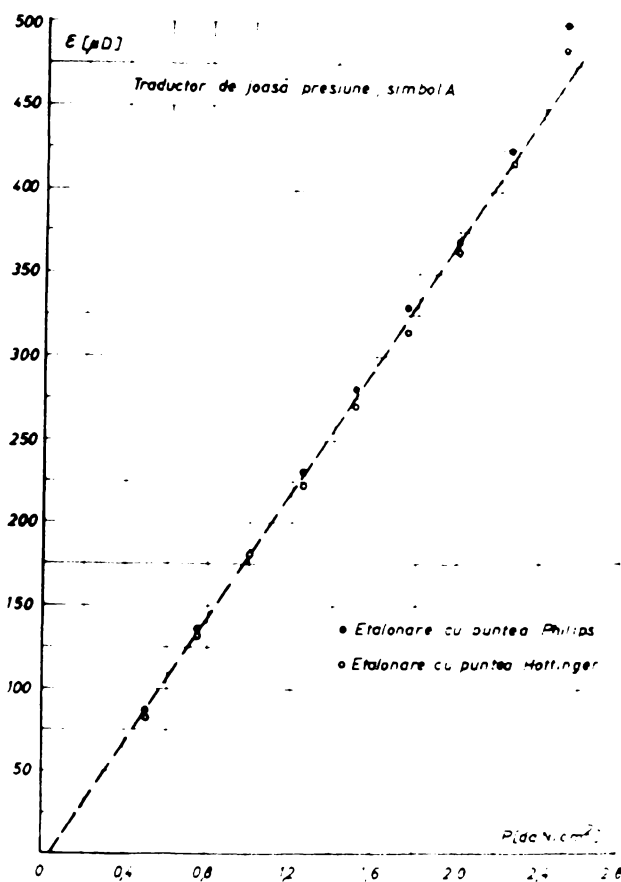


Fig.III.16.Diagrama de etalonare a unui traductor

Pentru DEPLASARI s-au utilizat traductoare inductive tipizate de tipul IWT (RFT-esselektronik Dresden) și 4 (Hottinger-Baldwin) având următoarele caracteristici principale:

- frecvență purtătoare: 5kHz
- domeniul de măsură:  $\pm 100\text{mm}$
- factorul de amplificare: 1,6mV/Vmm



Traductoarele de VIBRAȚII sînt de tipul piezoelectric, tipizate, bazate pe sesizarea accelerației unei mase ce se fixează pe piesa în vibrație. Traductoarele sînt de mare precizie și permit măsurarea în mod practic în orice condiții datorită posibilităților de fixare (magnetic, mecanic, cu pastă siliconică) și izolației împotriva apei și a ecranării complete față de eventualele paraziti.

Traductorul pentru FORȚA AXIALĂ se realizează de regulă în C.H.E., utilizînd în acest scop deformația stelei suport a lagărului axial. Aceste deformații pot fi sesizate de un traductor de deplasare avînd cursa  $\pm 10\text{mm}$  (de exemplu tipul IET 102, 202) sau se utilizează traductoare tensometrice rezistive care se fixează pe unul din brațele stelei.

Etalonarea se efectuează static prin descărcarea stelei de greutatea părților rotitoare ale hidroagregatului, prin ridicarea acestora pe frîne și înregistrînd deformațiile în pozițiile liber și încărcat cu părțile rotitoare a căror greutate se cunoaște.

Aparatura de măsură cuprinde aparatura de amplificare și înregistrare a mărimilor. În acest scop s-au utilizat: punți amplificatoare cu frecvență purtătoare de tipul KWS (Hottinger) sau PR (Philips), la care s-au cuplat traductoarele de deplasare, presiune și forță axială. Pentru vibrații s-a utilizat un oscilograf de tipul 12LS (RFT) cu 12 canale și înregistrare pe hirtie fotosensibilă.

### 2.3. Metodica de încercare și prelucrarea rezultatelor

La efectuarea încercărilor pe agregatele reale trebuie să se țină cont de următoarele aspecte:

- punctele de măsură au o extindere foarte mare în spațiu
- în timpul probelor protecțiile de suprațură se înălțură sau se ridică la valori mult superioare celor obișnuite
- pe timpul probelor agregatul este scos din exploatare

Metodica de încercare presupune în mod necesar următoarele faze:

- a). Verificarea agregatului înainte probelor (bătăi lagăre, jocuri rotor-cameră, întrefier, fixare rotor-generator, etc verificarea ce se condamnă într-un protocol.
- b). Inventarierea punctelor de măsură.
- c). Adaptarea traductoarelor și fixarea lor în punctele de măsură.
- d). Realizarea recordurilor la aparatură.
- e). Echilibrarea și etalonarea aparatului.
- f). Verificarea prin reglaje staționare a domeniului de turație în care se dorește încercarea



- g). Verificarea în regim nominal a întregii aparaturi
- h). Efectuarea încercării în regimurile stabilite
- i). La terminarea măsurărilor se reiau verificările de la pct. a)., stabilindu-se eventualele revizii necesare sau reparații.
- j). Verificarea agregatului după terminarea probelor în condițiile exploatarei normale și verificarea protecțiilor.

În urma experimentărilor rezultă oscilograme de forma celor din fig. III.17.

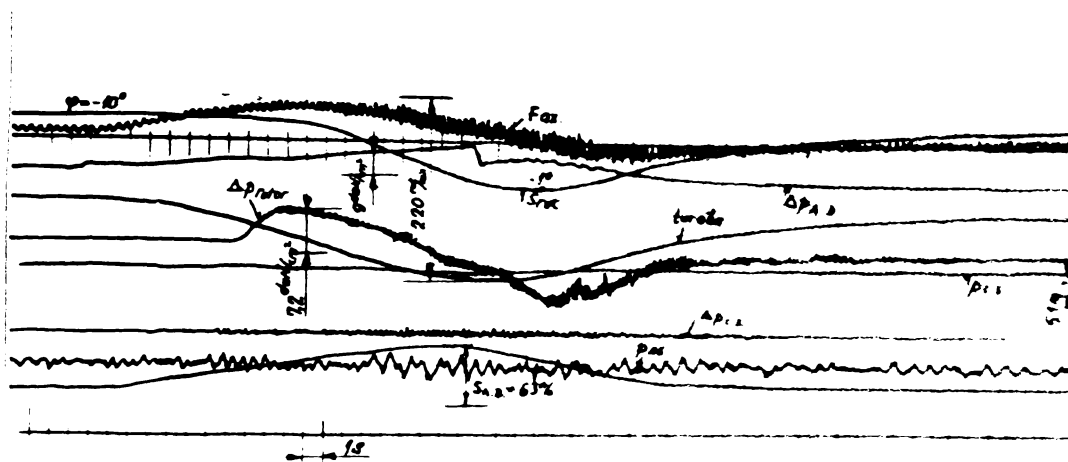


Fig. III.17. Oscilograma unui regim tranzitoriu

Analiza rezultatelor se face prin prelucrarea acestor oscilograme pe baza etalonării efectuate înainte experimentărilor și verificate la încheierea acestora înainte demontării traductoarelor.

\* \* \*

Sintetizând datele prezentate în acest capitol se desprind următoarele:

Problemele studiului experimental în laborator al fenomenului de ambalare implică stațiuni dotate cu aparatură adecvată. Problemele esențiale pe care le ridică aceste studii sînt legate de metodologia de experimentare și cuprind: soluționarea constructivă a modelelor, etalonarea aparaturii, măsurarea efectivă și prelucrarea rezultatelor. Stațiunile din I.C.P.A.R. se încadrează în normele internaționale existente în acest sens/8E/.

Măsurătorile la care ne vom referi în continuare în prezenta lucrare au fost efectuate în aceste stațiuni, la a căror realizare - ce a urmărit aspectele esențiale ale studiului pe modele (în cadrul cărora și ambalarea) - autorul a contribuit efectiv, elucidînd

o serie de aspecte apărute de la punerea în funcțiune și pe parcursul exploatării instalațiilor/62/,/63/,/64/.

Studiul pe mașinile industriale, cu problemele sale specifice, a necesitat de asemenea rezolvarea problemelor traducerilor, aparaturii și metodicii de încercare. Rezolvarea lor s-a încadrat în condițiile concrete existente și pentru a răspunde la problemele ridicate de sarcinile din planul I.C.P.E.H./77/,/89/, metodologia de studiu fiind aplicată la cercetările asupra agregatelor realizate în țară, în funcțiune la amenajările Argeș, Clt și Someș.

#### IV. REGIMUL DE AMBALARE

Cunoașterea valorilor pentru parametrii globali ai agregatului în regim de ambalare, ca regim limită pentru fenomenul de ambalare, este esențială pentru studiul acestuia. Din acest considerent se necesită un studiu sistematic asupra sa. Studiul, datorită valorilor mari ale turației, se efectuează aproape în exclusivitate pe modele. În cazul lucrării de față s-a întreprins un studiu sistematic al regimului de ambalare. Studiul a fost efectuat pe modelele de tipul Kaplan și bulb prezentate în capitolul III.

##### IV.1. Caracteristicile de ambalare

Pentru determinarea caracteristicilor de ambalare sub forma cunoscută a dependenței turațiilor și debitelor funcție de poziția organelor de reglare, dată fiind absența unei metodici consacrate de încercare la ambalare, s-au adoptat următoarele variante de studiu /64/:

- mers liber al modelului cuplat cu generatorul frână la cădere constantă ( $H = \text{const.}$ )
- încercarea la  $H = \text{const.}$  și turație variabilă pentru a obține cuplul motor nul ( $M_m = 0$ )
- încercarea la turație  $n = \text{constant}$  și cădere variabilă pentru a obține cuplul motor nul.

Precizăm că metoda dată în /35/ care prevede decuplarea modelului de frână la încercarea de ambalare nu a putut fi aplicată datorită particularităților constructive ale stațiunii. Dealtfel această metodă impune lagăre proprii pentru model, ceea ce implică pierderi mecanice suplimentare greu de evaluat, alături de soluții constructive greoaie și complicate.

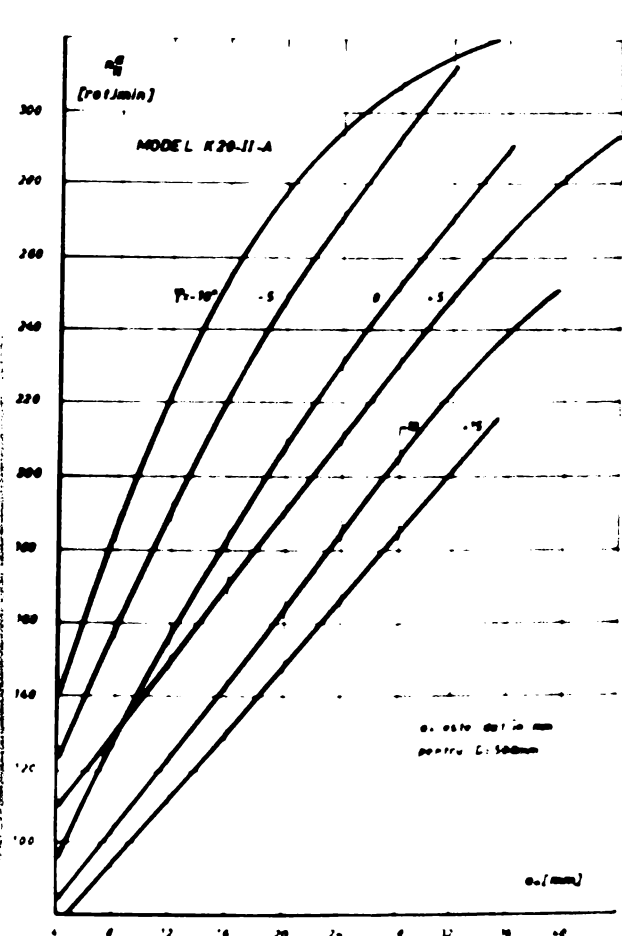
Rezultatele obținute pentru modelul K 25-III-C sînt prezentate spre exemplificare în tabele IV.1.

Tabela IV.1.

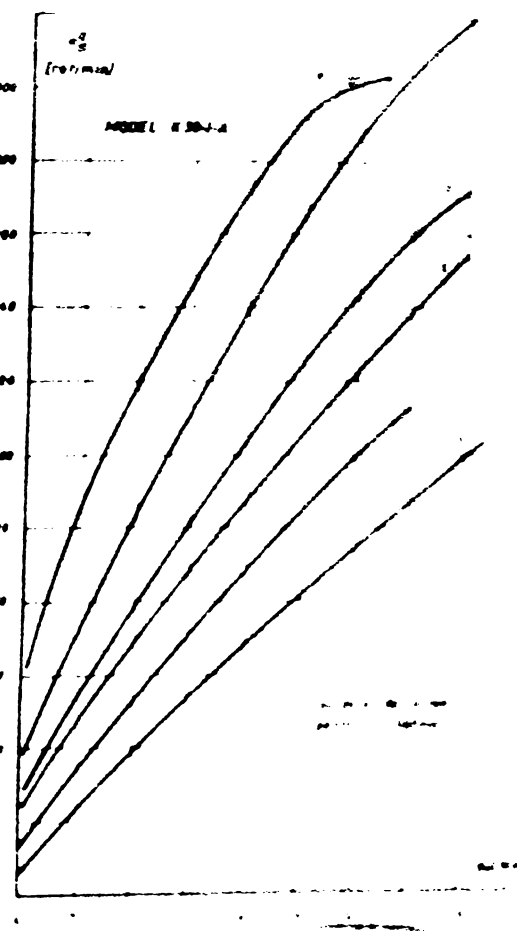
$a_0$ /mm/	Mers liber H=4m	H=4m L=0	n=650 L=C
		$n_{11}^a - n_{11}^b$	
8	106,6-0,316	116,0-0,317	117,2-0,311
12	131,1-0,483	140,0-0,487	140,6-0,494
16	150,6-0,649	159,5-0,660	159,3-0,661
20	171,5-0,829	179,2-0,837	179,2-0,836
24	192,2-1,013	201,0-1,034	200,1-1,029
28	210,3-1,193	222,0-1,230	220,8-1,232

Aşa cum rezultă din tabel cele două metode aferente cuplului nul sînt practic echivalente; încercarea la mers liber dă valori mai mici cu (5+10)%, datorită pierderilor mecanice în lagărele generatorului frînă, cît și pierderilor prin ventilație. Pe baza acestor considerații s-a adoptat în cadrul laboratorului metoda:  $H=const$ ,  $L=C$ .

Rezultatele experimentale privind caracteristicile de ambalare sînt prezentate în fig. IV.1a, b, c. Fig. IV.1a, b prezintă dependențele  $n_{11}^a = f(a_0)$  la  $\varphi = const$ . pentru două modele Kaplan, iar fig. IV.1.c  $n_{11}^a = f(\alpha)$  la  $\varphi = const$ . pentru modelul bulb.



a)



b)

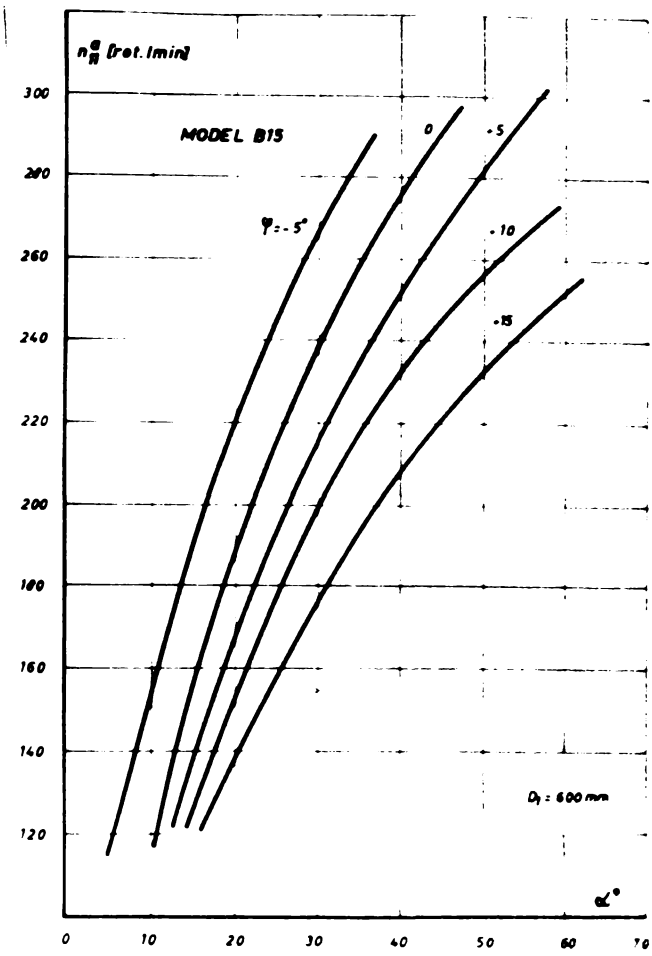
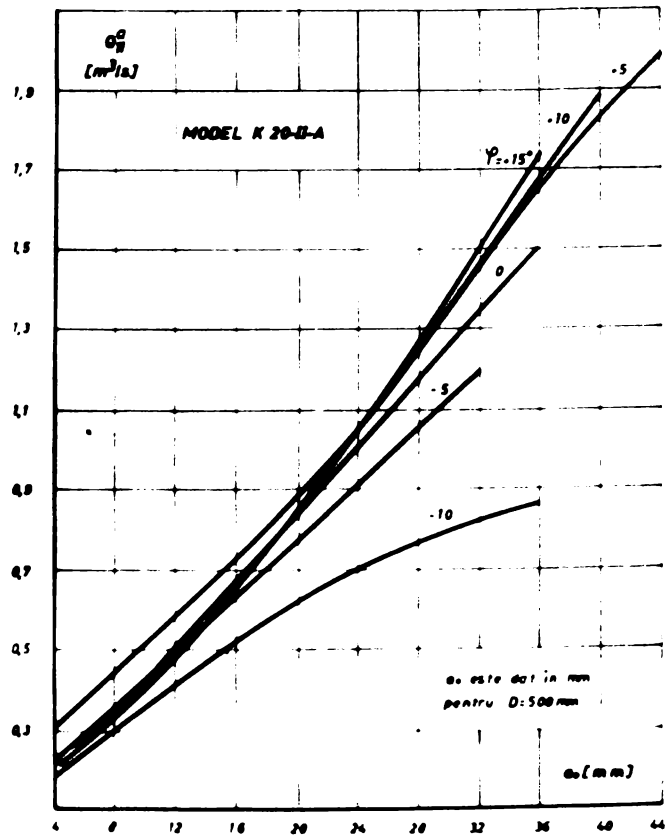


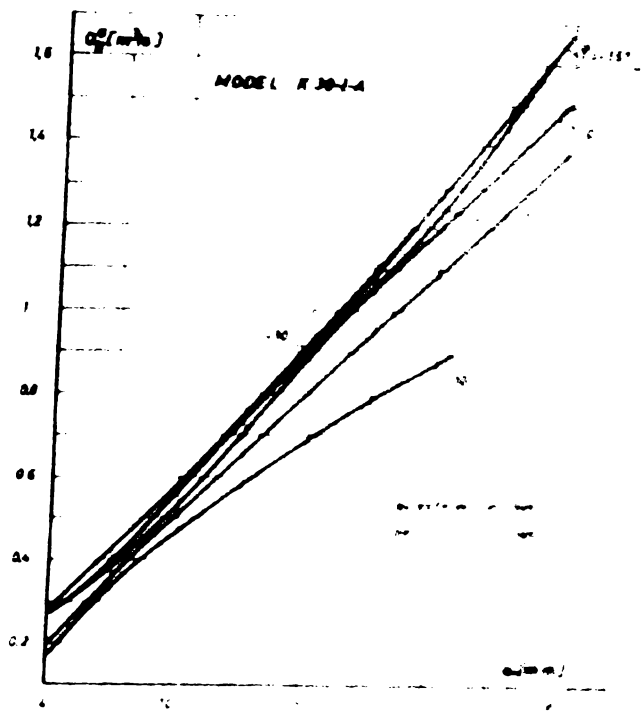
Fig.IV.1.a,b,c, Caracteristicile turațiilor de ambalare

c)

Sub aceeași formă, în fig.IV.2.a,b,c sînt date dependențele pentru debite.



a)



b)

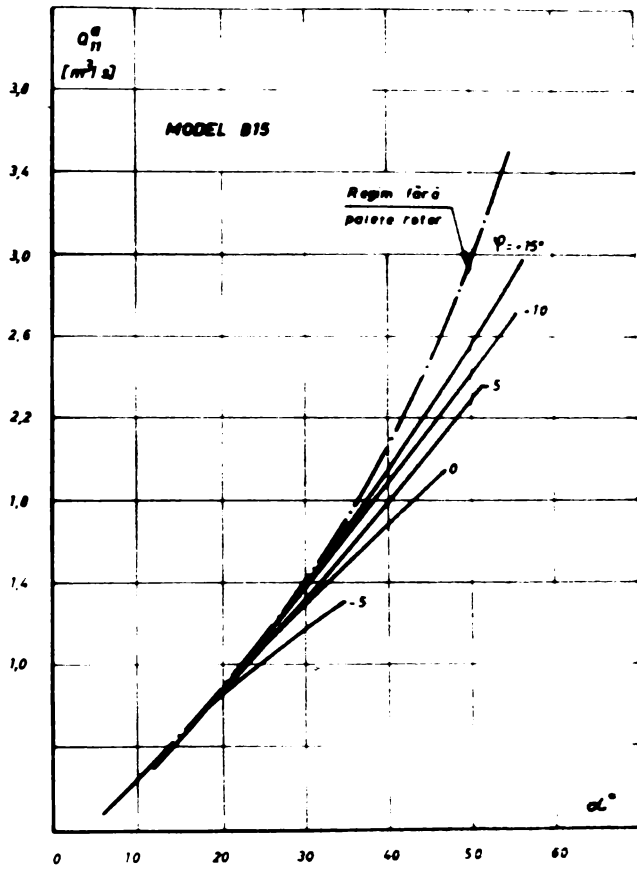
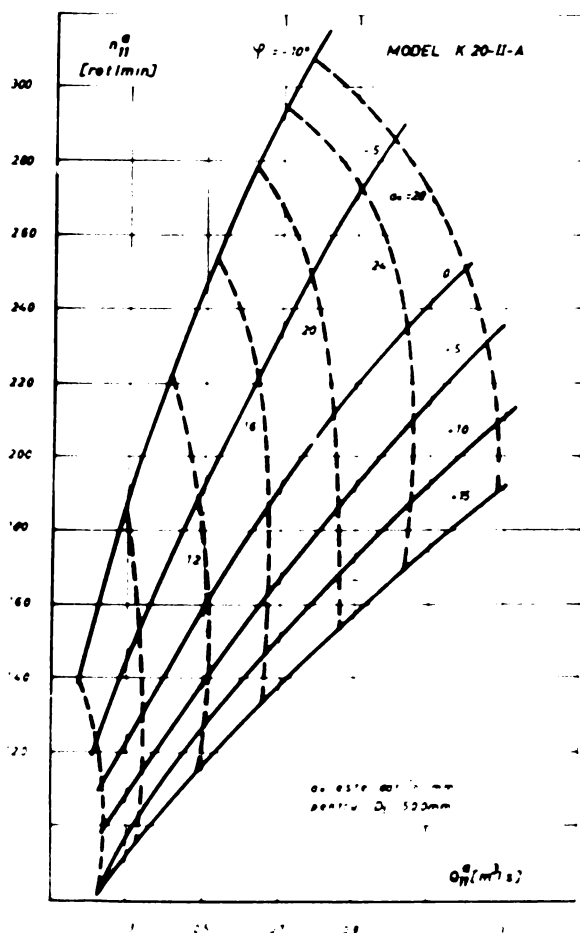


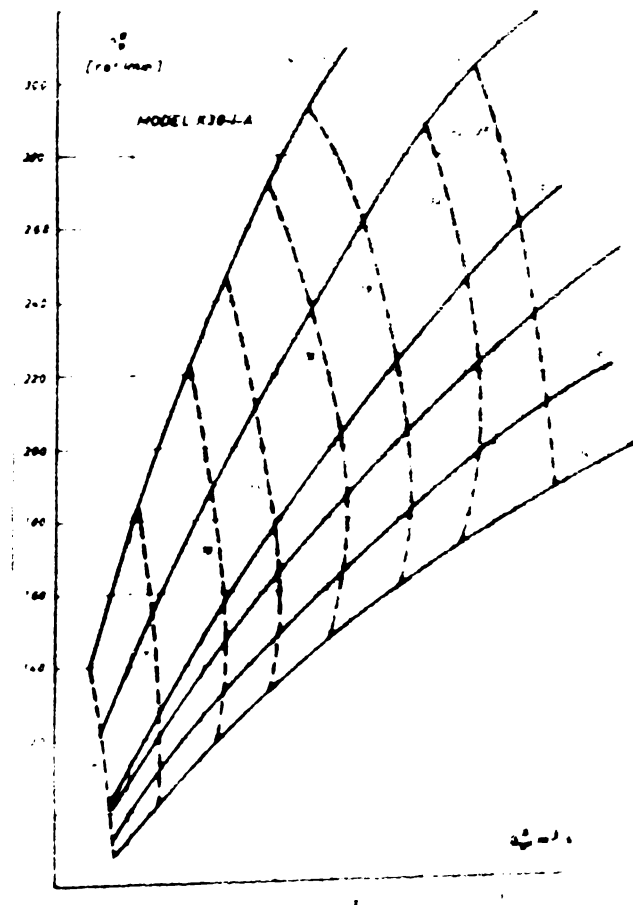
Fig.IV.2.a,b,c.Characteristicile debitelor la ambalare

c)

In vederea unei reprezentari mai complete se prezinta in fig.IV.3.a,b,c,caracteristicile universale la ambalare, reprezentind curbele de  $\psi$  si  $a_n$ , respectiv  $\alpha$  constante in coordonate  $n_{11}^a, Q_{11}^a$ . Din aceste diagrame rezultă comportarea in tot domeniul in regia de ambalare, dind o imagine globală asupra dependenței parametrilor de bază.



a)



b)

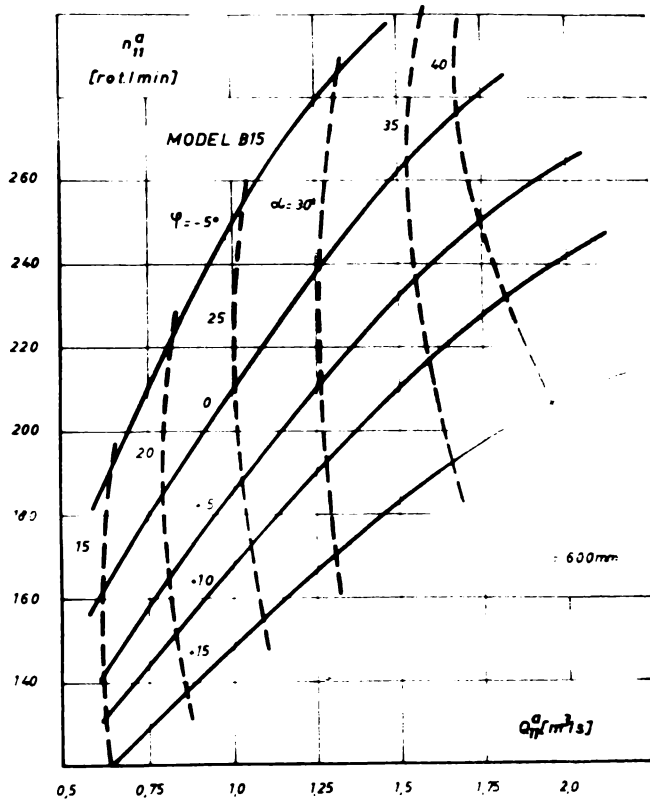


Fig.IV.3.a, b, c. Caracteristicile universale la ambalare

c)

Pentru analiza regimurilor tranzitorii este necesară cunoașterea raportului turațiilor de ambalare și turațiilor la randament maxim. Același raport interesează pentru debite. În acest scop se prezintă în tabela IV.2. aceste valori sub formă caracteristicilor

$$K_n = \frac{n_{11}^a}{n_{11}^{opt}} \quad K_c = \frac{Q_{11}^a}{Q_{11}^{opt}} \quad (IV.1.)$$

unde  $n_{11}^{opt}$  și  $Q_{11}^{opt}$  corespund la  $\eta_{max}$  pentru  $a_0$  și  $\varphi$  constante.

Tabela IV.2.

Valorile $K_n$ Model K 3C-I-A					
$a_0 / \varphi^\circ$	-10	-5	0	+5	+10
14	2,24	2,10			
16	2,40	2,15	2,02		
18	2,39	2,12	1,97	1,99	
20		2,14	2,09	2,07	
22		2,14	2,02	2,02	2,00
24			1,99	2,00	1,99
26			1,97	1,95	1,96
28			1,95	1,92	



Valorile $K_C$ Model K 30-1-A					
$a_0$ /mm/	- 10	- 5	0	+ 5	+10
14	1,52	1,35	-	-	-
16	1,60	1,40	1,33	-	-
18	1,70	1,45	1,37	1,26	-
20	-	1,50	1,35	1,31	-
22	-	1,55	1,44	1,33	1,38
24	-	-	1,49	1,40	1,43
26	-	-	1,49	1,40	1,48
28	-	-	1,51	1,43	-

Valorile $K_n$ Model B 15					
$a_0$ /mm/	- 10	- 5	0	+ 5	+10
20	-	1,38	2,02	1,77	-
30	-	1,38	2,04	2,00	-
40	-	1,42	2,01	2,01	-
50	-	-	1,95	1,94	-
60	-	-	-	1,91	-

Valorile $K_C$ Model B 15					
$a_0$ /mm/	- 10	- 5	0	+ 5	+10
20	-	1,30	1,21	1,20	-
30	-	1,38	1,41	1,30	-
40	-	1,42	1,43	1,44	-
50	-	-	1,50	1,48	-
60	-	-	-	1,55	-

Așa cum rezultă din tabelă, pentru estimare, în absența caracteristicilor de ambalare se pot admite pentru modelele Kaplan  $K_n$  (1,95-2,40),  $K_C$  = (1,3-1,55), valorile mai mari fiind la poziția paletelor rotor mai închisă față de cea nominală, iar la bulb  $K_n$  (1,38-2,00) și  $K_C$  = (1,3-1,55).

#### IV.2. Pierderile hidraulice

Pornind de la analiza cinematicii scurgerii apei în turbina hidraulică în regiile de ambalare se analizează structura pierderilor în camera spirală și aparatul director, rotorul turbinei și tubul de aspirație. Analizând dependențele de bază se concluzionează asupra modului de apreciere globală a pierderilor în regiile de ambalare

Regimul de ambalare a turbinelor hidraulice este caracterizat de cuplul la arbore nul, întreaga energie a curentului distribuindu-se între organele părții de scurgere sub forma pierderilor hidraulice/45/,/48/. La analiza cinematicii curentului în turbină vom proceda la considerarea fiecărei părți separat, astfel: camera spirală-aparat director, rotor, tub de aspirație.

Scurgerea în regim de ambalare în camera spirală și aparatul director nu diferă față de regimurile de funcționare în sarcină decât prin mărirea vitezelor, regimul de ambalare fiind caracterizat de debitele maxime și deci de vitezele maxime. În aceste condiții rămâne valabilă ipoteza că forma curentului înaintea rotorului este determinată numai de deschiderea aparatului director.

În ceea ce privește scurgerea în rotorul turbinei hidraulice în regim de ambalare, condițiile cinematice rezultă din ecuația fundamentală:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = u(V_{u1} - V_{u2})$$

Presupunând randamentul mecanic egal cu 1 și  $\eta_h = 1$ , rezultă /47/:

$$V_{u1} = V_{u2} \quad (IV.2.)$$

Condiția (IV.2.) este echivalentă cu următoarele condiții:

-scurgerea prin rețeaua de profile a rotorului se face fără modificarea circulației dată de aparatul director/24/:

$$\Gamma_2 = \Gamma_1 = \Gamma_0 \quad (IV.3.)$$

unde  $\Gamma_0$  reprezintă circulația după aparatul director, iar  $\Gamma_2$ ,  $\Gamma_1$  - circulația la ieșirea, respectiv intrarea în rotor.

-întreaga cădere se repartizează sub forma pierderilor hidraulice între intrarea și ieșirea din turbina hidraulică:

$$H = h_{pi-e} \quad (IV.4.)$$

Aceste considerații asupra cinematicii scurgerii în zona rotorului la ambalare sînt confirmate de măsurătorile efectuate de Ivanov/23/ și exemplificate în fig. IV.4. care prezintă măsurătorile pe modelul PL587, avînd  $D_1 = 460 \text{ mm}$ . Secțiunile de măsură sînt la  $\pm 96 \text{ mm}$  amonte și aval de axa rotorului. În figură se prezintă variația în lungul razei a vitezelor, presiunilor, energiei și circulației. Analiza figurii permite următoarele observații:

-componentele vitezei  $V_m$  și  $V_u$  și circulația cresc de la butuc spre periferie  
 -circulațiile vitezei înainte și după rotor sînt foarte apropiate ca valoare, de asemenea componenta tangențială a vitezei st-

solute, fapt care confirmă relațiile (IV.2.) și (IV.3.).

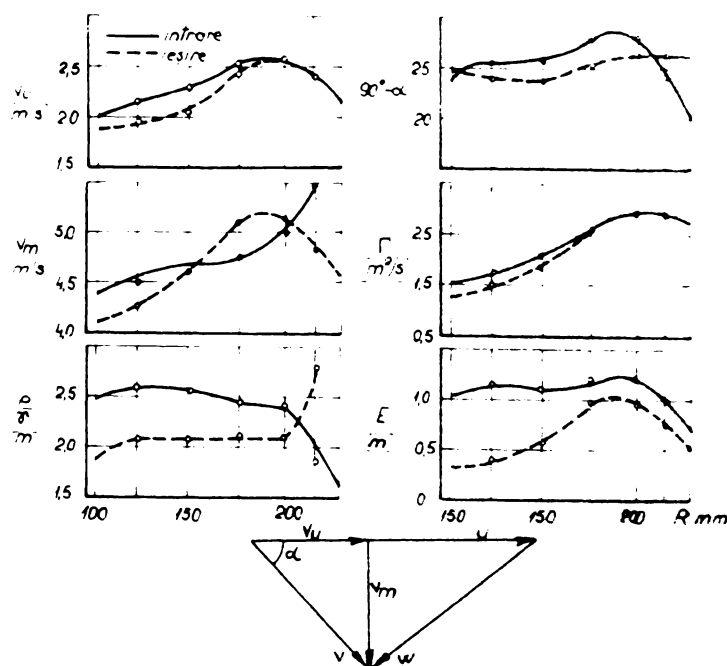


Fig. IV.4. Distribuția vitezelor, presiunilor, circulației și energiei în regim de ambalare pentru modelul PL587, după direcția radială

În ceea ce privește cinematica scurgerii în aspirator în regim de ambalare precizăm următoarele:

-structura curentului la intrarea în aspirator este determinată în mod hotărâtor de paratul director, fapt confirmat de măsurătorile prezentate în /23/. Acest lucru determină funcționarea diferită față de regimurile nominale, caracterizată și prin aceea că există o puternică torsionare a curentului, fapt care face ca în secțiunea de ieșire din aspirator despărțită prin pârâie, să lucreze numai o jumătate a secțiunii.

Amintim de asemenea specificarea din monografia lui Gubin/21. pag. 72/ care referindu-se la încercarea tubului de aspirație fără rotor, arată că cea mai bună corespondență a curentului are loc la imitarea regimurilor de ambalare ale turbinei. În toate celelalte regimuri de funcționare ale turbinei când  $M_{turb} > 0$  rotorul introduce modificarea esențială a curentului, deci funcționarea tubului de aspirație va fi complet diferită cu sau fără rotor.

Analiza pierderilor în regim de ambalare o vom face ținând cont de cele precizate privind cinematica scurgerii. Pentru formarea unei imagini de ansamblu asupra problemei pierderilor în regim de ambalare, se prezintă în tabel IV.3. datele din literatură cunoscute de noi privind aceste pierderi. Analiza pierderilor în cazurile prezentate în tabel la nr. 1-3 este folosită pentru calculul turației de ambalare. Așa cum rezultă din tabel, în toate cazurile se apelează la relația (IV.4.) și se efectuează ipoteze asupra rolului pierderilor în diferitele zone ale părții de scurgere.

Raabe, Rudis și Ivanov lucrează cu pierderile în aspirator pe când Saite nu ia în considerare aspiratorul și presupune ca întreaga energie, dată de componentele meridionale și tangențiale ale vite-

zei la ieșirea din rotor <sup>se pierde</sup>. Ipoteza lui Saito este susținută experi-  
 mental în lucrarea /49/, unde dă variația randamentului aspiratoru-  
 lui cu turația.

Tabela IV.3.

Nr. crt.	Autorul și bibliografia	Relațiile de calcul	Observații
1	RAABE, I (1-5)	$H = h_p + h_{pas}$ $h_p = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \sin^2 \beta$ $h_{pas} = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \cos^2 \beta$	Se neglijează pierderile datorate frecării și datorate schimbării vitezei.
2	SAITO, S (1-6)	$H = h_p + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} \cos^2 \beta$ $h_p = h_{pAD} + h_{pR}$ $h_{pAD} = \zeta_{AD} \frac{v_2^2}{2g}$ $h_{pR} = \zeta_R \frac{v_1^2}{2g}$	Se consideră componentele medii ale vitezei și tangențiale de viteză datorate în es- lect din rotor, dar se neglijează pierderile datorate frecării și pierderile prin frecarea cu peretele datorate schimbării vitezei.
3	RUDIS, MA (1-7)	$H = h_p + h_{pas}$ $h_p = \zeta_{pH} \frac{v_2^2}{2g}$ $h_{pas} = \zeta_{pas} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{pas} \frac{v_2^2}{2g}$	Presupunem că pierderile datorate schimbării vitezei sunt egale cu pierderile datorate schimbării vitezei în rotor.
4	IVANOV, VI (1-8)	$H = h_p + h_{pas}$ $h_p = \zeta_{pH} \frac{v_2^2}{2g}$ $h_{pas} = \zeta_{pas} \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{pas} \frac{v_2^2}{2g}$	Se neglijează pierderile datorate schimbării vitezei în rotor.

Măsurătorile sînt prezentate în fig. IV.5. unde formula randamentului are forma:

$$\eta_s = 1 - \frac{h_e}{v_2^2/2g} \quad \text{și} \quad \eta_{se} = 1 - \frac{h_e + v_3^2/2g}{v_2^2/2g} \quad (\text{IV.5.})$$

( $v_3$  fiind viteza la ieșirea din aspirator) și exprimă de fapt variația presiunii dinamice cu turația, fapt care explică semnul negativ al randamentului la ambarare pe scara energiei potențiale.

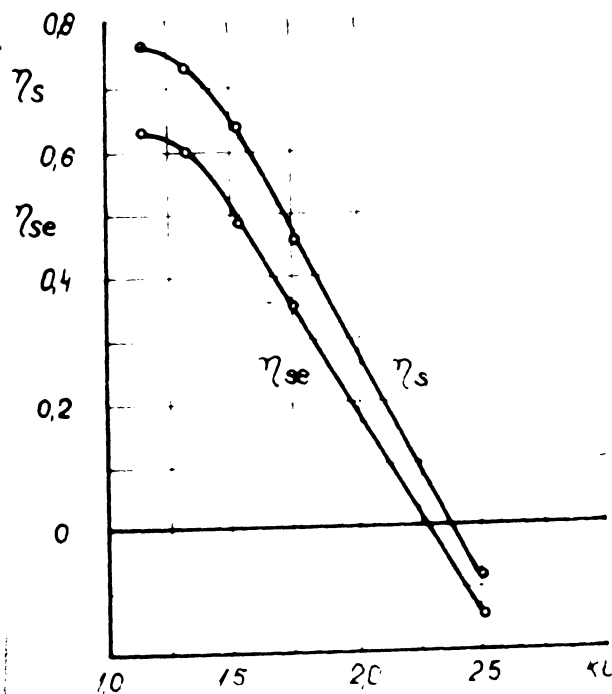


Fig. IV.5. Variația randamentului tubului de aspirație cu turația  
 ( $Ku = Ua / \sqrt{2gH}$ )

Analiza fig.IV.5.arată că randamentul în regim nominal  $\eta_g = 72,5\%$  și scăderea lui la valori negative la ambalare, fapt care, afirmă Saite, susține ipoteza că viteza absolută la ieșirea din rotor se transformă complet în pierderi/49,pag.29/.In acest caz calculul coeficienților  $\xi$ ,  $\xi_{AD}$ ,  $\xi_R$ ,  $\xi_{Ra}$  se face ținând cont de caracteristicile profilelor, poziția paletelor directoare și retorice.

Relațiile date de Raabe/45/și Rudia/47/,apropiate ca formă și valori ale coeficienților,au caracter estimativ pentru determinarea turației de ambalare.

Merită o atenție deosebită lucrarea lui Ivanov/25/,permițând de la analiza comportării globale a curentului în turbina/73/, scrie relația(IV.4)sub forma:

$$H = \Psi_T \frac{G^2}{D^4 \cdot g} \quad (IV.6.)$$

$\Psi_T$ ,fiind coeficientul ce caracterizează pierderile în regim de ambalare,dat de relația:

$$\Psi_T = \frac{g}{G_{11a}^2} \quad (IV.7.)$$

unde  $G_{11a}^2$  este debitul în regim de ambalare.

Analiza pierderilor indică o structură a coeficientului  $\Psi_T$  pentru aparatul director,rotor și aspirator de forma:

$$\Psi_T = \Psi_{AD} + \Psi_R + \Psi_{as} \quad (IV.8.)$$

Relațiile (IV.2.)și(IV.3.)precum și considerațiile în legătură cu cinematica scurgerii în regim de ambalare duc la concluzia că pierderile în partea de acurgere,amonte și aval de rotor,nu sînt influențate de rotor,ca urmare ele putînd fi determinate prin încercarea modelului fără palete rotor.

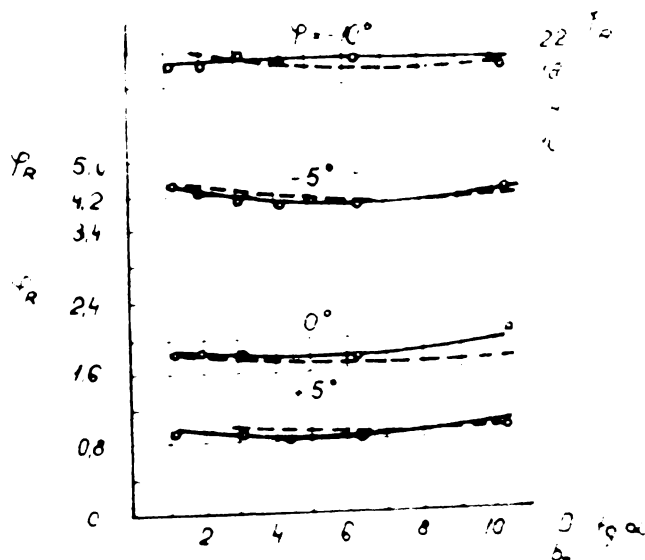


Fig.IV.6.Variația coeficientului de pierderi în rotor cu deschiderea aparatului director la ambalare /5/.Rotor PL587,f46o

In această situație rezultă coeficientul pierderilor:

$$\varphi_{AD} + \varphi_{as} = \frac{k}{Q_{11}^2} \quad (IV.9.)$$

$$\varphi_R = \varphi_T - (\varphi_{AD} + \varphi_{as}) \quad (IV.10.)$$

unde  $Q_{11}$  reprezintă debitul scurs prin partea de scurgere fără palete rotor.

Acest mod de analiză a pierderilor este susținut de Ivanov și cu rezultatele experimentale prezentate în fig.IV.6. Așa cum rezultă din figura, măsurătorile efectuate cu sonda sferică (linia întreruptă) confirmă calculul cu relația (IV.10.).

Urmind metoda dată de Ivanov, în laboratorul I.C.P.L.H. au fost efectuate cercetări asupra pierderilor în regiunea de ambalare pe trei modele de turbine axiale, două Kaplan și unul bulb.

Rezultatele experimentale prelucrate sub forma coeficienților  $\varphi_T = \varphi_T(a_0)$  sau  $\varphi_T = \varphi_T(\alpha)$  pentru  $\varphi = \text{const.}$  și respectiv  $\varphi_R = \varphi_R(\varphi)$  pentru  $a_0$  sau  $\alpha = \text{const.}$  sunt prezentate în fig.IV.7, IV.8.

Analiza diagramei din fig.IV.7. permite următoarele concluzii:

-coeficientul global al pierderilor în turbină, în regiunea de ambalare, scade cu deschiderea aparatului director și rotorului. Hotărâtoare în valoarea coeficientului este poziția aparatului director, atât la turbinele Kaplan cât și la bulb.

-pentru deschiderile obișnuite de funcționare ale aparatului director, ordinul de mărime al coeficientului de pierderi este  $\varphi_T \approx 10$ , pentru cele două modele Kaplan (K20 și K30) și respectiv  $\varphi_T \approx 3$  pentru modelul bulb B 15

-și aceste date confirmă pierderile mai reduse în turbina bulb față de Kaplan, datorită unui traseu hidraulic mai favorabil.

In ceea ce privește pierderile în rotor, analiza fig.IV.8 permite următoarele considerații:

-coeficientul pierderilor în rotor depinde atât de poziția paletelor directe cât și de poziția paletelor rotorului. Valorile minime ale acestuia corespund unghiurilor de calcul al rotorului.

-pentru deschideri ale rotorului  $\varphi > -5$  și deschiderile normale de funcționare ale aparatului director, influența poziției paletelor rotor este foarte redusă. La deschideri mici ale aparatului director, pierderile cresc foarte mult, fiind determinate de jocul la intrarea în rotor.

-pentru modelul bulb, coeficientul pierderilor în rotor are valori mai reduse decât modelul Kaplan.

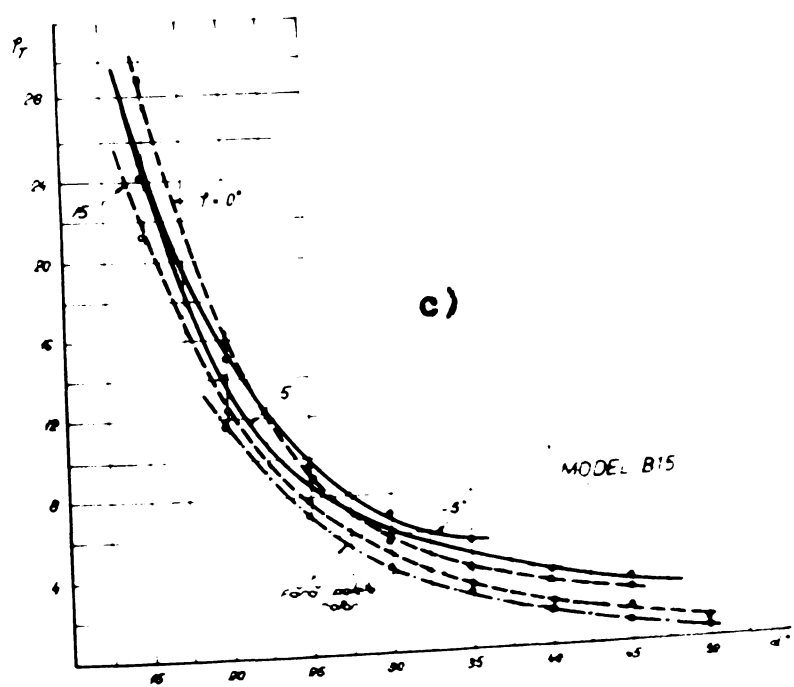
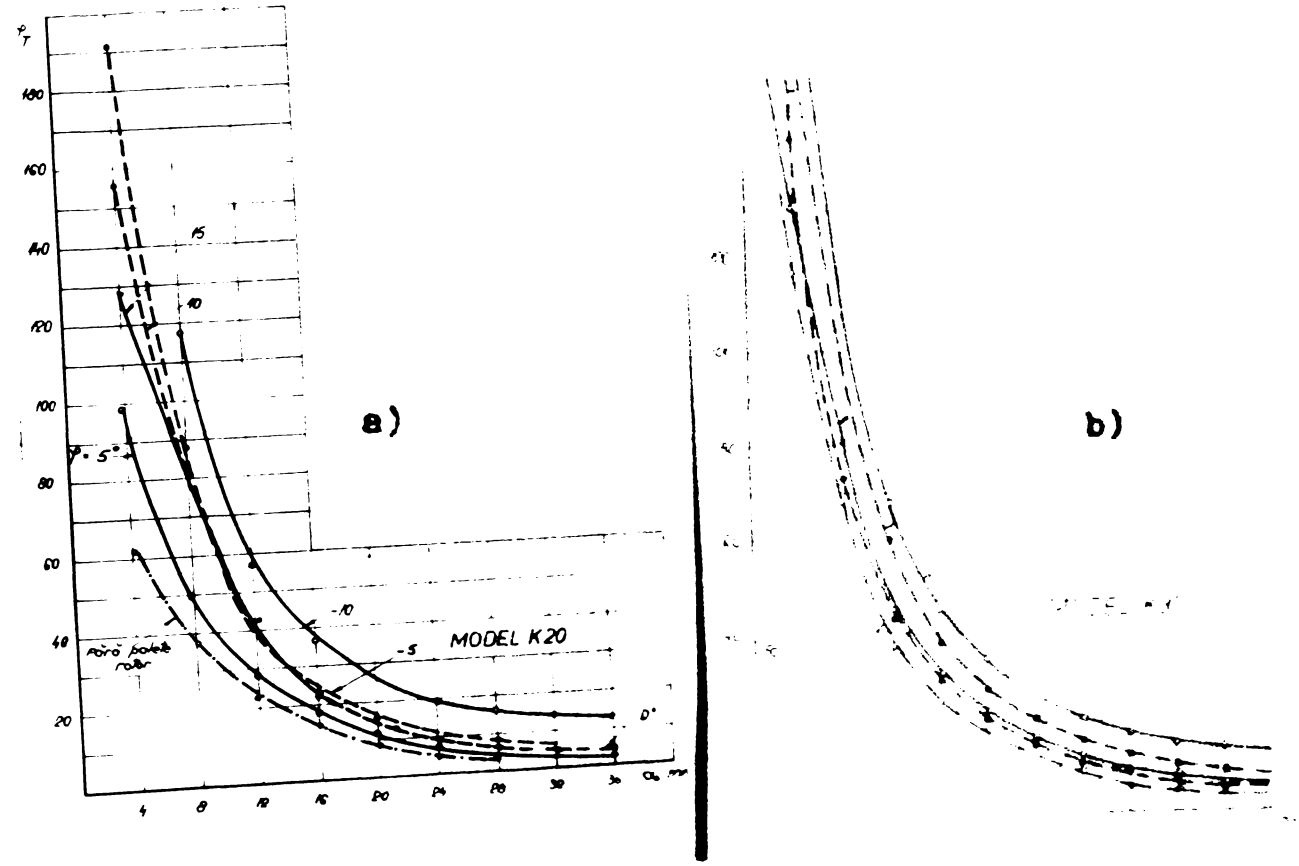
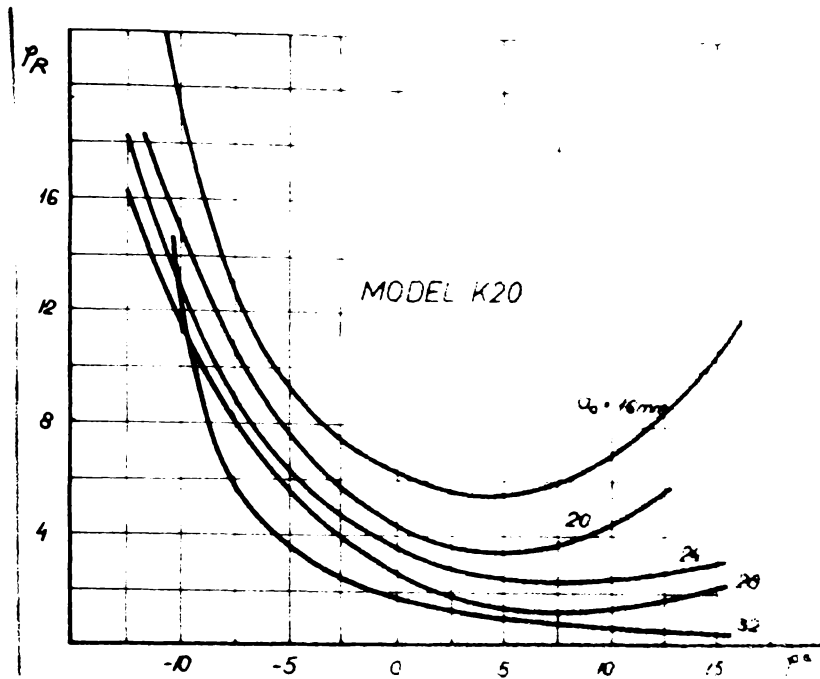
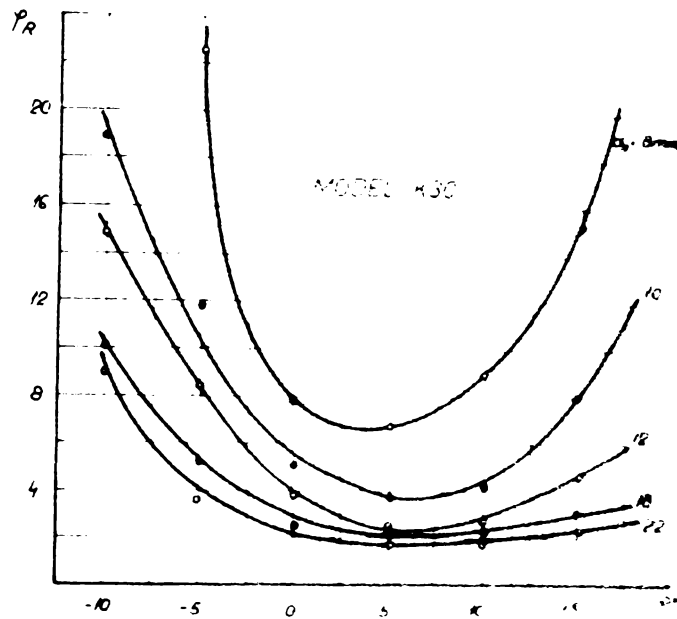


Fig. IV.7. a, b, c. Dependența coeficientului de pierderi în turbină pentru regiunea de sabalare.

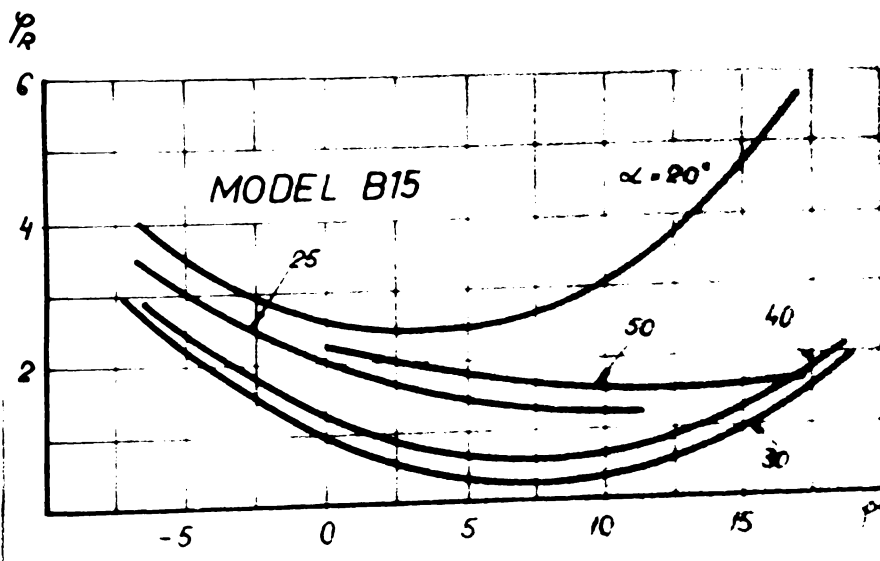




a)



b)



c)

Fig.1V.8.Variația coeficientului de pierderi în rotor în regiunea ambalare

### IV.3. Momentele hidraulice asupra paletelor aparaturii director și rotorului

În funcționarea turbinelor hidraulice interacțiunea curentului de apă cu elementele părții de curgere determină sollicitarea organelor turbinei, caracterizată prin forțele și momentele de natură hidraulică ce apar pe acestea. Cunoașterea acestor forțe și momente este necesară în procesul de proiectare a turbinei în vederea dimensionării raționale a subsansablurilor componente și a părții de construcție aferentă. Caracterizarea turbinei din acest punct de vedere se definește prin caracteristicile de forțe și momente care cuprind mărimea forțelor și momentelor funcție de regimul de lucru și poziția organelor de reglare. Determinarea caracteristicilor de forțe și momente prin calcul poate fi realizată cu aproximație satisfăcătoare, doar pentru regimul de calcul /20/, /35/, motiv pentru care se apelează la metoda experimentală, așa cum s-a procedat și în cazul de față. Pentru măsurători au fost utilizate dispozitivele prezentate în cap. III. În cele ce urmează vom analiza momentele hidraulice asupra paletelor directoare și rotorice.

Pentru determinarea momentului hidraulic asupra paletelor directoare, dispozitivele de măsură s-au montat în locul mecanismelor de acționare a paletii. În vederea separării momentului datorat forțelor de frecare din lagărele paletii, se măsoară momentul corespunzător unei poziții a paletii, atât la mișcarea acestuia spre deschidere, cât și spre închidere. Momentul hidraulic își păstrează semnul indiferent de sensul mișcării, în schimb momentul de frecare se opune mișcării, deci cunoscând cele două valori (pentru cele două sensuri de mișcare) se separă momentul hidraulic și momentul de frecare.

Prezentarea valorilor momentului hidraulic pe paletele directoare se face utilizând coeficientul de similitudine, dat de relația /1/, /20/, /35/, /57/:

$$C_M = \frac{k_h \cdot D_1}{Q^2} = \frac{k_h}{C_{11}^2 D_1^5 H} \quad (\text{IV.11.})$$

În aceste condiții coeficientul de similitudine pentru momentul hidraulic pe paleta directoare, va apare ca o funcție numai de poziția paletelor directoare:

$$C_M = C_M(\alpha_0) \quad C_M = C_M(\alpha) \quad (\text{IV.12.})$$

Valorile obținute pentru modelul K 20-II-B sînt prezentate în fig.IV.9, iar pentru modelul B15 în fig.IV.10. Data fiind prezența coloanelor statorice și în primul caz a camerei spirale care nu închide toată periferia aparatului director există diferența între coeficienții măsurați pe diferite palete datorită pozițiilor lor față de coloanele statorice și respectiv camera spirală, deci unghiuri de atac diferite ale curentului pe palete. În lucrare s-a adoptat semnul pozitiv pentru tendința spre închidere a paletelor.

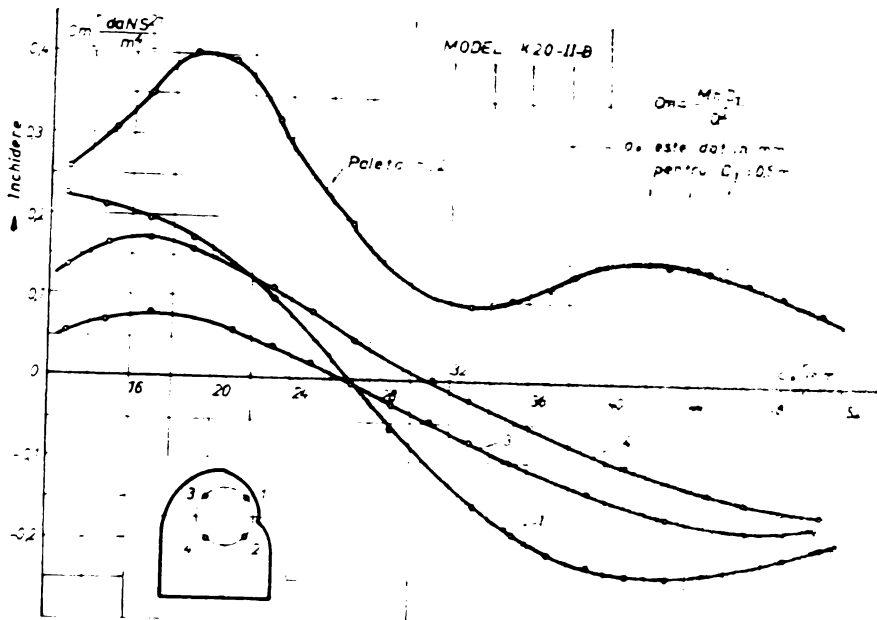


Fig.IV.9. Coeficientul momentului hidraulic pe paleta directoare pentru modelul Kaplan

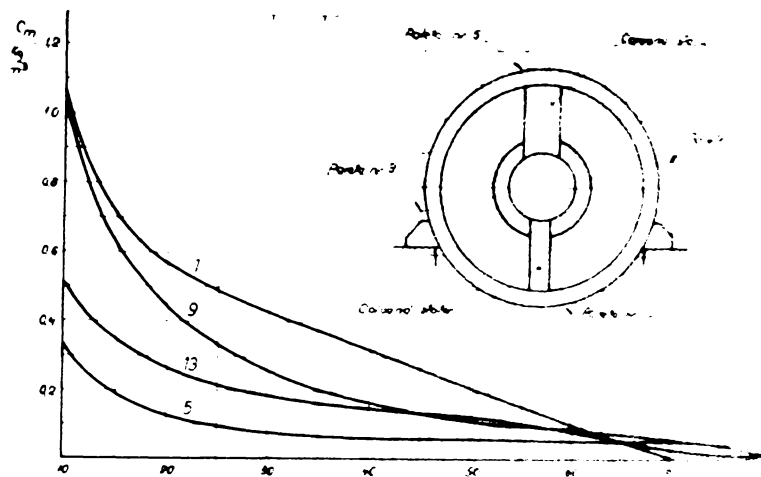


Fig.IV.10. Coeficientul momentului hidraulic pe paleta modelului bulb

În cadrul lucrării /89/ am efectuat un studiu experimental asupra momentelor hidraulice pe paleta aparatului director al mașinii industriale din C.H.E. Porțile de Fier. Determinarea momentului hidraulic s-a făcut pe baza presiunii din servomotor la acționare continuă lentă spre închidere și respectiv spre deschidere/1/. Rezultatele măsurătorilor, prelucrate sub forma coeficienților de moment funcție de deschiderea aparatului director, transpuse la un model cu  $D_1=0,5m$ , sînt prezentate în fig.IV.11.

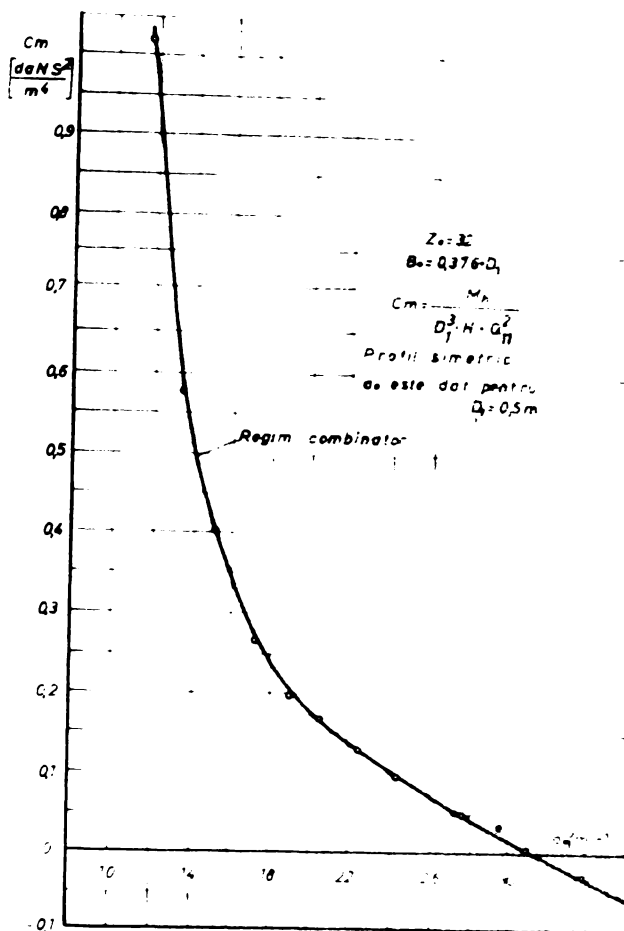


Fig.IV.11.Coefficientul momentului hidraulic pentru aparatul director al turbinei KVB 178-27

Analizând fig.IV.9+IV.11.rezultă schimbarea tendinței momentului hidraulic care în domeniul deschiderilor normale de funcționare este în general spre închidere (semn pozitiv), în unele cazuri la deschiderile mici, în altele la deschiderile mari. Pentru o formă dată a paletei schimbarea tendinței este dată de direcția unghiului de atac.

Pentru analiza momentului hidraulic în regim de ambalare pe baza coeficienților de moment, se reprezintă curbele de  $M_h = \text{const.}$  în sistemul  $(\alpha_0, \varphi)$  respectiv  $(\alpha, \varphi)$ , calculate pe baza relației:

$$M_h = C_m \cdot C_{11}^2 \cdot D_1^3 \cdot H$$

unde se introduc mărimile  $D_1$  și  $H$  corespunzătoare mașinii reale, iar  $C_{11}$  se ia după caracteristica debitelor la ambalare.

Rezultatele acestor calcule sînt date în fig.IV.12+IV.14. pentru trei turbine hidraulice proiectate în cadrul I.C.P.L.H. Regiș, a.

Analiza fig.IV.12.+IV.14.evidențiază existența unui domeniu de deschideri ale paletelor directe și rotorice în care momentul hidraulic este maxim în regim de ambalare.

Comparînd valorile momentului hidraulic în regim nominal din fig.IV.15., pe cama combinatorică, cu cel în regim de ambalare, constatăm valori sensibil mai mari în regim de ambalare. Acest fapt ușurează închiderea aparatului director dacă organele de reglare sînt în domeniul în care momentul tinde la închidere (pozitiv).

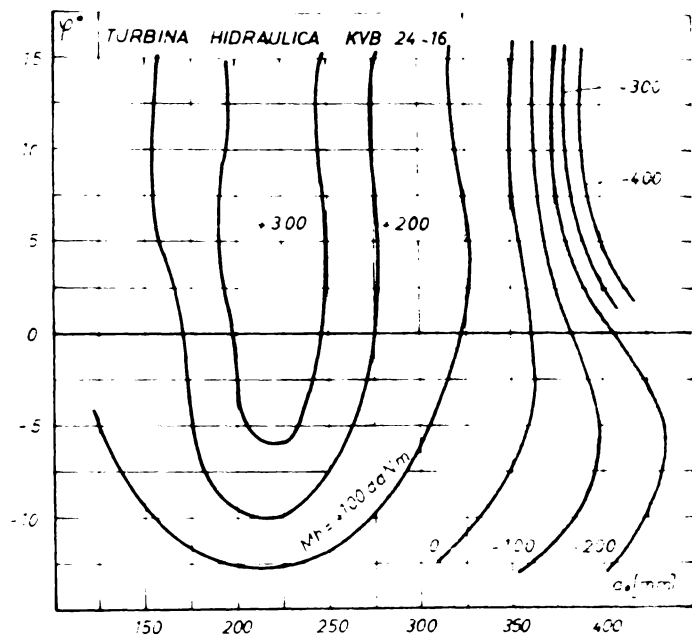


Fig.IV.12. Momentul hidraulic in regim de ambalare asupra paletelor directoare ale turbinei KVB24-16, C.H.I. Bilnicu Vifcea

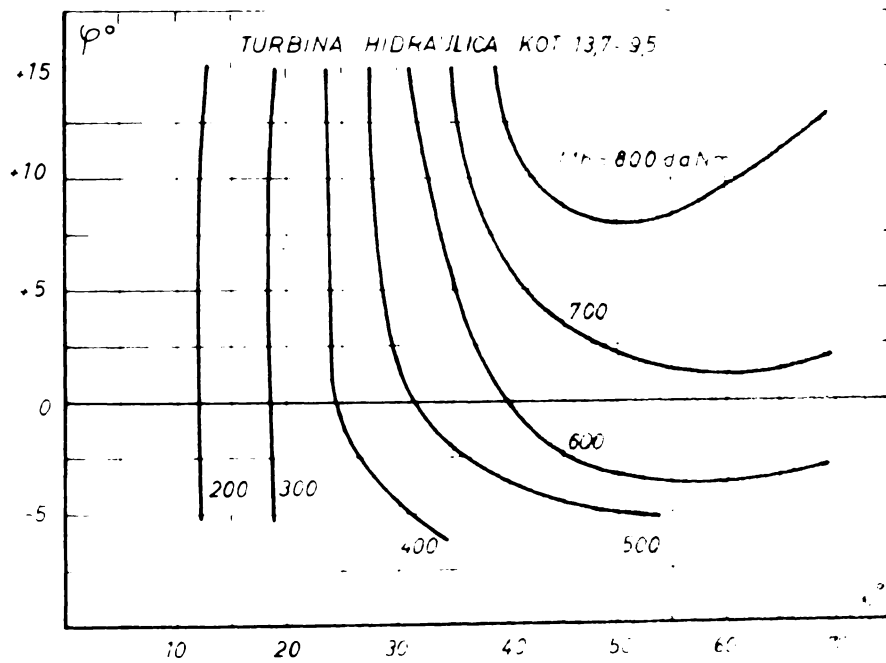


Fig.IV.13. Momentul hidraulic in regim de ambalare asupra paletelor directoare ale turbinei KOT13,7-9,5 C.H.E. Slatina Clt

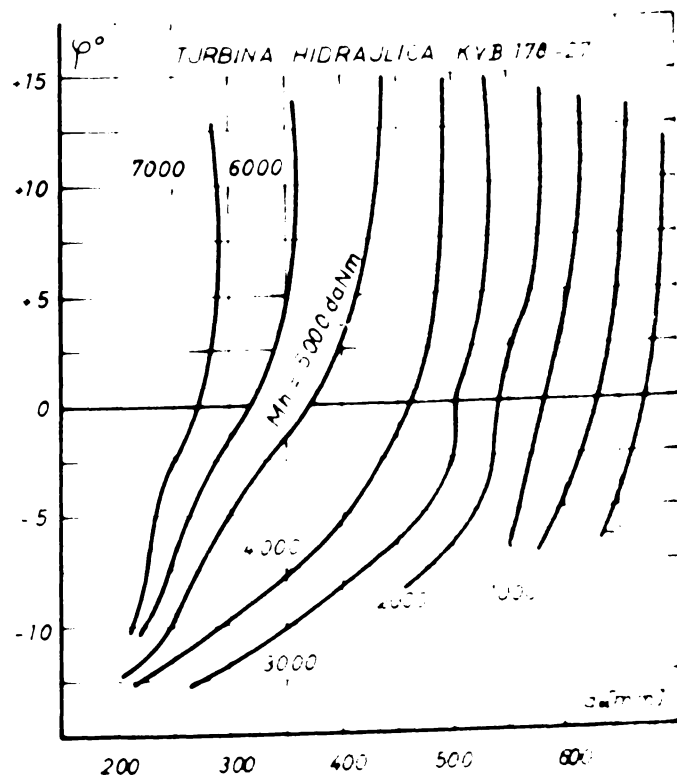


Fig.IV.14. Momentul hidraulic in regim de ambalare asupra paletelor directoare ale turbinei KVB178-27 C.H.E. Borșile de fier

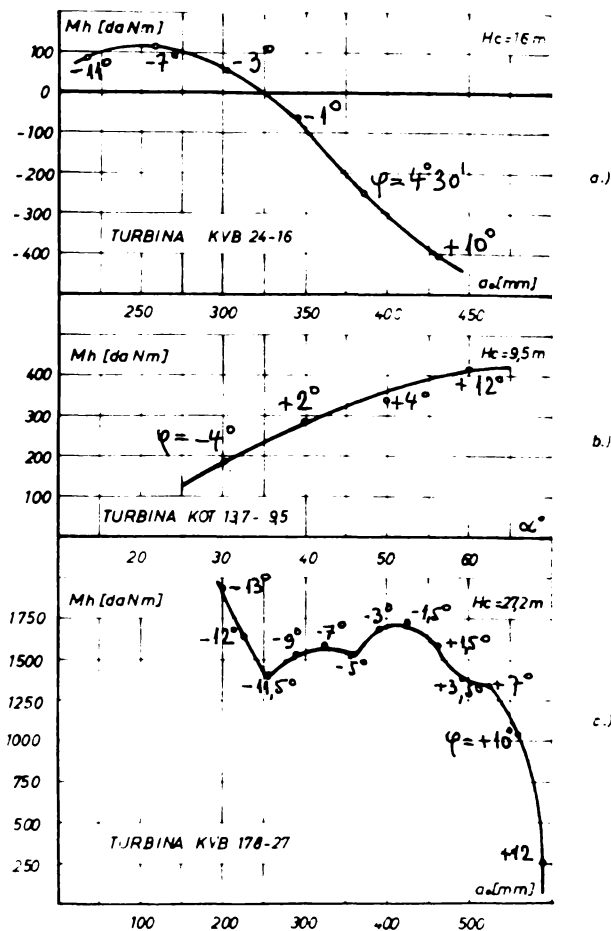


Fig.IV.15. Momentele hidraulice pe paletele directoare in regisuri nominale

In cazul in care pozitia organelor de reglare ajunge in domeniul in care momentul tinde spre deschiderea paletelor (este cazul turbinelor Kaplan de joasa cadere, la care aparatul director ajunge la deschideri foarte mari, apropiate de pozitia radiala) aceasta creste in valoare absoluta foarte mult cu deschiderea aparatului director. Acest fapt explica fenomenul prezentat in cap. I. cind turbina ambalindu-se, servomotorul nu a mai putut inchide aparatul director, momentul hidraulic la aceste deschideri mari avind tendinta de deschidere si valori absolute peste cele la care a fost dimensionat in regim nominal. Acest exemplu si datele prezentate mai sus arata clar necesitatea verificarii dimensionarii si pentru cazul functionarii in regim de ambalare, fapt care pina la aceasta data nu este precizat in literatura de specialitate.

In ceea ce priveste eforturile hidrodinamice asupra paletel rotator vom prezenta cteva consideratii privind momentul hidraulic si forta axiala. Pentru interpretarea unitara a marimilor utilizam si aici reducerea la conditiile  $D_1=1m$  si  $H=1m$ , obtinind marimile dublu unitare cunoscute/35/:

$$M_{11} = \frac{K}{HD_1^2} \quad P_{11} = \frac{P}{HD_1^2} \quad (IV.13.)$$

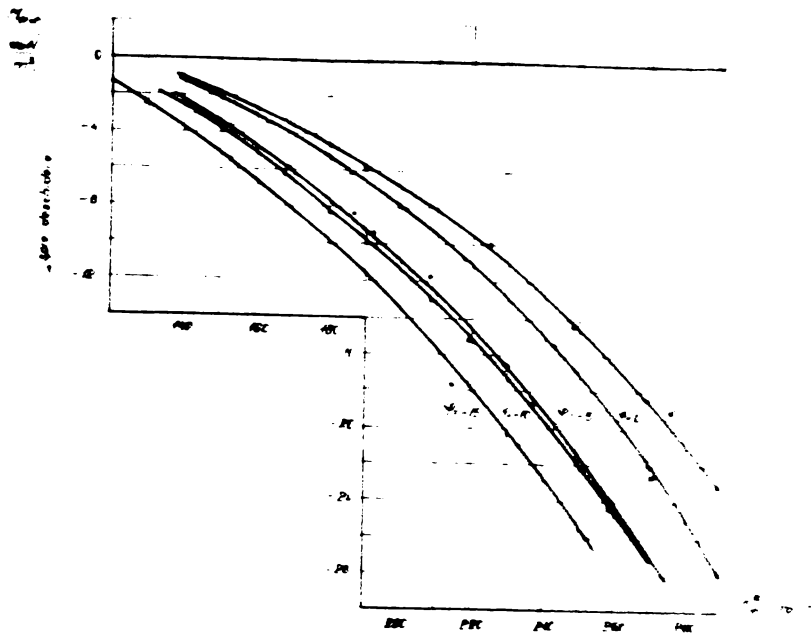


Fig. IV.16. Momentul hidraulic asupra paletei rotor la ambalare

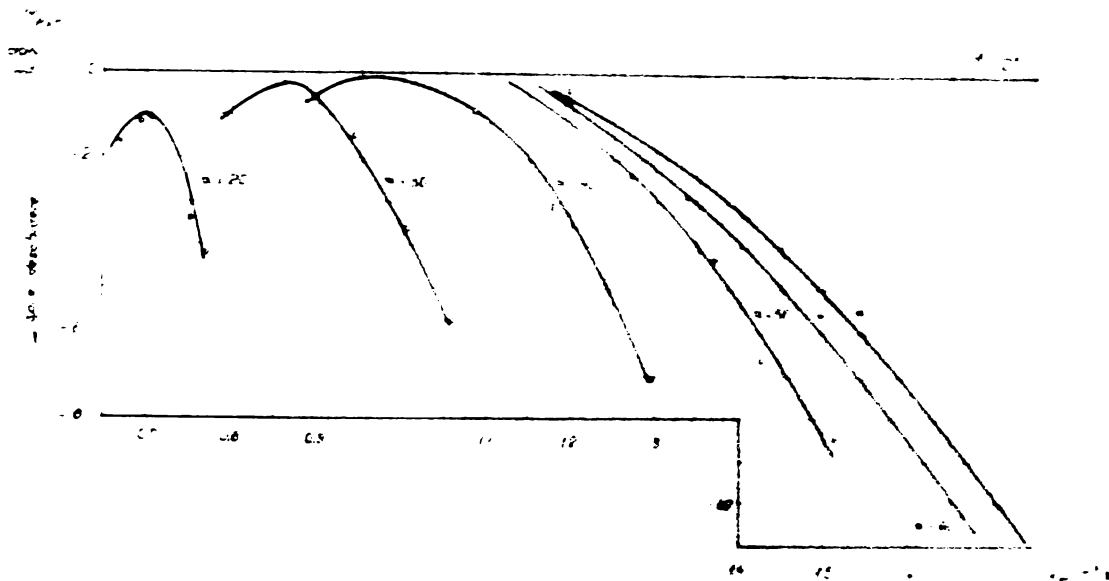


Fig. IV.17. Momentul hidraulic asupra paletei rotor in regim elicoidal

Pentru momentul hidraulic asupra paletelor rotor in regim de ambalare caracterul variației acestuia este dat in fig. IV.16 pentru cazul modelului turbinei tip bulb B15 sub forma dependenței  $M_{11}^h = f(n_{11}^a)$  pentru  $\varphi = \text{const}$ . Pentru a putea face o comparație prezentăm in fig. IV.17. dependența  $M_{11}^h = f(Q_{11})$  pentru  $\alpha = \text{const}$ . pentru regimurile de funcționare in sarcină. S-au luat valorile pentru  $\varphi = C$ . Analiza fig. IV.16. și IV.17. evidențiază următoarele:

- in regim de ambalare momentele hidraulice asupra paletelor rotor tind spre deschiderea acestora
- in mărime absolută momentele cresc cu creșterea turajiei de ambalare, creșterea deschiderii paletelor rotor și aparat director
- in valori absolute momentele in regim de ambalare pot depăși de 5-10 ori valorile corespunzătoare pentru regimurile normale de funcționare, pe camă combinatorică.

Aceste considerații trebuie avute in vedere in mod de-



esebit la calculul de rezistență. Dimensionarea servomotorului nu trebuie făcută luind în considerare aceste valori, deoarece în cazul ambalării deschiderile mari sînt avantajoase din punct de vedere al turației. De asemenea această tendință a momentului hidraulic poate fi utilizată pentru protecția la ambalare /13/, /36/, /83/, /75/.

Trebuie însă precizat că această dependență a momentului hidraulic nu poate fi generalizată la toate rotoarele, ea fiind evident influențată de poziția axei de rotație a paletelor. Din acest considerent este necesar studiul experimental al momentelor pentru fiecare tip de paletă rotor. Totodată la calculul mașinilor reale trebuie avut în vedere momentul total asupra paletelor: hidraulic și datorită forței centrifuge, denumit moment rotitor asupra paletelor /35/. Momentul datorită forței centrifuge poate fi calculat cu precizie relativ suficientă și are tendința spre închiderea paletelor. Acest fapt a rezultat și din experimentările pe modelul B15 prin rotirea în aer la diferite turații și măsurarea momentelor. Unele verificări privind tendința momentului hidraulic au fost efectuate și pe un agregat real în C.H.E. (a se vedea cap. VI.).

Forța axială asupra rotorului în regiile de ambalare are valori mult mai mici față de regimul nominal - fig. IV.18.

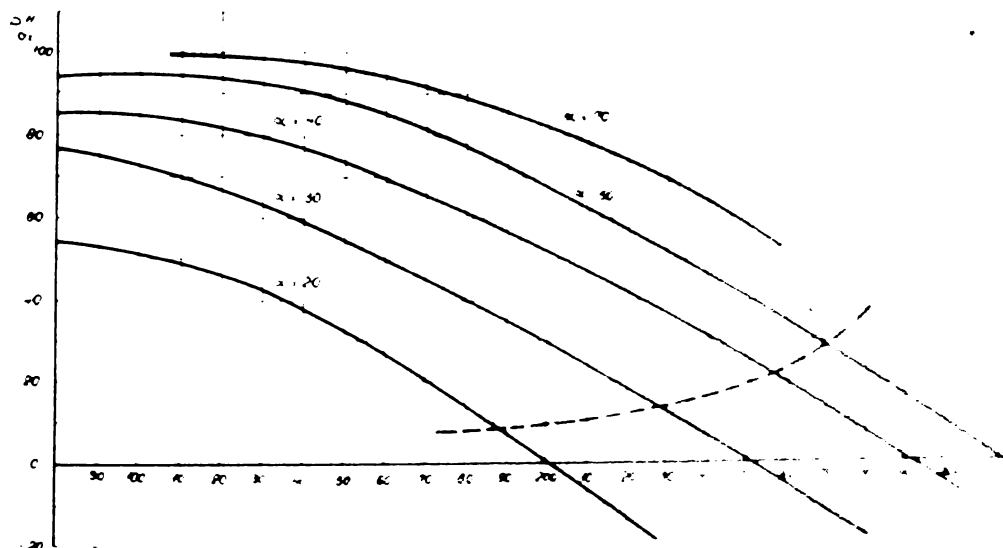


Fig. IV.18. Forța axială pe paleta rotor în regim elicoidal.

Analiza ei trebuie făcută în regiile tranzitorii, când ea schimbă de semn și poate provoca saltul paletelor în rotație.

#### IV.4. Vibrațiile agregatului

Cunoașterea nivelului de vibrație a hidroagregatelor reprezintă unul din elementele de bază în aprecierea calității acestora, /59/, /60/. Ca o particularitate specifică hidroagregatelor trebuie menționat faptul că studiul nivelului de vibrație poate fi efectuat numai la locul de montare, după punerea în funcțiune. Evident, acest fapt determină o serie de dificultăți în acumularea datelor, în verificarea soluțiilor adoptate.

Dacă aprecierea nivelului de vibrații ale hidroagregatelor pentru regimurile permanente de funcționare (cuplate la rețea la diferite puteri) a fost efectuată oarecum sistematic, existând și normative pentru aprecierea ei /50/, /84/, studiul nivelului de vibrație în regim tranzitoriu este foarte puțin abordat. Acest fapt se datorește complexității măsurărilor, iar în unele cazuri gradului de particularitate care îl constituie regiunile respective pentru agregat (de exemplu ambalările). Unele date din literatură /59/ și acestea foarte reduse se rezumă la valori limită orientative, cum sînt cele din tabele IV.4.

Tabele IV.4.

Creșterea maximă a amplitudinii  
vibrațiilor față de regimul de mers în gol

Regimul tranzitoriu	$(2A/2A_0)_{max}$
Pornirea agregatului	5
Trecerea în regim de compensator sincron	6
Pornirea cu autosincronizarea	3
Sarcină asimetrică	10
Aruncări de sarcină	10

O abordare a acestei probleme am efectuat-o în lucrarea /65/. Vom analiza vibrația unui hidroagregat de tipul Kaplan, în timpul unor regimuri tranzitorii care cuprind supraturarea agregatului la punerea în funcțiune sau în timpul exploatarei la aruncările de sarcină. Timpii foarte mari de manevră permit considerarea regiunilor respective drept regimuri de ambalare.

Cercetările au la bază măsurătorile pe hidroagregatul KVB 4-10, ale cărui caracteristici sînt date în tabele anexă la lucrare. Regimurile de încercare sînt cele prezentate în tabelul IV.5.

Tabela IV.5.

Sin- bol	Deschidere max. aparataj director	Turație maximă	Observații
a	70 %	220	Creșterea în trepte a turației cu păstrarea legăturii combinatorice
b	56,7%	220	Mișcarea continuă a ap.dir. fără întreruperea legăturii combinatorice
c	62,5%	228	iden regim b
d	83,5%	265	Mișcarea continuă a ap.dir. în regim elicoidal $\varphi = -10$
e	58%	185	iden regim d, la $\varphi = 0$
f	70 %	192	Aruncare de sarcină de la $N = 3\text{ MW}$

Precizăm că astfel de încercări presupun o cunoaștere completă a agregatului, fapt care impune o corelare a măsurătorilor de vibrații cu măsurarea altor mărimi (vezi cap. V.6.). Experimentările efectuate asupra agregatului 4 MW, s-au realizat după următoarea metodologie:

I. Cu agregatul dezexcitat și decuplat de la rețea s-a crescut progresiv turația, citind amplitudinea vibrațiilor. S-au urmărit vibrațiile capacului turbinei în zone lagărului (radial și tangențial) și a suportului lagărului axial (etaj inferioară). În acest mod s-a verificat mărimea amplitudinii vibrațiilor, deci gradul de pericolozitate a supraturării pentru agregat. S-au păstrat condițiile de comandă a organelor de reglare (palete rotor și aparat director) din funcționarea normală, deci s-a păstrat legătura combinatorică.

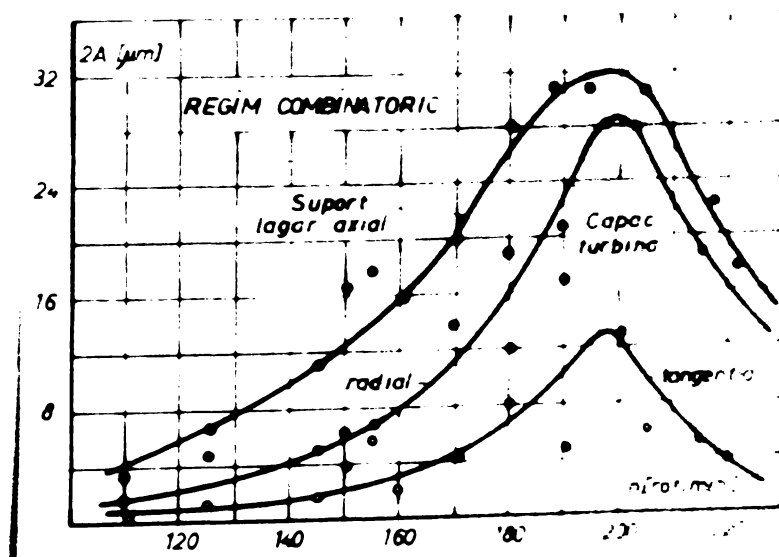


Fig. IV.19. Amplitudinea vibrațiilor în regimuri staționare (Regim e.)

Rezultatele sînt prezentate în fig.IV.19..Rezultă o creștere a amplitudinii cu turația pînă la 20 rot/min, după care urmează o scădere. Această scădere se datorează deplasării punctului de funcționare spre domeniul optim.

II. Prin deschiderea continuă a aparatului director, apoi închiderea s-a crescut turația, respectiv redus. Aceste regiuni, b-e s-au parcurs cu paletete rotor fixe sau mobile comandate de came combinatorică. Evident legătura combinatorică nu corespunde dependenței statice a poziției paletete director-rotor, datorită timpilor diferiți de manevră între cele două organe de reglare. Turația și amplitudinea vibrațiilor s-au oscilografiat simultan. Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în fig.IV.20.+IV.22., care dau variațiile în timp pentru turație și amplitudini. Se observă o corespondență a maximumului turației cu maximumul amplitudinilor.

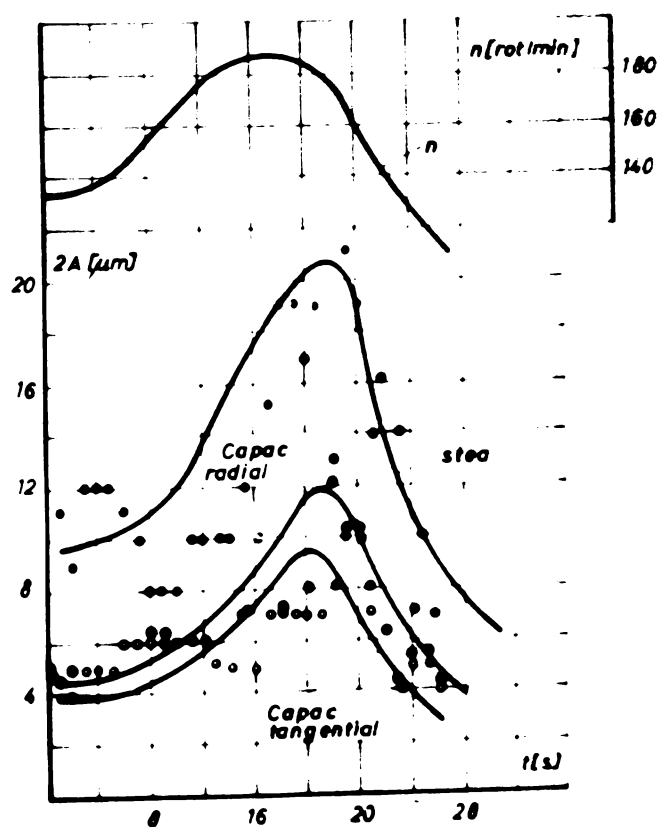


Fig.IV.20. Evoluția turațiilor și amplitudinii vibrațiilor (Regia b)

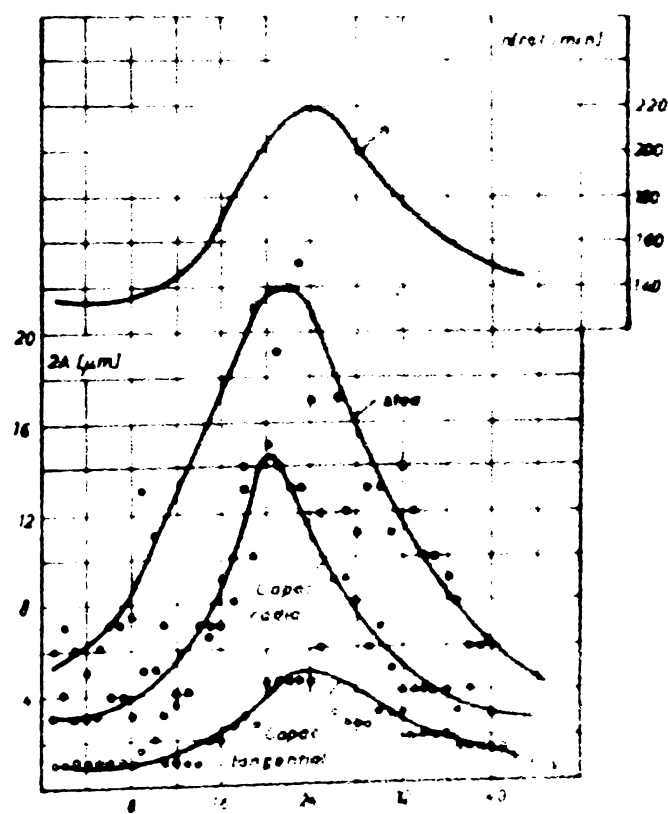
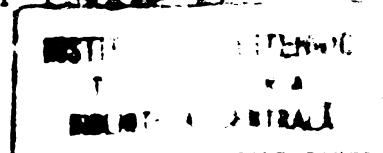


Fig.IV.21. Evoluția turației și amplitudinii vibrațiilor (Regia d)



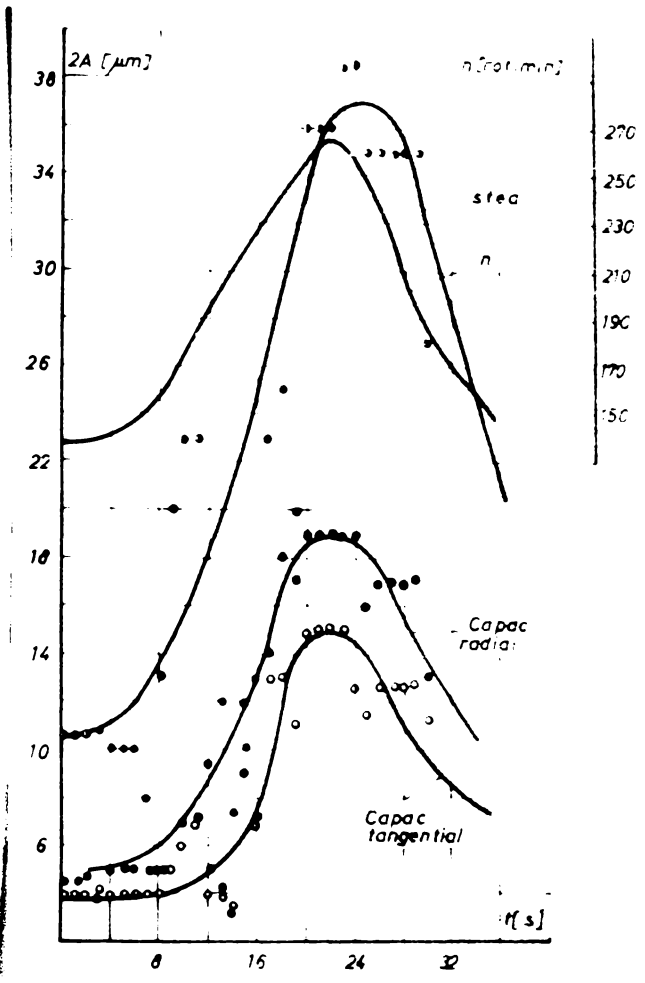


Fig.IV.22.Evoluția turăției și amplitudinii vibrațiilor (Regim e)

III.Cu agregatul cuplat la rețea, la o putere de 3 kW s-a provocat aruncarea de sarcină. În mod similar regimurilor II, măsurările au fost oscilografiate. Comanda pentru închiderea aparatului director s-a dat prin șerterul de avarie. Rezultatele sînt prezentate în fig.IV.23. Creșterea maximă a turăției a fost de 140%.

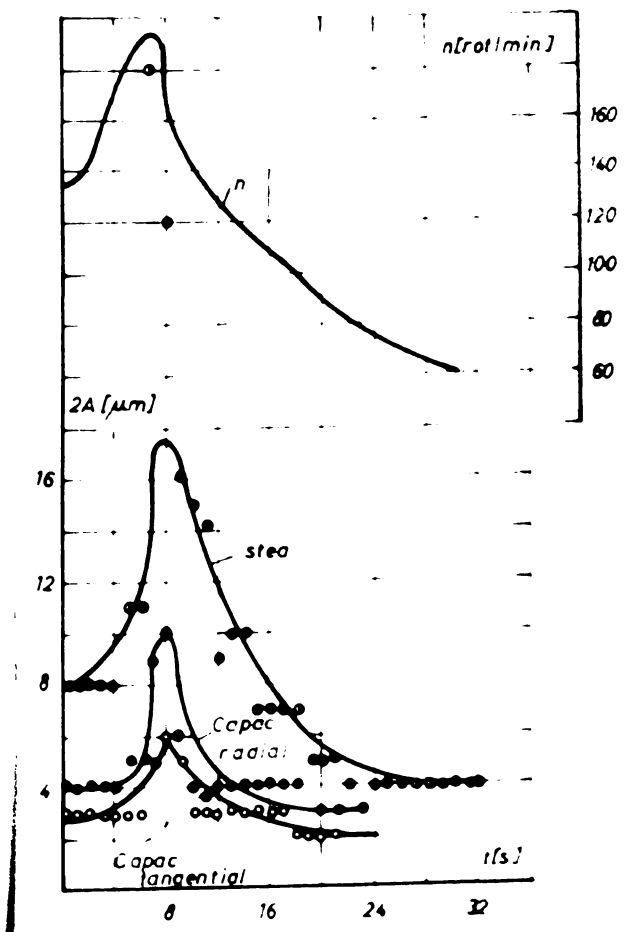


Fig.IV.23.Evoluția turăției și amplitudinii vibrațiilor (Regim f)

Comanda aparaturii de măsură s-a efectuat de la punctul de comandă al agregatului printr-un dispozitiv de telecomandă pentru a putea urmări evoluția agregatului și respectiv comutarea organelor de reglare.

Analiza fig. IV.19.-IV.23 privind evoluția amplitudinilor vibrațiilor și turațiilor în timpul regimurilor staționare și respectiv tranzitorii de supraturare forțată sau aruncării de sarcină, indică o anumită corelație între evoluția amplitudinii vibrațiilor și turației. Pornind de la datele măsurătorilor s-a procedat la o analiză stochastică a corelației dintre creșterea turației și amplitudinea vibrațiilor. În acest scop s-a apelat la metodele statistice de prelucrare a datelor experimentale [46], [76].

Pentru această analiză s-a adoptat ipoteza unei corelări liniare, calculându-se dreptele de regresie empirice și coeficientul empiric de corelație pentru creșterea turației ( $x = n/n_0$ ) și creșterea amplitudinilor ( $y = 2F/2A_0$ ), utilizând relațiile cunoscute.

Dreapta de regresie empirică a lui  $y$  asupra lui  $x$ :

$$y - \bar{y} = ba/n(x - \bar{x}) \quad (IV.14.)$$

Dreapta de regresie empirică a lui  $x$  asupra lui  $y$ :

$$x - \bar{x} = bn/A(y - \bar{y}) \quad (IV.15.)$$

unde  $\bar{x}, \bar{y}$  sînt mîdiile aritmetice, iar  $ba/n$  și  $bn/A$  sînt coeficienții empirici de regresie, respectiv pentru coeficientul empiric de corelație:

$$r = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\sqrt{[n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2] [n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2]}} \quad (IV.16.)$$

$n$  fiind numărul măsurătorilor (numărul punctelor luate în calcul)

Rezultatele acestei analize sînt exemplificate în fig. IV.24-IV.25., prin graficele dreptelor de regresie și respectiv valorile coeficientului de corelație  $r$  în tabela centralizatoare IV.6.

De asemenea s-au calculat nivele de încredere privind corelarea celor două mărimi care au valorile cuprinse între 0,99 și 0,999, deci coeficientul de corelație este semnificativ. Aceste rezultate din tabela IV.6., valorile coeficientului de corelație sînt cuprinse între limitele următoare:

- stea inferioară (0,588 - 0,770)
- capac turbină (0,607 - 0,995) - în direcție radială
- (0,618 - 0,974) - în direcție tangențială

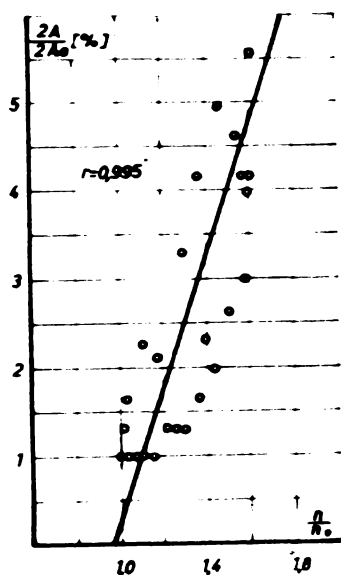


Fig.1V.24.Dreptele de regresie.Regimul b.Capac turbină.Vibrații radiale

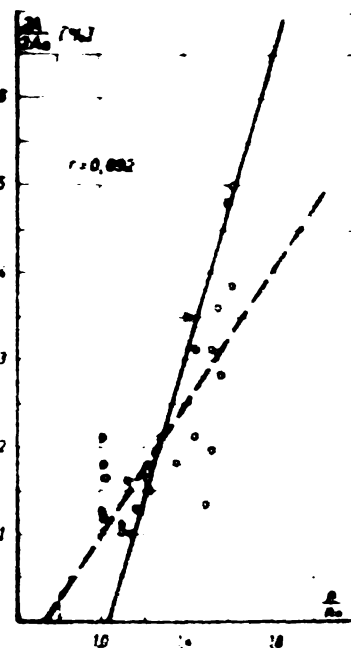


Fig.1V.25.Dreptele de regresie.Regimul b.Vibrații stea inferioară

Tabela IV.6.

Regimul	Locul de măsură	$b_A/n$	$b_n/f$	r	$(2A/2A_0)_{max}$
a	Capac radial	6,281	0,112	0,843	7
	Capac tangențial	2,166	0,177	0,618	2
	Stea inferioară	3,467	0,171	0,770	4,6
b	Capac radial	7,352	0,136	0,995	5,7
	Capac tangențial	6,060	0,169	0,974	6
	Stea inferioară	3,870	0,122	0,692	5
d	Capac radial	4,435	0,150	0,801	6,3
	Capac tangențial	2,860	0,194	0,749	5
	Stea inferioară	2,054	0,232	0,700	3,8
e	Capac radial	2,300	0,252	0,758	3
	Capac tangențial	1,525	0,404	0,785	2,5
	Stea inferioară	1,540	0,233	0,588	2,4
f	Capac radial	2,139	0,165	0,607	2,6
	Capac tangențial	1,598	0,487	0,880	3
	Stea inferioară	2,51	0,231	0,766	5

Cercetarea experimentală a nivelului de vibrații în regimuri tranzitorii de supraturare și prelucrarea stochastică a rezultatelor, efectuate asupra agregatului cu turbină Kaplan de 4 MW, permite următoarele concluzii:



- Valorile maxime ale amplitudinilor sînt cele aferente stelei inferioare care formează suportul lagărului axial în regimuri de supraturare-cu păstrarea legăturii combinatorice, creșterea maximă a amplitudinilor față de turația nominală a fost de 7 ori.
- În regimurile transitorii de supraturare coexistă cu ca urmare a aruncărilor de sarcină, valorile maxime ale creșterii amplitudinilor au fost în jur de 5-6 ori, maximele corespunzînd maximum-ului de turație și regimurilor elicoidale la unghiuri negative ale paletelor rotor
- Capacul turbinei în zona lagărului prezintă amplitudini maxime în direcția radială, avînd valori de ordinul 2/3 din valorile aferente stelei inferioare.
- Se poate admite-cu un nivel de încredere semnificativ-cuprins între 0,99-0,999-existența dependenței liniare între creșterea turației și creșterea amplitudinilor vibrațiilor în regimuri transitorii de supraturare.

#### IV.5. Determinarea prin calcul a parametrilor regimului de ambalare pentru turbinele Kaplan

Analiza comportării globale a turbinei axiale în regim de ambalare, prelucrarea datelor experimentale din acest capitol, precum și a unor date din literatură ne permit construirea unei metode de determinare a parametrilor pe bază de calcul.

În acest scop pornim de la relația cunoscută /23/, /24/, /73/, care dă "parametrul ambalării" ce reprezintă raportul între turația și debitul redus în regim de ambalare, ce are forma:

$$\frac{n_{11}^2}{Q_{11}^2} = \frac{60}{\pi^2 \lambda^2} \left( \frac{D_1}{b_0} \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \bar{\beta}_0 \right) \quad (IV.17)$$

unde:  $\lambda$  - este un parametru ce definește raza echivalentă a rotorului;  
 $\alpha$  - este unghiul format de rază cu tangenta la scheletul profilului paletei directoare, unghi ce caracterizează ieșirea din aparatul director

iar:

$$\operatorname{tg} \bar{\beta}_0 = \frac{D_1}{\int_{d_v/2}^{D_1/2} \operatorname{ctg} \beta_0 \, dR} \quad (IV.18)$$

unde:  $\beta_0$  - reprezintă direcția curentului pentru circulația nulă pe profilul din secțiunea respectivă, situată la raza  $R$  a rotorului.

Se impune o analiză a parametrilor ce intră în relația (IV.17).

Parametrul  $\lambda$  depinde numai de geometria rotorului, deci va fi o funcție de poziția paletelor rotor. În fig. IV.26. se prezintă această dependență pentru trei rotori Kaplan pe baze datelor din /25/. Analiza acestor date arată că în domeniul normal de funcționare ( $\varphi = -5^\circ + 15^\circ$ ) parametrul este practic constant și poate fi aproximat, conform celor propuse de Voitogevski, cu relația:

$$\lambda \approx \frac{D_1 + d_p}{2 \cdot D_1} \quad (IV.19)$$



Fig. IV.26.  
Dependența  $\lambda = f(\varphi)$

În ceea ce privește direcția curentului la ieșirea din aparatul directer ea este determinată de forma profilului, diametrul de așezare și numărul paletelor, rezultând ca o funcție de deschiderea paletelor directoare. Această dependență se determină simplu prin metoda grafică. Pentru ilustrare se prezintă în fig. IV.27. această dependență pentru cazul profilului simetric având  $s_0 = 16; 24$  și 32 palete. În această figură  $s_0^1$  corespunde la  $D_1 = 1m$ . Pentru cazul  $s_0 = 32$  sînt trasate și punctele corespunzătoare modelelor PL 567 și PL 510, datele pe baza datelor din /25/.

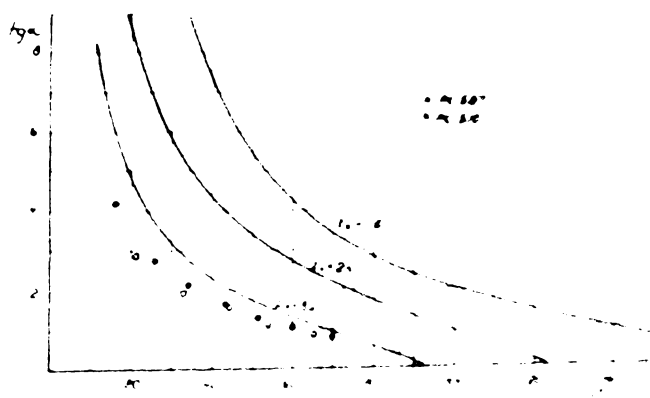


Fig. IV.27.  
Dependența  $\operatorname{tg} \alpha = f(s_0)$ ,  
pentru cazul profilului simetric

Parametrul  $\operatorname{tg} \mu$  se determină apelînd la hidrodinamica rețelei de profile. Proiectarea rotorilor de turbine axiale la I.C.P.E.H. Regița se face la ora actuală prin metoda rețelelor de profile /91/, pornind de la elementele geometrice și asimptotice date de lucrarea /2/.

In acest mod, după proiectarea-pentru fiecare secțiune de calcul-a rețelei de profile se calculează direcția de circulație nulă pentru rețeaua respectivă determinându-se unghiul  $\beta_0$ . Acest calcul se repetă și pentru alte poziții ale paletelor rotor obținute prin rotirea acestora. In final, pe baza acestor unghiuri, se calculează valoarea  $\text{tg } \bar{\beta}_0$ , aplicând relația IV.18. Pentru integrare se aplică o metodă numerică. Pentru formarea unei imagini asupra dependenței  $\text{tg } \bar{\beta}_0 = f(\varphi)$  se prezintă în fig. IV.28. dependențele pentru trei rotor, valori date în lucrarea /23/.

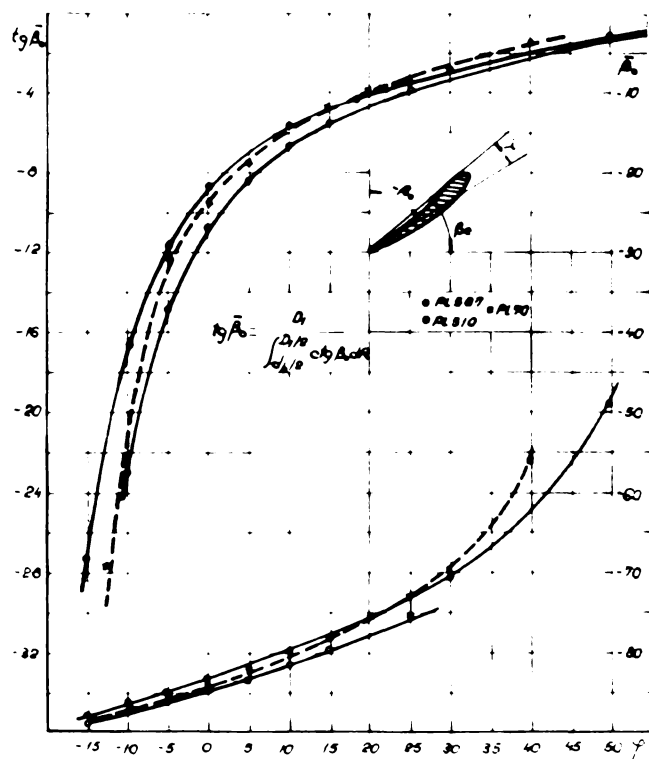


Fig. IV.28.

Dependența direcției de circulație nulă a paletelor funcție de poziția paletelor rotor

Cu aceste date a fost evidențiată posibilitatea construirii caracteristicii  $n_{11}^2 / Q_{11}^2 = f(a_0; \varphi)$ .

In continuare vom prezenta o relație pentru calculul debitului în regim de ambalare; în acest scop pornim de la regimul de funcționare a turbinei fără palete rotor. Aceste regimuri pot fi considerate similare scurgerii printr-un orificiu înecat. Debitul total scurs prin turbină va fi dat de relația:

$$Q = a_0 b_0 s_0 v_{AD} = a_0 b_0 s_0 \mu \sqrt{2gH} \quad (IV.20)$$

unde:  $\mu$  - este coeficientul de debit.

Decarece:  $Q = Q_{11} D_1^2 \sqrt{H}$ , rezultă:

$$Q_{11}^2 = \frac{a_0 b_0 s_0 \mu \sqrt{2g}}{D_1^2} \quad (IV.21)$$

Ținând cont de relația (IV.7) se scrie în continuare:

$$\frac{g}{Q_{11}^2} = \varphi_T = \varphi_R + \varphi_{cs} + \varphi_{AD} = \varphi_R + \frac{g}{\frac{a_o^2 b_o^2 z_o^2 \mu^2 \cdot 2g}{D_1^4}}$$

De unde rezultă:

$$Q_{11}^a = \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{\frac{D_1^4}{2\mu^2 a_o^2 b_o^2 z_o^2} + \varphi_R}} \quad (IV.22.)$$

Relația (IV.22) permite calculul debitului în regim de ambalare, iar în completare cu relația (IV.17) și alturației de ambalare.

Vom mai preciza că relația (IV.21.) arată existența dependenței:

$$\varphi^* \cdot a_o^2 = \frac{D_1^4}{2\mu^2 a_o^2 b_o^2} = \text{const.} \quad (IV.23.)$$

unde  $\varphi^* = g/Q_{11}^{*2}$

Pentru calculul efectiv este necesară completarea în continuare a unor date privind coeficienții  $\mu$  și  $\varphi_R$ .

Pentru coeficientul  $\mu$  s-au analizat rezultatele experimentale pentru modelele K20 și K30, încercate în cadrul laboratorului I.C.P.E.H. Reșița, avînd unul  $z_o = 24$  și celălalt  $z_o = 32$  palete directoare. Valorile rezultate pentru coeficientul  $\mu$  sînt date în fig. IV.29. Aceste valori pot fi utilizate și pentru alte aparate directoare, avînd profilul simetric.

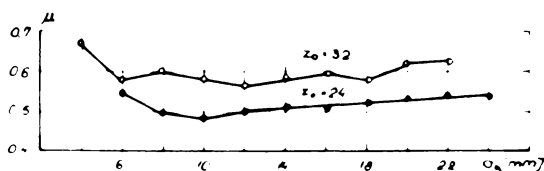


Fig. IV.29. Coeficientul  $\mu$  funcție de deschiderea paletelor directoare ( $D_1 = 0,5 \text{ m}$ )

În ceea ce privește coeficientul  $\varphi_R$ , orientativ, putem folosi datele din fig. IV.8., rezultînd pentru domeniul usual al poziției paletelor rotor și directoare valori cuprinse între 1-10, cu specificația că valorile minime corespund deschiderilor maxime ale rotorului și aparatului director, iar cele maxime deschiderilor mici.

Vom prezenta modul concret de calcul al parametrilor regimului de ambalare pentru modelul K25-III-C.

Dimensiunile principale ale modelului /92/:

$$\begin{aligned}
D_1 &= 0,5 \text{ m} \\
z_1 &= 5 \text{ palete} \\
d_b &= 0,260 \text{ m} \\
D_0 &= 1,16 D_1 \\
z_0 &= 24 \text{ palete, profil simetric} \\
b_0 &= 0,4 D_1 = 0,20 \text{ m}
\end{aligned}$$

Paletetele rotor au fost dimensionate, aplicind hidrodinamic ca rețelelor de profile /91/, fapt care a permis calculul unghiurilor de circulație multă pentru fiecare profil din cele șase secțiuni adoptate pentru calcul. S-au determinat aceste unghiuri pentru cinci poziții de instalare a profilelor corespunzătoare pozițiilor paletelor rotor  $\varphi = -10^\circ; -5^\circ; 0^\circ; +5^\circ; +10^\circ$ . Rezultatele sînt cele din tabela IV.7., sub forma valorilor  $\beta_0$  (a se vedea și fig. IV.28.).

Tabela IV.7.

Secțiunea $\varphi$	I	II	III	IV	V	VI
$-10^\circ$	$-85,90^\circ$	$-84,77^\circ$	$-83,22^\circ$	$-81,25^\circ$	$-78,74^\circ$	$-74,97^\circ$
$-5^\circ$	$-81^\circ$	$-79,87^\circ$	$-78,27^\circ$	$-76,55^\circ$	$-74,04^\circ$	$-70,47^\circ$
$0^\circ$	$-76,10^\circ$	$-75^\circ$	$-73,57^\circ$	$-71,75^\circ$	$-69,34^\circ$	$-65,87^\circ$
$+5^\circ$	$-71,20^\circ$	$-70,10^\circ$	$-68,72^\circ$	$-66,95^\circ$	$-64,64^\circ$	$-61,17^\circ$
$+10^\circ$	$-66,30^\circ$	$-65,27^\circ$	$-63,82^\circ$	$-62,15^\circ$	$-59,84^\circ$	$-56,57^\circ$

Pe baza acestor date calculăm în continuare parametrul global  $\text{tg } \bar{\beta}$  dat de relația IV.18. Pentru aceasta am aplicat metoda trapezilor pentru calculul integralelor și a rezultat:

$\varphi$	-10	-5	0	+5	+10
$\text{tg } \bar{\beta}_0$	-29,03	-18,32	-12,96	-10,00	-8,02

Parametrul  $\lambda$  este:

$$\lambda = \frac{0,5 + 0,260}{2 \cdot 0,5} = 0,760$$

și adoptind  $\mu = 0,55$ , relațiile de calcul devin:

$$\frac{n_{11}^a}{Q_{11}^a} = 10,5357 (2,5 \text{ tg } \alpha + \text{tg } \mu) \quad (\text{IV.24.a})$$

$$Q_{11}^a = \frac{3,132}{\sqrt{\frac{44,836 \cdot 10^{-4}}{a_0^2} + \varphi_B}} \quad (\text{IV.24.b})$$

Pentru  $\text{tg } \alpha$  ne orientăm după fig.27.

În ceea ce privește  $\varphi_R$ , în lipsa unor date mai exacte vom adopta orientativ, pe baza valorilor prezentate în fig.IV.8.o variație liniară ca în fig.IV.30.

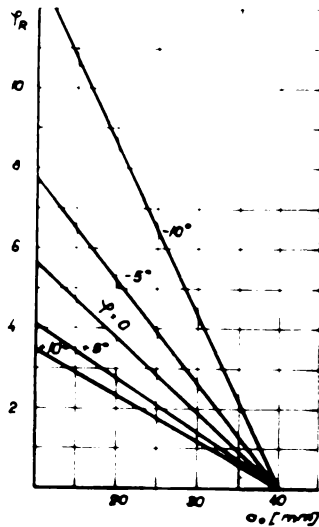


Fig.IV.30.

Adoptarea valorilor ptr.  $\varphi_R$

Calculul îl dăm mai jos sub formă de tabele:

$a_0 / \text{mm}$	12	16	20	24	28	32	36	40
$\text{tg } \alpha$	7,2	5,5	4,2	3,5	2,9	2,5	2,0	1,5

$$n_{11}^a / Q_{11}^a$$

$\varphi = -10^\circ$	496,07	451,29	417,05	398,62	382,81	372,28	359,11	345,93
$\varphi = -5^\circ$	383,02	338,24	304,00	285,57	269,76	259,23	246,03	232,43
$\varphi = 0^\circ$	326,44	281,66	247,42	228,99	213,18	202,65	189,48	176,3
$\varphi = +5^\circ$	295,20	250,42	216,18	197,75	181,94	171,41	158,24	145,06
$\varphi = +10^\circ$	274,30	229,52	195,27	176,85	161,04	150,51	137,34	124,15

$$Q_{11}^0$$

$\varphi = -10^\circ$	0,4769	0,5928	0,7019	0,8145	0,9478	1,1158	1,3656	1,8709
$\varphi = -5^\circ$	0,5052	0,6431	0,7732	0,9085	1,0546	1,2305	1,4748	1,8709
$\varphi = 0^\circ$	0,5188	0,6675	0,8097	0,9537	1,1095	1,3029	1,5556	1,8709
$\varphi = +5^\circ$	0,5291	0,6849	0,8368	0,9912	1,1577	1,3381	1,5641	1,8709
$\varphi = +10^\circ$	0,5337	0,6949	0,8521	1,0064	1,1738	1,3632	1,5740	1,8709

$$n_{11}^a$$

$\varphi = -10^\circ$	236,5	267,5	292,7	324,7	362,8	415,4	490	646
$\varphi = -5^\circ$	193,5	217,5	235	259,4	284,5	318,8	362,8	434,6
$\varphi = 0^\circ$	169,4	188	200,3	218,4	236,4	264	290,9	329
$\varphi = +5^\circ$	156,2	171,5	180,9	196	210,6	229,3	247,5	271,4
$\varphi = +10^\circ$	146,4	159,5	166,4	178	189	205,2	216,2	232

Pentru analiza rezultatelor calculului ea reprezentat grafic dependențele pentru  $n_{11}^a / Q_{11}^a, Q_{11}^0, n_{11}^a$  comparativ cu valorile

efectiv măsurate la încercarea acestui model. Din analiza figurilor IV.31-33 rezultă următoarele:

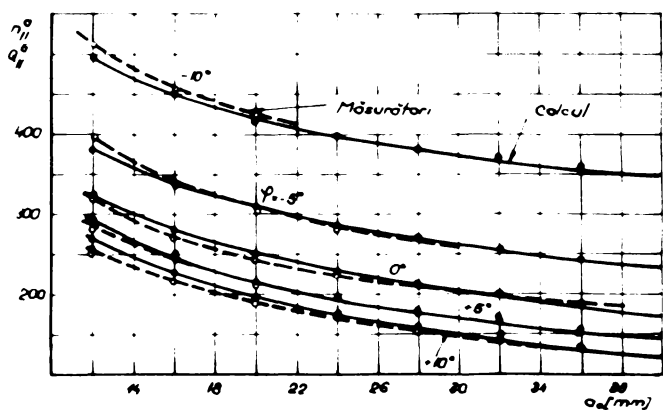


Fig. IV.31. Dependințele  $\frac{a_{11}^2}{c_{11}^2}$  pentru modelul K25-III-C

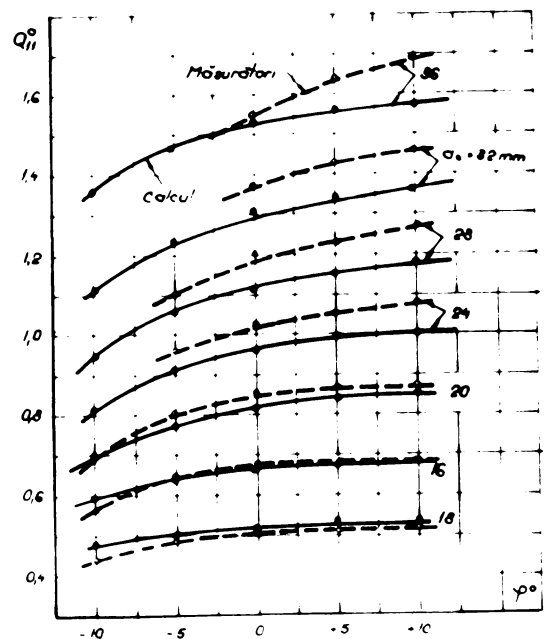


Fig. IV.32. Variația debitelor la ambalare

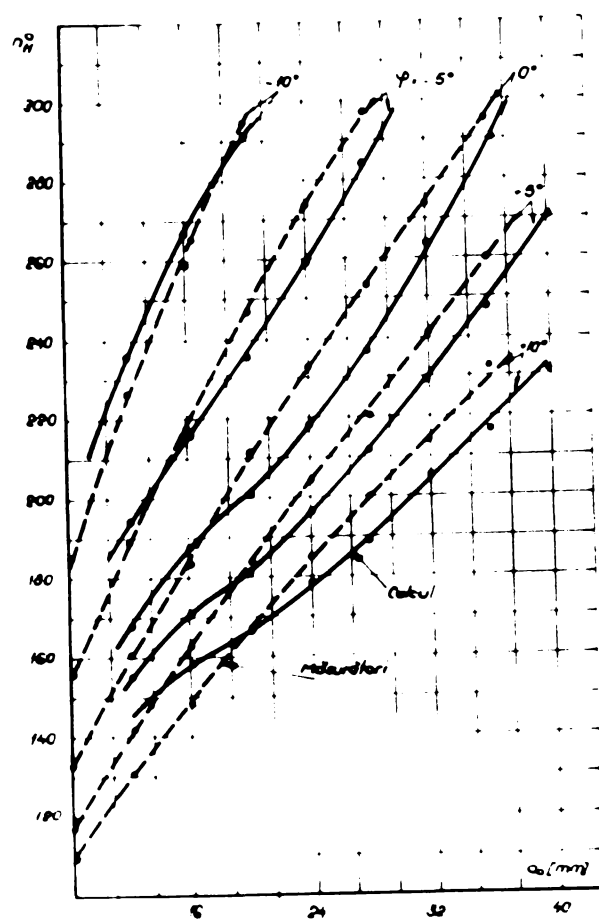


Fig. IV.33. Variația turațiilor de ambalare



- Valorile calculate pentru raportul  $n_{11}^2/Q_{11}^2$  corespund foarte bine celor efectiv măsurate (fig.IV.31.)
- In ceea ce privește debitul in regim de ambalare,valorile calculate corespund celor măsurate in zona deschiderilor mici( $a_0=12-20$  mm ),pentru ca in zona deschiderilor mai mari( $a_0=24-36$  mm ) abaterile să fie in minus de pînă la 8%.Acest fapt se datorește valorilor adoptate pentru coeficientul  $\varphi_R$ .Lipsa datelor experimentale pentru acest coeficient, pentru o gamă largă de rotoți de magini axiale de tipul Kaplan nu ne-a permis estimarea in mod precis a valorilor.Dar, chiar și in aceste condiții, rezultă clar că relația construită pentru determinarea debitului este satisfăcătoare ca precizie și permite construirea caracteristicilor de debit direct in funcție de deschiderea aparatului director.
- Turațiile de ambalare, rezultind din primele două caracteristici, este evident că prezintă abateri avind ordinul de mărime al debitului, diferențele in minus fiind mai reduse datorită raportului  $n_{11}^2/Q_{11}^2$ , așa că eroarea maximă este in jur de 6%.

\* \* \*

Analizind datele din prezentul capitol rezultă următoarele:

- Stabilirea caracteristicilor de ambalare pe model impune o metodă de incercare care să asigure cuplul motor real, la cădere sau la turație constantă, in funcție de posibilitățile stațiunii.
- Caracteristicile turațiilor și debitelor la ambalare stabilite pentru cele două modele Kaplan și modelul bulb dau o imagine destul de completă asupra comportării turbinelor axiale in regim de ambalare.Aceste dependențe corespund datelor similare din literatură.
- Analizind cinematica scourgerii in regimul de ambalare a turbinelor axiale, caracterizată prin egalitatea componentelor tangențiale ale vitezei absolute la intrarea și ieșirea din rotor, deci rețeaua de profile nu modifică circulația dată de aparatul director, s-a concluzionat asupra posibilității analizei pierderilor la ambalare, utilizind coeficientul global  $\varphi_T = \varphi/Q_{11}^2$  pentru întreaga turbină și separarea pierderilor in rotor prin incercarea fără

palete. Măsurătorile efectuate pe două modele Kaplan și unul bulb au permis analiza cantitativă a pierderilor în regim de ambalare.

- Stabilirea coeficienților de moment hidraulic pe paletele directoare prin măsurătorile efectuate pe modele și pe o mașină reală au permis analiza variației acestuia în regim de ambalare. Cele trei exemple prezentate arată valori mai mari ale momentului în regim de ambalare, datorită debitelor mari turbinate. Totodată a fost evidențiată posibilitatea ajungerii în zona deschiderilor mari la valori mai mari ale momentului acționând spre deschiderea paletelor, fapt care impune verificarea dimensionării servomeșorului aparatului director și pentru regimul de ambalare.

- Măsurătorile efectuate pe modelul B15 au arătat că în cazul tendinței momentului hidraulic spre deschiderea paletelor rotor în regimul de ambalare, acesta crește în valoare absolută până la de 5-10 ori față de regimurile nominale. În astfel de cazuri această tendință de auto-deschidere poate fi utilizată pentru reducerea turației maxime de ambalare.

- Măsurătorilor pe un agregat Kaplan de 4MW au evidențiat posibilitatea admiterii unei corelații liniare între amplitudinea vibrațiilor și turație în regimuri transitorii de supraturare. Amplitudinile maxime ale vibrațiilor sînt cele ale suportului lagărului axial.

- Pe baza analizei pierderilor la ambalare s-a stabilit o relație nouă pentru determinarea debitului în regimuri de ambalare -IV.22.- În acest mod se poate calcula debitul și turațiile de ambalare, direct în funcție de deschiderea aparatului director  $a_0$ . Exemplul de calcul prezentat confirmă relația dedusă.

**V. VERIFICARI, EXEMPLE SI APLICATII ALE**  
**METODELOR TEORETICE SI EXPERIMENTALE**  
**DE STUDIU AL FENOMENULUI DE AMBALARE**

In prezentul capitol sînt tratate unele aplicații concrete ale studiului fenomenului de ambalare. Ele vizează sînt verificarea metodei în sine, cît și posibilitățile de aplicare ce le oferă constructorilor de turbine hidraulice. Ca mod de abordare s-au adoptat:

- a) - verificare metodei de calcul a fenomenului de "ambalare pură" la poziția fixă a organelor de reglare - prin compararea calculului cu rezultatele experimentale obținute prin încercarea modelului K20.
- b) - reconstituirea unor exemple din literatură
- c) - compararea calculelor cu rezultatele experimentale obținute prin măsurători proprii asupra unor agregate în funcțiune
- d) - prezentarea unor analize complexe efectuate asupra agregatelor în funcțiune sau în curs de proiectare

**V.1. Verificarea metodei de calcul prin încercarea**  
**modelului K20**

Modelul K20-1-A, montat în stațiunea 1, a fost supus unor încercări de "ambalare pură", astfel la poziția fixă a paletelor directoroare și rotorice s-a decuplat brusc generatorul frînă al standului de la rețeaua de recuperare. Acest regim corespunde aruncării de sarcină ale agregatelor rețele la defectarea regulatorului. Una din problemele care se pune la provocarea unor astfel de regimuri în standurile în circuit închis este menținerea constantă a căderii la o creștere relativ rapidă a debitului turbinat. În cazul concret în urma mai multor experimentări s-a reușit, prin acționarea asupra sistemului de reglare a turației pompelor stațiunii, să se mențină căderea constantă  $H_0 = 4m$  pe toată durata fenomenului tranzitoriu. Posi-

bilitățile stațiunii au permis urmărirea a două mărimi de <sup>bozō</sup>buraj-  
turația și debitul-care au fost înregistrate cu ajutorul unui os-  
cilograf de tipul 8LS1(RFT).Mai jos sînt exemplificate patru ase-  
menea regimuri ale căror mărimi caracteristici sînt date în tabe-  
la V.1.

Tabela V.1.

Regimul	$n_{11}^0$	$q_{11}^0$	$\eta_h$	$n_{11}^{opt}$	$q_{11}^{opt}$	$n_{11}^s$	$q_{11}^s$
1	130	0,6380	83,12	130	0,6381	228	1,0746
2	130	0,6661	86,79	130	0,6661	237,5	1,1801
3	130	0,6852	89,33	130	0,6852	251,5	1,2856
4	130	0,6879	89,67	130	0,6879	262,5	1,4091

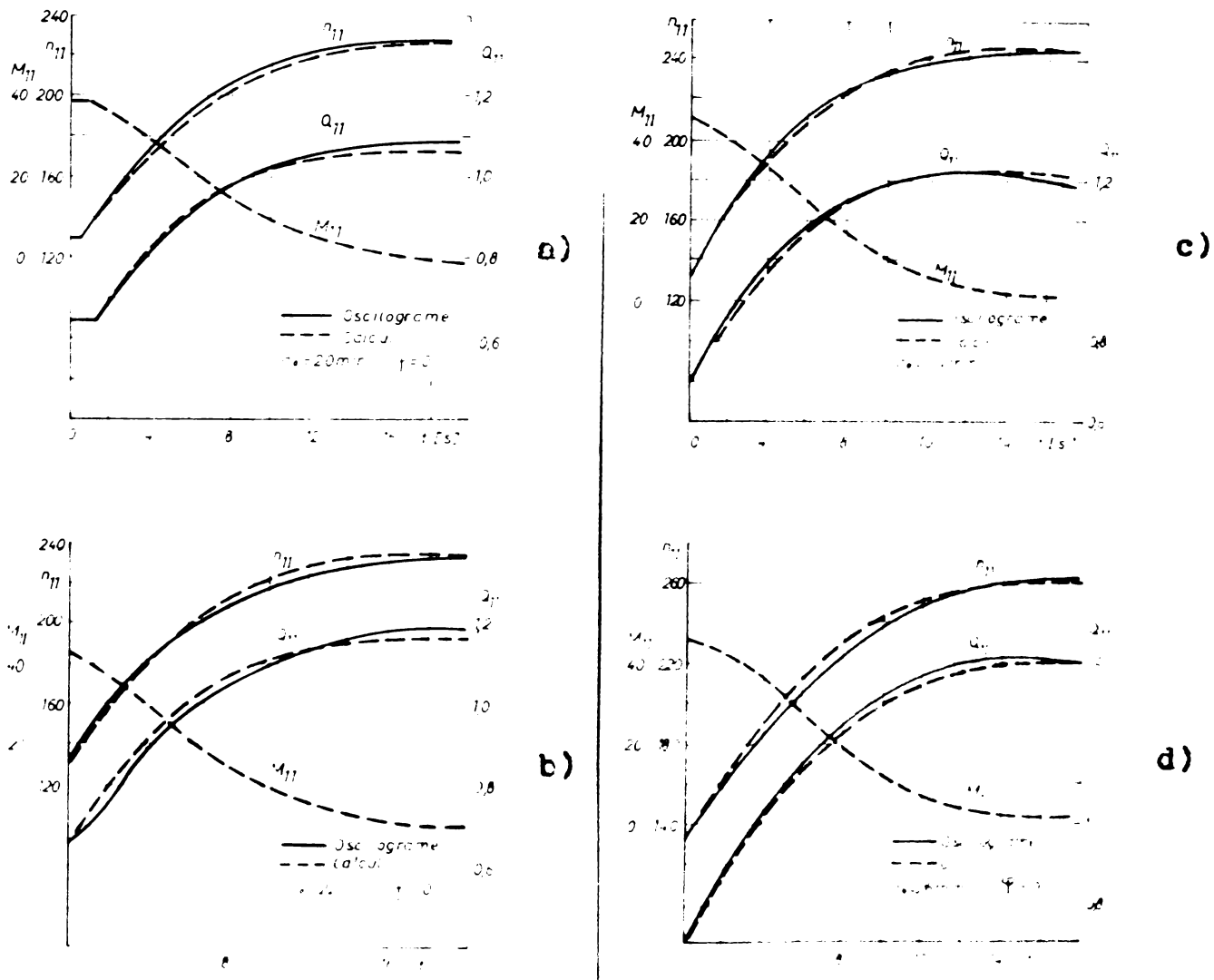


Fig.V.1. Ambelarea modelului K20-1-A

a)-regimul 1  
b)-regimul 2

c)-regimul 3  
d)-regimul 4

Rezultatele experimentale prelucrate după oscilograme sînt prezentate în fig.V.1.a-d, comparativ cu valorile calculate prin metoda prezentată în cap.II. Așa cum rezultă din aceste diagrame evoluțiile în timp ale turației și debitului, calculate și efective, corespund atât calitativ cît și ca valori, fapt care constituie o primă confirmare a metodei de calcul propuse

### V.2. Reconstituirea unor exemple din literatură

O altă modalitate de verificare a metodei de studiu a fenomenului de ambalare dezvoltate în lucrare, o constituie compararea cu unele date similare din literatură. Desigur, astfel de verificări, foarte concludente de altfel, sînt greu de efectuat datorită faptului că în lucrările publicate nu se pot da din motive evidente toate caracteristicile necesare calculului. Reușind identificarea modelului și a caracteristicilor lui energetice și de ambalare, am putut reconstitui unele exemple din literatură.

O primă verificare se referă la turbina Kaplan cu  $D_1=4,3m$  pentru care se dau în /37/ evoluția mărimilor în timpul fenomenului de ambalare la poziția fixă a organelor de reglare. Pentru acest agregat s-a aplicat metoda din cap.II. Rezultatele comparative ale calculului sînt prezentate în fig.V.2. Așa cum rezultă din analiza figurii, rezultatele corespund satisfăcător, fapt care confirmă metoda.

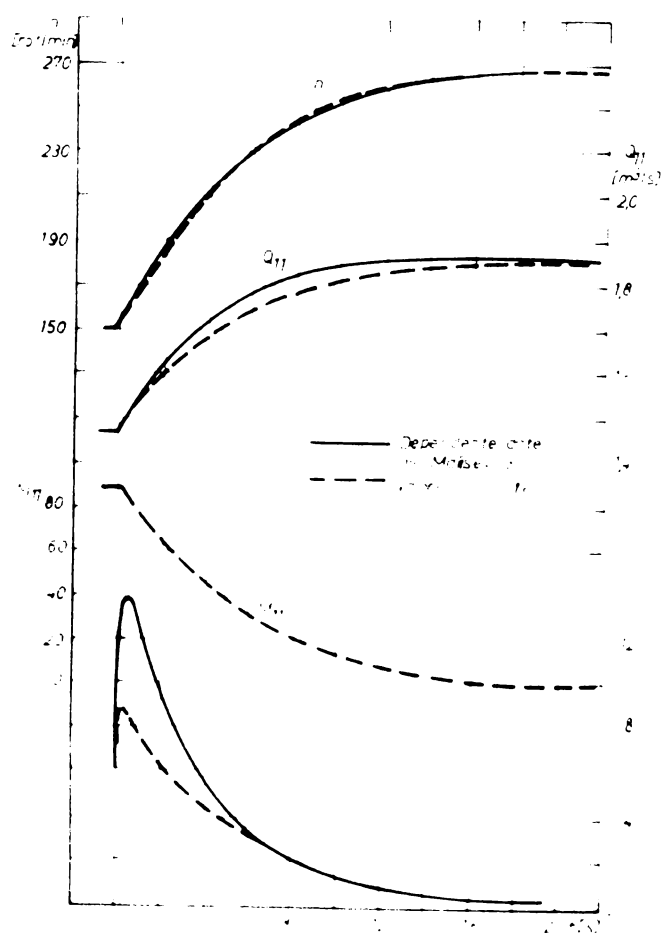


fig.V.2. Ambalarea agregatului tip Kaplan, avînd  $D_1=4,3m$   
 $I=76.00 daNm^2$ ,  $N_0=25.400k$

Cea de a doua posibilitate de verificare o constituie agregatul orizontal cu palete reglabile și aparat director axial cu  $D_1=4,5m$  din C.H.B.Kamskaia, pentru care se dau în /34/ rezultatele evoluției turației în cazul ambalării de la puterile de 10,5 și 18,0 kW. Identificând caracteristicile modelului hidraulic pentru acest agregat (PL 548) s-au putut calcula cele două regimuri prin metoda prezentată. Rezultatele calculului sînt date în fig.V.3.a și b. Așa cum rezultă din aceste diagrame și în acest caz calculul corespunde bine cu rezultatele experimentale. Evoluția în timp a turației determinată cu metoda din prezenta lucrare se suprapune celei reale.

Aceste verificări, în completarea celor efectuate în capitolul precedent justifică metoda de calcul pentru "ambalarea pură" la poziție fixă a organelor de reglare.

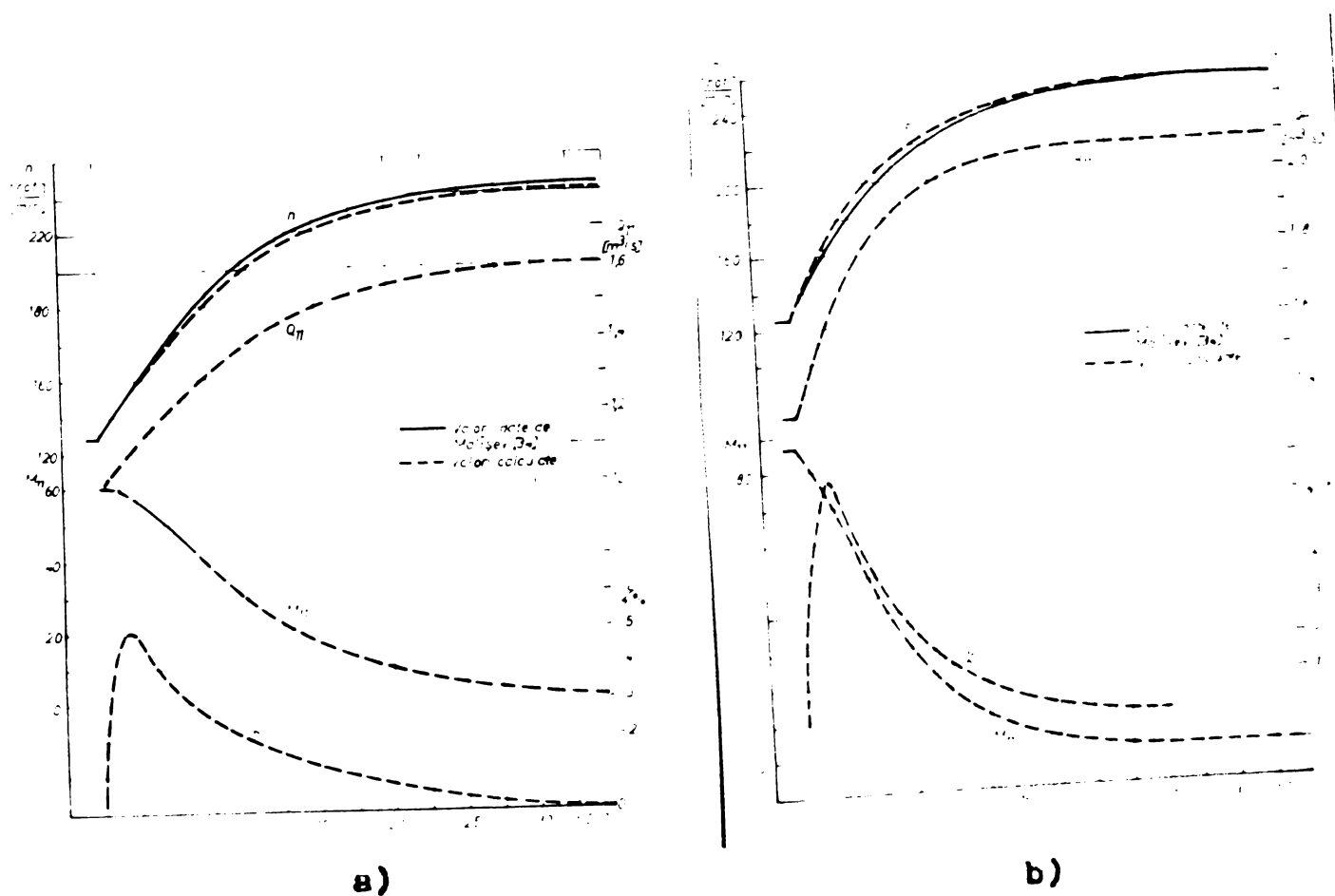


Fig.V.3. Ambalarea agregatului axial orizontal cu  $D_1=4,5m$ ,  $I=76$ . COORDANES

a) -  $N_0=10.500$  KW

b) -  $N_0=18.000$  KW

### V.3. Calculul aruncărilor de sarcină

Procesul tranzitoriu la aruncarea de sarcină—decuplarea agregatului în sarcină și apoi aducerea de către sistemul de reglare automată în starea de funcționare în gol sau oprire—reprezintă regimurile de reglaj cele mai grele pentru agregat. Aceste regimuri sînt complet diferite de regimurile de funcționare normale. Parametrii principali ai acestui proces: creșterea turației, suprapresiunea în camera spirală, depresiunea în aspirator, constituie garanțiile de reglaj date de către proiectant.

Caracterul desfășurării procesului la aruncarea de sarcină pentru agregatele axiale de tip Kaplan este cel prezentat în fig.V.4. La decuplarea generatorului de la rețea momentul rezistent scade brusc la zero și turația începe să crească. Variația turației determină intervenția regulatorului de turație și servomotorul aparatului director începe să se închidă—curba  $\alpha_0$ —, iar cu o oarecare întârziere începe rotirea paletelor rotor—curba  $\varphi$ —Durata efectuării unei curse complete a aparatului director este de 8-10 s, iar durata parcurgerii complete a unghiului paletelor rotor de la maxim la minim este de 30-60 s. Acest fapt determină ca legătura combinatorică să nu mai fie respectată. Închiderea paletelor director și rotorice determină reducerea debitului și apariția loviturii hidraulice, deci creșterea căderii.

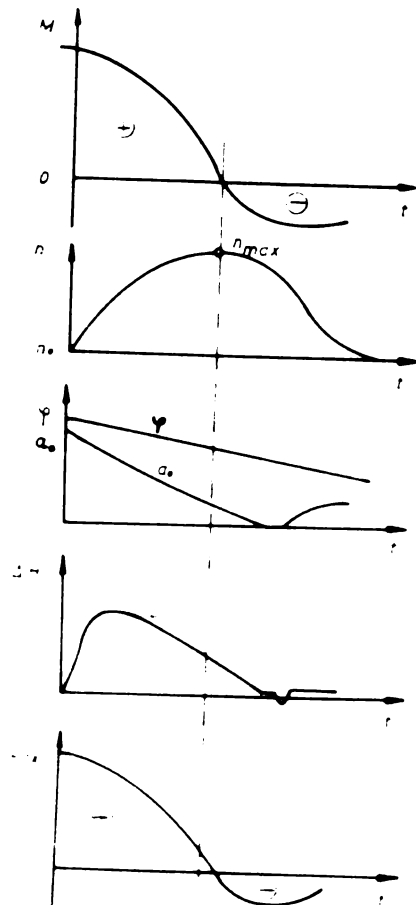


Fig.V.4. Descrierea fenomenului de aruncare de sarcină



In urma inchiderii aparatului director momentul motor scade pînă la zero ( $M=0$ ), iar turația atinge aici maximum ( $n_{max}$ ). In continuare turbina trece in regim de frînă-momentul devine negativ, iar turația se reduce.

In ceea ce privește variația forței axiale  $P_{ax}$  se observă o scădere a ei urmată de trecerea ei in domeniul negativ, respectiv schimbarea de semn. Este important ca această forță inversă, pentru agregatele verticale, să nu depășească greutatea părților rotitoare. In caz contrar apare saltul acestora de pe lagărul axial, cu consecințele prezentate in cap.I.

In fig.V.5.a și b se prezintă copiile după oscilogramele a două astfel de regimuri de aruncări de sarcină pentru agregatul KVB 8-20 din C.H.L. Valea Iagului /89/ de la puterea de 5 MW (fig. V.5.a.) și respectiv 7,5 MW (fig.V.5.b).

Analiza oscilogramelor confirmă cele prezentate in fig.V.4

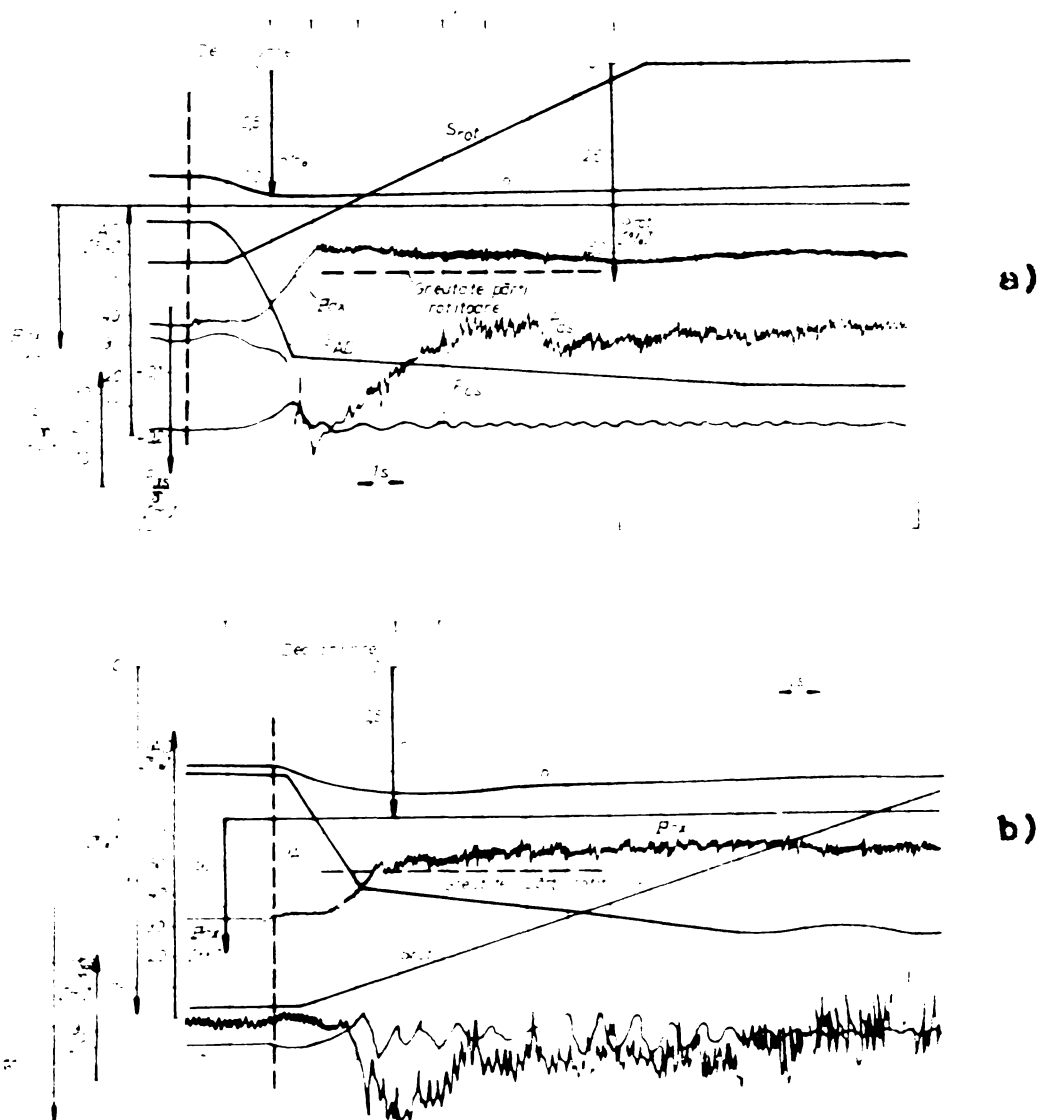


Fig.V.5.Oscilogramele regimurilor tranzitorii la aruncarea de sarcină pentru agregatul KVB 8-20

a) -  $N_0 = 5000 \text{ kW}$

b) -  $N_0 = 7500 \text{ kW}$

Astfel, în momentul declanșării agregatului de la sistem, începe creșterea turației (curba n). După un interval de timp începe mișcarea organelor de reglare ( $S_{AD}$ ,  $S_{rot}$ ). (NCTA: în cadrul lucrării, pentru poziția organelor de reglare s-au adoptat notațiile cunoscute  $a_0$  și  $\psi$ , dar în timpul măsurătorilor pe agregatele reale nu se pot măsura aceste mărimi, ci numai cursele servomotoarelor, aparat director  $S_{AD}$  și rotor  $S_{rot}$ . Transpunerea la  $a_0$  și  $\psi$  se face pe baza dependențelor cunoscute de la proiectare  $S_{AD} = f(a_0)$  și  $S_{rot} = f(\psi)$ . Pe oscilograme s-au notat mărimile efectiv măsurate). Ca urmare a închiderii organelor de reglare turația atinge un maxim, după care începe să scadă.

Este interesant de urmărit variația împingerii axiale totale ( $P_{ax}$ ). Valoarea ei scade, ajunge sub greutatea părților rotitoare (linie întreruptă) ceea ce înseamnă că forța hidraulică a schimbat de semn. Așa cum rezultă din aceste diagrame împingerea axială inversă în aceste cazuri nu atinge în valoare absolută mărimea greutății părților rotitoare, deci este evitat saltul părților rotitoare. Modificarea poziției organelor de reglare determină de asemenea variația presiunii în traseul hidraulic ( $p_{cs}$ ,  $p_{as}$ ).

Aceste două regimuri, un regim de aruncare de sarcină pentru agregatul KVB 24-16 /77/ și de asemenea două regimuri pentru agregatul KVB 178-27 /90/ au fost calculate prin metode prezentate în lucrare. Datele inițiale pentru calcul sînt cele din tabelul V.2. La hidroagregatul KVB 178-27 din C.H.E. Porțile de Fier, oscilogrammele au fost realizate de către specialiștii firmei I.M.Z.-U.R.S.S. cu ocazia unor măsurători privind majorarea puterii la aceste grupuri /90/.

Tabela V.2.

Agregatul	-	KVB 8-20		KVB 24-16		KVB 178-27	
Model rotor	-	K30		K20		K30	
Regimul	-	a	b	-	a	b	
$P_a$	s	8,79	6,25	10,3	7,210	6,740	
$P_b$	s	1,19	0,84	0,58	0,570	0,530	
$P_c$	s	0,003	0,004	0,006	0,009	0,009	
$P_T$	s	2,36	2,36	2,02	2,21	2,28	
$n_{11}^0$	rot/min	153	153	135	130	132	
$C_{11}^0$	$m^3/s$	1,026	1,557	1,03	1,483	1,654	
$M_{11}^0$	daNm	56,95	80,02	66,68	97,04	107,74	

Pentru legile de mișcare ale organelor de reglare s-au aproximat legile reale din oscilograme prin variații liniare pe intervale de timp, astfel:

Hidroagregatul KVB 8-20

regimul a :

$0 \leq t \leq 0,4$	$a_0 = 200$	$t \leq 0,6$	$\gamma = 0$
$0,4 \leq t \leq 2,4$	$a_0 = 225,28 - 63,20 t$	$t \geq 0,6$	$\gamma = 0,7452 -$
$t \geq 2,4$	$a_0 = 78,60 - 2,09 t$		$-1,2376 t$

regimul b :

$0 \leq t \leq 0,3$	$a_0 = 240$	$t \leq 0,4$	$\gamma = 10$
$0,3 \leq t \leq 2$	$a_0 = 260,44 - 68,20 t$	$t \geq 0,4$	$\gamma = 10,403 -$
$t \geq 2$	$a_0 = 134,32 - 4,96 t$		$-1,0087 t$

Hidroagregatul KVB 24-16

$0 \leq t \leq 0,7$	$a_0 = 398$	$t \geq 0$	$\gamma = 5$
$0,7 \leq t \leq 6,0$	$a_0 = 450,54 - 75,09 t$		

Hidroagregatul KVB 178-27

regimul a :

$0 \leq t \leq 0,6$	$a_0 = 585$	$0 \leq t \leq 0,7$	$\gamma = 12,7$
$t \geq 0,6$	$a_0 = 606 - 38,7 t$	$t \geq 0,6$	$\gamma = 12,832 -$
			$-0,188 t$

regimul b :

$0 \leq t \leq 0,5$	$a_0 = 630$	$0 \leq t \leq 0,6$	$\gamma = 15,7$
$t \geq 0,5$	$a_0 = 650 - 38 t$	$t \geq 0,6$	$\gamma = 15,89 -$
			$-0,327 t$

Rezultatele calculului sînt prezentate în fig.V.6 a, b ,

V.7. și V.8.

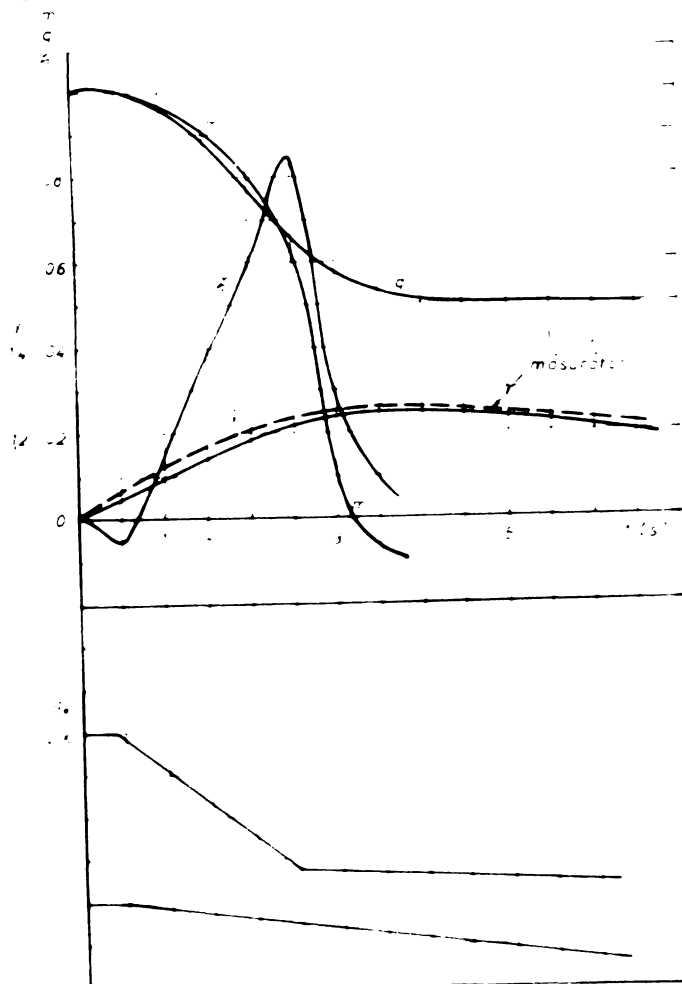


Fig.V.6.a. Calculul aruncării de sarcină pentru hidroagregatul KVB 8-20

No = 5000 kA

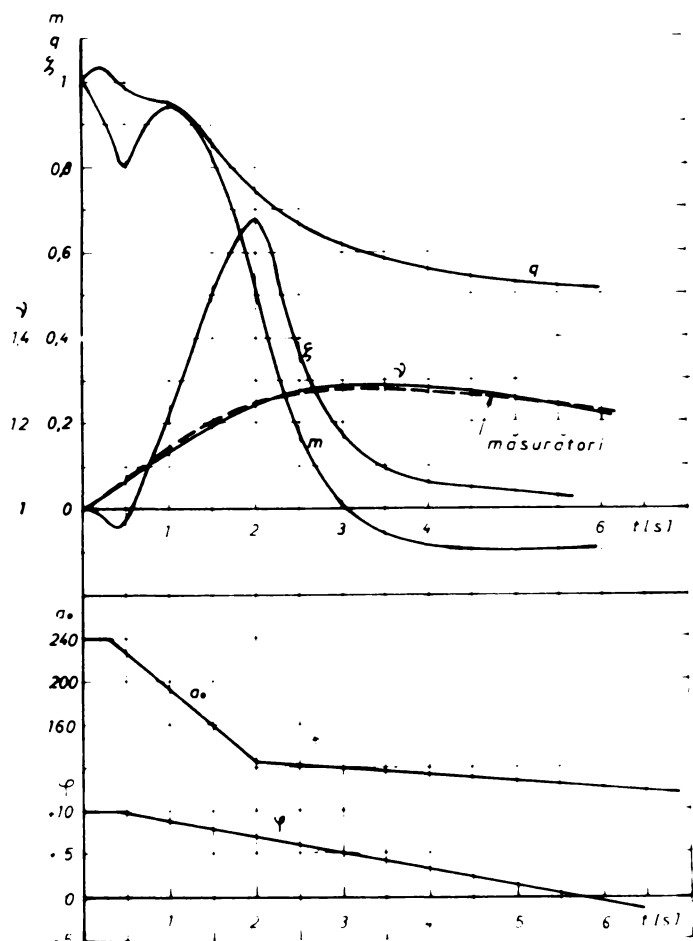


Fig.V.6.b. Calculul aruncării de sarcină pentru hidroagregatul KVB 8-20

$$N_0 = 7500 \text{ kW}$$

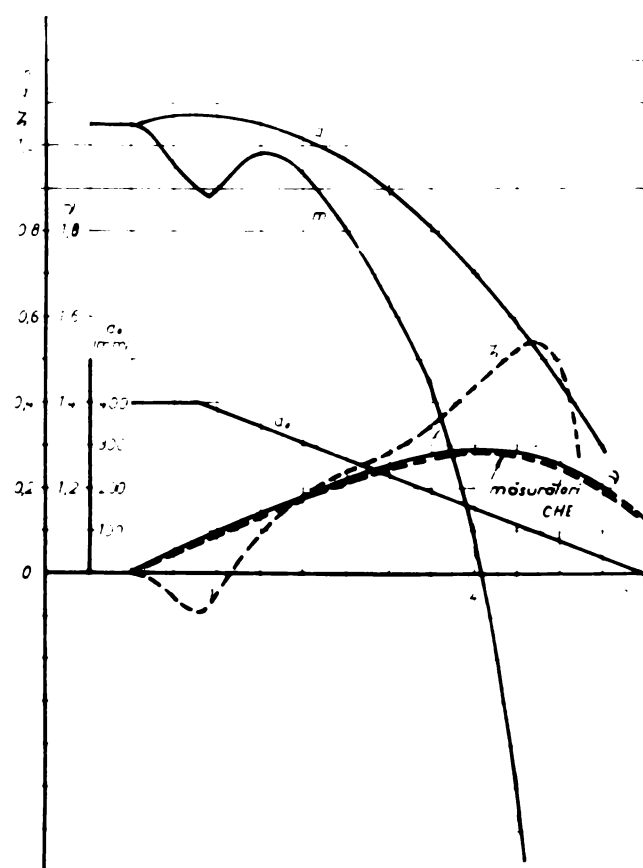
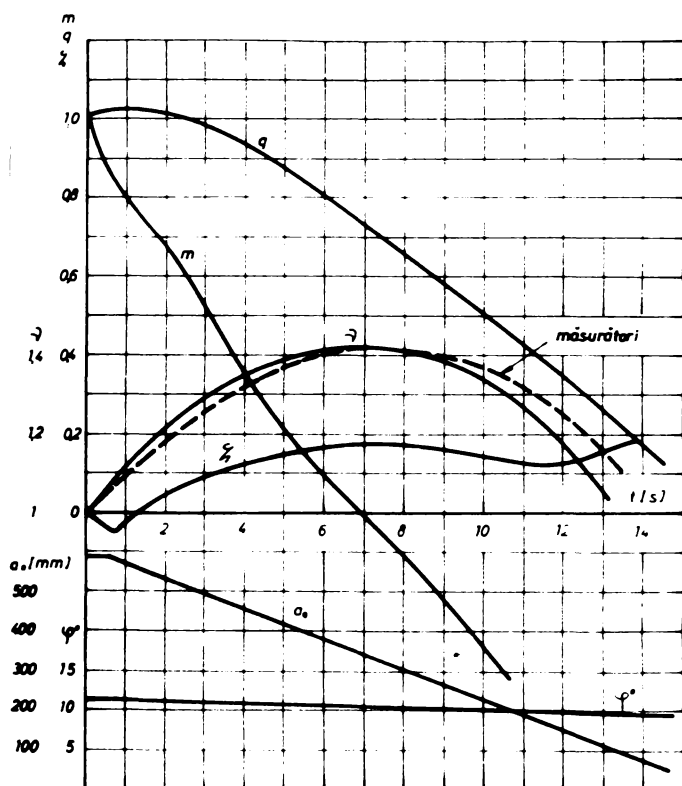
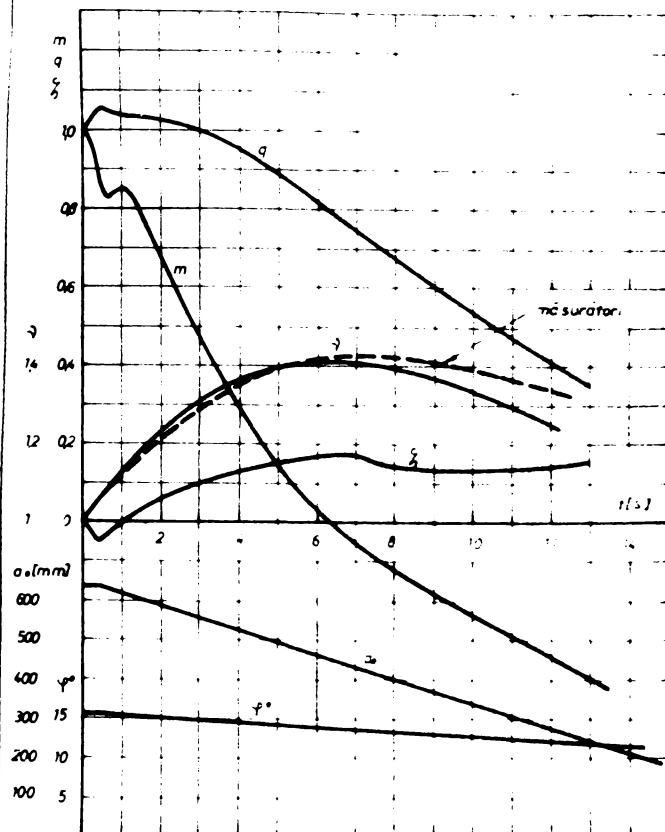


Fig.V.7. Calculul aruncării de sarcină pentru hidroagregatul KVB 24-16,  $N_0 = 20.000 \text{ kW}$

In fig.V.6.a și b și V.7. și V.8.a și b s-a trecut de asemenea variația turației agregatului rezultată din prelucrarea oscilogramelor respective. Așa cum rezultă din analiza figurilor, turația efectiv măsurată corespunde satisfăcător celei calculate, fapt care constituie o verificare suficient de convingătoare a metodei de calcul dezvoltată în lucrare. In calcul a fost utilizat programul realizat pe baza schemei logice din fig.11.4.



a)



b)

Fig.V.8. Calculul aruncării de sarcină  
 pentru hidroagregatul KVB 178-27  
 a) -  $N_0 = 174.500 \text{ kW}$   
 b) -  $N_0 = 190.400 \text{ kW}$

#### V.4. Studiul dependențelor de bază în timpul regimurilor tranzitorii

Exemplele prezentate mai sus au evidențiat că tabloul calitativ și cantitativ al regimurilor tranzitorii, determinat pe bază de calcul, corespunde satisfăcător cu fenomenul real. Metoda de calcul ne permite analiza influenței parametrilor de bază asupra regimului tranzitoriu, fapt care în mod experimental este foarte greu de realizat sau în unele cazuri chiar imposibil.

O primă analiză care se impune este legată de însăși metoda de calcul și anume influența în calcul a pasului de timp adoptat la rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale. S-au adoptat următoarele valori pentru pasul de timp:  $\Delta t = 0,05$ ;  $0,1$  și  $0,2$  s. Efectuând calculul au rezultat diferențe în ceea ce privește turația maximă, de ordinul a  $0,5\%$ , iar în ceea ce privește căderea dinamică de max.  $4\%$ . Din analiză a rezultat ca optimă, alegerea valorii  $\Delta t = 0,1$  s, valoare pe care am adoptat-o în cadrul calculului efectuat la I.C.P.E.H.

Sistemul de ecuații diferențiale pentru regimul tranzitoriu /II.50./:

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{\bar{m}(1 + \xi)}{T_a + T_b} + \frac{T_c}{T_T} \frac{\xi}{T_a + T_b}$$

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{2 + \xi}{\bar{q}} \frac{\Delta \bar{q}}{\Delta t} - \frac{2\xi}{T_T \bar{q}}$$

$$\frac{dt}{dt} = 1$$

rezolvat conform programului prezentat in fig.II.4.permite analiza dependențelor de bază in timpul regimurilor tranzitorii.

Pentru aceasta se necesita in prealabil gruparea mărimi-  
lor in:

- mărimi determinate de caracteristicile energetice ale modelu-  
lui( $\bar{m}, \bar{q}, \Delta \bar{q} / \Delta t$ )și asupra cărora proiectantul nu poate inter-  
veni decit schimbînd modelul rotorului
- constante de timp ale agregatului pentru regimul respectiv  
 $T_a, T_b, T_c$ , și a traseului hidraulic  $T_T$

Vom analiza influența celei de a doua grupe de mărimi asu-  
pra evoluției agregatului in timpul aruncărilor de sarcină.

S-a adoptat pentru studiu agregatul KVB 24-16,fiind anali-  
zate variantele prezentate in tabela V.3.

Tabela V.3.

Varianta	$T_a$	$T_b$	$T_c$	$T_T$
1	10,3	0,58	0,006	2,02
2	8,0	0,58	0,006	2,02
3	11,0	0,58	0,006	2,02
4	12,0	0,58	0,006	2,02
5	10,3	0,00	0,000	2,02
6	10,3	0,58	0,006	0,00

Rezultatele comparative ale calculului,privite prin prisma  
creșterii turației sînt prezentate in fig.V.9.Din analiza figurii  
resultă că o variație a constantei  $T_a$  de 20% determină variația  
turației maxime de 4%.Deasemenea rezultă o influență redusă(0,3%)  
a constantelor  $T_b$  și  $T_c$ .In ceea ce privește influența constantei  
 $T_T$  ea este de ordinul a 3%.

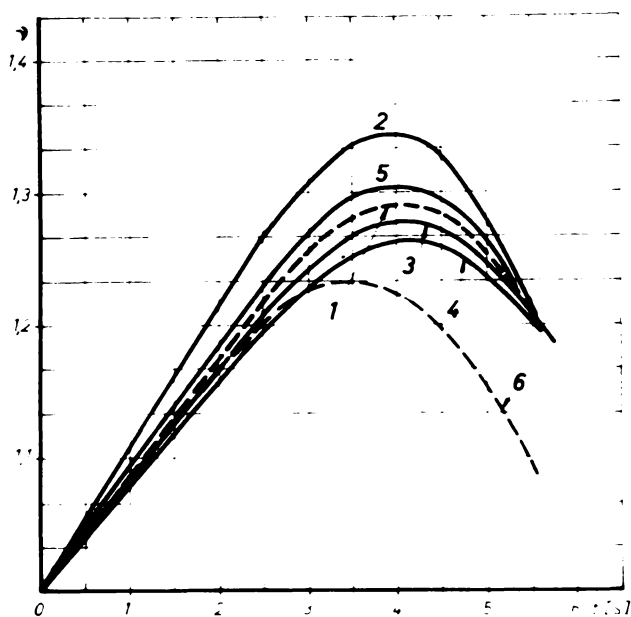


Fig.V.9. Influența constantelor de timp asupra creșterii turației la aruncarea de sarcină

Analiza influenței constantelor de timp asupra creșterii vitezei din mișcare, valorile obținute pentru  $\Delta v$  sunt următoarele:

$T_0$	3	9	1,3	11	13
$\Delta v_{max}$	+0,544	+0,534	+0,523	+0,559	+0,499

Din cele prezentate rezultă că variația în limite largi a constantelor ce caracterizează inerția agregatului influențează în măsură redusă mărimea garanțiilor de reglaj, fapt care nu recomandă acționarea asupra lor în vederea modificării valorilor. -- această modificare se obține acționând asupra legilor de închidere a organelor de reglare, așa cum vom arăta în continuare.

#### V.5. Alegerea rațională a legilor de mișcare a organelor de reglare

Legile de mișcare ale organelor de reglare - palete directoare și rotor-ale turbinelor axiale se adoptă pe baza unor recomandări practice globale și punerea la punct în cadrul probelor de punere în funcțiune în C.E.H. Evident, această metodă duce la adoptarea unor soluții satisfăcătoare, dar nu permite o analiză amănunțită ținând cont de caracteristicile energetice ale modelului hidraulic și de parametrii constructivi ai mașinii. Metoda de calcul dezvoltată în lucrare permite analiza și alegerea rațională a legilor de mișcare a acestora.

Pentru exemplificare vom analiza influența legilor de mișcare asupra garanțiilor de reglaj: creșterea de turație și lovitura hidraulică.

În acest scop se apelat la agregatul KVV 24-16. Vînd caracteristicile cunoscute prezentate în cap.V.4.s-a urmărit influența legilor de mișcare ale paletelor directoare și rotorice. Pentru aceasta s-au analizat legile prezentate în tabelul V.4.



Tabela V.4.

Figura	Simbol	Legea
V.9.	0	$a_0 = 450,54 - 75,09 t$
	1	$a_0 = 482,40 - 120,60 t$
	2	$a_0 = 462,75 - 92,50 t$
	3	$a_0 = 442,19 - 63,17 t$
	4	$a_0 = 436,16 - 54,52 t$
V.10.	5	$0,7 \leq t \leq 3$ $t \geq 3$ $a_0 = 450,54 - 75,09 t$ $a_0 = 321,26 - 32,12 t$
	6	$0,7 \leq t \leq 2$ $t \geq 2$ $a_0 = 482,89 - 120,72 t$ $a_0 = 301,80 - 30,18 t$
V.11.	0	$\varphi = 5$
	1	$\varphi = 5,4 - 0,4 t$
	2	$\varphi = 6 - t$
	3	$\varphi = 3,89 + 1,11 t$
	4	$\varphi = 3 + 2 t$

Rezultatele calculului sînt sintetizate în fig.V.10-12.

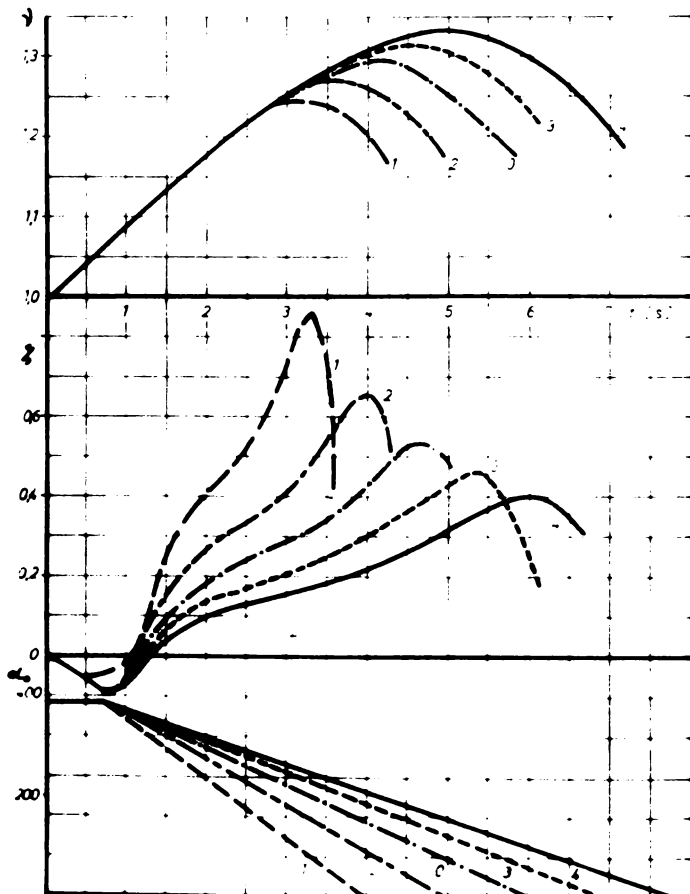


Fig.V.10. Influența legii de închidere a aparatului director la arubcarea de sarcină

In fig.V.10.evidențiem influența legii de închidere a aparatului director asupra creșterii de turație și asupra căderii dinamice. Analiza figurii arată comportarea opusă a celor două mărimi: vitezele mici ale aparatului director determină lovituri hidraulice mai puțin intense, dar turații mai mari și inverse. Alegerea vitezei de închidere trebuie făcută astfel ca să se asigure valori acceptabile pentru ambele mărimi. Soluția în acest caz nu poate fi decât un compromis între cele două mărimi.

Analiza altor legi de mișcare, posibil de realizat tehnic în cadrul sistemului de reglaj al turbinei, dă soluții mai raționale. Astfel în fig.V.11.se prezintă cazul mișcării după o lege cu două trepte de viteză comparativ cu varianta de bază cu o singură viteză.

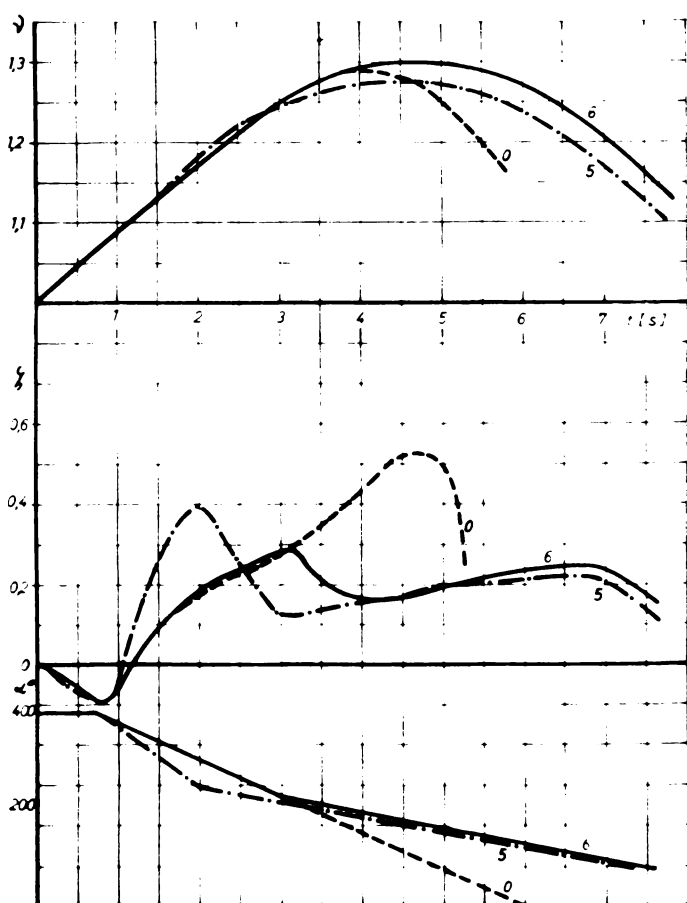


Fig.V.11.-Influența legii de mișcare a aparatului director cu două trepte de viteză

Din figură rezultă că varianta cu o singură viteză la o supraturație acceptabilă prezintă o suprapresiune prea mare. Adoptând după trei (3) secunde de la declanșarea aruncării de sarcină o reducere a vitezei de închidere, fără a crește esențial turația maximă, se obține o atenuare sensibilă a loviturii hidraulice. Încercarea de a mări pe prima porțiune viteză de închidere, dar pe o durată mai mică, reduce valoarea maximă a turației cu o valoare foarte mică, în schimb lovitura hidraulică devine în mod sensibil mai intensă.

În fig.V.12.s-a pus în evidență influența legii de mișcare a paletelor rotor. În acest caz datorită timpilor de manevră mult mai mari față de aparatul director, influența este și ea mai redusă. Din figură se poate evidenția influența negativă a mării vitezei de închidere asupra turației maxime și loviturii hidraulice.

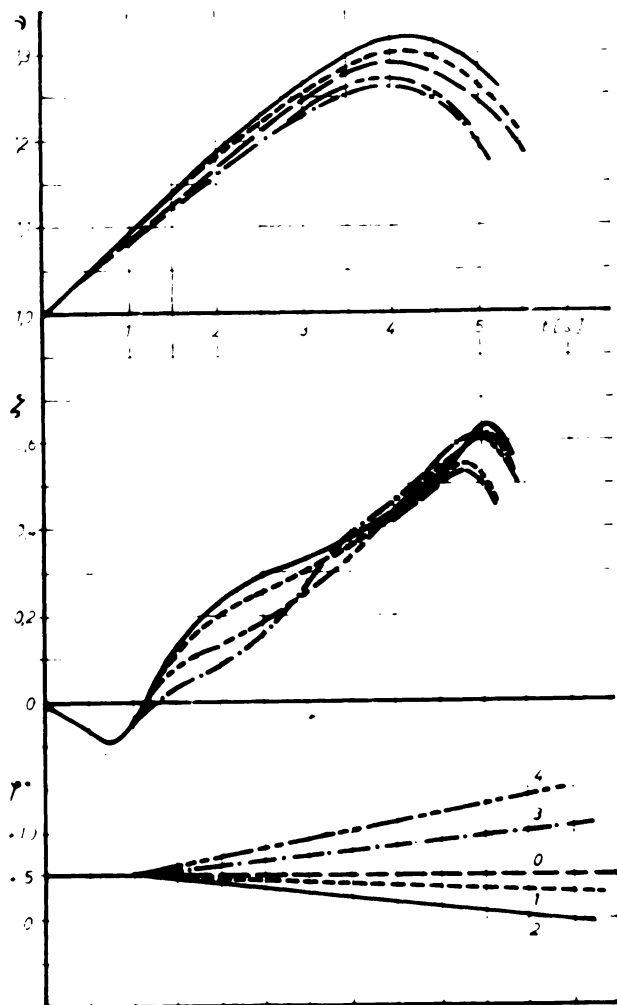


Fig.V.12. Influența legii de mișcare a paletelor rotor

Această observație ne-a determinat să analizăm și cazul deschiderii paletelor rotor la aruncarea de sarcină. Așa cum rezultă din diagramă, deschiderea paletelor rotor are influență pozitivă asupra regimului tranzitoriu.

Sistemele de reglaj ale turbinelor hidraulice /31/, /43/, /44/, prevăd totdeauna închiderea paletelor rotor odată cu aparatul director. Completarea sistemului de reglaj cu posibilitatea deschiderii paletelor rotor la aruncarea de sarcină necesită însă o verificare practică amănunțită, îndeosebi urmărirea vibrației agregatului și consecințele asupra sistemului de reglaj.

#### V.6. Incercarea la ambalare a agregatului KVB 4-10 C.H.E. Pitesti

În lucrarea noastră /70/ am prezentat rezultatele încercărilor efectuate pe hidroagregatul de tip KVB 4-10 în regimuri tranzitorii. Constituind un exemplu de aplicație a metodei de studiu experimental prezentată în lucrare, dăm mai jos principalele aspecte rezultate din acest studiu.

Este binecunoscut rolul încercărilor complexe asupra agregatelor în realizarea siguranței în exploatare, ce metodă ce permite constructorului obținerea unor date certe asupra valorilor parametrilor calculați. Acest lucru se impune în special la mașinile cu caracter de unicat, cum e cazul hidroagregatelor. La hidroagregate regimul de ambalare impune luarea unor măsuri de protecție specială, măsuri care au însă efect nefavorabil asupra economicității agregatului. Încercările asupra fenomenului și regimului de ambalare, necesitând o serie de măsuri speciale și în unele cazuri fiind chiar în imposibilitate de efectuare, constituie principala cauză a absenței din literatură a datelor concrete privind aceste regimuri.

Caracteristicile principale ale agregatului încercat sînt cele date în tabela din anexa 2 a lucrării.

Încercările s-au extins atît asupra regimurilor de ambalare, cît și asupra fenomenului de ambalare, fenomen tranzitoriu la trecerea de la regimul nominal la cel de ambalare. Acest fapt a impus atît măsuraarea cît și înregistrarea mărimilor pe parcursul fenomenului. Mărimile măsurate, traductorii și aparatura rezultă din tabela V.5., iar dispunerea punctelor de măsură este evidențiată în fig.V.13.

Tabela V.5.

Nr. crt.	Mărimea	Traductor și aparatura
1.	Turația	Tahogenerator Hartmann & Braun, redresor și filtru
2.	Cursă servomotor- aparat director	Inductiv WLOCK, punte amplificatoare KWS, adaptoare 8 V, AS 101
3.	Cursă servomotor- rotor	idem nr.crt.2
4.	Diferența de presiune pe fețele servomotor- aparat director	Rezistiv I.C.P.E.H., punte amplificatoare KWS, adaptoare 8 V, AS 101
5.	Diferență de presiune pe fețele servomotor- rotor	idem nr.crt.4
6.	Presiunea în camera spirală	Rezistiv I.C.P.E.H., punte amplificatoare Philips PT 1200, adaptoare 8 V AS 101
7.	Presiunea în tubul de aspirație	idem nr.crt.6
8.	Debitul relativ	idem nr.crt.4
9.	Forța axială	idem nr.crt.4
10.	Vibrația stelei ge- neratorului	Piezoelectric KD 35, aparat de măsură SA 231(RTT)
11.	Vibrația radială ca- pac turbină	idem nr.crt.10
12.	Vibrația tangențială la capac turbină	idem nr.crt.10

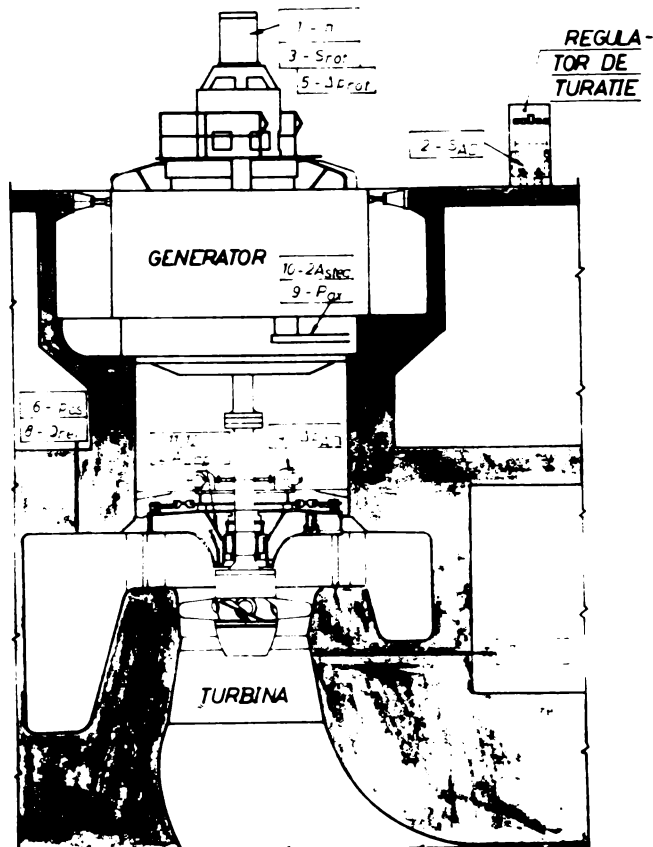


Fig.V.13. Dispunerea punctelor de măsură la încercarea agregatului KVB 4-10

Pentru înregistrare s-au utilizat simultan două oscilografe de tipul RFT, unul cu 12 canale, iar celălalt cu 8 canale, sincronizate și comandate de la postul central de comandă.

În vederea măririi operativității lucrărilor în C.H.E., toate măsurătorile au fost simulate inițial în laborator pe standul de încercări turbine hidraulice, model din cadrul I.C.P.E.H.

Încercările au cuprins regimurile din tabela IV.5, (cap. IV)

În fig. V.14-17 sînt evidențiate principalele rezultate ale experimentărilor.

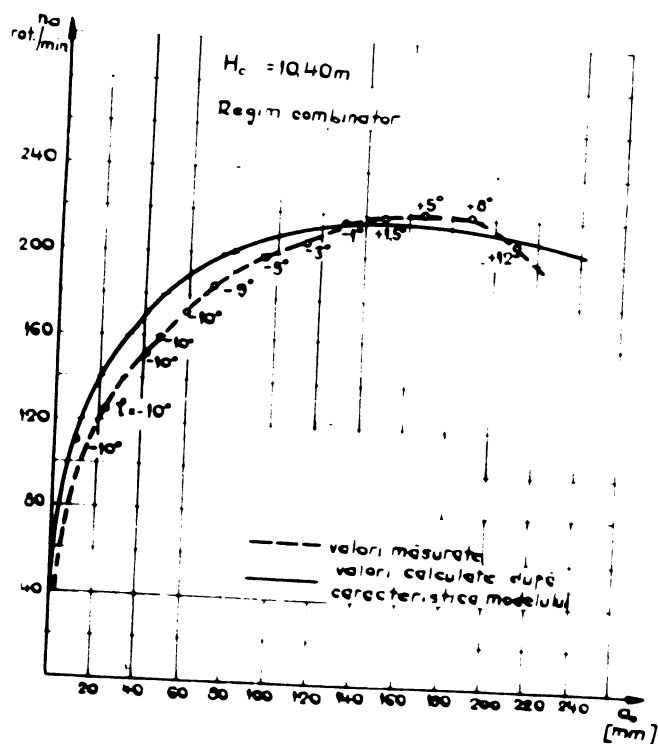


Fig.V.14. Turățiile de ambalare în regim combinator

Fig.V.14. prezintă dependența turăției de ambalare în regim combinator, funcție de deschiderea aparatului director comparativ cu valorile calculate după caracteristica de ambalare determinată după model.

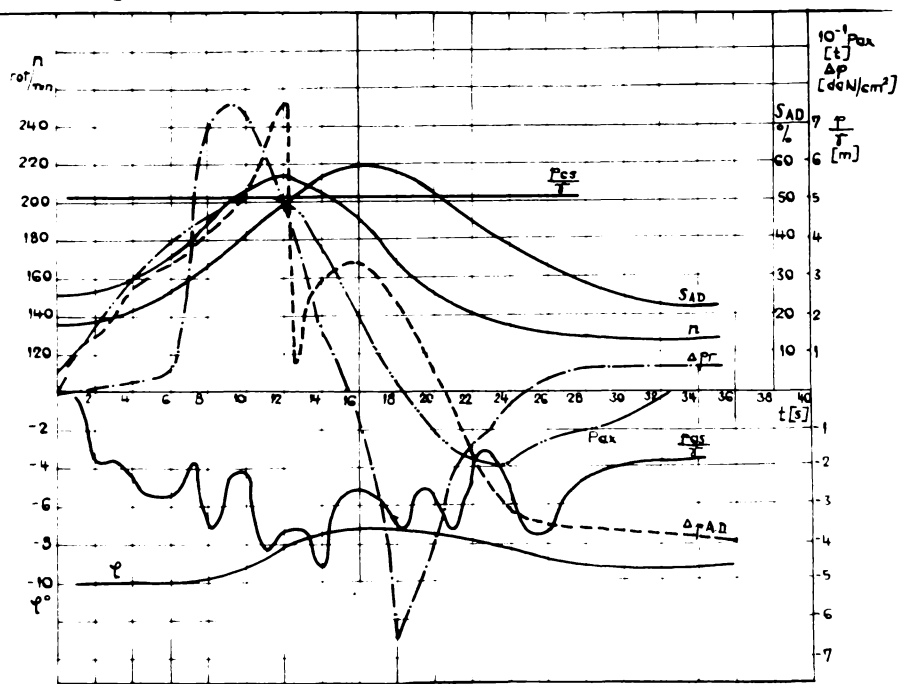


Fig.V.15. Regimul tranzitoriu de supraturare a agregatului

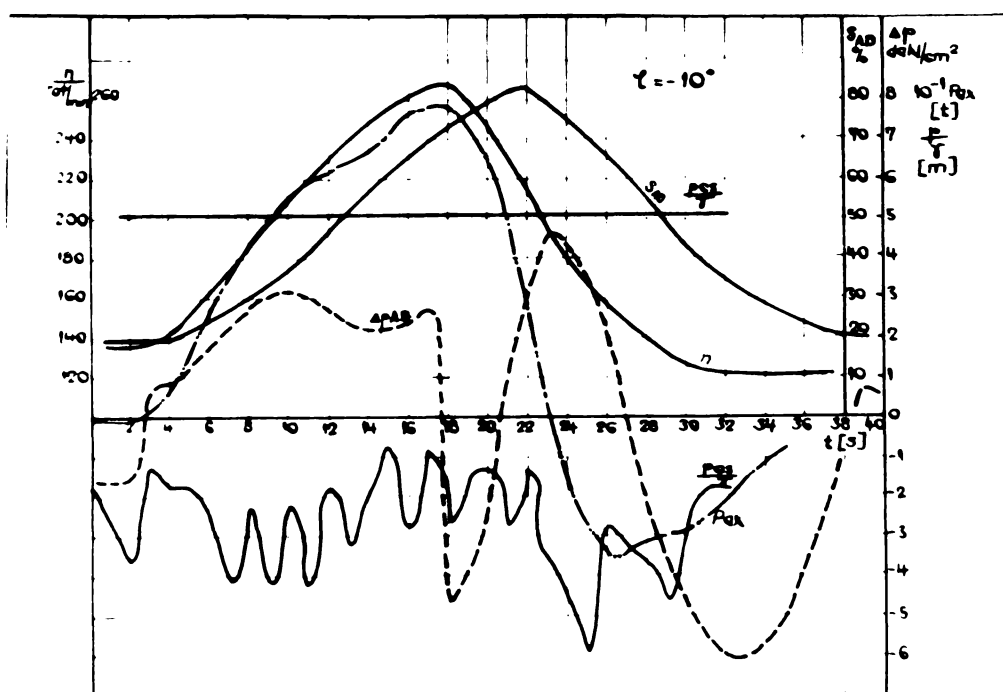


Fig.V.16. Regimul tranzitoriu de supraturare în regim elicoidal ( $\gamma = -10^\circ$ )

În fig.V.15 și V.16. se dă variația de timp, la o lege impusă de acționare a aparatului director, a turăției, a împingerii axiale, presiunilor din circuitul hidraulic și din servomotoare, respectiv cu și fără legătura combinatorică. Așa cum am mai arătat, în timpul regimurilor tranzitorii datorită timpilor de manevră diferiți, legea combinatorică nu mai este respectată ca în cazul regimurilor staționare. Variația acelorși mărimi este prezentată în fig.V.17., în cazul unei aruncări de sarcină când regulatorul nu a funcționat închiderea făcându-se prin protecția de supraturare (regulatorul nu a fost în funcțiune).



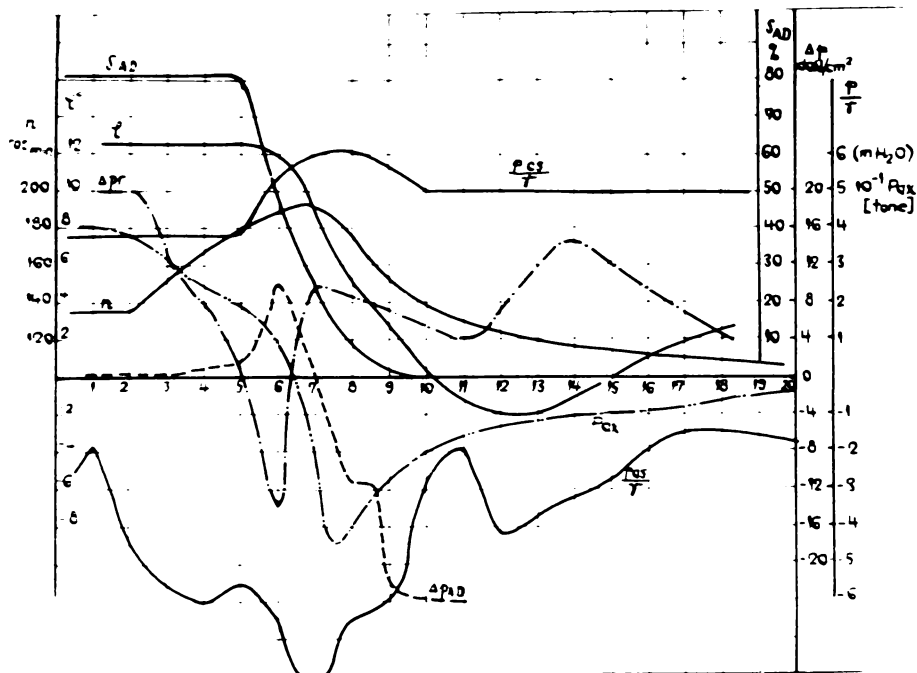


Fig.V.17. Aruncarea de sarcină

Pe baza analizei datelor experimentale se desprind următoarele:

- valorile turațiilor de ambalare în regim combinator corespund satisfăcător cu valorile calculate pe baza caracteristicii de ambalare a modelului (fig.V.14.). În cazul regimurilor dinamice apare o decalare în timp a valorilor maxime ale turației față de deschiderea aparatului director (fig.V.15-16), cauzată de inerția părților în mișcare de rotație
- presiunea din aspirator (depresiune) prezintă pulsații a căror amplitudine crește cu turația și deschiderea aparatului director, maximumul corespunzând maximumului de turație
- presiunea din camera spirală nu variază sensibil în regimurile dinamice cu timpii relativi lungi de manevră (20-40 s). În cazul aruncărilor de sarcină suprapresiunea maximă a fost de 116 %.
- forța axială în timpul deschiderii aparatului director are semnul pozitiv (orientată în jos) pentru că la închidere se schimbă de semn. Momentul schimbării de semn corespunde trecerii de turația maximă. Acest aspect corespunde și în cazul aruncării de sarcină. Valoarea maximă obținută a fost de 48000 daN, față de 59000 daN greutatea părților rotitoare.
- diferențele de presiune pe fețele servomotoarelor aparat director și rotor au corespuns poziției organelor sistemului de reglare, valorile maxime fiind 12 daN/cm<sup>2</sup> la aparatul director și respectiv 8 daN/cm<sup>2</sup> la rotor.

Rezultatele experimentale obținute asupra agregatului de tipul KVb 4-10 în regimurile de ambalare confirmă justetea soluțiilor constructive și parametrii funcționali ai agregatului.



V.7. Studiul regimurilor de aruncări  
de sarcină ale agregatului bulb  
KOT 13,7-9,5 pentru CHE Slatina

Hidroagregatul de tipul bulb simbolizat KOT 13,7-9,5, ce urmează a echipa C.H.E. Slatina, fiind primul de acest tip proiectat în țară, a necesitat o analiză amănunțită a garanțiilor de reglaj. Precisăm că față de agregatele de tip Kaplan la parametrii relativ apropiați există deosebiri esențiale datorită construcției. Pentru exemplificare se prezintă în tabela V.6. comparativ datele principale pentru două agregate, unul Kaplan și unul bulb.

Se observă diferențe sensibile între constantele de timp privind inerția agregatului,  $T_a$ , care la agregatul bulb este de același ordin de mărime cu constanta traseului hidraulic  $T_T$ .

Utilizînd programul de calcul din fig. II.4.8-a efectuat calculul garanțiilor de reglaj pentru regimul nominal de funcționare

Tabela V.6,

Parametrul	UM	Hidroagregatul KVE 24-16 CHE Rîmnicu Vilcea	Hidroagregatul KOT 13,7-9,5 CHE Slatina Clt
Căderea de calcul	m	16	<b>9,5</b>
Diametrul rotor	m	5,4	5,0
Turația	rot/min	100	88,2
$T_a$	s	10,3	1,28
$T_b$	s	0,58	0,27
$T_c$	s	0,006	0,008
$T_T$	s	2,02	1,92

Rezultatele calculului sînt prezentate în fig. V.18-19, în care este analizată comportarea agregatului pentru aruncarea de sarcină de la puterea nominală.

În fig. V.18. se evidențiază influența timpului de închidere al aparatului director asupra căderii dinamice și supraturației. Similar celor prezentate în cap. V.5. și aici rezultă influența opusă asupra turației maxime și suprapresiunii maxime. Analiza valorilor obținute indică adoptarea unei valori a timpului de închidere pentru agregatul real de 6 secunde.

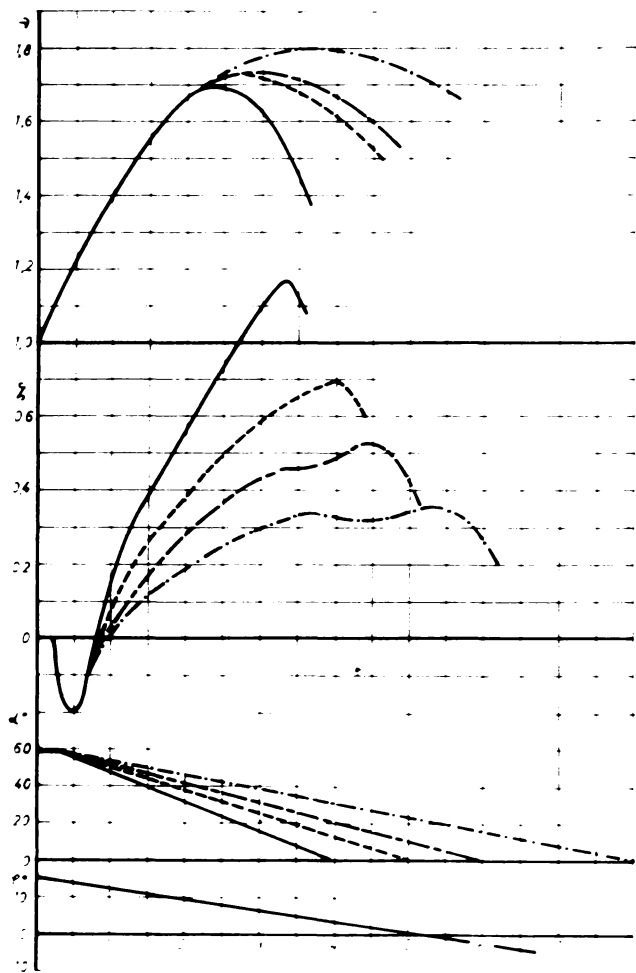


Fig.V.18. Agregatul KOT 13,7-9,5  
Influența timpului de închidere  
a aparatului director

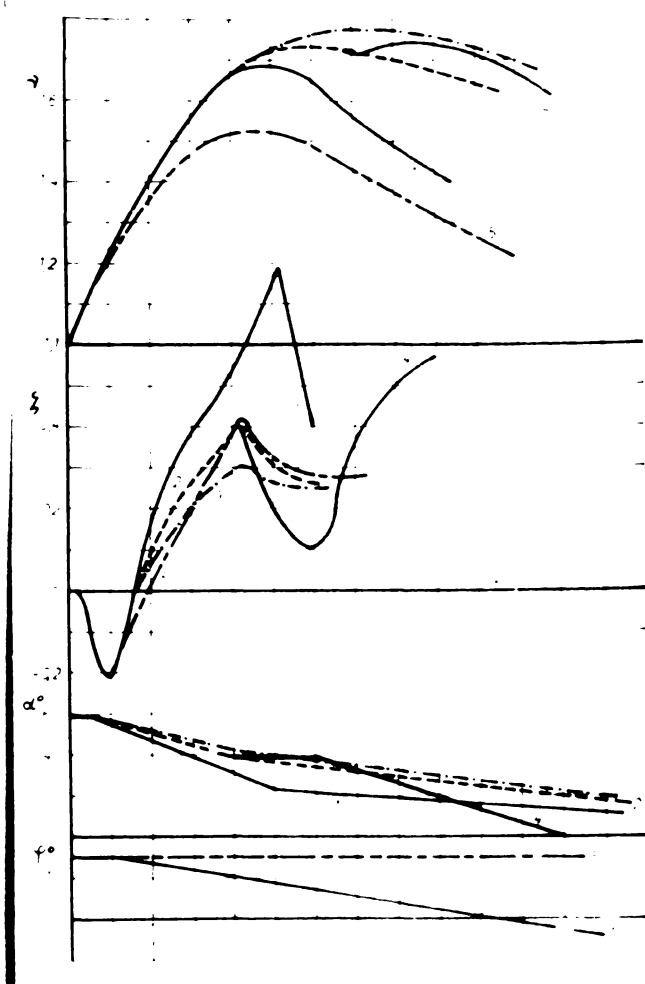


Fig.V.19. Agregatul KOT 13,7-9,5  
Influența legilor de mișcare  
a organelor de reglare

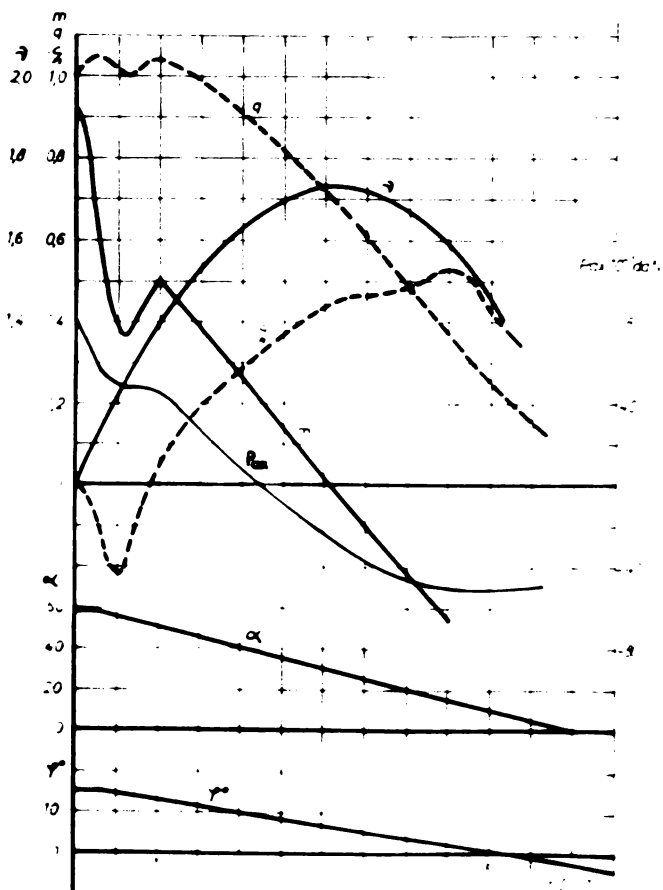


Fig.V.20. Parametrii globali ai a-  
gregatului KOT 13,7-9,5 la arun-  
carea de sarcină

In fig.V.19.se arată influența legilor de mișcare în două trepte, curbele 1,2 și 3 a unei legi cu un palier de 1 s (curba 4). Toate aceste curbe corespund aceleiași legi de mișcare a paletelor rotor. Curba 5 corespunde poziției fixe a paletelor rotor la deschiderea  $\varphi = 15^\circ$ .

Analiza fig.V.18.ne arată o influență favorabilă a legii în două trepte 2,3 precum și o reducere sensibilă a turației maxime în cazul rămânării paletelor rotorului la o poziție fixă în zona deschiderilor mari. În ipoteză unui timp de închidere a

aparaturii director de 6 s, s-a analizat evoluția regimului tranzitor prin prisma marimilor globale: turație, debit, cuplu dezvoltat de rotor, lovitură hidraulică și împingerea axială.

Pentru împingerea axială valorile s-au calculat cu relație

$$P_{ax} = P_{ax}^{11} \cdot D^2 (1 + \xi) \quad (V.1.)$$

unde  $P_{ax}^{11} = P_{ax}^{11}(\alpha_0; \varphi; n_{11})$  a fost determinat pe baza încercărilor pe model.

Din analiza fig.V.20. rezultă o turație maximă de 173% față de cea nominală atinsă după 3 secunde de la aruncarea de sarcină. Lovitura hidraulică maximă pe întreg traseul este de 53%. Aceste valori sînt admisibile pentru agregatele de tip bulb. În ceea ce privește împingerea axială ea scade pe măsura creșterii turației schimbînd de semn, variație ei fiind analogă cuplului hidraulic.

Rezultatele calculului permit analiza condițiilor de realizare a garanțiilor de reglaj și deci o orientare clară privind posibilitățile de îmbunătățire a caracteristicilor la punerea în funcțiune.

Cercetările complexe efectuate pe modelul B15 au permis stabilirea eforturilor hidrodinamice în partea de scurgere a turbinei sub forma caracteristicilor următoare:

- momentul hidraulic pe paleta rotor
- presiunea statică amonte și aval de rotor
- momentul asupra paletelor directoare

Aceste caracteristici stabilite sub forma unor funcții  $f(n_{11}, \alpha)$ , pentru  $\varphi = \text{const.}$  sau  $f(Q_{11}, \alpha)$ , pentru  $\varphi = \text{const.}$ , au fost exemplificate în fig.IV.10, fig.IV.16, 17, 18, respectiv în fig.V.21 în care se prezintă caracteristicile presiunilor amonte și aval de rotor sub forma presiunilor reduse  $p_1^1/\gamma = f(Q_{11}, \alpha)$  pentru  $\varphi = \text{const.}$  Aici  $p_1^1/\gamma$  reprezintă presiunea statică redusă la  $D_1 = 1 \text{ m}$ ,  $H = 1 \text{ m}$  și  $H_s = 0$ , dată de relația /20/:

$$\frac{p_1^1}{\gamma} = \frac{1}{H_s} \left( \frac{p}{\gamma} + H_s + A \right) - \frac{A}{D_1} \quad (V.2.)$$

unde  $p$  reprezintă presiunea statică în punctul respectiv,  $H_s$  sarcina de aspirație, iar  $A$  distanța pe verticală între axul maginii și planul orizontal ce trece prin punctul respectiv.

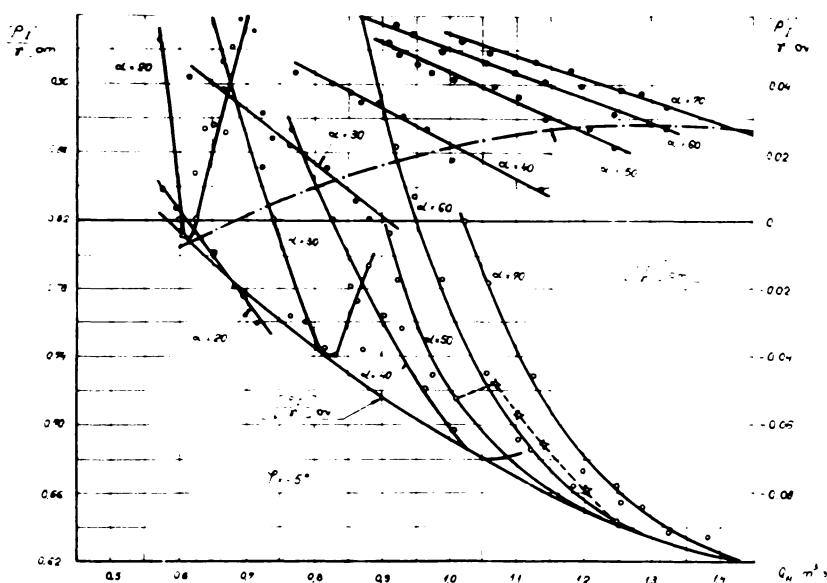


Fig.V.21. Caracteristicile presiunilor amonte și aval de rotor

Pornind de la aceste caracteristici se pot determina eforturile hidrodinamice în regiunile de aruncări de sarcină. În acest scop se utilizează relațiile:

-pentru momentul rotitor asupra paletii rotor

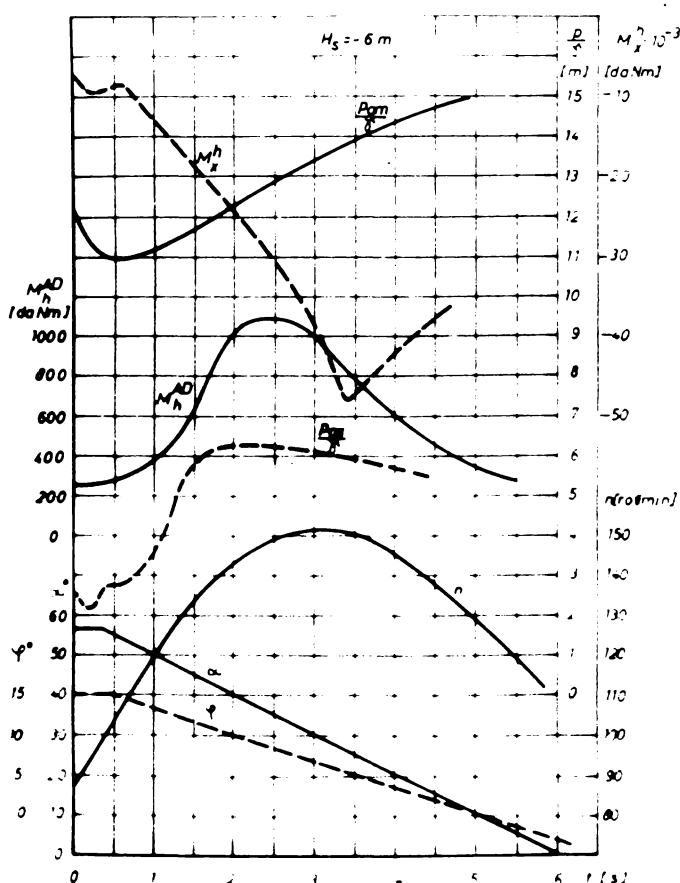
$$M_r = M_{11} D_1^3 H_0 (1 + \xi) \quad (V.3.)$$

-pentru momentul asupra paletii directoare

$$M_h = C_m \cdot \omega^2 \cdot D_1^3 \cdot H_0 (1 + \xi) \quad (V.4.)$$

-pentru presiunea statică din traseul hidraulic

$$\frac{p}{\gamma} = H_0 \left( \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v}{D_1} \right) (1 + \xi) - H_s - l \quad (V.5.)$$



Rezultatele calculului sînt prezentate în fig.V.22.

Fig.V.22. Eforturile hidrodinamice în partea de scurgere a turbinei KOT 13,7-9,5 la aruncarea de sarcină

Analiza fig.V.20 și V.22 prezintă o imagine de ansamblu asupra evoluției parametrilor hidrodinamici globali și agregatului în timpul fenomenului tranzitoriu la aruncarea de sarcină.

În ceea ce privește momentul hidraulic pe paleta directoare în timpul aruncării de sarcină, așa cum rezultă din fig.V.22., el atinge un maximum determinat de poziția paletelor și de debitul turbinat. Momentul pe paleta rotor are tendința de deschidere și crește ca viteză absolută în timp datorită închiderii paletelor (semnul minus al acestuia arată tendința de deschidere).

În ceea ce privește presiunile statice amonte și aval de rotor se observă că până la începerea mișcării organelor de reglare are loc o scădere a presiunilor statice determinată de creșterea debitului turbinat în aceste regimuri. Odată cu începerea închiderii organelor de reglare presiunile statice cresc. Diagrama prezintă cazul unei contrapresiuni de 6 m în aval.

Tabloul complet prezentat în fig.V.21 și 22 arată alegerea judicioasă a legilor de mișcare ale organelor de reglare.

\* \* \*

Din datele prezentate în acest capitol se desprind următoarele:

-Calculul fenomenului de embalare pură-la poziția fixă a organelor de reglare-prin metoda prezentată în capitolul II, pornind de la parametrii hidrodinamici globali și regimului optim și al regimului de embalare, corespunde fenomenului real. Verificările efectuate în laborator, pe model și reconstituirea unor exemple din literatură confirmă corectitudinea metodei.

-Abordarea analizei regimurilor de aruncări de sarcină sub aspect teoretic și experimental, a permis justificarea metodei de calcul și compararea cu datele experimentale, principalele rezultate obținute concretizându-se în:

-punerea la punct a metodei de calcul și programarea ei pe calculatorul numeric

- analiza dependențelor de bază în timpul regimurilor tranzitorii
- alegerea rațională a legilor de mișcare ale organelor de reglare -palete directoare și rotorice-în faza de proiectare
- crearea posibilității de studiu a eforturilor hidrodinamice (momente hidraulice pe paletele rotor și aparat director, forța axială, presiunile statice smonte și avel de rotor) în partea de scurgere a turbinelor axiale în timpul regimurilor tranzitorii
- Asimilarea metodei de studiu experimental al regimurilor tranzitorii ale agregatelor reale, în funcțiune în C.H.E. și prezentarea unor date concrete obținute pe agregatele reale din C.H.E.

## VI. STUDIUL UNEI PROTECTII LA AMBALARE UTILIZÂND AUTO- DESCHIDERA PALETELOR ROTOR.

### VI.1. Fundamentarea soluției

Pentru funcționarea hidroagregatelor este de dorit o supratu-  
rație cât mai redusă, pentru a nu supune părțile în rotație la soli-  
cități periculoase. Așa cum s-a aratat în prezenta lucrare există  
mai multe modalități de reducere a turației de ambalare maxime. Una  
din acestea este modificarea poziției paletelor rotor spre unghiuri  
corespunzătoare unor turații mai reduse.

Reprezentând dependențele  $n_{11}^s = f(\varphi)$  ca în fig.VI.1 și fig.VI.2  
se observă o scădere a turației de ambalare cu creșterea deschide-  
rii paletelor rotor atât la modelul Kaplan cât și bulb. În aceste  
condiții este de dorit o deschidere cât mai mare a paletelor rotor  
în caz de ambalare.

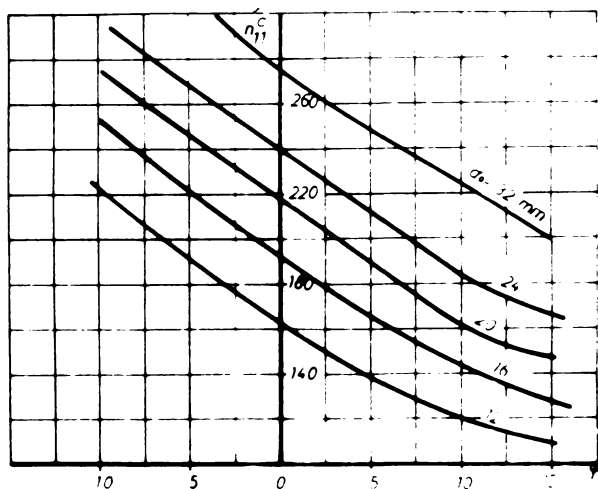


Fig.VI.1.-Dependența turației de  
ambalare de poziție pa-  
letelor rotor-model K 50

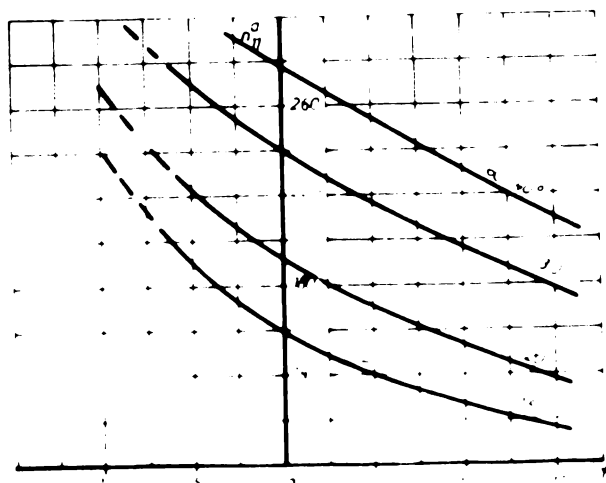
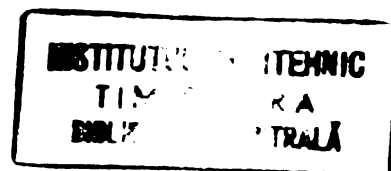


Fig.VI.2.-Dependența turației de  
ambalare de poziție pa-  
letelor rotor-model B15



- Această deschidere a paletelor rotor poate fi obținută prin :
- comanda de deschidere utilizând grupul de ulei sub presiune;
  - autodeschiderea paletelor rotor sub influența momentului hidraulic;



Așa cum rezultă din fig. IV.16,17 momentul hidraulic în regim de ambalare are tendința de deschidere și valori în mărime absolută cu mult superioare celor din regim nominal. În aceste condiții el ar putea fi utilizat pentru deschiderea paletelor rotor. Pentru realizarea acestei deschideri este necesar un dispozitiv care să pună în legătură cele două fețe ale servomotorului rotor. Asemenea dispozitive realizate de firmele Allis Chalmers /75/ și Mohab /80/, montate în cuplă sau butucul rotorului prezintă în principal dezavantajul unui acces greu pentru control sau revizie, în cazul montării în butuc fiind necesară evacuarea apei din camera rotor.

Unele date din literatură arată că aceste protecții ar determina vibrații periculoase ale agregatului /27/.

Pentru realizarea unei astfel de protecții, care în unele cazuri este solicitată de beneficiari prin tema de proiecte, s-a adoptat următoarea soluție :

- ventilul special ce realizează scurtcircuitarea celor două fețe ale servomotorului rotor se amplasează pe partea fixă, în capul de distribuție, între țevile de alimentare a acestuia;

- comanda ventilului se realizează mecanic, datorită forței centrifuge;

- antrenarea dispozitivului se face mecanic de la coloana de distribuție sau arborele excitatoarei;

Această soluție prezintă următoarele avantaje :

- acces simplu chiar în timpul funcționării mașinii

- eventuală defectare a acestuia nu necesită oprirea agregatului el putând fi scurtcircuitat și revizuit chiar cu mașina în funcțiune;

- reglarea sa se poate face pe mașina reală ceea ce în celelalte două cazuri nu este posibil;

Data fiind complexitatea comportării agregatului în aceste regimuri fundamentarea soluției necesită un punct de plecare sigur, bazat pe date concrete din exploatare.

În aceste condiții s-au efectuat experimentări asupra agregatului KVB4-10 din CHE Curtea de Argeș privind posibilitatea autodeschiderii paletelor rotor pentru ieșirea din regimul de ambalare mașină .

Experimentările s-au efectuat astfel :

- s-a montat un ventil conic între țevile de alimentare a capului de distribuție - fig.VI.3

- s-a deplasat servomotorul rotor în poziția închis a paletelor rotor

- electrodistribuitorul rotor s-a blocat in poziția medie  
excluzind orice comandă asupra servomotorului rotor;
- agregatul funcționând in gol s-a deschis ventilul conic  
punând astfel in legătură cele două fețe ale servomotorului rotor;
- aceste operații s-au repetat la diferite poziții ale palete-  
lor rotor și deschider. ale aparatului director. Manevrelle s-au efec-  
tueat manual.

Rezultatele experimentale sînt date in tabele VI.1.

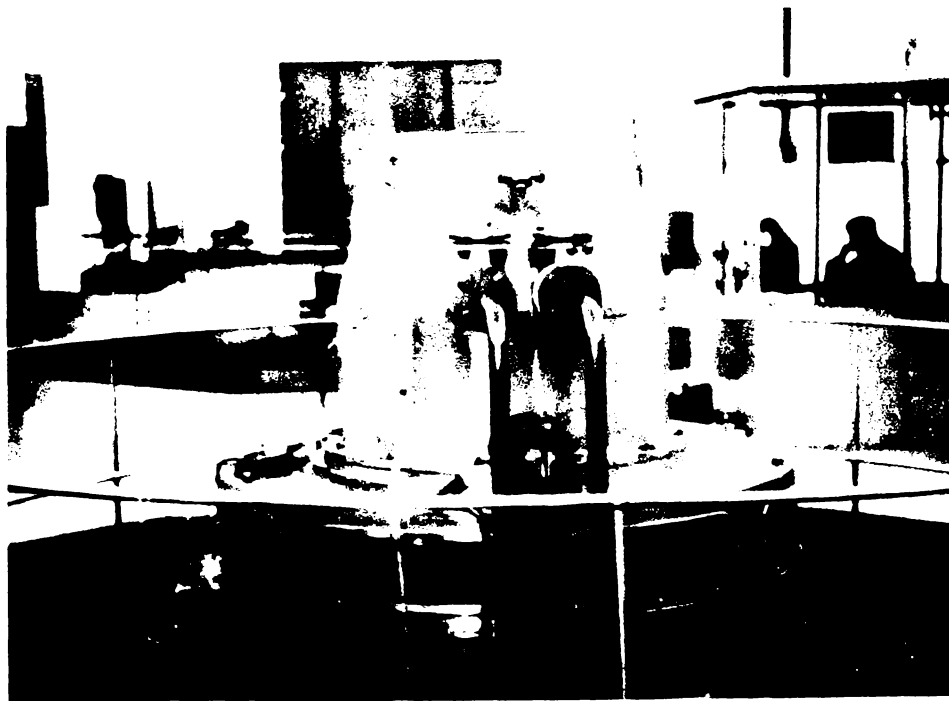


Fig.VI.3

Amplasarea ventilului  
conic de scurtcircui-  
tare.

Tabela VI.1

Nr. regin	Deschidere AD %	Cursă rotor%	Turația la care s-a co- mandat venti- lul	Poziție fi- nală rotor	Turația fina- lă
1	27	0	180	45	150
2	32	0	190	45	150
3	30	9	170	33	155
4	27	21	160	33	155
5	38	21	175	58	145
6	42	32	175	73	145
7	40	42	160	63	150

Precisăm că la acest agregat (de altfel aceasta este soluția constructivă obișnuită ICPbH) greutatea părților mobile (piston, coloană de distribuție) tinde să deschidă paletetele - poziția închisă corespunde pistonului complet ridicat.

Privind regimul tranzitoriu de deschidere a paletetelor se rezultă următoarele :

- durata procesului de deschidere este de ordinul secundelor
- vibrațiile agregatului după stabilizarea turației depășesc pe cele din regimul nominal, dar în nici un caz nu sînt periculoase pentru agregat.

În final experimentările au permis următoarele concluzii esențiale :

- Momentul hidraulic asupra paletetelor rotor (tip K 20) în regimuri de ambalare cu  $n_g > 150$  rot/min tinde spre deschidere depășind valorile momentului de încreiere și momentului forței centrifuge.

- A fost evidențiată experimental posibilitatea reducerii efective a turației maxime de ambalare prin autodeschiderea paletetelor rotor sub influența momentului hidraulic pe paletă.

Pentru proiectarea dispozitivelor de protecție este necesară punerea la punct a unei metodici de calcul a autodeschiderii paletetelor rotor.

#### VI.2. Calculul autodeschiderii paletetelor rotor

Schema constructivă este dată în fig.VI.4 și cuprinde pistonul servomotorului rotor ce acționează paletetele prin intermediul unei biele și al unei pîrghii. Accesul uleiului la servomotor se face prin sapul și coloana de distribuție prin spațiile notate cu 1 și 2. Ventilul de limitare a turației maxime pune în legătură cele două spații 1 și 2.

Pentru deducerea relațiilor de calcul vom porni de la ecuația de mișcare a paletetei, care execută o rotație în jurul axei sale și scriem :

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \sum M \quad (VI.1)$$

unde :

$J$  - momentul de inerție al paletetei și pieselor legate de ea

$\varphi$  - unghiul deschis de paletă

$\sum M$  - suma momentelor ce acționează asupra paletetei

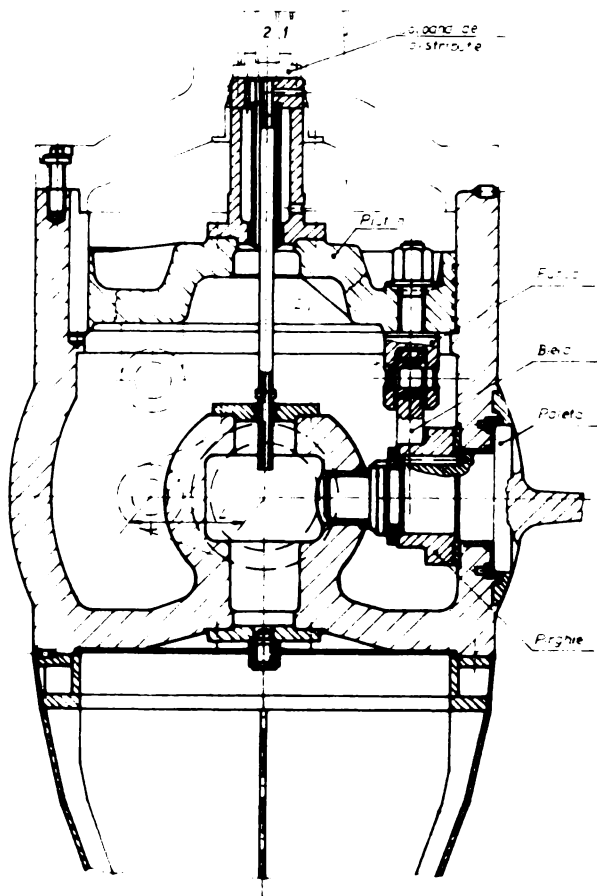
Se poate scrie :

$$\sum M = M_h - M_n - M_i - M_{fr} \quad (VI.2)$$

unde s-a notat :

$M_h$  - momentul hidraulic ce acționează asupra paletetei

- $M_R$  - momentul rezistent creat de piston
- $M_i$  - momentul datorită forțelor de inerție ale paletelor și pieselor legate de aceasta
- $M_{fr}$  - momentul datorită frecărilor în lagăre



**Fig.VI.4**  
**Construcția rotorului unei turbine Kaplan**

Vom analiza în continuare toate componentele momentelor ce acționează asupra paletelor.

Momentul hidraulic se determină pe baza încercării pe model și se reprezintă sub forma momentului redus  $M_{11}^h$  similar fig.IV.16 și IV.17. Fiind vorba de regimuri de funcționare caracterizate de deschideri constante ale aparatului director pentru calcul este indicată reprezentarea sub forma  $M_{11} = f(\varphi)$  la  $a_0 = \text{const}$ . Această dependență se va lua în considerare în calcul, utilizând relația de transpunere :

$$M_h = M_{11} D^3 H$$

Momentul rezistent este dat de diferența de presiune între cele două fețe ale pistonului. Fiind vorba de o trecere a uleiului de pe o față pe cealaltă prin traseul dat

de : coloana de distribuție, capul

de distribuție, dispozitivul de reducere a turației de ambalare, se poate scrie relația :

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \sum_1 \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum_1 \xi_i \frac{v_i^2}{2g} \quad (\text{VI.3})$$

unde :

$\Delta p$  - diferența de presiune între cele două fețe ale servomotorului rotor

$\lambda_i$  - coeficientul pierderilor longitudinale

$\xi_i$  - coeficientul pierderilor locale

$l_i$  - secțiunea traseului hidraulic

$v_i$  - viteza în secțiunea respectivă a traseului

Din ecuația de continuitate rezultă :

$$Q = v_i F_i = v_p F_p \quad (\text{VI.4})$$

$v_p$  - fiind viteza pistonului iar  $F_p$  - aria sa

In acest mod rezultă :

$$\frac{\Delta_p}{\gamma} = \frac{v_p^2}{2g} \left[ \sum_1^m \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \left( \frac{F_p}{F_i} \right)^2 + \sum_1^n \xi_j \left( \frac{F_p}{F_j} \right)^2 \right] \quad (\text{VI.5})$$

Se admite ca cele două arii ale pistonului sînt egale  $F_{1p} = F_{2p}$ , altfel mișcarea nu ar fi posibilă. Această ipoteză poate fi admisă chiar dacă ariile nu sînt riguros egale datorită scăpărilor de ulei ce au loc pe traseu : joc cilindru-piston, coloană-cap distribuție.

Notînd :

$$\alpha_1 = \frac{\gamma}{2g} \left[ \sum_1^m \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \left( \frac{F_p}{F_i} \right)^2 + \sum_1^n \xi_j \left( \frac{F_p}{F_j} \right)^2 \right] \quad (\text{VI.6})$$

rezultă :

$$\Delta_p = \alpha_1 v_p^2 \quad (\text{VI.7})$$

iar forța ce revine tijei pistonului

$$P_p = F_p \cdot \Delta_p = \alpha_1 v_p^2 F_p \quad (\text{VI.8})$$

Ținînd cont de construcția mecanismului de transmitere a mișcării, de deplasarea relativ mică a paletelor, putem aproxima :

$$v_p \approx L \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (\text{VI.9})$$

Prețisăm că metoda de calcul rămîne aceeași chiar dacă în locul brațului  $L$  se introduce relația exactă pentru mecanismul bielă-manivelă, în acest caz în locul lui  $L$  va apare o funcție de poziția paletelor. Vom păstra în continuare aproximația  $L$  constant.

In aceste condiții momentul rezistent are expresia :

$$M_R = \frac{P_p}{Z_1} L \quad (\text{VI.10})$$

unde  $Z_1$  este numărul paletelor rotor.

Deci :

$$M_R = \frac{\alpha_1 F_p L^2}{Z_1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 L = \frac{\alpha_1 F_p L^3}{Z_1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \quad (\text{VI.11})$$

sau notînd :

$$\beta = \frac{\alpha_1 F_p L^3}{Z_1} \quad (\text{VI.12})$$

$$M_R = \beta \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \quad (\text{VI.13})$$

Momentul datorită forței de inerție a paletelor are expresia generală

$$M_i = D_1^5 n^2 \gamma I \quad (\text{VI.14})$$

unde  $I$  este o mărime ce depinde numai de forma paletelor și nu depin-

de de dimensiunea sa, deci este același pentru model și mașina reală  
Sau considerând mărimea redusă se poate scrie /35/

$$M_i = HD_1^3 n_{11}^2 \delta I \quad (\text{VI.15})$$

și

$$M_{11}^i = n_{11}^2 \delta I \quad (\text{VI.16})$$

În aceste condiții așa cum se arată în /35/ în cazul aceleiași greutatei specifice a materialului pentru model și mașina reală relația de transpunere e aceeași ca și pentru momentul hidraulic, în cazul cînd materialul diferă ca greutate specifică trebuie aplicată corecția cu greutatea specifică.

În cazul nostru s-a procedat la determinarea experimentală a momentului rotitor datorită forței de inerție pe model, rezultatele fiind prezentate în fig.VI.5.

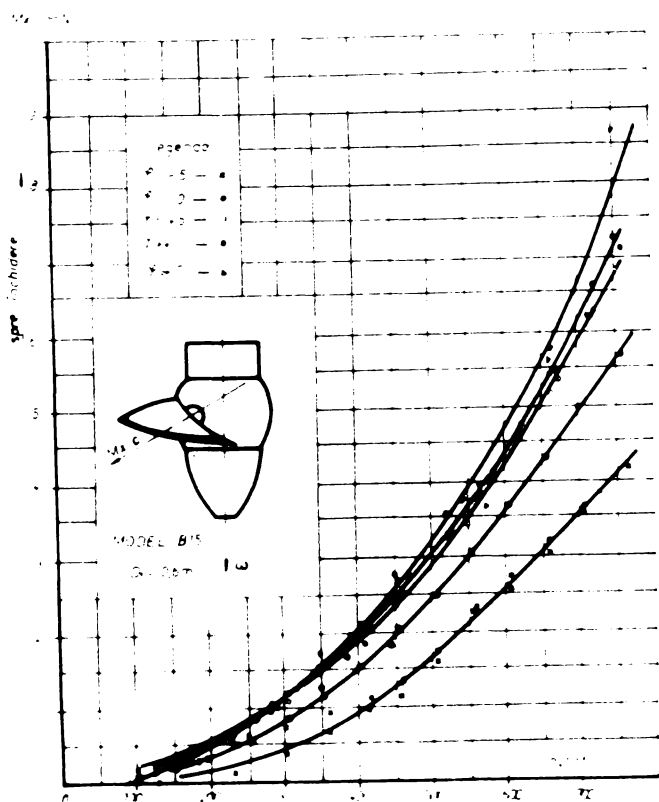


Fig.VI.5

Momentele rotitoare datorită forței centrifuge-obținute prin rotirea în aer

$G_1$  - greutatea paletei

$P_{ax}$  - împingerea axială pe paletă

$P_y$  - forța tangențială asupra paletei

$C$  - forța centrifugă

Ținînd cont de forța datorită pistonului și de faptul că  $C \sim n^2$  se poate scrie :

$$M_{fr} = A_1 \frac{\alpha_1 P L^2}{Z_1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + A_2 G_p + A_3 P_{ax} + A_4 P_y + A_5 n^2 \quad (\text{VI.19})$$

Pentru calculul mașinii reale se transpun valorile cu relația :

$$\frac{M_i}{M_m} = \frac{D_1^5}{D_{1m}^5} \frac{n^2}{n_m^2} \frac{\delta}{\delta_m} \quad (\text{VI.17})$$

representîndu-se momentul sub forma  $M_i = f(n; \varphi)$

Pentru piesele legate de paletă se neglijează inerția acestora.

Momentul rezistent datorită forțelor de frecare se determină pe baza celor prezentate în /4/ avînd expresia :

$$M_{fr} = A_1 P_p + A_2 G_1 + A_3 P_{ax} + A_4 P_y + A_5 C \quad (\text{VI.18})$$

unde :

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$  - coeficienți ce depind de construcția mecanismului



Forța axială și tangențială se determină pe baza încercării pe model și se reprezintă sub forma mărimilor reduse  $P_{11} = f(\varphi)$ .

În acest fel dispunem de toate elementele necesare calculului. Înlocuind în relația (VI.1) relațiile (VI.11) și (VI.18) rezultă :

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_h - \frac{\alpha_1 P L^3}{Z_1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - M_i - \frac{A_1 \alpha_1 P L^2}{Z_1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - A_2 G_p - A_3 P_{ax} - A_4 P_y - A_5 n^2 \quad (VI.20)$$

Rezolvarea ecuației (VI.20) este relativ complicată motiv pentru care se apelează la o aproximație în sensul că se neglijează inerția paletelor și a pieselor legate de ea. Această ipoteză poate fi admisă, paleta parcurgând unghiuri relativ reduse  $(10-20)^\circ$  într-un timp de ordinul secundelor deci accelerații unghiulare reduse, deosebit de mică momentul de inerție are valori mici.

În aceste condiții ecuația se scrie sub forma simplificată :

$$M_h - \frac{\alpha_1 P L^2}{Z_1} (L + A_1) \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - M_i - A_2 G_p - A_3 P_{ax} - A_4 P_y - A_5 n^2 = 0$$

de unde rezultă :

$$\frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{M_h - M_i - A_2 G_p - A_3 P_{ax} - A_4 P_y - A_5 n^2}{\frac{\alpha_1 P L^2}{Z_1} (L + A_1)}} \quad (VI.21)$$

Ecuația (VI.21) poate fi rezolvată aplicând o metodă numerică.

Precisăm că în regimuri de ambalare, prin modificarea poziției paletelor rotor debitul se modifică relativ puțin fapt care permite neglijarea căderii dinamice în acest studiu ( $\xi = 0$ ). Rezolvarea ecuației (VI.21) se face ținând cont de condițiile concrete și deosebim două cazuri principale :

A - Ieșirea din ambalarea maximă prin rotirea paletelor spre deschideri mari. Acest caz se rezolvă presupunând că turbina parcurge regimuri succesive de ambalare, corespunzătoare fiecare la altă poziție a paletelor rotor. Calculul se face prin aproximații succesive trecând la diferențe finite. Se adoptă un pas  $\Delta t$  și scriind relația (VI.21) sub forma :

$$\Delta \varphi_k = \sqrt{\frac{M_h - M_i - A_2 G_p - A_3 P_{ax} - A_4 P_y - A_5 n^2}{\frac{\alpha_1 P L^2}{Z_1} (L + A_1)}} \cdot \Delta t \quad (VI.22)$$



unde mărimile din parantesă sînt caracteristice regimului de ambalare la  $\varphi_k$  corespunzător, rezultă :

$$\varphi_{k+1} = \varphi_k + \Delta\varphi_k \quad (\text{VI.23})$$

Calculul se efectuează pînă la  $\varphi_{\max}$  dat de construcția rotorului (corespunzător cursei maxime a pistonului).

Pentru exemplificare se prezintă calculul pentru agregatul cu turbină bulb denumit KOT 13,7-9,5 pentru CHE Slatina (model B 15).

Presupunem că a avut loc o ambalare maximă la  $\alpha = 50^\circ$  și poziția paletelor rotor  $\varphi = 0^\circ$ . Pentru ieșirea din această ambalare se comandă scurtcircuitarea servomotorului rotor.

Datele privind caracteristicile hidraulice transpuse la mîgina reală avînd  $D_1 = 5 \text{ m}$  și  $H=9,5 \text{ m}$  sînt date în tabela VI.2.

Tabela VI.2

$\varphi$	grade	- 5	0	+5	+10	+15
$n_a$	rot/min	190	178	165	151	137
$M_h$	daN.m	31.500	33.200	30.400	24.400	21.400
$M_1$	daN.m	8.320	9.750	11.100	10.400	8.650
$P_{ax}$	daN	16.600	7.100	4.040	3.320	2.610

Restul coeficienților au valorile :

$$A_1^{\text{med}} = 1,60242 \text{ cm}$$

$$A_2 = 0$$

$$A_3 = 18,86 \text{ cm}$$

$$A_4 = 7,82 \text{ cm}$$

$$A_5 = 0,235 \text{ daN.m.min}^2$$

$$L = 305 \text{ mm}$$

$$F_p = 1 \text{ m}^2$$

În aceste regimuri se consideră  $P_y = 0$

Cu aceste date relația de calcul devine :

$$\Delta\varphi_k = \sqrt{\frac{M_h - M_1 - 0,1886 P_{ax} - 0,235 n_a^2}{1,05 \cdot 10^{-2} \alpha_1}} \cdot \Delta t$$

În ceea ce privește calculul lui  $\alpha_1$ , în componența lui intră valoarea lui  $\lambda$ , care depinde de cifra Reynolds (Re), deci de viteza uleiului în conductă. Din acest motiv este necesară efectuarea cal-

culului prin aproximații succesive. Se stabilește  $\alpha_1 = f(Re)$  verificând apoi valoarea lui  $Re$  rezultată până când cele două valori se apropie satisfăcător.

Rezultatele calculelor sînt date în fig.VI.6 prin dependența  $\varphi = \varphi(t)$  și  $n = n(t)$ . Calculul a fost efectuat pentru două valori ale rezistenței circuitului hidraulic dintre cele două fețe ale servomotorului. Poziția limită  $\varphi_{max} = +18^\circ$  este dată de construcția rotorului (cursa servomotor). Din diagramă rezultă o viteză medie  $(\frac{d\varphi}{dt})_{med} = 0,8^\circ/sec.$ , reducerea turației fiind de la 200% la 147%. Rezolvarea s-a efectuat utilizînd calculatorul PDP-8L și adoptînd pasul  $\Delta t = 0,1$  sec.

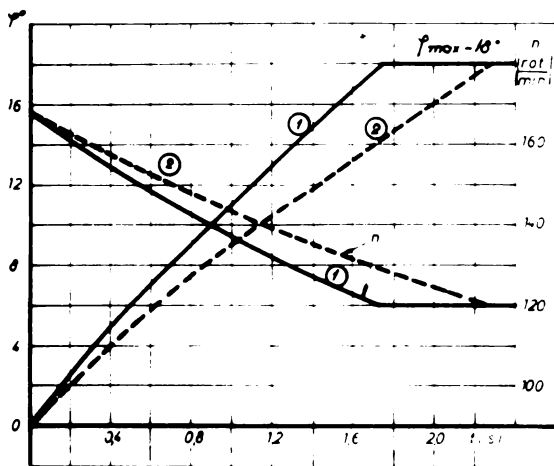


Fig.VI.6.- Autodeschiderea palte- lor rotor în regimuri de ambalare. Turbina KOT 13,7-9,5.

**B - Deschiderea paletelor rotor în timpul fenomenului de ambalare la atingerea unei anumite turații.** Această situație corespunde unei ambalări pînă la atingerea turației de deschidere a ventilului sau protecției, după care fenomenul trebuie analizat considerînd mișcarea paletelor rotor.

Pentru calcul se apelează la sistemul de ecuații (unde s-a neglijat lovitură hidraulică :  $S = 0$ )

$$\Delta n_{11} = \frac{95,50}{K_1} Q_{11} \frac{\eta_h}{n_{11}} \Delta t \quad (VI.24)$$

$$\Delta \varphi_k = \sqrt{\frac{M_h - M_i - A_2 G - A_3 P_{ax} - A_4 P_y - A_5 n_a^2}{\frac{\alpha_1 P L^2}{Z_1} (L + A_1)}} \cdot \Delta t$$

și la caracteristicile determinate pe model. Aici prima ecuație rezultă din ecuațiile (II.5), (II.5) și (II.26) scrise în ipoteza  $S = 0$  și  $M_r = 0$  sub forma diferențelor finite astfel :

$$\frac{\sqrt{J}}{30 D_1^4 \cdot \sqrt{H_0}} \left( I + R \frac{D_1^2 + d_b^2}{8} \right) \frac{\Delta n_{11}}{\Delta t} = 95,50 \frac{\eta_h}{n_{11}} Q_{11}$$

deci valoarea lui  $K_1$  este

$$K_1 = \left( I + R \frac{D_1^2 + d_b^2}{8} \right) \frac{\sqrt{J}}{30 D_1^4 \sqrt{H_0}} \quad (\text{VI.25})$$

Vom exemplifica calculul tot pentru agregatul KOT 13,7-9,5 considerind regimul inițial  $\alpha_0 = 50^\circ$ ,  $\varphi = 0$  și  $H = 9,5$  m.

Pentru acest calcul este necesară cunoașterea dependențelor  $n_{11}^a, Q_{11}^a, n_{11}^{\text{opt}}, Q_{11}^{\text{opt}}, \eta^{\text{opt}} = f(\varphi)$  similar calculului aruncărilor de sarcină la  $\alpha = 50^\circ$  și de asemenea  $M_h, M_i, P_{ax}, P_y = f(\varphi, n)$  la  $\alpha = 50^\circ$ , care au fost determinate pe model.

Rezultatul calculului este prezentat în fig.VI.7. În mod similar exemplului precedent deschiderea s-s limitat la  $+18^\circ$ .

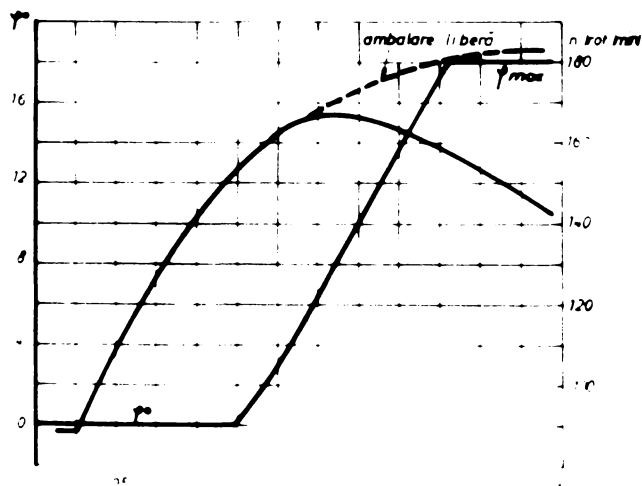


Fig.VI.7 - Autodeschiderea paletelor rotor în timpul de ambalării. Turbina KOT 13,7 - 9,5.

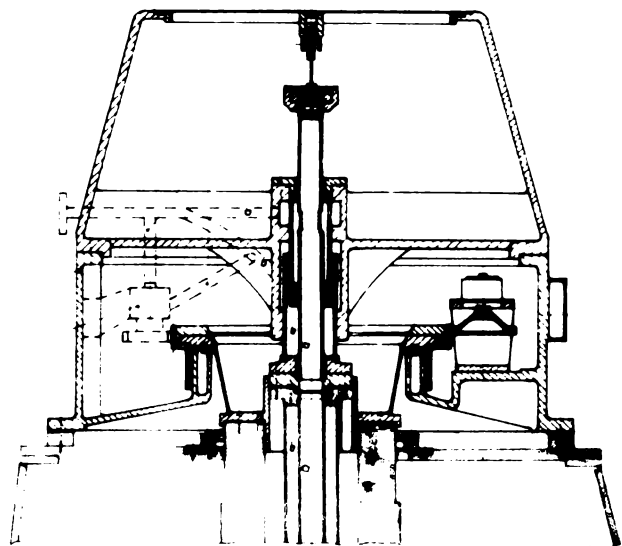
### VI.3. Rezultate experimentale

Așa cum am precizat în Cap.VI.1 dispozitivul de protecție propus se montează în capul de distribuție. În fig.VI.8 se prezintă ansamblul capului de distribuție pentru construcțiile obișnuite realizate în țară. Cele două spații ale coloanei de distribuție (a) și (b) corespund fiecare la o față a servomotorului rotor montat în butuc. Alimentarea lor se face prin țevile a și b, trasate punctat. Ventilul de reducere a turației maxime (1) /72/ se fixează de carcasa capului de distribuție (2) și prin intermediul țevilor (3) se recordează la conductele a și b.

Antrenarea ventilului se face de către roata dințată (4) fixată pe labirintul capului de distribuție pentru antrenarea tahogeneratorului. La construcțiile vechi nu au prevăzut acest tahogenerator,

deci nu este prevăzută roata dințată (4) ea poate fi introdusă, construcția labirintului fiind aceeași.

Fig.VI.8.-Capul de distribuție și modul de amplasare a dispozitivului.



Pentru realizarea funcției de punere în legătură a celor două fețe ale servomotorului a fost conceput un dispozitiv special, care face obiectul cererii de brevet de invenție.86996/15.VII.1976 /72/

În fig.VI.9 se prezintă o vedere de ansamblu a unui astfel de dispozitiv realizat în cadrul ICPEH.



Fig.VI.9

Vederea de ansamblu a dispozitivului

Verificarea comportării dispozitivului a cuprins două etape distincte :

- verificarea în cadrul laboratorului
- verificarea efectivă în CHE prin montarea sa pe un hidro-agregat în funcțiune

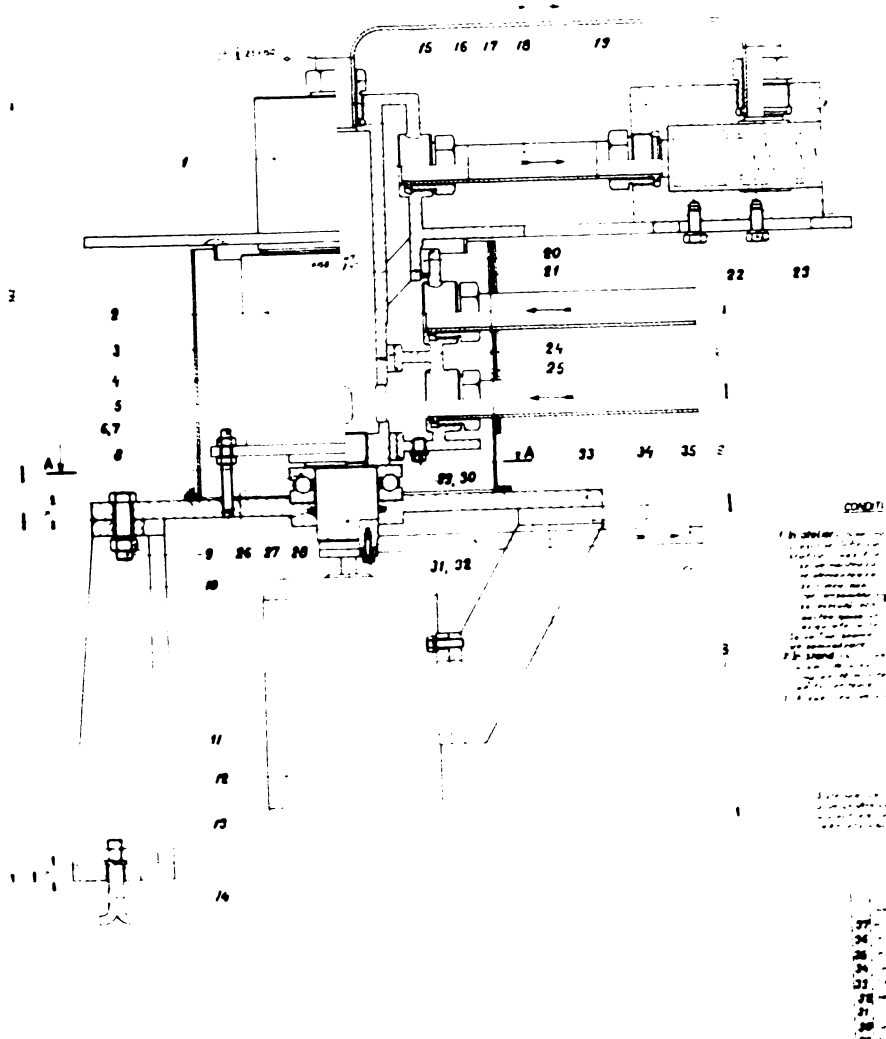
Verificarea în cadrul laboratorului urmărește comportarea ventilului propriu-sis în sensul corectitudinii funcționării și a reglării pentru turație la care se necesită deschiderea.

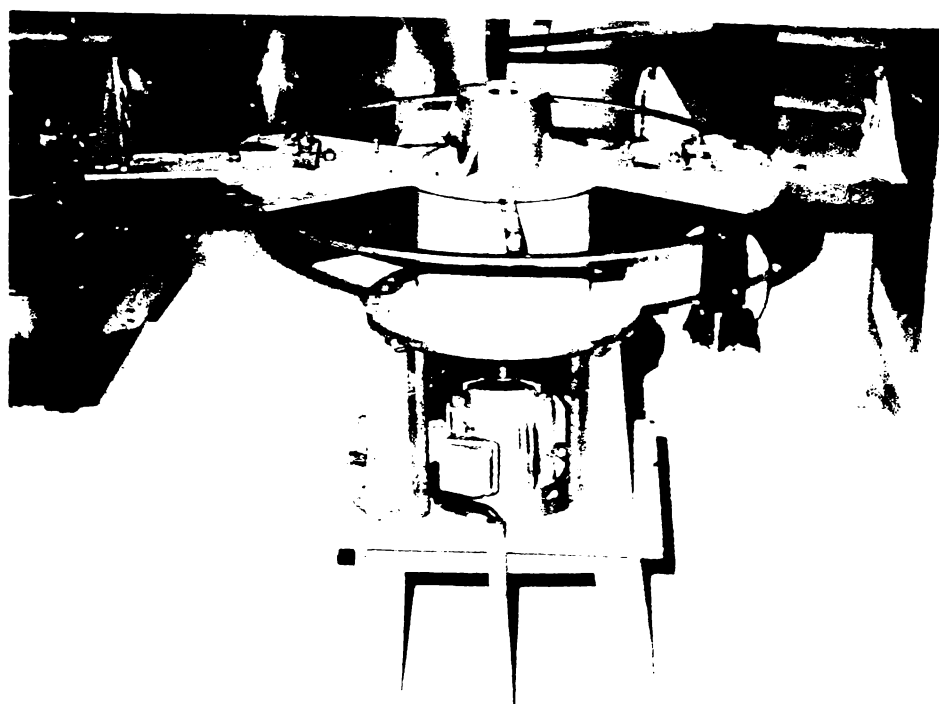
Pentru aceste verificări în cadrul laboratorului ICPEH a fost realizată o instalație specială /78/. Această instalație permite verificarea tuturor tipurilor de ventile de limitare a turației de ambalare care acționează sub influența forței centrifuge.

În fig.VI.10 se prezintă construcția dispozitivului iar în fig.VI.11 o vedere de ansamblu a acestuia.

Dispozitivul permite realizarea unei variații continue a turației și sesizarea momentului când se comandă deschiderea ventilului. În acest mod se asigură reglarea sa pentru turația dorită. În cazul concret al dispozitivului s-au efectuat, după reglarea ventilului, 15 probe consecutive urmărind turația la care se deschide. La 15 funcționări consecutive corecte s-a considerat ventilul bine reglat și apt pentru trecerea la montarea sa pe agregatul din CHE.

Fig.VI.10-Construcția instalației de testare în laborator.





**Fig.VI.11**

**Vederea de ansamblu a instalației de testare  
în laborator**

Inercarea dispozitivului în condiții de funcționare reală s-a efectuat tot pe agregatul KVB 4-10 din CHE Curtea de Argeș, pe care s-a verificat și fundamentat soluția (v.paragraful  $\bar{v}.1.$ ).

În acest scop dispozitivul a fost montat în capul de distribuție legătura la coloana de distribuție făcându-se prin orificiile în care sînt montate ventilele de aerisire. Pentru a putea izola dispozitivul au fost prevăzute două robinete cu cap conic pe fiecare țevă de legătură.

Experimentarea a cuprins supraturarea mașinii în gol pînă la deschiderea ventilului astfel :

- cu agregatul funcționînd în gol și șerterul rotor blocat, prin comanda manuală de la regulator s-a crescut lent turația pînă în momentul deschiderii ventilului;

- aparatul director rămînînd în poziția respectivă s-a urmărit evoluția paletelor rotor și a turației pînă la stabilizarea regimului;

Pe parcursul experimentării au fost înregistrate cu ajutorul unui oscilograf de tipul 8 IS următoarele semnale funcție de timp :

- cursa servomotorului (deci a paletelor) rotor
- turația
- momentul acționării ventilului

Cursa servomotorului s-a măsurat cu un traductor de deplasare

inductiv, turația prin tensiunea tahogeneratorului, iar momentul acționării dispozitivului printr-un semnal de la un contact și o baterie de 4,5 V.

Rezultatele experimentale sînt exemplificate în fig.VI.12 unde se dau evoluția, pe baza oscilogramelor, în timp, a turației și palsetelor rotor.

Din analiza figurii rezultă clar reducerea turației prin deschiderea palsetelor rotor, efect de altfel evidențiat deja și la începutul acestui capitol și prin calcul.

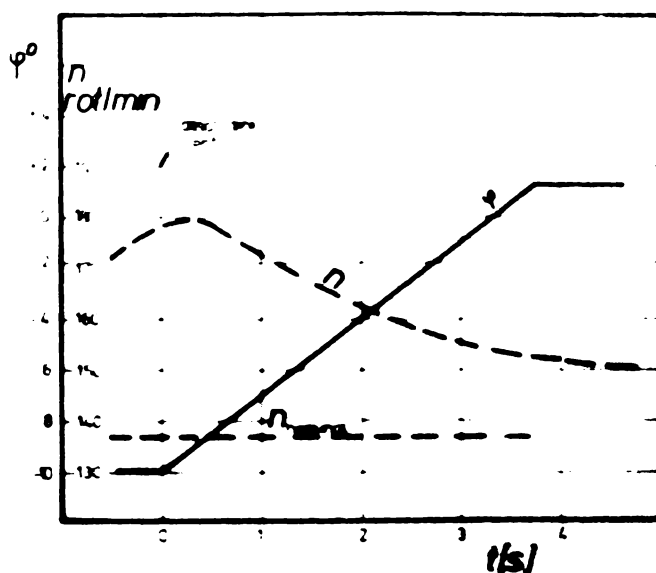


Fig.VI.12

Evoluția în timp a turației și palsetelor rotor măsurată pe agregatul KVB 4-10 avînd montat dispozitivul de reducere a turației maxime de ambalare.

Verificarea a fost efectuată pentru mai multe regimuri comportarea fiind similară celor prezentate în fig.IV.12.

Verificarea pe agregatul real a confirmat astfel rezultatele obținute la fundamentarea soluției și la elaborarea bazei de calcul pentru reducerea turației maxime de ambalare prin autodeschiderea palsetelor rotor.

\* \* \*

Analizînd datele din prezentul capitol rezultă următoarele :

- Pornind de la dependența turației de ambalare de poziția palsetelor rotor s-a fundamentat experimental pe un agregat de 4kW posibilitatea reducerii turației maxime de ambalare prin autodeschiderea palsetelor rotor sub influența momentului hidraulic ce



acționază asupra lor.

- Pe baza ecuației de mișcare a paletelor în jurul axei și a analizei componentelor pentru momentele ce acționază asupra sistemului paletă-mecanism-piston s-a dedus ecuația diferențială  $\bar{V}.20$  care descrie fenomenul.

Modul de calcul este arătat prin două exemple concrete.

Dispozitivul realizat pentru reducerea turației maxime, experimentat în laborator și pe agregatul real în CME a confirmat soluția adoptată.

\* \* \*

## VII. CONCLUZII SI PRINCIPALELE REZULTATE ALE LUCRARIII

Lucrarea reprezintă prima abordare sistematică a studiului fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale și a unor regimuri legate de acestea, efectuată în țara noastră, obiectul ei rezultând din dezvoltarea construcției de turbine hidraulice în R.S. România, deci din problemele puse de proiectarea, execuția și exploatarea acestora. Problemele au fost rezolvate în cadrul temelor de cercetare din planul Institutului de cercetări și proiectări echipamente hidroenergetice Regița fiind legate nemijlocit de realizarea hidroagregatelor din cincinalul 1976-1980.

Majoritatea rezultatelor au fost deja aplicate, pe măsura obținerii lor, în cadrul lucrărilor din planul ICPEH.

Prezentând în Cap. I definiția fenomenului și regimului de ambalare am efectuat o analiză a problemelor legate de fenomenul de ambalare, a consecințelor acestuia asupra proiectării, execuției și exploatării cu exemplificări concrete din practica ICPEH-ICH Regița și din literatură, evidențiind astfel necesitatea și actualitatea studiului sistematic al acestor probleme. Sintetizând rezultatele obținute în cadrul lucrării se desprind următoarele contribuții:

1. Elaborarea unei metode originale de calcul a fenomenului de ambalare a turbinelor axiale, metodă adecvată calculului programat. Metoda are la bază caracteristica universală și cea de ambalare, deci ține cont de particularitatea modelului hidraulic și permite deasemenea calculul în cazul general al modificării în timp a ambelor organe de reglare ale turbinei-paleta rotor și aparat director-fapt care îi conferă un grad larg de aplicabilitate, fără a necesita încercări suplimentare asupra caracteristicilor de momente și debite.

2. Asimilarea și dezvoltarea bazei experimentale pentru studiul procesului de lucru al turbinelor hidraulice, atât în laborator pe modele, cât și pe mașinile reale, în funcțiune în CHE, asigurarea metodicii de experimentare, analiză și prelucrare

a rezultatelor, specifică fenomenului și regimului de ambalare.

3. Stabilirea pe bază experimentală a condițiilor de determinare a turațiilor și debitelor de ambalare, evidențind criteriul cuplului motor nul la cădere sau la turație constantă.

4. Prezentarea unor noi rezultate experimentale privind regimul de ambalare, rezultate care completează literatura, în general deficitară la acest capitol, privind:

-pierderile hidraulice în regim de ambalare pentru turbinele Kaplan și bulb și separarea pierderilor din rotorul turbinei;

-analiza momentelor hidraulice pe paletele directoare în cazul regimului de ambalare, în tot domeniul de deschidere rotor și aparat director și evidențierea necesității verificării sistematice a acționării acestor organe de reglare pentru întreg domeniul regimului de ambalare;

-momentul hidraulic asupra paletelor rotor ale turbinei bulb și stabilirea valorilor la ambalare comparativ cu regimul nominal;

-stabilirea corelației liniare între amplitudinea vibrațiilor și turație în regim tranzitoriu de supraturare a agregatelor Kaplan;

5. Relația originală pentru calculul debitului în regim de ambalare-IV.22-permite calculul direct în funcție de deschiderea aparatului director și poziția paletelor rotor, fapt care creează posibilitatea determinării pe bază de calcul a parametrilor turației și debit cu o precizie satisfăcătoare.

6. Finalizarea cercetărilor teoretice și experimentale efectuate asupra fenomenului de ambalare, prin asigurarea unor metodei concrete de calcul, exemplificate în lucrare, în faza de proiect a hidroagregatelor cu turbine axiale, a următoarelor regimuri:

- fenomenul de ambalare "pură" - la poziția fixă a organelor de reglare
- aruncările de sarcină de la diferite puteri și respectiv studiul;
- alegerii raționale a legilor de mișcare a organelor de reglare
- eforturile hidrodinamice în partea de scurgere a turbinei: momente pe paletele directoare și rotorice, forță axială, presiuni statice amonte și aval de rotor în timpul regimurilor tranzitorii

7. Noi contribuții privind calculul și date experimentale privind mișcarea paletelor rotor sub influența momentului hidraulic în cazul scurtcircuitării servomotorului rotor și influența acestuia asupra turației maxime de ambalare.

8. Concepția, realizarea și experimentarea unui dispozitiv original de reducere a turației maxime de ambalare, dispozitiv care face obiectul cererii de invenție nr. 86.996, în prezent avînd avizul de specialitate favorabil și care este în curs de caracterizare la OSIM.

Cercetările din prezenta lucrare constituie puncte de plecare în aprofundarea procesului de lucru al turbinelor hidraulice, elementele prezentate, prin caracterul lor aplicativ, direct, contribuind la creșterea calității și fiabilității acestora.

Deasemenea ele crează premisele pentru studiul în continuare al fenomenului de ambalare atît în mod teoretic prin îmbunătățirea modelului matematic cît și experimental prin perfecționarea metodelor de investigație a aparatului și metodei de prelucrare. Totodată aria de cuprindere poate fi extinsă la turbinele de mare cădere, la fenomenele de ambalare simultană la aruncarea de sarcină a mai multor grupuri din centrală și la fenomenele transitorii complexe care apar la mașinile axiale reversibile, de exemplu mașinile de tip bulb pompă-turbină ce se vor realiza în cincinalul următor în țară.

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

---

1. Abdurahmanov, L.F. : "K voprosu eksperimentalno opredelenia silovih harakteristik povorotnolopastnih sistem". Gidroturbostroenie nr.12 Trudî LÉZ, Leningrad 1969, p. 3-93.
2. Anton I. : "Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale ale turbinelor axiale. I + II Studii și cercetări de mecanică aplicată.  
Tom.30, nr.3,4,1971
3. Aronson, A.Ia.,  
Kolton A.Iu. : "Issledovanie dinamiki robotî turbinî pri sbrosie gaitov ustanovlennih vî otsasivaiuşeei trube".  
Gidroturbostroenie, Trudî LÉZ nr.4-1954
4. Aronson A.Ia, ș.a. : "Rascet na procinosti detalei gidroturbin"  
Izdat Maginostroenie.  
Leningrad 1965.
5. Avram V., Marton N. : "Traductor electrotensometric pentru măsurat momente de torsiune"  
Voia I. : Cerere brevet invenție nr.84340/28.02.76
6. Bitang A., Anghel A.,  
Fernenghel D. : "Stand universal pentru încercări de garanție pe modele de turbine hidraulice"  
Construcția de mașini 6/1974
7. Bitang A., Voia I.,  
Krutech H., Chera P. : "Stațiunea ICPEH în circuit deschis pentru încercarea energetică a turbinelor hidraulice tip bulb"  
Conferința Energeticienilor  
București 17-18 octombrie 1975.
8. Bitang A., Voia I.,  
Krutech H. : "Contribuții la studiul pe model al turbinelor hidraulice de tip bulb"  
Sesiunea de comunicări ICPEH Regița  
10-11 decembrie 1974

9. Cosma G., Grando I.,  
Voia I., : "Experimentelle untersuchung der Kontinuerlichen Messung zur bestimmung der energetischen Kenndaten der Wasserturbinen"  
Simpozion Hydro-Turbo, Brno 1976.
10. Dubs R. : "Über das Durchgehen von Wasserturbinen" Bulletin de l'association Suisse de Electriciens XII.19.1
11. Duport J.,  
Manestrel L., : "Le protection des turbines de basses chutes contre l'emballament par vannes de garde amont ou aval"  
Turbine et pompes hydrauliques. Tome.1 Grenoble, France 1958
12. Etinberg I.E. : "Teoria i raschet protocinnoi cisti povorotnolopastnih gidroturbin"  
Izdat Mashinostroenie Leningrad 1969.
13. Filipovici S.A. : "Protivorazgonie ustroistvo dlia povorotnolopastnih gidroturbin"  
Energomashinostroenie nr.7-1962
14. Garkavi, Lu.E. : "O gluchialah podbrasilivania rotorov verticalnih gidroagregatov"  
Ghidroturbostroenie, Trudi LIZ nr.1 Leningrad 1955
15. Granovski, S.A. g.a. : "Konstrukcii i raschet gidroturbin"  
Mashinostroenie, Leningrad 1974
16. Gutovskii E.V.  
Ivanov S.D. : "Rascheti perehodnih protsessov v osevih gidroturbinah po staticheskim harakteristikam"  
Ghidroturbostroenie Trudi L.P.I. nr.215 Leningrad 1961
17. Gutovskii E.V. : "Ob izmenenii udalinoi energii v protocinnoi cisti gidroturbini pri perehodnih protsessah"  
Trudi LPI-231. Leningrad 1964

18. Gutovskii E.V.,  
Zubarev N.I. : "Izmenie davlenia vî zazore meĵdu napravlianiugein aparator i rabocia kolecom ghidroturbinî pri perehodnîh proce-  
sah"  
Trudî LPI-231 Leningrad 1964
19. Gutovsky E.V. : "Kaplan turbine performance under  
transitory conditions"  
Simpodium AIRH, Lousanne 5-11 XI 68
20. Gutovskii E.V.  
Kolton A.Iu. : "Teoria i ghidrodinamiceskii rascet  
ghidroturbin"  
Maginostroenie Leningrad 1974
21. Gubin M.F. : "Otsasivaniugeie trubî ghidroelectrostan-  
tîi"-Izdât Energhia Moscova 1970.
22. Howe J.C. : "Calculating Turbine Speed on Pressure  
Rise using Runaway Data"  
Water Power December 1972
23. Ivanov V.I. : "Issledovanie potokov vî osevoi ghidro-  
turbine pri razgonnoi regime"  
Trudî VIGM, vîp XII Moscova 1958
24. Ivanov V.I. : "O samotornojenii povorotnolopastnîh  
ghidroturbin"  
Trudî VIGM, vîp XVIII, Moscova 1954
25. Kagan B.M., Ter Mikha-  
elian T.M. : "Rezolvarea problemelor ingineresti cu  
calculatoare numerice (Trad. din l. rusă)  
Ed. Tehnică Bucureşti 1965
26. Kintsch N.  
Hollschwandner G. : "Probleme şi soluţii în exploatarea  
instalaţiilor pentru măsurarea şi  
prelucurarea automată a datelor pe stan-  
dul de garanţie  $\neq$  500 "  
Sesiunea de comunicări ICPLI  
Reşiţa 10.-11. decembrie 1974
27. Kovalev N.H. : "Vozmojnoe puti snijenia stoimosti  
ghidroturbinovo oborudovania i udes-  
evlenia stroitelstva ghidrostantîi"  
Ghidromaginostroenie, Trudî LPI  
nr.215



28. Kovalev N.N. : "Proektirovanie gidroturbin"  
Maginostroenie Leningrad 1974
29. Kovalev N.N. : "Ghidroturbin"  
Maghis Leningrad 1961
30. Kriveenko G.I. : "Ghidromehaniicheskie perehodnye protsessy  
v gidroenergeticheskikh ustanovkakh"  
Izdat. Energhia, Moscow 1975
31. Kriveenko G.I. : "Rezhim regulirovaniya povorotnolopastnykh  
Argensvskii G.I. gidroturbin"  
Klabucov V.M. Gosenergoizdat, Moscow 1960
32. Kviatkovskii V.S. : "Rabochii protsess osevoi gidroturbin"  
Trudi VIGM vip 14 + 15 Moscow 1951  
1952
33. Lecher W.A. : "Considerations of similarity for hydro-  
elastic vibrations"  
Proc. Mech. Engrg. 1966-67 vol. 181  
London
34. Maligev V.M. : "Ispitanie protivorazgonnoi zashchity na  
gorizontalnom agregate kamskoi G.S. "  
Energomagistroenie 6-1962
35. Maligev V.M. : "Modelnoe issledovanie gidroturbin"  
Maginostroenie Leningrad 1971
36. Maligev V.M. : "Razvorot rabochnykh lopastey povorotnolopastnoy  
turbin v usloviyakh razgona"  
Ghidroturbostroenie Trudi LIZ nr.1  
1955
37. Maligev V.M. : "O raschete kinematiki protessa protivorazgonov  
formirovaniya povorotnolopastnoy turbin razvorotem rabochnykh lopastey"  
Energomagistroenie 3-1962
38. Mihailov V.V. : "K voprosu o vozmozhnosti otkaza ot rascheta  
gidroagregatov na ugonnykh skorostykh vrasheniya" in: voprosy ekspluatatsii  
gidroelektrostantsii. Moscow 1958
39. Inea D : "Aspects concernant l'influence de la  
dynamique d'écoulement de l'eau sur la  
tense en exploitation des turbines hydrauliques Kaplan"  
AIIE Symposium Bucuresti September  
26-29 1976

40. Onca D. : "Modernizarea sistemului de reglaj al turbinii K 8-20". Studiu și analiza rezultatelor măsurărilor. Nr. desen H 4301-16 (Uz intern ICPEH Reșița)
41. Onca D. : "Acupra saltului părților rotitoare și contribuții aduse la evitarea acestuia în exploatarea turbinelor kaplan"  
Sesiunea ICPEH Reșița 10-11 dec. 1974
42. Povh I. L. : "Aerodinamiceskii experiment vi maşinostroenie"  
Maşinostroenie Leningrad 1974
43. Poluşkin N. P. : "Avtomatičeskoe regulirovanie gidroturbin"  
Izdat Energhia, Leningrad 1967
44. Pivovarov V. A. : "Proiectirovanie i rassčet sistema regulirovania gidroturbin"  
Maşinostroenie Leningrad 1973
45. Raabe I. : "Hydraulische Maschinen und Anlagen"  
Düsseldorf 1970 (trad. în lb. rusă)
46. Ruszinski L. Z. : "Prelucrarea matematică a datelor experimentale" (trad. din lb. rusă)  
Ed. Tehnică București 1974
47. Rudis M. A. : "K približennomu rassčetu razgonnih harakteristik povorotnolopastnoi gidroturbin"  
Trudŭ VIGM vip XXIV Moskva 1959
48. Saito S. : "Method of Calculating Runaway Speed of Kaplan Turbine (Report 1)  
Rep. Inst. High. Sp. Mech. Japan vol. 4 nr. 36  
1954
49. Saito S. : "Experimental investigation of runaway Speed of Kaplan Turbine. Rep. 1, 2, 3.  
Rep. Inst. High. Sp. Mech. Japan vol. 7 1956  
No. 64, vol. 12 1960/1961 No III, vol. 12 1960/1961 No III.
50. Safarov B. E. : "Rassčeti regimov regulirovania gidroagregatov na TVE"  
Izdat Energhia 1967 Moskva.
51. Stark I. Să'aw E.,  
Kjellin S. : "Hydroturbine distributors having Selfclosing nickel gates"  
Symposium AIRH Stockholm 1970

52. Steklov M.L. : "Horizontalne gidravliceskije turbini"  
Mašinstroenie Leningrad 1974
53. Tiron M : "Teoria erorilor de măsurare și metoda  
celor mai mici pătrate"  
Ed. Tehnică București 1974
54. Tshangy A. : "Le determination der regime transitorie  
lors de manoeuvres de turbine a reaction"  
Informations techniques Charmilles  
Nr.10-1965.
55. Thomas A. : "Les turbines Kaplan de la Centrale  
Michaud R. hydroelectrique de Birsfelden"  
Informations techniques Charmilles  
nr.6-1965.
56. Vasilescu A.A. : "Analiza dimensională și teoria similitu-  
dini"  
Editura Academiei, București 1969
57. Vidrașcu Vl. : "Despre eforturile ce apar pe paletete  
Câmpian V. aparatelor directoare"  
Construcția de mașini nr.7-197.
58. Viktorov G.V. : "Ghidrodinamiceskie teorii rešetok"  
Izdat "Vysšaia Skola" Moscova 1969
59. Vladislavev L.A. : "Nadejnosti Gidroturbin" Moscova 1970
60. Vladislavev L.A. : "Vibrația ghideagregatov ghidelectri-  
ceskih stanșii" Izdat Energhia Moscova 72
61. Voia I și colab. : "Laboratorul de cercetări mașini hidrau-  
lice ICPH Reșița" Reșița 1974
62. Voia I, Krutsch H : "Studiul pe modele ale turbinelor hidrau-  
Grando I. lice. Realizări ale laboratorului ICPH"  
Hollschwandner G Sesiunea de comunicări ICPH, Reșița  
10-11 decembrie 1974.
63. Voia I, Grando I : "Utilizarea calculatorului numeric la  
Kintsch H. măsurarea și prelucrarea rezultatelor  
Hollschwandner G într-o stațiune de încercări pe model a  
turbinelor hidraulice"  
Sesiunea de comunicări în domeniul  
calculatorilor 31 mai-1 iunie 1974  
Timișoara

64. Voia I. : "Asupra condițiilor de încercare pe model a turbinelor hidraulice"  
Sesiunea: "Ridicarea economicității funcționării sistemului energetic"  
I.P. București, noiembrie 1975
65. Voia I., Marton H : "Asupra vibrației hidroagregatelor cu turbine Kaplan în regimuri tranzitorii"  
Marton A.  
Comunicările conferinței "Vibrații" în construcția de mașini" p.627-633  
Timișoara 1975.
66. Voia I., Grando I : "Contribuții la studiul fenomenului de ambalare al turbinelor hidraulice axiale"  
Sesiunea "Tehnologii și metode moderne de calcul în industria constructoare de mașini" București 16-17 XI 1974
67. Voia I : "Contribuții la studiul teoretic și experimental al fenomenului de ambalare al turbinelor hidraulice axiale."  
Sesiunea de comunicări ICPM Reșița  
17-1 octombrie 1975
68. Voia I : "Modèle mathématique pour l'étude des régimes transitoires des hydroagregats avec des turbines axiales"  
AIRH Symposium București 26-29 sept. 1976
69. Voia I., Grando I. : "Contribuții la corectarea asupra hidroagregatelor industriale"  
Marton A.  
Sesiunea ICPM 10-11 decembrie 1974  
Reșița
70. Voia I., Grando I. : "Încercarea la ambalare a hidroagregatului KVB 4-10 din CHE Pitești"  
Energetica nr.6-7 1974
71. Voia I. : "O primănenți metoda A.F. Leachina k rešetku erugovoi rešetki profilei"  
Energoingostroenie nr.4-1973
72. Voia I., Krutsh H : "Dispositiv de reducere a turajiei de ambalare maxime a turbinelor hidraulice axiale" Cerere brevet invenție nr.36996/  
15 VII 1976.

73. Voitagevski D.A. : "Novoe vi metodike issledovania rebo-  
cevo proțessa osevih gidroturbin"  
Trudı V.I.G.M., vip XVIII, 1954
74. Wooden G.H. : "Runaway Speed of Kaplan Turbines"  
Transactions of the ASME VIII 1952  
p. 939-1004
75. Wooden G.H. : "A new Runaway Speed Limiter for Kaplan  
Turbines"  
Transactions of the ASME January  
1961
76. Worthing A.G.  
Geffer I. : "Prelucrarea datelor experimentale"  
(trad. din lb. engleză) Ed. Tehnică  
București 19 9
77. x x x "Cercetări asupra comportării în  
exploatare a hidroagregatelor"  
Măsurători garanții de reglaj CHE  
Râmnicu Vâlcea și Tarnița"  
Nr. 6 402-36 (uz intern ICPEH)
78. x x x "Dispositiv pentru testare ventile de  
limitare a turanției de ambalare" Nr.  
desen G 400-60 (uz intern ICPEH)
79. x x x "Digital Equipment corporation-Program-  
ming Languages PDP-8 Family Compu-  
ters"  
Maynard Mass 1970
80. x x x "Energomașinostroenie nr. 11-1973 p. 3.
81. x x x "Instalația de turbine bulb clasice  
KOP 13,7-9, CHE Slatina. Calculul  
garanțiilor de reglaj.  
Nr. desen H 4412-14 (uz intern ICPEH)
82. x x x "Instalația de turbine hidraulice KVB  
16-27 CHE Stîncu Costești.  
Calculul sistemului de reglaj"  
Nr. desen H 4397-67 (uz intern ICPEH)
83. x x x "Lassele power station" prospect N 11AB  
Sweden.
84. x x x "SIAS 6910-74. Agregate energetice.  
Vibrații admisibile. Prescripții  
Ed. Tehnică București 1974

85.	x	x	x	"Turbina hidraulică KOT 13,7-9,5 proiect de execuție. Ca ocolul garanțiilor de reglaj. (uz intern ICPNH)
86.	x	x	x	"VDI-2 nr.6-1973 aprilie p.438
87.	x	x	x	"Voprosi ekspluatatsii gidroelektrostatsii" Gosenergoizdat Moscova 1959
88.	x	x	x	"Code d'essai international de modèles réduits de turbines hydrauliques" Bureau Central de la C.E.I. Genev., publicația 193
89.	x	x	x	"Cercetări asupra comportării în timp a hidroagregatelor proiectate de ICPNH și executate de I.C.R. Experimentări și măsurători și prelucrarea rezultatelor. Decembrie 1976 (Uz intern ICPNH)
90.	x	x	x	"Protocol privind efectuarea probelor pentru determinarea posibilității majorării puterii turbinelor de la 500 la 600 kW" Pter "LMZ-1" 6 iunie 1976 (Uz intern ICPNH)
91. Câmpian V.				"Proiectarea roboarelor de turbine hidraulice axiale" referat IPT. - Timișoara - Catedra de ML și ICPNH Reșița 1976
92.	x	x	x	"Încercări de garanție pe turbine model pentru C.M. Suceava II și Roman II" Contract 600/1973 (Uz intern ICPNH Reșița)
93. Zeembinzki St Voia I Avram V.				"Eforturile hidrodinamice în partea de scurgere a turbinei bulb" Energetica nr.6-1977

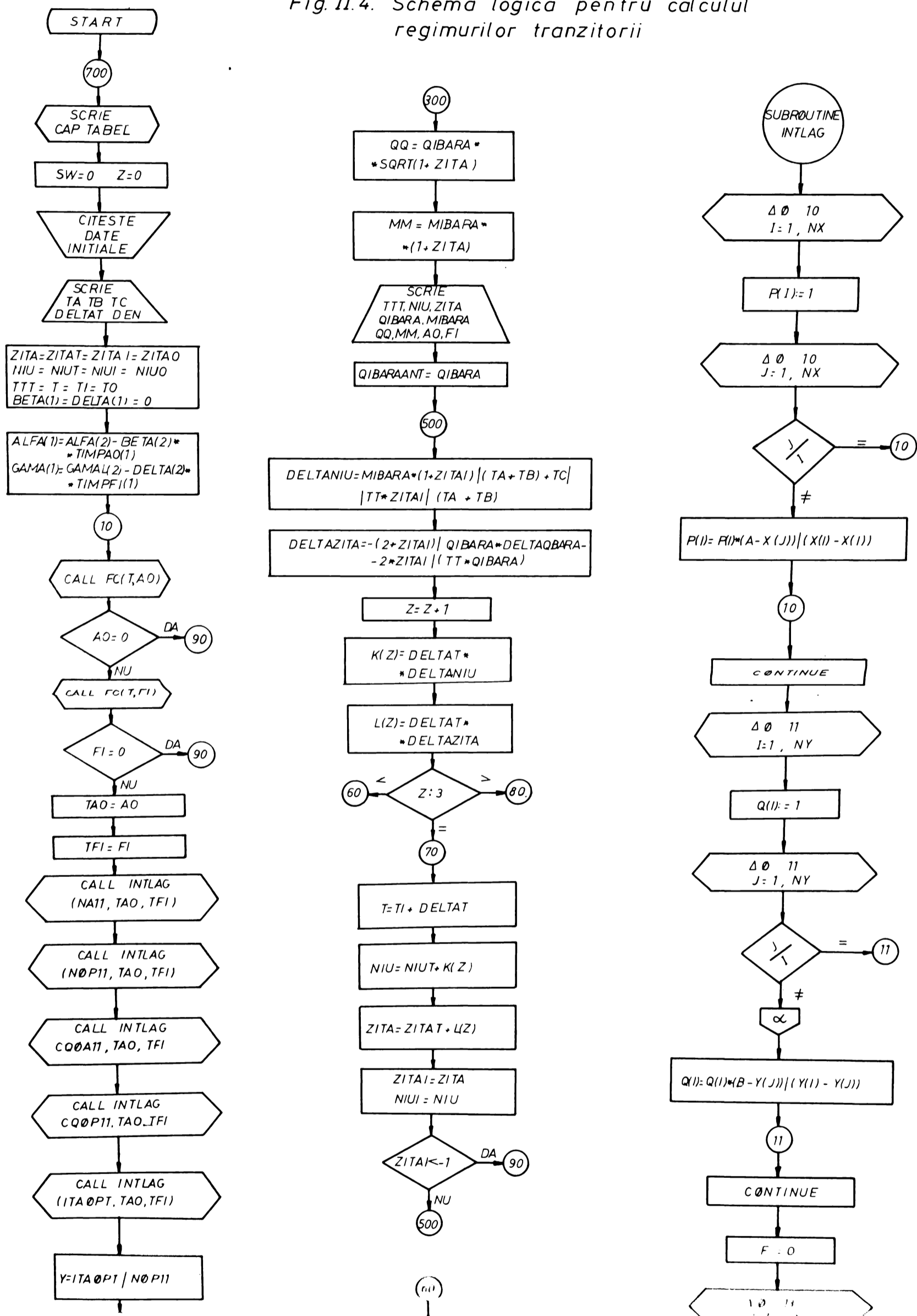
## TABEL CENTRALIZATOR

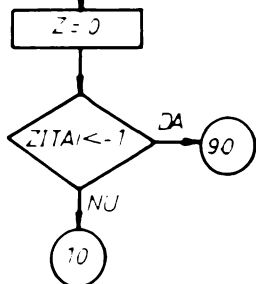
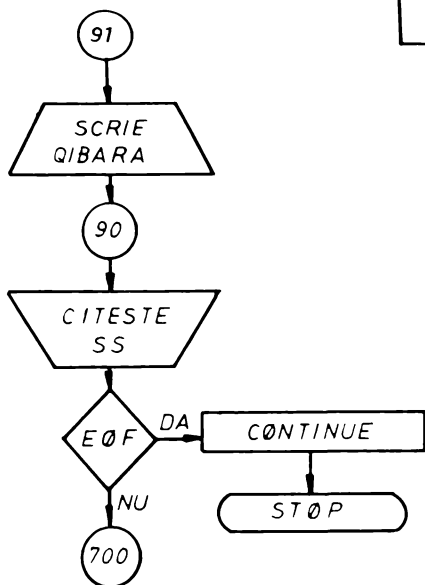
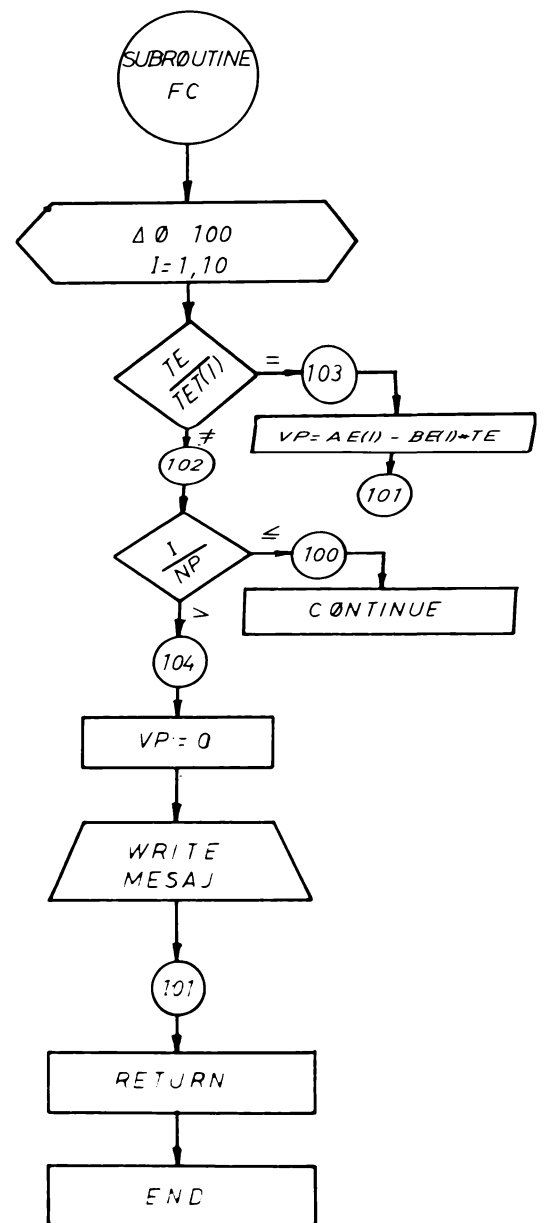
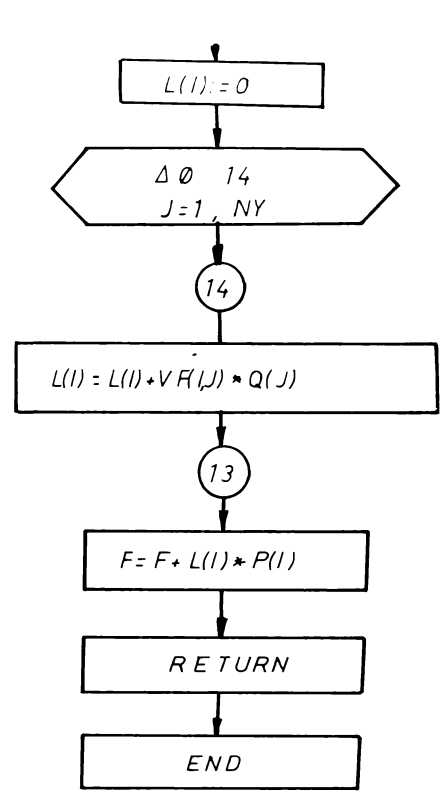
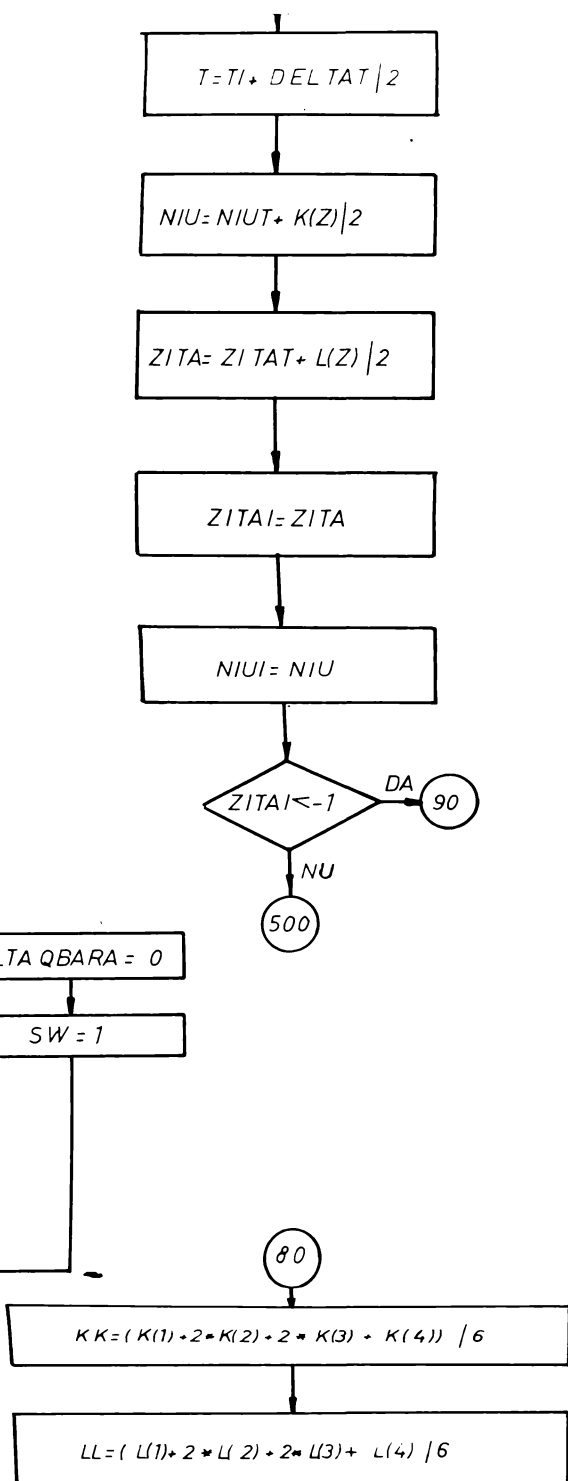
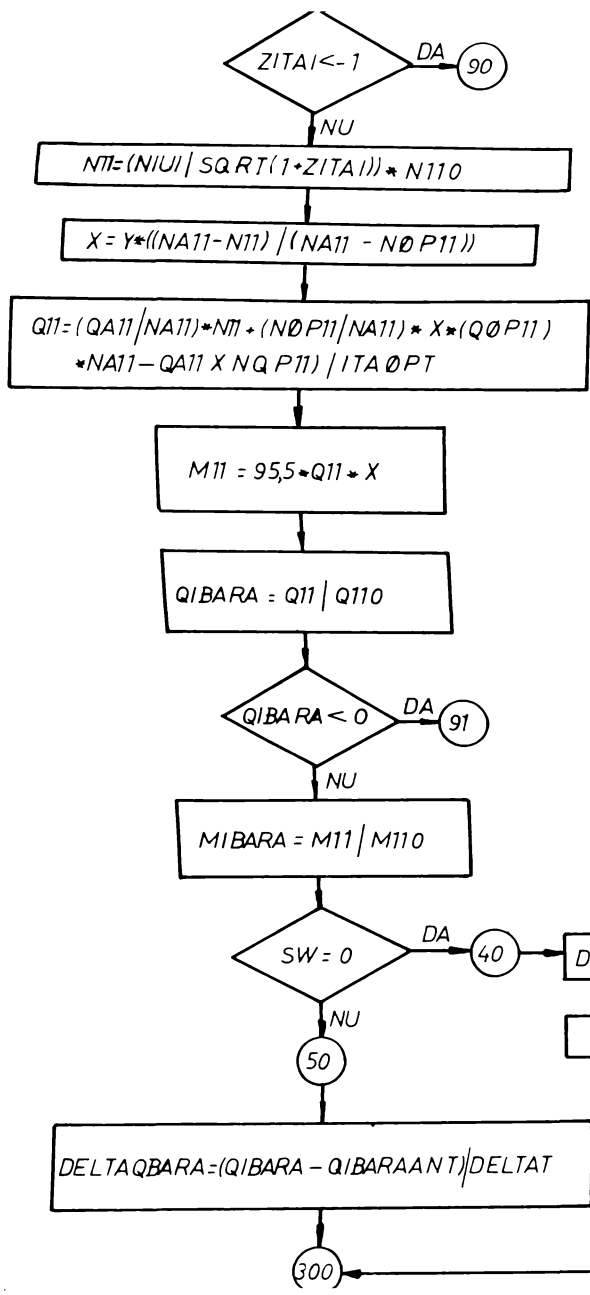
DATELE PRINCIPALE ALE TURBINELOR PROIECTATE DE I.C.P.L.H.  
LA CARE S-AU FACUT REFERIRI IN CADRUL LUCRARI

Simbolul turbinei	Centrala hidroelectrică	Puterea unitară /kW/	Diametrul rotorului /m/	Turația /rot/min/	Cădere de calcul /m/	Capitolul și paragraful respectiv
0	1	3	4	5	6	7
1	Oiești	8.220	2,75	250	19,70	L.2.
2	Corbureni	8.250	2,75	250	20,00	1.2.
3	Valea Iasului	8.200	2,75	250	20,00	V.3.
4	Buhuzi	5.650	2,60	214,30	15,50	1.2.
5	Pitești	4.000	3,20	126,4	10,20	IV.4.
6	Curtea de Argeș	4.000	3,20	136,4	10,20	V.3,VI.1,VI.3
7	Râncu-Vilcea	24.000	5,40	100	16,00	IV.3,V.3
8	Porțile de Fier 178.X.0	178.X.0	9,50	71,5	27,16	IV.3,V.3
9	KOT 13.7-2.5 Slatina Clt	13.700	5,00	88,2	9,50	IV.3,V.7,VI.7

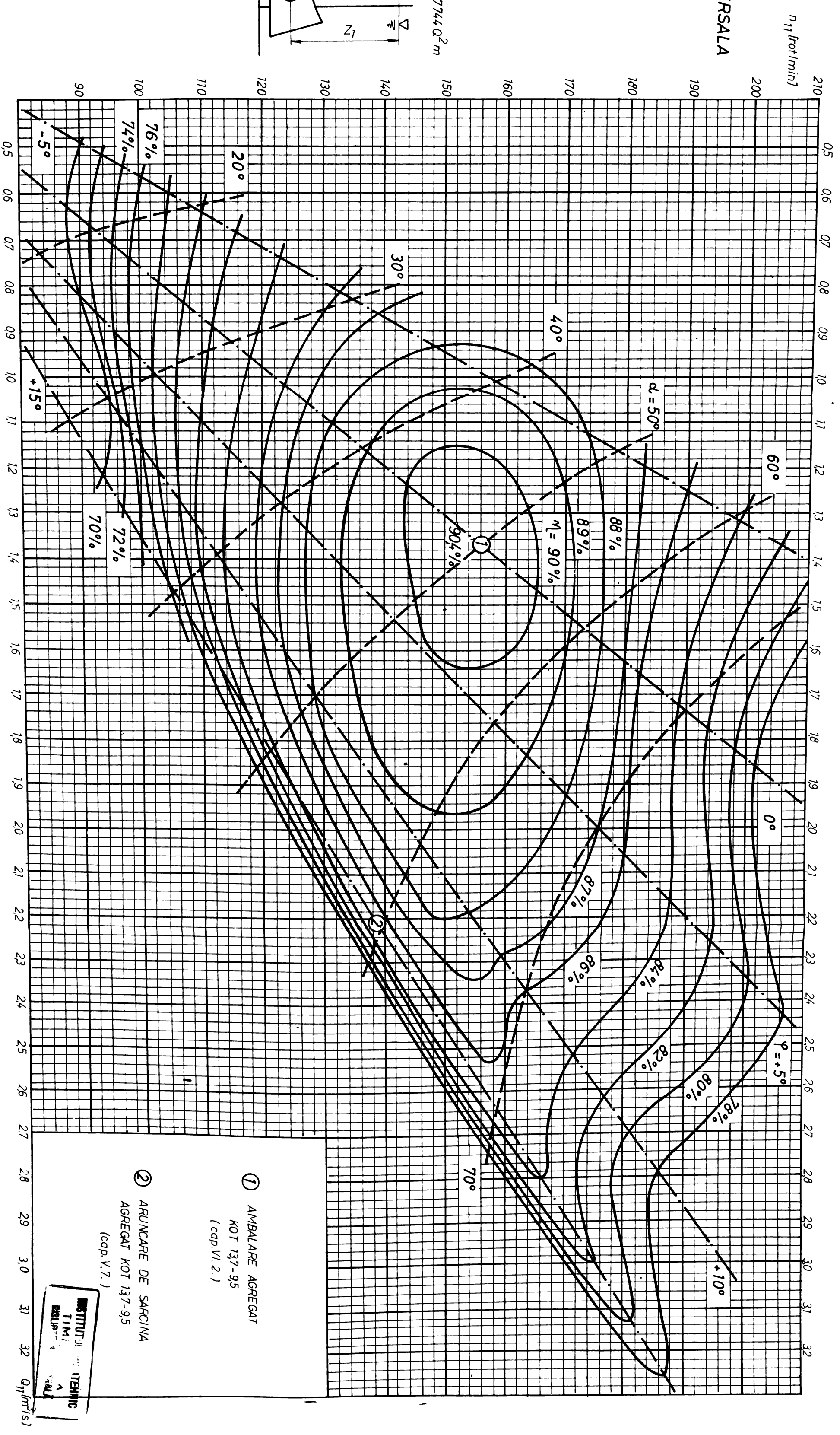
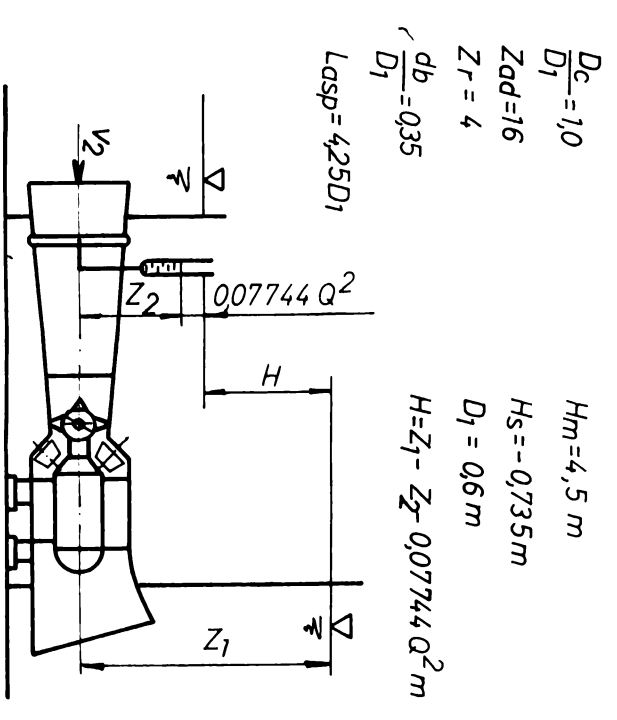


Fig. II.4. Schema logică pentru calculul regimurilor tranzitorii





CARACTERISTICA UNIVERSALA  
A MODELULUI B15



- ① AMBALARE AGREGAT  
KOT 137-95  
(cgp. VI. 2.)
- ② ARUNCARE DE SARCINA  
AGREGAT KOT 137-95  
(cgp. V. 7.)

INSTITUTUL DE TEHNIC  
TIMIȘOARA



# CARACTERISTICA UNIVERSALA

## A MODELULUI K 30

PARTEA DE SCURGERE  
A MODELULUI

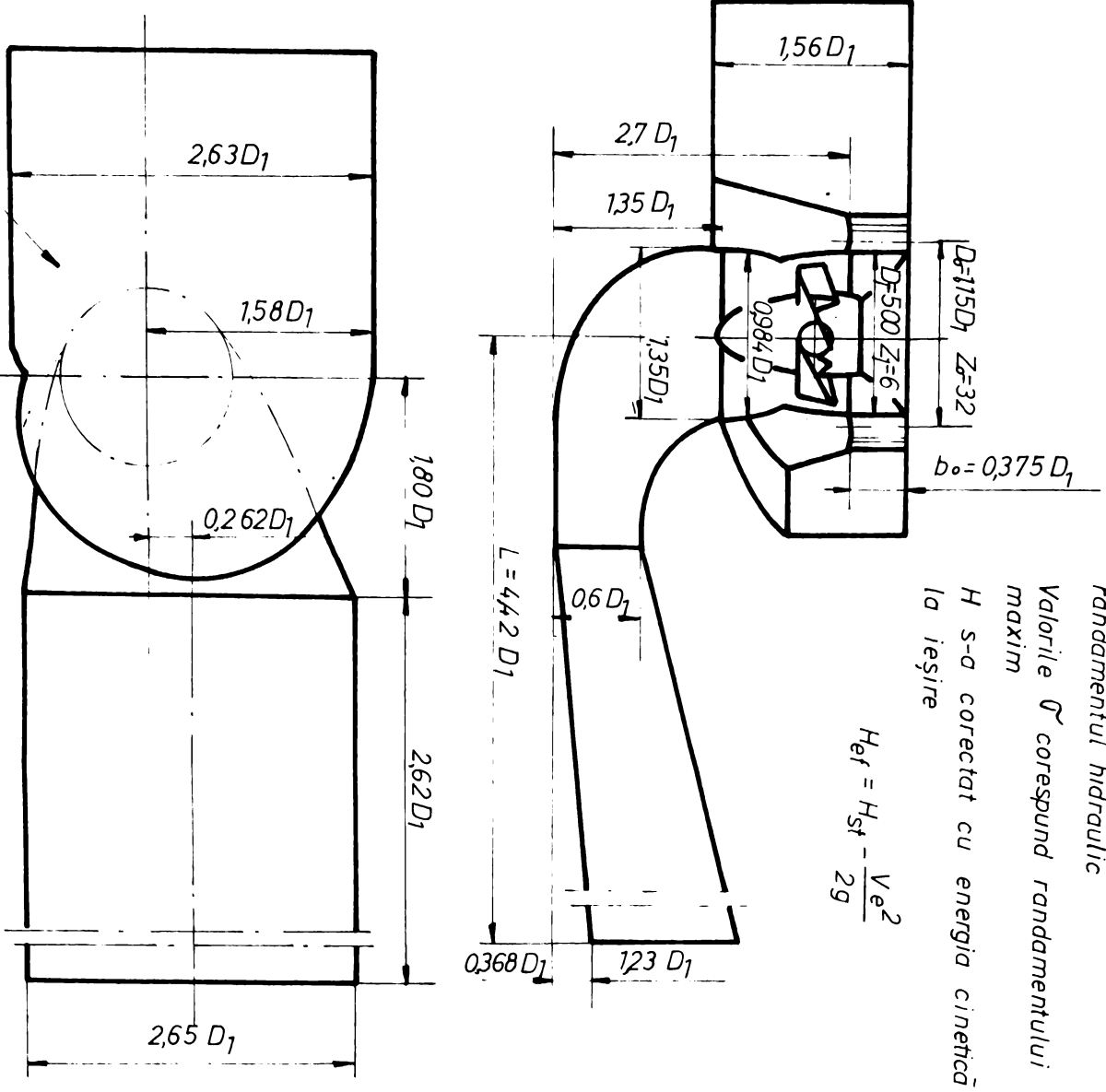
Perioda de incercare: noiembrie 1974 - 200  
februarie 1975

Curbele de  $\eta = \text{const}$  reprezintă randamentul hidraulic

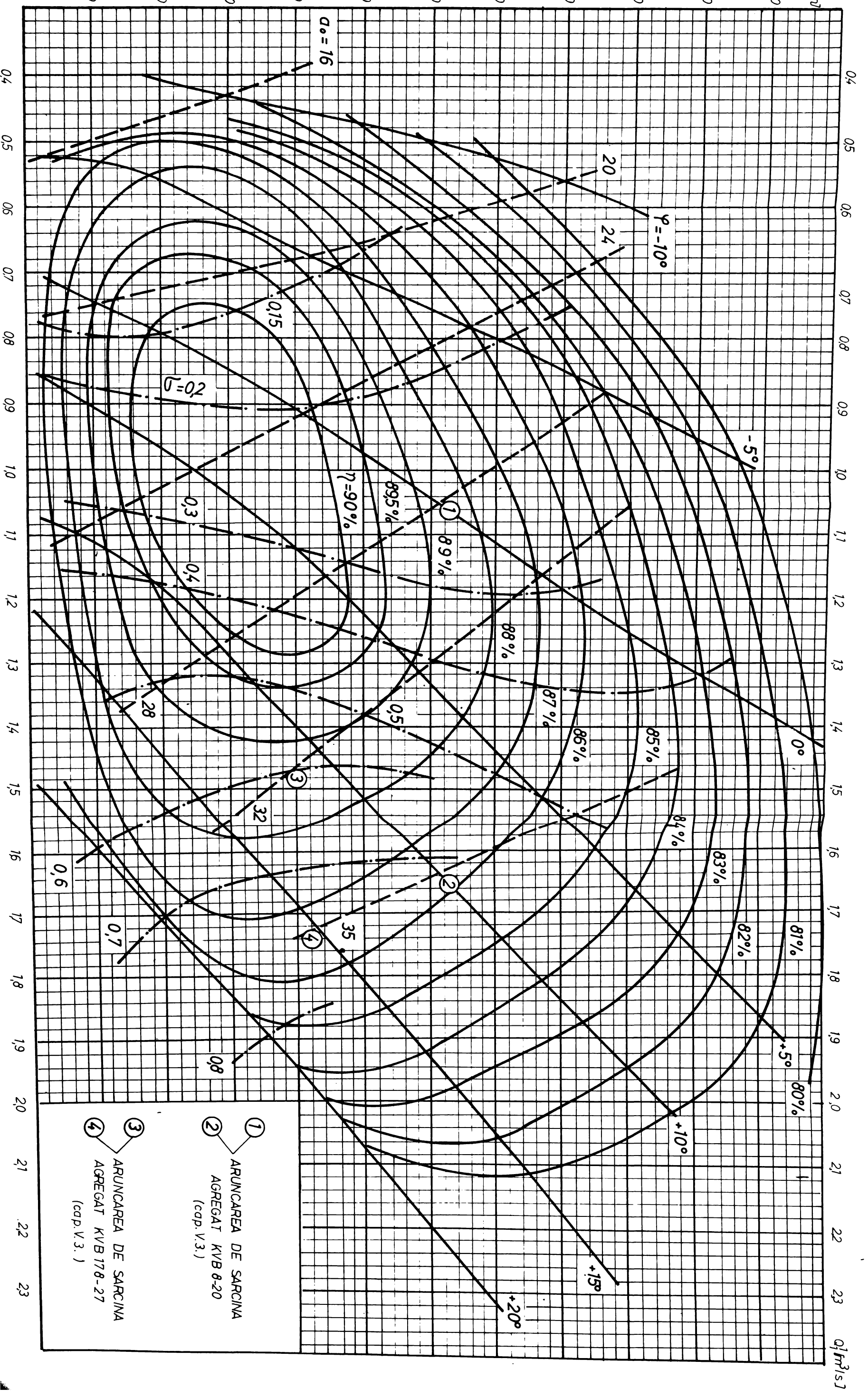
Valorile  $\sigma$  corespund randamentului maxim

H s-a corectat cu energia cinetică la ieșire

$$H_{ef} = H_{st} - \frac{V e^2}{2g}$$



$\varphi_{max} = 225^\circ$



CARACTERISTICA UNIVERSALA  
A MODELULUI K 20

PARTEA DE SCURGERE  
A MODELULUI

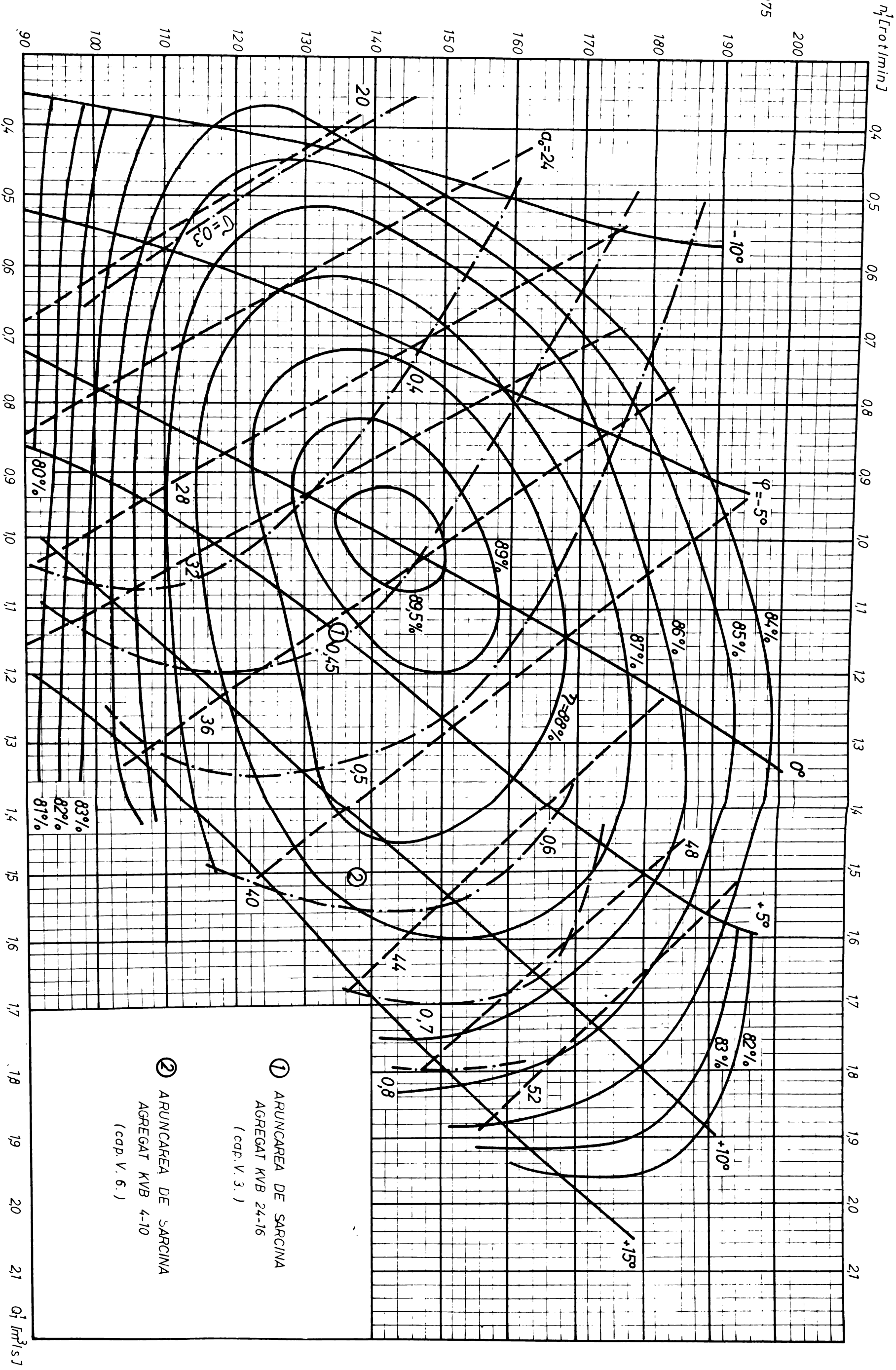
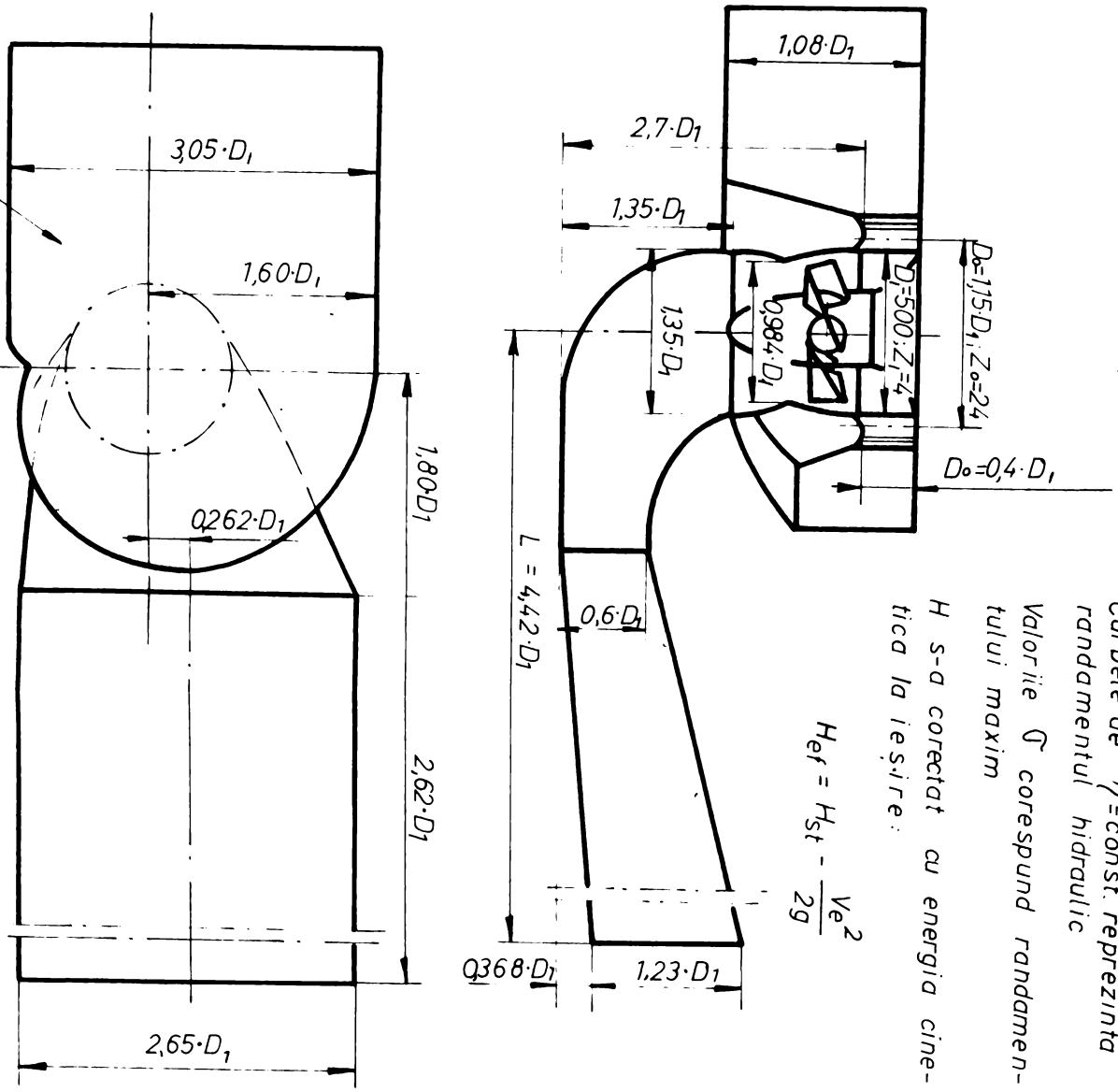
Perioada de incercare: martie 1975

Curbele de  $\eta = \text{const.}$  reprezintă  
randamentul hidraulic

Valorile  $\sigma$  corespund randamen-  
tului maxim

H s-a corectat cu energia cine-  
tica la ieșire:

$$H_{ef} = H_{st} - \frac{V_e^2}{2g}$$



① ARUNCAREA DE SARCINA  
AGREGAT KVB 24-16  
(cap. V. 3.)

② ARUNCAREA DE SARCINA  
AGREGAT KVB 4-10  
(cap. V. 6.)



CALCULUL AMBALARII AGREGATULUI KAPLAN CU  $D_1=4,3$  m

In cap.V.2 am prezentat verificarea metodei de calcul propusă în cap.II prin reconstituirea unor exemple din literatură. Dăm mai jos modul de calcul pentru exemplul prezentat de Malîşev /37/ și ilustrat în fig.V.2.

Calculul se referă la „ambalare pură” - poziția fixă a organelor de reglare: palete directoare și rotorice - ca urmare calculul este mai simplu, iar mărimile inițiale sînt în număr redus față de cazul general exemplificat în anexa 5.

Parametrii agregatului dați în articolul /37/ :

$$D_1 = 4,3 \text{ m}$$

$$GD^2 = 3.000.000 \text{ daNm}^2$$

$$H_0 = 23,2 \text{ m}$$

$$N_0 = 25.400 \text{ KW}$$

$$n_0 = 150 \text{ rot/min}$$

$$\varphi = + 12^\circ$$

$$\Sigma LV = 413 \text{ m}^2/\text{s}$$

Tipul rotorului : PL 587

Din caracteristica universală și cea de ambalare a modelului PL 587 rezultă următoarele mărimi :

$$n_{11}^a = 240 \text{ rot/min}$$

$$n_{11}^{\text{opt}} = 134 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^a = 1,86 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{11}^{\text{opt}} = 1,47 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\eta^{\text{opt}} = 86\%$$

In acest mod relațiile de calcul pentru debite și momente devin:

$$\frac{\eta_h}{n_{11}} = \frac{86}{134} \frac{240}{240-134} \frac{n_{11}}{n_{11}} = 1,4531 - 0,0060 n_{11}$$

$$Q_{11} = \frac{1,86}{240} n_{11} + \frac{134}{240} \frac{1,47 \cdot 240 - 1,86 \cdot 134}{86} \frac{\eta_h}{n_{11}} = 0,007 n_{11} +$$

$$+ 0,6723 \frac{\eta_h}{n_{11}}$$

$$M_{11} = 95,50 Q_{11} \frac{\eta_h}{n_{11}}$$

Calculăm mărimile inițiale ale regimului :

$$n_{11}^0 = \frac{nD_1}{\sqrt{H_0}} = \frac{150 \cdot 4,3}{\sqrt{23,2}} = 134 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^0 = 1,470 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$M_{11}^0 = 90,1 \text{ daNm}$$

și deasemenea :

$$I = \frac{GD^2}{4g} = 0,076 \cdot 10^6 \text{ daNms}^2$$

Constantele de timp au valorile :

$$T_a = \frac{I n_{11}^0}{30 n_{11}^0 D^4 \sqrt{H_0}} = \frac{3,14 \cdot 0,076 \cdot 10^6 \cdot 134}{30 \cdot 90,1 \cdot \sqrt{4,3^4} \sqrt{23,2}} = 7,202$$

$$T_T = \frac{\sum LV}{gH_0} = \frac{413}{9,81 \cdot 23,2} = 1,81$$

Se neglijează inerția masei de apă din zona rotor :  $T_b = T_c = 0$

Ecuațiile fenomenului devin în acest caz :

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{m(1+\xi)}{7,202}$$

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{2+\xi}{\bar{q}} \frac{\Delta \bar{q}}{\Delta t} - \frac{2\xi}{1,81 \bar{q}}$$

unde :

$$\bar{m} = M_{11}/M_{11}^0$$

$$\bar{q} = Q_{11}/Q_{11}^0$$

$$\psi = n_{11}/n_{11}^0$$

S-a adoptat în acest caz un pas al timpului  $\Delta t = 0,2 \text{ s}$ .

Cu aceste date se pot obține următoarele mărimi funcție de timp :

turația redusă  $n_{11} = n_{11}(t)$

debitul redus  $Q_{11} = Q_{11}(t)$

cuplu motor  $M_{11} = M_{11}(t)$

coeficientul loviturii hidraulice  $\xi = \xi(t)$

Rezultatele pentru fiecare pas al timpului sînt cele din listin-  
gul alăturat.

Extragen în tabelul de mai jos valorile pe care le comparăm cu  
cele din fig.1 și 2 din /37/, date care sînt reprezentate în fig.V.2  
din teză.



```
124 DO(I)=1
125 DO J=1,N
126 X(J)=Y(J)*G(TU)
127 Y(J)=X(J)
128 CONTINUE
19 DO I=1,N
120 L(I)=0
121 DO J=1,MX
122 L(I)=L(I)+Y(J)
123 IF(L(I).GT.1) GO TO 11
124 RETURN
13 END
```

```
BT0
BT1
BT2
BT3
BT4
BT5
BT6
BT7
BT8
BT9
BT10
BT11
BT12
BT13
BT14
BT15
BT16
BT17
BT18
BT19
BT20
BT21
BT22
BT23
BT24
```

FORTRAN 14.03 6 E/048000 31705/77 14.21.20

MODULE	FABLK	TYPE	C	LONGUEUR	0050 (00080)
MODULE	FABDATM	TYPE	P	LONGUEUR	1420 (06688)
MODULE	FC	TYPE	P	LONGUEUR	0110 (00272)
MODULE	FABLK	TYPE	C	LONGUEUR	0050 (00080)
MODULE	INTLAG	TYPE	P	LONGUEUR	0290 (00656)

\*\*\*\*\* FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) 14.21.29

U216 E/048000 AN = 1412 PH = 0001 DATE = 31/05/77  
H.DEB = 14H 20M 56S H.FIN = 14H 21M 52S TIME = 00002253  
LGP = 00045 MEM = 00011 LO = 252 IN = 21343 CUT = 00002  
PR = 01 CP = 01 CR = 01

LINK LINK  
STARTED STARTED  
ALUN==MEK== L EDITION DE LIEN  
U210 E/048000 AN = 1412 PH = 0002 DATE = 31/05/77  
H.DEB = 14H 21M 52S H.FIN = 14H 22M 19S TIME = 00000776  
LGP = 00045 MEM = 00011 LO = 16 IN = 00000 OUT = 00000  
PR = 01 CP = 01 CR = 01  
KUM AU:0.0.NL:03000.TIME:999  
STARTED  
I.C.M.R.-CENTRUL DE CALCUL  
TELEFON:503  
CALCULUL REGIMURILOR TRANZITIONII ALE TURBINELOR HIDRU

\*\*\*\*\*  
TURAXIE CADERE \*DEBIT \*MOMENT \*MOMENT \*FI  
RELATIVE \*CADERE \*DEBIT \*MOMENT \*MOMENT \*DYNAMIC \*AD \*FI  
YAE 0.250TUB 843TC 004DELTAIE 100  
VALEA IN SOLUI 33.586  
ALFAVIZI 60.000 65.117  
BETAVIZI 0.000 17.058  
GAMAVIZI 9.999 10.403  
DELTA(I) 0.000 1.000  
I 0.00000 1.00000  
I 0.00000 1.000754  
I 0.00000 1.000754  
I 0.99823 1.00000  
I 0.99823 1.00000  
I 0.99999 1.00000

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

.....  
.....  
.....  
.....  
.....





t	Turația			Debitul		Lovitura hidrolică	
	Calcul		După /37/	Calcul	După/37/	Calcul	După/37/
	$n_{11}$	n	n	$Q_{11}$	$Q_{11}$	$\xi$	$\xi$
2	166,97	187	190	1,591	1,62	-0,0652	-0,100
4	190,99	214	216	1,679	1,71	-0,0464	-0,055
6	207,73	232	228	1,741	1,80	-0,0317	-0,032
8	219,02	245	238	1,783	1,81	-0,0212	-0,020
10	226,48	253	247	1,810	1,83	-0,0139	-0,014
12	231,34	258	254	1,828	1,84	-0,0089	-0,010
14	234,47	262	258	1,839	1,84	-0,0058	-0,009
16	236,48	264	262	1,847		-0,0037	-0,006
18	237,76	265	264	1,851		-0,0023	-0,005
20	238,58	266	266	1,854		-0,0015	-0,003

CALCULUL ARUNCĂRII DE SARCINISTATIONUL AGRICOL KVD 8-20 DIL. C. LA VALA LASLUI-ALB.

Datele inițiale conform proiectului mașinii :

$$\begin{aligned} H_0 &= 20 \text{ m} & GD^2 &= 320.000 \text{ daNm}^2 \\ n_0 &= 250 \text{ rot/min} & I &= 8.000 \text{ daNm}^2 \\ D_1 &= 2,75 \text{ m} & R &= 950 \text{ daNm} \\ d_b &= 1,24 \text{ m} & \theta &= 1,25 \text{ radiani} \end{aligned}$$

$$\Sigma LV = 464 \text{ m}^2/5$$

Regimul inițial, dinaintea aruncării de sarcini are parametrii :

$$n_{11}^0 = 153,5 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^0 = 1,557 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{11}^0 = 80,02 \text{ daNm}$$

Parametrii ecuațiilor diferențiale :

$$T_a = \frac{\pi \cdot I \cdot n_{11}^0}{30 H_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}} = \frac{3,14 \cdot 8000 \cdot 153,5}{30 \cdot 80,02 \cdot 2,75^4 \sqrt{20}} = 6,259 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} T_b &= \frac{\pi R (D_1^2 + d_b^2) n_{11}^0}{240 H_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}} = \frac{3,14 \cdot 950 (2,75^2 + 1,24^2) \cdot 153,5}{240 \cdot 80,02 \cdot 2,75^4 \cdot \sqrt{20}} \\ &= 0,845 \text{ s} \end{aligned}$$

$$T_c = \frac{\theta \cdot (D_1^2 + d_b^2) Q_{11}^0}{4,5 H_{11}^0 D_1 \sqrt{H_0}} = \frac{1,25 (2,75^2 + 1,24^2) \cdot 1,557}{4,5 \cdot 80,02 \cdot 2,75 \cdot 20} = 0,004$$

$$T_T = \frac{\Sigma LV}{GH_0} = \frac{464}{9,81 \cdot 20} = 2,36 \text{ s}$$

Ecuațiile diferențiale ale fenomenului devin :

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\bar{m} (1 + \xi)}{7,09} + \frac{\xi}{4183,1}$$

$$\frac{d\xi}{dt} = - \frac{2 + \xi}{q} \cdot \frac{\Delta \bar{q}}{\Delta t} - \frac{\xi}{1,18 \bar{q}}$$

$$\frac{dt}{dt} = 1$$

Mărimile  $\bar{m}$  și  $\bar{q}$  se calculează cu :



$$\frac{\eta_k}{n_{11}} \frac{\eta_{opt}}{n_{11}^{opt}} \cdot \frac{n_{11}^a - n_{11}}{n_{11}^a - n_{11}^{opt}}$$

$$Q_{11} = \frac{Q_{11}^a}{n_{11}^a} n_{11} + \frac{n_{11}^{opt}}{n_{11}^a} \frac{Q_{11}^{opt} n_{11}^a - Q_{11}^a n_{11}^{opt}}{\eta_{opt}} \frac{\eta_k}{n_{11}}$$

$$M_{11} = 95,50 Q_{11} \frac{\eta_k}{n_{11}}$$

$$\bar{q} = \frac{Q_{11}}{Q_{11}^0} \quad \frac{\Delta \bar{q}}{\Delta t} = \frac{\bar{q}_i - \bar{q}_{i-1}}{\Delta t}$$

$$\bar{m} = \frac{M_{11}}{M_{11}^0}$$

unde  $n_{11}^a \dots \dots \eta_{opt}$  se calculează din tabelele de mai jos pentru fiecare  $\alpha$  și  $\varphi$  utilizând o interpolare Lagrange.

$n_{11}^a$

$\varphi \backslash \alpha$	10	20	30	40	50	60
- 10	150	228	274	305	300	355
- 5	140	194	242	284	317	334
0	111	169	205	237	266	293
+ 5	104	156	190	221	249	273
+ 10	100	140	170	196	221	244
+ 15	88	126	152	175	196	216

$Q_{11}^a$

$\varphi \backslash \alpha$	10	20	30	40	50	60
- 10	0,26	0,51	0,69	0,86	1,02	1,16
- 5	0,28	0,55	0,81	1,07	1,33	1,60
0	0,32	0,62	0,90	1,17	1,45	1,73
+ 5	0,32	0,62	0,90	1,22	1,60	2,05
+ 10	0,32	0,62	0,90	1,23	1,61	2,05
+ 15	0,32	0,62	0,90	1,25	1,63	2,05

$n_{11}^{opt}$ 

$\varphi^\circ \backslash \alpha$	10	20	30	40	50	60
- 10	3	42	130	178	192	199
- 5	4	39	96	142	173	187
0	4	39	76	115	146	165
+ 5	4	32	74	104	131	150
+ 10	3	20	56	87	114	135
+ 15	2	16	47	74	100	121

 $Q_{11}^{opt}$ 

$\varphi^\circ \backslash \alpha$	10	20	30	40	50	60
- 10	0,03	0,26	0,45	0,59	0,66	0,65
- 5	0,11	0,33	0,53	0,79	0,86	0,97
0	0,11	0,37	0,60	0,81	1,00	1,18
+ 5	0,11	0,41	0,67	0,91	1,13	1,32
+ 10	0,11	0,44	0,74	1,00	1,24	1,46
+ 15	0,11	0,46	0,76	1,04	1,32	1,60

 $\eta^{opt}$ 

$\varphi^\circ \backslash \alpha$	10	20	30	40	50	60
- 10	44	71	80,5	78	66	47
- 5	36	67	85	89	82	68
0	33	61	80	90	90,1	84
+ 5	29	54	72,5	86	90	85
+ 10	24	47	67	83	89	87
+ 15	17	35	52	70	87	88

NOTA :

In tabelele de mai sus este introdusă mărimea  $\alpha$  care la turbinile bulb poate reprezenta chiar poziția paletelor directoare, iar la Kaplan ea este o mărime de calcul. In acest caz concret trecerea la valorile  $a_0$  se face simplu cu relația  $a_0 = 4\alpha$ .

Legile de mișcare ale organelor de reglare au fost aproximate prin drepte după cele din oscilograme - fig.V.56 - rezultând :

- aparatul director începe mișcarea după 0,3 s de la aruncarea

$\bar{Y}/s$

de sarcină, mișcarea făcându-se cu două viteze. Modificarea vitezei s-a produs la 2 s de la declanșarea prin strangularea secțiunii de evacuare din servomotor. În acest mod legea de mișcare a fost :

$$\begin{aligned} t \leq 0,3 & \quad \alpha = 60 \\ 0,3 \leq t \leq 2 & \quad \alpha = 65,11 - 17,05 t \\ t \geq 2 & \quad \alpha = 33,58 - 1,29 t \end{aligned}$$

- rotorul are o mișcare cu o singură lege, deplasarea începând după 0,4 secunde, ea fiind aproximată prin :

$$\begin{aligned} t \leq 0,4 & \quad \varphi = 10^0 \\ t \geq 0,4 & \quad \varphi = 10,40 - 1,008 t \end{aligned}$$

În final datele care se introduc în calculator, conform schemei logice din anexa 2 sînt :

$$\begin{aligned} T_a &= 6,259 ; T_b = 0,345 ; T_c = 0,004 ; T_t = 2,360 \\ n_{11}^0 &= 153,5 ; Q_{11}^0 = 1,557 ; M_{11}^0 = 80,02 ; \Delta t = 0,100 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= 60,000 & \beta_0 &= 0,000 & t_0 &= 0,3 \\ \alpha_1 &= 65,117 & \beta_1 &= 17,058 & t_1 &= 2,0 \\ \alpha_2 &= 33,586 & \beta_2 &= 1,293 & & \\ \gamma_0 &= 10,000 & \delta_0 &= 0,000 & t_\varphi &= 0,4 \\ \gamma_1 &= 10,403 & \delta_1 &= 1,008 & & \end{aligned}$$

Cele cinci tabele cu valorile  $n_{11}^a \dots \dots \dots \eta^{opt}$

Aceste date introduse în calculator permit calculul următoarelor mărimi :  $\nu, \zeta, \bar{q}, \bar{m}, q, m$ . Prezentăm alăturat listingul cu rezultatele calculului pentru acest exemplu. Rezultatele sînt prezentate și în fig.V.6b unde s-a trasat și variația turației efectiv măsurată.