

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC "MILITA VULI" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Constantin Viorel CALPIAN

CONFERINTII LA STUDIUL SI REALIZAREA ROTORILOR  
DE MASINI HIDRAULICE AXIALE SI AXIALE REVERSIBILE

- TEZA DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC  
Acad. prof. dr. doc. ing. Ioan ANTOE

1978

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA	
CENTRALĂ	
Ver. nr.	353.013
Data	122 Lit. G

C U P R I E S

	pag.
INTRODUCERE .....	3
NOTATI SI SIMBOLURI .....	5
<b>Cap.1 STUDIUL CRITIC ASUPRA METODELOR DE PROIECTARE CUNOSCUTE .....</b>	<b>16</b>
<b>1.1. Proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice axiale .....</b>	<b>16</b>
<b>1.2. Proiectarea rotoarelor de masini hidraulice axiale reversibile .....</b>	<b>18</b>
<b>1.3. Obiectul lucrării .....</b>	<b>20</b>
<b>Cap.2 O NOUA METODA DE PROIECTARE A ROTORILOR DE TURBINE HIDRAULICE AXIALE .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1. Alegerea dimensiunilor principale .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2. Determinarea elementelor asimptotice rotorului .....</b>	<b>28</b>
<b>2.3. Dimensionarea roşelcilor de profile plane rectilinii .....</b>	<b>32</b>
<b>2.4. Sensibilitatea la cavitaţie .....</b>	<b>59</b>
<b>2.5. Construirea paletelor .....</b>	<b>68</b>
<b>2.6. Aplicarea metodei de proiectare. Rezultate experimentale .....</b>	<b>69</b>
<b>Cap.3 METODA DE PROIECTARE A ROTORILOR DE MASINI HIDRAULICE AXIALE REVERSIBILE .....</b>	<b>81</b>
<b>3.1. Realizarea funcţionării reversibile a maşinilor hidraulice axiale .....</b>	<b>82</b>
<b>3.2. Analiza funcţionării în condiţii reversibile a rotoarelor de turbine hidraulice axiale .....</b>	<b>87</b>
<b>3.3. Dimensiunile principale şi elementele asimptotice asociate rotoarelor axiale cu funcţionare reversibilă .....</b>	<b>94</b>
<b>3.4. Construirea rotoarelor axiale cu funcţionare reversibilă .....</b>	<b>112</b>
<b>3.5. Bazele teoretice ale concepţiei profilelor reversibile .....</b>	<b>122</b>
<b>3.6. Construirea paletelor reversibile. Aplicarea metodei .....</b>	<b>133</b>

3.7. Rezultate experimentale .....	135
Cap.4 METODA TEORETICA DE CALCUL A FORTELOR SI MOMENTELOR DE NATURA HIDRAULICA CE SE DEZVOLTA PE PALETELE ROTORILOR DE MASINI HIDRAULICE AXIALE SI AXIALE ...REVERSIBILE .....	183
4.1. Prezentarea forțelor și momentelor sub formă de caracteristici, relații de similitudine .....	184
4.2. Metodă teoretică de determinare a forțelor și momentelor de natura hidraulică .....	187
4.3. Rezultate teoretice. Comparaii cu date experimentale .....	191
Cap.5 INCERCARILE EXPERIMENTALE .....	199
5.1. Prezentarea sumară a stațiunilor experimentale .....	200
5.2. Metodele de încercare și prelucrare a rezultatelor .....	205
Cap.6 VALORIFICAREA SI EFICIENȚA ECONOMICĂ A REZULTATELOR OBTINUTE ÎN CADRUL TRAZII .....	207
6.1. Modernizarea hidroagregatelor de la C.H.L. Roznov II și Bacău II .....	208
6.2. Realizarea modelului pentru hidroagregatele reversibile ce vor echipa C.H.E. de pe râul Olt, Slatina și sectorul Slatina - Dunăre .....	209
Cap.7 CONTRIBUȚII PERSONALE, CONCLUZII .....	211
BIBLIOGRAFIE .....	219

## I N T R O D U C E R E

Studiul și cercetarea mașinilor hidraulice în țara noastră au fost inițiate de colectivul Catedrei de Mașini Hidraulice a Institutului Politehnic Timișoara sub conducerea profesorului Aurel Bărgăzan. De munca acestui colectiv sînt legate primele generații de specialiști în acest domeniu și primele mașini, ceea ce a permis, în anul 1960, începerea fabricației de turbine la uzinele din Reșița. De la aceste începuturi și pînă în prezent, concepția și execuția hidroagregatelor a înregistrat adevărate recorduri mondiale. Listele de referință I.C.I.S.N. Reșița - I.C.I.S.N. Reșița cuprind, la ora actuală, peste 100 de agregate care însumează o putere de circa 2.000 kW.

Avînd la bază experiența laboratorului de la Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara, în anul 1971 se pune în funcțiune la Reșița una dintre cele mai moderne baze de cercetări în domeniul mașinilor hidraulice. În cei peste 8 ani de existență, colectivul acestui laborator, în colaborare cu catedrele de specialitate din Institutele Politehnice Timișoara și București, a desfășurat o activitate remarcabilă în domeniul concepției și experimentării tuturor tipurilor de mașini hidraulice. S-au realizat modele de turbine și mașini hidraulice axiale reversibile cu performanțe energo-cavitaționale la nivelul superior al realizărilor mondiale, s-au cercetat și perfecționat soluții constructive noi, s-au efectuat cercetări complexe pe ansamble, subansamble și agregate industriale.

Dezvoltarea bazei tehnice - materiale, precum și organizarea întregii activități de cercetare în domeniul mașinilor hidraulice sînt rezultatul vastului program de amenajare a potențialului hidroenergetic național, stabilit de documentele programatice ale Partidului Comunist Român.

Format la școala timișoreană, autorul acestei lucrări participă din 1970 la activitatea de cercetare în domeniul mașinilor hidraulice ce se desfășoară la I.C.I.S.N. Reșița.

Problemele tratate în teză, rezultatele teoretice și experimentale obținute în domeniul mașinilor hidraulice axiale și axiale reversibile, au rezultat din cauterile permanente de re-

zolvare a sarcinilor pe care le pune în fața noastră programul național de amenajare a potențialului hidroenergetic, din dorința de afirmare și dezvoltare continuă a științei și tehnicii românești.

Cunoscător al metodelor teoretice moderne din hidrodinamica rețelilor de profile, elaborate de prof. C. Popa și a cercetărilor experimentale asupra acestor rețele conduse de acad. I. Anton și prof. V. Anton, am ales, în cercetările efectuate, calea îmbinării teoriei cu experiența. Aceasta, din convingerea că numai așa se pot obține rezultate concludente într-un timp scurt cerut de actuala etapă de dezvoltare a societății noastre.

Prezenta lucrare sintetizează rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale pe care le-am efectuat asupra rotoarelor de turbine și mașini hidraulice axiale reversibile din anul 1971 și până în prezent.

Pentru aceste rezultate mulțumesc profesorilor mei de la Catedra de Mașini Hidraulice de la Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara și în mod deosebit academicianului Ioan Anton pentru conducerea, îndrumarea și sprijinul acordat în toate fazele realizării acestei lucrări.

Mulțumesc colegilor mei, mai în vârstă sau mai tineri, de la Laboratorul de Mașini Hidraulice din aceeași instituție pentru ajutorul și colaborarea sinceră și tuturor celor care au sprijinit aceste cercetări.

### NOTAȚII ȘI SIMBOLURI

Dezvoltările teoretice și interpretarea rezultatelor experimentale impun utilizarea unui mare număr de simboluri și notații. Pentru o exprimare unitară și bună urmărire a textului, acestea se grupează în lista ce urmează, prezentându-se în ordinea apariției în text. În cazul în care simbolurile, sau notațiile se repetă în cadrul lucrării, cu semnificații diferite, se indică și numărul relațiilor, sau paragraful în care apar, din dorința respectării unor notații consacrate.

$k_A = k_0$  - coeficientul de influență pentru portanță al rețelei de profile

$C_A = C_{AR}$  - coeficientul de portanță al profilului dispus în rețea

$C_{AS}$  - coeficientul de portanță al profilului singular, sau izolat

$t$  - pasul rețelei de profile plane rectilinii

$\lambda$  - unghiul de instalare al profilelor în rețeaua plană rectilinie

$l$  - coarda profilului

$C$  - conturul profilului central al rețelei plane rectilinii

$\frac{t}{l}$  - pasul relativ al rețelei de profile plane rectilinii

$x, y$  - coordonate cartezice

$D_1 = D$  - diametrul exterior al rotorului

$d$  - diametrul butucului rotorului

$\nu$  - raportul dintre diametrul butucului și diametrul exterior al rotorului

$D_0$  - diametrul de așezare al paletelor aparatului director

$ku_x$  - coeficientul vitezei tangențiale

$U_R$  - viteza tangențială la periferia rotorului

$g$  - accelerația gravitațională

$H$  - căderea de calcul a rotorului

$n_s$  - turația specifică în regimul de calcul al rotorului

$n_s^*$  - turația specifică adimensională

$\eta_T$  - randamentul turbinei

- $\gamma$  - greutatea specifică a apei
- $n_{11}$  - turajia unitară
- $r$  - raza secțiunii de calcul
- $\delta_u$  - coeficientul de deviație al curentului
- $V_u$  - proiecția vitezei absolute a curentului pe direcție tangențială
- $v_u$  - proiecția vitezei relative a curentului pe direcție tangențială
- $V_M$  - viteza meridională, sau medie
- $\Delta$  - simbol pentru diferențe
- $\beta$  - unghiul dintre viteza relativă și viteza tangențială
- $k_{V_M}$  - coeficientul vitezei meridionale, sau medii
- $k_{V_{M_B}}$  - coeficientul vitezei meridionale, sau medii la ieșirea din rotor
- $V_{M_B}$  - viteza meridională, sau medie la ieșirea din rotor
- $\Phi$  - coeficientul de acbit
- $n_x$  - coeficientul de variație al vitezei medii, sau meridionale
- $Q$  - debitul de calcul al rotorului
- $Q_1$  - debitul instalat pe agregat la centrală
- $k$  - coeficientul de torsionare al curentului la ieșirea din rotor
- $Q_{11}$  - debitul unitar
- $\eta_h$  - randamentul hidraulic al rotorului
- $R$  - raza exterioară a rotorului
- $\delta_r$  - raportul dintre o rază oarecare și raza exterioară a rotorului
- $n$  - turajia rotorului
- $P_1$  - puterea turbinei la debitul  $Q_1$
- $s_1$  - turajia specifică la debitul  $Q_1$
- $a, b$  - constante (2.17)
- $\vec{V}$  - viteza absolută a curentului prin rotorul de turbină
- $\vec{v}$  - viteza relativă a curentului prin rotorul de turbină
- $\vec{u}$  - viteza tangențială a curentului prin rotorul de turbină
- $v_\infty$  - viteza asimptotică de calcul a secției de profil, echivalentă cu  $\vec{V}_\infty$  (paragraful 2.3)

- $\beta_\infty$  - unghiul dintre viteza asimptotică  $\vec{u}_\infty$  și viteza tangențială  $\vec{u}$
- $\beta_a$  - unghiul de așezare al profilului în rețea
- $\alpha_\infty$  - unghiul de incidență
- $\frac{l}{t}$  - desimea rețelei de profile
- $Z$  - numărul paletelor rotorului
- $Z_0$  - numărul paletelor aparatului director
- $f$  - săgeata maximă a scheletului profilului dispus în rețea
- $x_f$  - poziția săgeții maxime față de bordul de atac al profilului dispus în rețea
- $\frac{f}{l}$  - săgeata maximă relativă a profilului dispus în rețea
- $\frac{x_f}{l}$  - poziția săgeții maxime relative a profilului dispus în rețea
- $C_{w_0}$  - coeficientul de rezistență la înaintare al profilului singular
- $C_w$  - coeficientul de rezistență la înaintare al profilului dispus în rețea
- $d$  - grosimea maximă a profilului dispus în rețea
- $x_d$  - poziția grosimii maxime față de bordul de atac al profilului dispus în rețea
- $\frac{d}{l}$  - grosimea maximă relativă a profilului dispus în rețea
- $\frac{x_d}{l}$  - poziția grosimii maxime relative a profilului dispus în rețea
- $(z)$  - planul complex al rețelei de profile
- $R$  - domeniul complex al rețelei de profile
- $\omega$  - perioada geometrică a rețelei
- $C$  - conturul profilului central al rețelei cuprins în planul  $(z)$  (calculul rețelelor de profile)
- $i$  - unitatea imaginară
- $D^-$  - domeniul exterior profilurilor pe  $R$
- $D^+$  - domeniul închis de contururile profilurilor pe  $R$
- $\xi$  - afixul punctului aparținând conturului  $C$
- $z$  - afixul punctului aparținând domeniului  $D^-$
- $\xi, \eta$  - părțile reală și imaginară a lui  $\xi$
- $\in$  - apartenența (notație din logica simbolică)
- $w(z)$  - viteza complexă în planul rețelei
- $v_x, v_y$  - părțile reală și imaginară a vitezei complexe  $w(z)$



- $w(\pm\infty)$  - vitezele asimptotice complexe după și înainte de rețea
- $w_\infty$  - viteza complexă asimptotică de calcul în planul (z)
- $\Gamma$  - circulația vitezei
- $V_\infty$  - modulul vitezei complexe asimptotice de calcul (paragraful 2.3), echivalentă cu viteza asimptotică reală  $w_\infty$  (paragraful 2.2)
- $p_\infty$  - presiunea corespunzătoare lui  $V_\infty$
- $\Rightarrow$  - implicația (notație din logica simbolică)
- $\wedge$  - conjuncția „și” (notație din logica simbolică)
- $\equiv$  - echivalența (notație din logica simbolică)
- $(\bar{z})$  - planul complex al profilului singular
- $\bar{C}$  - conturul profilului singular cuprins în  $(\bar{z})$
- $w^0(\bar{z})$  - viteza complexă în planul profilului singular
- $\bar{v}_x, \bar{v}_y$  - părțile reală și imaginară a vitezei complexe  $w^0(\bar{z})$
- $w_\infty^0$  - viteza complexă asimptotică de calcul în planul  $(\bar{z})$
- $V_\infty^0$  - modulul vitezei complexe asimptotice de calcul  $w_\infty^0$
- $\alpha_\infty^0$  - unghiul de incidență în planul  $(\bar{z})$
- $(\bar{z}_\kappa)$  - planul complex al cercului „cinig
- $K$  - conturul cercului „cinig în planul  $(\bar{z}_\kappa)$
- $w_\kappa(\bar{z}_\kappa)$  - viteza complexă în planul cercului „cinig
- $(\bar{z}_\kappa)$  - planul complex al cercului Jukovski
- $\bar{K}$  - conturul cercului Jukovski în planul  $(\bar{z}_\kappa)$
- $\Delta^-$  - domeniul exterior cercului „cinig
- $\Delta^+$  - domeniul interior cercului „cinig
- $\bar{\Delta}^-$  - domeniul exterior cercului Jukovski
- $\bar{\Delta}^+$  - domeniul interior cercului Jukovski
- $\bar{\Delta}$  - domeniul interior cercului Jukovski
- $z_\kappa$  - afișul punctului aparținând domeniului  $\Delta^-$
- $\bar{z}_\kappa$  - afișul punctului aparținând cercului „cinig  $K$
- $\varphi = \varphi_0 + \psi$  - argument pe cercul „cinig  $K$  (paragraful 2.3)
- $Z(\bar{z}_\kappa)$  - funcția de transformare conformă a domeniului exterior cercului „cinig  $K$  pe domeniul exterior rețelei de profile CER
- $c$  - coeficient complex asociat rețelei de profile
- $c_0$  - partea reală a coeficientului  $c$
- $c_{i0}$  - partea imaginară a coeficientului  $c$
- $Z_1(\bar{z}_\kappa)$  - funcția de transformare conformă „cinig

$\bar{f}(z_n)$  - conjugata funcției  $f(z_n)$

$x_n = \pm \frac{1}{m}$  - abscisa punctelor singulare în planul cercului  
Weinig K

$a_n, b_n$  - coeficienți asociați profilului dispus în rețea

$C_L$  - placa plană dreaptă

$\zeta_L$  - afixul punctului aparținând plăcii  $C_L$

$(z_L)$  - planul complex al rețelei de plăci

$\xi_L$  - partea reală a lui  $\zeta_L$

$D_L^-$  - domeniul exterior rețelei de plăci

$\text{Re} \{ f(\zeta_n) \}$  - partea reală a funcției  $f(\zeta_n)$  (2.57)

$\text{Im} \{ \zeta_n F(\zeta_n) \}$  - partea imaginară a funcției  $\zeta_n F(\zeta_n)$  (2.64)

$\vee$  - disjuncția „sau” (notație din logica simbolică)

$\subset$  - incluziunea (notație din logica simbolică)

$\zeta_n^0$  - afixul punctului aparținând domeniului  $\Delta^0$

$\zeta_n^0$  - afixul punctului aparținând cercului Jukovski  $\Gamma^0$

$\psi$  - argument pe cercul Jukovski  $\Gamma^0$

$D^0$  - domeniul exterior profilului singular

$D^0+$  - domeniul interior profilului singular

$\zeta_n^0$  - afixul punctului aparținând conturului  $\partial$

$\xi, \eta$  - părțile reală și imaginară a lui  $\zeta$

$c$  - coeficient complex asociat profilului singular

$\xi_0$  - partea reală a coeficientului  $c$

$\eta_0$  - partea imaginară a coeficientului  $c$

$a_n, b_n$  - coeficienți asociați profilului singular

$\forall$  - cuantificatorul universal „pentru orice” (notație din logica simbolică)

$\exists$  - cuantificatorul existențial „există cel puțin un” (notație din logica simbolică)

$u = f(n, \lambda)$  (paragraful 2.3)

$v, r, \varphi = f(n, \lambda)$  (paragraful 2.3)

$V_{zt}$  - viteza tangentă la cercul „Weinig K”

$V_t$  - viteza tangentă la profilul C

$V_{t_0}, \gamma_{t_1}$  - componentele vitezei  $V_t$

$\vartheta_t$  - viteza tangentă la profilul singular  $\partial$

- $\vec{V}_{t_0}, \vec{V}_{t_1}^0$  - componentele vitezei  $\vec{V}_t$
- $\Delta$  - forța portantă pe profil (2.125), (cap.4)
- $\rho$  - densitatea mediului fluid
- $L$  - momentul hidraulic care soliciță profilul dispus în rețea
- $C_L$  - coeficientul momentului hidraulic  $L$
- $(Z_S)$  - planul complex al scheletului (fig.11)
- $(Z_L)$  - planul complex al plăcii echivalente (fig.11,12)
- $Z_S$  - afișul punctului aparținând planului  $(Z_S)$
- $(x_S, y_S)$  - coordonatele scheletului (2.137)
- $A_0, A_1$  - coeficienți utilizați la calculul scheletului profilului (2.135)
- $x_{L_f}$  - corespădentalul lui  $x_f$  pe placa echivalentă
- $(Z)$  - planul complex al profilului simetric (fig.12)
- $B_0, B_1, B_2$  - coeficienți utilizați la calculul profilului simetric (2.146)
- $x_{L_d}$  - corespădentalul lui  $x_d$  pe placa echivalentă
- $(x = \xi, y = \eta)$  - coordonatele profilului singular (2.160), (2.161)
- $\sigma_T$  - coeficientul de cavitație al turbinei
- $p_{at}$  - presiunea atmosferică
- $p_{vap}$  - presiunea de vaporizare a apei
- $A = \frac{p_{at}}{\gamma}$  - constantă (2.168)
- $A_t = \frac{p_{vap}}{\gamma}$  - constantă
- $\sigma_{inst}$  - coeficientul de cavitație al instalației, sau coeficientul lui Thoma
- $k_{p_{max}}$  - coeficientul de depresiune maximă pe profil
- $\eta_{ta}$  - randamentul tubului de aspirație
- $M$  - punctul de minimă presiune pe paletă (paragraful 2.4)
- $v_M$  - viteza relativă în punctul de minimă presiune
- $a_{MD}$  - diferența dintre cota secțiunii de minimă presiune pe paleta rotorului ( $-$ ) și cota planului de referință
- $h_s$  - înălțimea de aspirație
- $\alpha_{cc}$  - unghiul de incidență critic cavitațional

$x_c$  - poziția minimumului de presiune față de bordul de atac al profilului

$\frac{x_c}{l}$  - poziția relativă a minimumului de presiune

$$a = f(a_n^{\circ}, b_n^{\circ}, \psi) \quad (2.178)$$

$$b = f(a_n^{\circ}, b_n^{\circ}, \psi) \quad (2.179)$$

$\varphi_{\max}$  - unghiul camerei spirale

$\vec{U}^T$  - viteza tangențială a rotorului reversibil în regiunea de turbinare

$\vec{U}^P$  - viteza tangențială a rotorului reversibil în regiunea de pompare

$\alpha_{\infty}^T$  - unghiul de incidență al curentului realizat de profilul cu funcționare reversibilă în regiunea de turbinare

$\alpha_{\infty}^P$  - unghiul de incidență al curentului realizat de profilul cu funcționare reversibilă în regiunea de pompare

$p$  - presiunea în zona de măsură pe profil

$C_{AS}^T$  - coeficientul de portanță al profilului singular reversibil în regiunea de turbinare

$C_{AS}^P$  - coeficientul de portanță al profilului singular reversibil în regiunea de pompare

$C_{WS}^T$  - coeficientul de rezistență la înaintare al profilului singular reversibil în regiunea de turbinare

$C_{WS}^P$  - coeficientul de rezistență la înaintare al profilului singular reversibil în regiunea de pompare

$k_w$  - coeficientul de influență al rețelei de profile pentru rezistența la înaintare

$k_A^{TP}$  - coeficientul de influență pentru portanță în condiții de curgere directă prin rotorul Kaplan

$k_A^{PP}$  - coeficientul de influență pentru portanță al unei rețele de pompă axială

$k_A^{TP}$  - coeficientul de influență pentru portanță în condiții de curgere inversă prin rotorul Kaplan

$k_y$  - coeficientul de influență pentru rezistență la înaintare în condiții de curgere directă prin rotorul Kaplan

$k_y^{PK}$  - coeficientul de influență pentru rezistență la înaintare al unei rețele de pompă axială

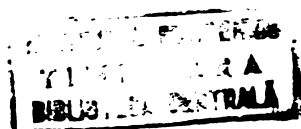
$k_y^{TP}$  - coeficientul de influență pentru rezistență la înaintare în condiții de curgere inversă prin rotorul Kaplan

- $\zeta_p$  - coeficientul de pierderi la trecerea curentului prin rețeaua de profile
- $\Delta p_{tot}$  - căderea de presiune totală la trecerea curentului prin rețea
- $\theta$  - unghiul rigid de rotire al paletelor de la poziția optimă de funcționare în regim de turbinare la poziția optimă în regim de pompare, la rotorul reversibil
- $\Delta\beta^T$  - deviația unghiulară a curentului prin rotorul reversibil în regim de turbinare
- $\Delta\beta^P$  - deviația unghiulară a curentului prin rotorul reversibil în regim de pompare
- $\vec{T}$  - sensul de turbinare la mașina axială - reversibilă
- $\vec{P}$  - sensul de pompare la mașina axială reversibilă
- $\lambda^T$  - unghiul de instalare al profilelor în rețeaua de turbină a rotorului reversibil
- $\lambda^P$  - unghiul de instalare al profilelor în rețeaua de pompă a rotorului reversibil
- $\vec{u}^T$  - viteza tangențială a curentului prin rotorul reversibil în regim de turbină
- $\vec{u}^P$  - viteza tangențială a curentului prin rotorul reversibil în regim de pompă
- $\vec{w}_\infty^T$  - viteza de calcul asimptotică rețelei de profile în regim de turbină
- $\vec{w}_\infty^P$  - viteza de calcul asimptotică rețelei de profile în regim de pompă
- $\beta_\infty^T$  - unghiul dintre viteza asimptotică  $\vec{w}_\infty^T$  și viteza tangențială  $\vec{u}^T$  în regim de turbină
- $\beta_\infty^P$  - unghiul dintre viteza asimptotică  $\vec{w}_\infty^P$  și viteza tangențială  $\vec{u}^P$  în regim de pompă
- $\beta_a^T$  - unghiul de așezare al profilelor în rețeaua de turbină a rotorului reversibil
- $\beta_a^P$  - unghiul de așezare al profilelor în rețeaua de pompă a rotorului reversibil
- $\vec{v}^T$  - viteza relativă a curentului prin rotorul reversibil în regim de turbină
- $\vec{v}^P$  - viteza relativă a curentului prin rotorul reversibil în regim de pompă
- $\vec{V}^T$  - viteza absolută a curentului prin rotorul reversibil în regim de turbină

- $\vec{V}^P$  - viteza absolută a curentului prin rotorul reversibil în regim de pompă
- $V_u^T$  - proiecția vitezei absolute a curentului prin rotorul reversibil pe direcție tangențială în regim de turbină
- $V_u^P$  - proiecția vitezei absolute a curentului prin rotorul reversibil pe direcție tangențială în regim de pompă
- $W_u^T$  - proiecția vitezei relative a curentului prin rotorul reversibil pe direcție tangențială în regim de turbină
- $W_u^P$  - proiecția vitezei relative a curentului prin rotorul reversibil pe direcție tangențială în regim de pompă
- $V_M^T$  - viteza medie a curentului prin rotorul reversibil în regim de turbină
- $V_M^P$  - viteza medie a curentului prin rotorul reversibil în regim de pompă
- $\beta^T$  - unghiul dintre vitezele relativă și tangențială ale curentului prin rotorul reversibil în regim de turbină
- $\beta^P$  - unghiul dintre vitezele relativă și tangențială ale curentului prin rotorul reversibil în regim de pompă
- $H^T$  - căderea de calcul a rotorului reversibil în regim de turbinare
- $Q_{i1}^T$  - debitul instalat pe agregatul reversibil în centrală în regim de turbină
- $H^P$  - înălțimea de pompare de calcul a rotorului reversibil în regim de pompare
- $\eta_h^T$  - randamentul hidraulic al rotorului reversibil în regim de turbinare
- $Q^T$  - debitul de calcul al rotorului reversibil în regim de turbină
- $Q^P$  - debitul de calcul al rotorului reversibil în regim de pompă
- $\eta_h^P$  - randamentul hidraulic al rotorului reversibil în regim de pompare
- $L^T$  - notație
- $L^P$  - notație
- $S_r$  - secțiunea rotorului elementar
- $Q_r$  - debitul de trecere prin rotorul elementar de secțiune  $S_r$
- $K$  - notație
- $Q_{i1}^P$  - debitul instalat pe agregatul reversibil în centrală în regim de pompă

- $n_s^T$  - turația specifică a mașinii reversibile în regim de turbină pentru punctul de calcul
- $n_s^P$  - turația specifică a mașinii reversibile în regim de pompă pentru punctul de calcul
- $C_A^T$  - coeficientul de portanță al profilului reversibil dispus în rețeaua de turbină
- $C_A^P$  - coeficientul de portanță al profilului reversibil dispus în rețeaua de pompă
- $\left(\frac{f}{l}\right)^P$  - săgeata maximă relativă a scheletului profilului corespunzător regimului de pompare al mașinii reversibile (Tabelul nr.6)
- $\left(\frac{f}{l}\right)^T$  - săgeata maximă relativă a scheletului profilului corespunzător regimului de turbinare al mașinii reversibile (Tabelul nr.6)
- $C_1 \bullet C_{25}$  - coeficienți
- $L_1 \bullet L_5$  - termeni liberi (3.49)
- $\dot{y}_s (\dot{\Psi})$  - funcția scheletului profilului singular
- $\dot{y}_g (\dot{\Psi})$  - funcția de grosime a profilului singular
- $\frac{\dot{x}_d}{l}$  - poziția grosinii maxime relative față de bordul de atac al profilului singular
- $\frac{\dot{x}_p}{l}$  - poziția săgeții maxime relative față de bordul de atac al profilului singular
- $\varphi$  - unghiul de poziție al paletelor rotorului
- $\alpha$  - unghiul de poziție al paletelor aparatului director
- $n_{11}^T$  - turația unitară a modelului reversibil în regim de turbină
- $n_{11}^P$  - turația unitară a modelului reversibil în regim de pompă
- $Q_{11}^T$  - debitul unitar al modelului reversibil în regim de turbină
- $Q_{11}^P$  - debitul unitar al modelului reversibil în regim de pompă
- $\eta^T$  - randamentul interior al modelului reversibil în regim de turbină
- $\eta^P$  - randamentul interior al modelului reversibil în regim de pompă
- $\sigma^T$  - coeficientul de cavitație măsurat la modelul reversibil în regim de turbină

- $\sigma^P$  - coeficientul de cavitație măsurat la modelul reversibil.  
- în regim de pompă
- $\vec{A}$  - forța totală pe paleta rotorului axial (cap.4)
- $\vec{A}_{ax}$  - forța axială pe paletă
- $\vec{A}_u$  - forța tangențială pe paletă
- $\vec{F}_c$  - forța centrifugă pe paletă
- $\vec{G}$  - greutatea paletelor
- $e$  - brațul forței totale față de axa paletelor
- $\vec{M}$  - momentul total ce se dezvoltă pe paletă (cap.4)
- $P_{11}$  - puterea unitară
- $A_{u11}$  - forța tangențială unitară
- $A_{ax11}$  - forța axială unitară
- $A_{11}$  - forța totală unitară
- $M_{11}$  - momentul total unitar
- $\vec{M}_h$  - momentul forțelor de natură hidraulică (cap.4)
- $\vec{M}_c$  - momentul forțelor centrifugale
- $k_{w_\infty}$  - coeficientul vitezei asimptotice  $w_\infty$
- $k_1, k_2$  - coeficienți
- $S_1$  - suprafață din paletă generată de profilul de coardă  $l_1$
- $L_1 \dots L_n$  - porțiuni de paletă (cap.4, fig.100)





## Cap.1. STUDIUL CRITIC ASUPRA METODELOR DE PROIECTARE CURESCUTĂ

### 1.1. Proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice axiale

Turbinele hidraulice axiale, Kaplan și bulb, fiind destinate căderilor relativ mici (1 + 90 m) și debitelor mari, s-au proiectat și executat până în prezent într-o gamă extinsă de dimensiuni și puteri. Realizările în acest domeniu sînt multiple, de la turbinele Kaplan și bulb mici, care echipează centralele de pe râuri, până la giganții ce funcționează în centralele fluviale.

Cu toate acestea, dată fiind complexitatea fenomenelor fizice ce se produc în timpul funcționării, nu există o metodologie unitară de concepție a acestor turbine care să ducă la rezultatele dorite, fără să necesite un volum mare de experimentări.

Dintre părțile componente ale unei turbine axiale, cea care prezintă importanță maximă este rotorul, elementul care prelucerează și transformă energia apei. De el depinde în cea mai mare măsură comportarea energetică și cavitațională a mașinii. De aceea, studiile și cercetările cele mai complexe s-au efectuat asupra rotorului în general și a paletelor în special.

În general, metodele de proiectare a paletelor rotoarelor de turbine axiale au la bază fie cercetările experimentale asupra profilelor aerodinamice izolate, fie cercetările teoretice și experimentale asupra rețelelor de profile. Dintre sursele bibliografice care tratează problema concepției acestor palete selecționăm următoarele: [1],[2],[3],[4],[5],[6],[7],[8],[9],[10],[11],[12],[13],[14].

Metodele bazate pe caracteristicile profilelor izolate sînt grupate în așa zisă metodă a portanței, care se utilizează încă pe scară largă în proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale, turbine sau pompe. Profilele izolate, utilizate în aviație, au fost și mai sînt obiectele unor cercetări sistematice, ceea ce a dus la alcătuirea a numeroase cataloage de caracteristici. Dintre aceste cataloage cel mai des utilizat este cel alcătuit de Siegel [15]. La turbinele axiale nu se pot utiliza caracteristicile profilelor izolate așa cum sînt date ele în cataloage,

353.013  
Data 122 Lit. G

deoarece paletajul rotorului generează rețele de profile - sisteme periodice - ce modifică aceste caracteristici. În mod uzual această influență a rețelei se exprimă prin intermediul unui coeficient, care a fost definit de Weinig sub forma:

$$k_0 = \frac{C_{AR}}{C_{AS}} \quad (1.1)$$

unde:  $C_{AR}$  este coeficientul de portanță al profilului dispus în rețea, iar

$C_{AS}$  este coeficientul de portanță al profilului izolat, sau singular

Unul din dezavantajele metodei portanței îl constituie tocmai acest coeficient de influență.

Literatura de specialitate, lipsită de măsurători sistematice asupra rețelelor de profile, oferă date aproximative referitoare la alegerea și calculul coeficienților de influență. Relația lui Troskura [10], determinată teoretic pentru rețeaua de plăci curbe și generalizată pentru rețeaua de profile groase, nu are precizia necesară. Această relație este corectată de L. Sigak în anul 1953 [16], pe baza unor măsurători efectuate în tunelul hidrodinamic de la Mărkov. Recent, prof. V. Anton [2], în urma corectărilor experimentale efectuate pe rețele de profile, propune o nouă relație pentru calculul coeficientului de influență  $k_0$ , dar numai pentru rețele formate din profile groase de curbură mică. Din cele prezentate se vede că nici la ora actuală problema coeficientului de influență al rețelei nu este complet elucidată.

În afară de aceste neajunsuri metoda portanței nu permite nici un control asupra profilării paletelor. Mai mult decât atât, profilele din cataloage sînt înscrise în aripi de anvergură finită, iar paleta rotorului turbinei axiale se consideră de anvergură infinită. De asemenea grosimile acestor profile nu corespund, în general, cu grosimile necesare în diferitele secțiuni de calcul ale paletelor. În aceste condiții este necesar să se facă transpunerea caracteristicilor profilurilor din cataloage la anvergură infinită și grosimile necesare. Relațiile de transpunere sînt statistice și se prezintă în [17]. Aceste dificultăți, rezultate din profilarea paletelor turbinei axiale, determină greutăți în analiza rezultatelor experimentale și în aprecierea influenței parametrilor geometrici și hidrodinamici care intervin la proiectarea paletelor.

Pentru eliminarea dezavantajelor arătate la metoda . portanței, majoritatea școlilor și centrelor de cercetări în domeniul mașinilor hidraulice au recurs la metodele oferite de teoria hidrodinamică a rețelelor de profile. Astfel, pentru condiții hidrodinamice date se dimensionează teoretic rețelele de profile corespunzătoare din care rezultă paleta turbinei axiale. În felul acesta se elimină folosirea profilelor din cataloage și calculul coeficienților de influență ai rețelelor. Dar, nici aceste metode nu au soluționat, până în prezent, problema dimensionării rotorului de turbină axială cu rezultate superioare metodei portanței. Aceasta, datorită ipotezelor care se acceptă pentru încadrarea într-un model matematic a curgerii prin rotor și anume atribuirea de proprietăți ideale fluidului și proprietăți potențiale curgerii. Dar, în realitate, fluidul este viscos și mișcarea este turbulentă ceea ce determină o variație a pierderilor hidraulice care nu poate fi cuprinsă în calculele teoretice.

Din cauza acestor dificultăți, cercetările recente sînt orientate înspre îmbinarea studiilor teoretice cu încercări experimentale pe modele. În felul acesta, calculele teoretice ale rețelelor de profile se corectează cu influența stratului limită și a turbulenței [18].

Între aceste două categorii de metode, se remarcă recent apariția metodei bazate pe cercetările experimentale asupra rețelelor de profile [1],[2]. Așa cum arată rezultatele experimentale obținute la D.C.I.H. Timișoara, această metodă oferă posibilitatea proiectării paletelor rotorului la regimul dorit și care să aibe o funcționare optimă energetic și cavitațional. Din păcate însă, extinderea acestei metode este limitată de cercetările experimentale asupra rețelelor de profile care sînt laborioase și de lungă durată. În aceste condiții, întocmirea unor cataloage de rețele de profile necesare proiectării paletelor necesită importante forțe materiale și umane.

## 1.2. Proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile

Mașinile hidraulice reversibile, în general, au apărut ca o consecință a utilizării rașionale a potențialului hidroenergetic. Dintre acestea, cele de tipul axial sînt puține la număr,

neexistând nomenclaturi de modele ca în cazul turbinelor și pompelor.

Asinilarea hidroagregatelor axiale reversibile se poate considera că începe o dată cu punerea în funcțiune a centralei maremotrice de la Dance, în anul 1966 [18], ale cărei mașini au o putere de 10 MW fiecare.

Indiferent de soluția constructivă de ansamblu, la aceste mașini, mai mult decât la oricare altele, rotorul este elementul esențial în obținerea unor rezultate optime, deoarece el realizează cele două regimuri, turbinare-pompă.

Literatura de specialitate nu a publicat, până în prezent, o metodă de concepție a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile. În [19] și [20] se menționează că în U.S.S.R. s-au obținut rotoare reversibile prin modificarea unor rotoare de turbine Kaplan, fără a se preciza procedeul.

Deoarece utilizarea unor palete de turbine, sau pompe axiale la rotorul mașinii hidraulice axiale reversibile, este nerățională [21], [22], cercetările în acest domeniu au fost îndreptate în sensul precizării unor principii și condiții ce trebuie respectate la realizarea paletelor reversibile. Astfel în [19], [20], [23], [24], se sugerează următoarele:

- sensul de rotație în regim de pompă să fie invers sensului de rotație în regim de turbinare;
- muchiile de intrare și ieșire ale paletelor să fie cu raze de curbatură aproximativ egale și mai mici (circa de două ori) decât cele ale muchiilor de intrare a paletelor de turbină, sau pompă-axială;
- grosimea maximă a profilurilor să fie plasată la mijlocul lor, sau deplasată înspre bordul de atac ca pompă (maxim 10 %);
- circulația pe paletă să se considere constantă în lungul razei;
- calculul paletelor reversibile să se facă considerând ieșirea din rotor normală în regimul de turbinare, respectiv intrarea în regimul de pompă <sup>normală</sup>;
- raportul dintre diametrul butucului și cel al rotorului să fie apropiat ca valoare de cel ce se

adoptă în cazul pompelor axiale.

### 1.3. Obiectul lucrării

Amenajarea potențialului hidroenergetic al țării noastre, datorită varietății bazinelor hidrografice, impune utilizarea tuturor tipurilor de mașini hidraulice cunoscute.

În aceste condiții la I.C.P.D.H. Reșița, concepția mașinilor hidraulice s-a dezvoltat în mod continuu.

Prezenta lucrare se încadrează în eforturile colectivului de cercetători ai acestui institut, abordând studiul rotoarelor de mașini hidraulice axiale, mașini cu cea mai mare pondere în cadrul amenajărilor viitoare.

Pornind de la realizările și limitele metodelor de proiectare cunoscute, lucrarea prezintă metode noi de dimensionare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile, precum și o concepție originală asupra acestor mașini; turbina și pompa axială sunt cazuri particulare ale mașinii hidraulice axiale reversibile.

Dezvoltarea proiectării rotoarelor acestor mașini se face în sensul logic, de la simplu la complex.

Pe aceste baze s-au stabilit următoarele direcții de orientare a cercetărilor teoretice și experimentale:

- construirea unei noi metode de dimensionare a rotoarelor de turbine hidraulice axiale, având la bază cercetările teoretice și experimentale complexe, efectuate pe turbine model și prototip, pe profile funcționând izolat și în rețea. Aceasta realizându-se prin adoptarea unei metode teoretice de dimensionare a rețelelor de profile provenite de la paletajul rotoric, în vederea eliminării dezavantajelor arătate la metoda portanței. Pentru a depăși și limitele impuse de această metodă teoretică se vor utiliza cele mai noi procedee de determinare a dimensiunilor principale și a elementelor asimptotice rotorului. De asemenea, pe baza corectărilor teoretice și experimentale asupra profilelor izolate și dispuse

- în rețele, se vor elabora concepții noi în profilarea paletelor rotorului și în determinarea parametrilor geometrici ai rețelelor de profile;
- elaborarea unei metode de dimensionare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile. În absența unor astfel de metode în literatura tehnică de specialitate, ea se va construi pe baza cercetărilor efectuate asupra rotoarelor de turbine axiale, prezentate în această lucrare, îmbinate cu cercetările experimentale cunoscute în domeniu;
  - îmbinarea cercetărilor teoretice și experimentale asupra cavității pentru asigurarea funcționării cavităționale a rotorului axial simplu și reversibil încă din faza de proiectare;
  - construirea unei metode teoretice de determinare a forțelor și momentelor ce se dezvoltă pe paletelor rotoarelor axiale simple și reversibile, în vederea studierii lor complete;
  - interpretarea și analiza rezultatelor experimentale în strânsă legătură cu metodele de proiectare elaborate.

Metodele de dimensionare a rotoarelor se vor construi ținând cont de interdependența reciprocă ce există între elementele componente ale mașinii hidraulice axiale.

Concepută în acest spirit, prezenta lucrare își propune să apropie mai mult fenomenul fizic de studiile cu caracter teoretic, pentru a oferi într-un timp scurt un material util cercetărilor experimentale pe modele, în vederea reducerii ciclului concepție-experimentare-realizare prototip. Astfel, s-au construit metode de proiectare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile care au dat bune rezultate experimentale la I.S.S.S.I. regița.

Cap.2. NOUĂ METODA DE PROIECTAREA ROTORILOR DE  
TURBINE HIDRAULICE AXIALE

Toate metodele de proiectare a rotoarelor de turbină axiale cunoscute, pornesc de la intersecția cilindrică care pune în evidență o rețea axială de profile, dispuse la distanță egală -  $t$  (pasul rețelei). Această rețea este infinită, fiecare profil fiind situat între alte două (fig.1). Curgerea prin această rețea este tridimensională și turbulentă. Viteza are trei componente: una după direcție radială, una după direcție tangențială sau periferică și una după direcție axială. Studiul unei astfel de mișcări este complicat, ceea ce justifică și faptul că pînă în prezent nu s-au încheiat metode de proiectare a rotoarelor axiale pe această bază.

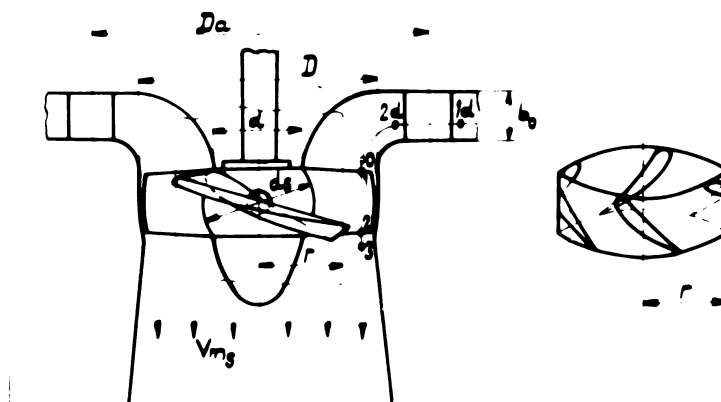


fig.1  
Rotorul turbinei Kaplan intersectat cu un cilindru  
de rază r

Fig.1 exemplifică modul de obținere al rețelei axiale dintr-un rotor Kaplan. Curgerea tridimensională se reduce la o curgere plană, prin neglijarea componentei radiale a vitezei, care în realitate este foarte mică și desfășurarea în plan a rețelei axiale de profile. În acest fel se obține o rețea de profile plane rectilinie (fig.2).

Parametrii geometrice ai rețelei de profile plane rectilinii sunt:

- $t$  - pasul rețelei
- $\lambda$  - unghiul de instalare al profilelor în rețea
- $l$  - coarda profilelor
- $C$  - conturul profilelor

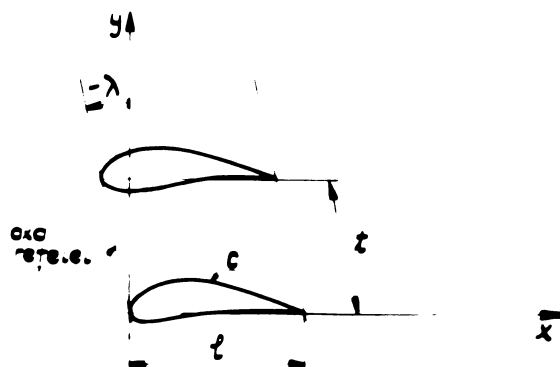


fig. 2  
Parametrii geometrice ai rețelei și ale rectiliniei  
de profile

iar parametri propriu-ziși se definesc după cum urmează:

- $\frac{t}{l}$  - pasul relativ al rețelei
- $\lambda$  - unghiul de instalare al profilelor în rețea,
- $c$  - conturul profilelor

După reducerea mișcării tridimensionale la una plană, aproximație comună tuturor metodelor de proiectare cunoscute, pentru dimensionarea rotorului turbinelor axiale este necesar să se parcurgă următoarele etape:

- alegerea dimensiunilor principale,
- determinarea condițiilor asimptotice sau de limită ale rotorului,
- dimensionarea rețelelor plane rectiliniei de profile,
- sensibilitatea la cavitație,
- construirea paletelor.

Față de metodele cunoscute se remarcă apariția unei etape suplimentare - sensibilitatea la cavitație - în care se studiază comportarea cavitațională a noului rotor.

Din modul de soluționare al etapelor descrise, precum și din corelația ce se stabilește între ele, rezultă noua metodă de proiectare a rotoarelor de turbine hidraulice axiale.

Așa cum se va vedea, numai primele două etape pretind o tratare separată a rotoarelor Kaplan și bulb.



## 2.1. Alegerea dimensiunilor principale

Se consideră dimensiuni principale ale rotorului turbinei axiale diametrul exterior  $D$  și diametrul butucului  $d$ ; respectiv raportul  $\nu = \frac{d}{D}$  (fig.1)

Pentru determinarea corespunzătoare a acestor mărimi se va folosi pentru turbine Kaplan metoda dezvoltată în [1], iar pentru turbine bulb se construiește, în cadrul acestei lucrări, o metodă bazată pe realizările în acest domeniu.

La turbinele Kaplan, acad. I. Anton prezintă în [1] relații unitare de calcul a dimensiunilor principale și a elementelor asimptotice în legătură cu parametri geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile provenite de la paletajul rotoric. Se elimină, în felul acesta, toate calculele de tatonare și aproximații succesive.

Se utilizează următorii parametri, sau coeficienți principali, în legătură cu fig.1, 4, 5 și 6.

- coeficientul vitezei tangențiale

$$k_{UR} = \frac{U_R}{\sqrt{2gH}} \quad (2.1)$$

sau

$$k_{UR} = \frac{1,06 \cdot n_s^{*3/5}}{\eta_T^{1/3}} \quad (2.2)$$

unde  $n_s^*$  este turația specifică adimensională și care este legată de turația specifică prin relația:  $n_s^* = \frac{n_s}{(2g)^{3/4} \cdot \sigma^{1/2}}$ , iar  $\eta_T$  este randamentul turbinei.

În funcție de turația unitară  $n_{11}$ , coeficientul vitezei tangențiale este:

$$k_{UR} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{1}{(2g)^{1/2}} \cdot n_{11} \quad (2.3)$$

- coeficientul de deviație al curentului ce trece prin rețeaua de profile situată la raza  $r$ :

$$\int_{UR} = \frac{\Delta V_{UR}}{V_m} = \frac{\Delta W_{UR}}{V_m} \quad (2.4)$$

sau, în funcție de elementele unghiulare ale curentului (paragraful 2.2):

$$\int_{U_r} = \cotg \beta_{3r} - \cotg \beta_{0r} \quad (2.5)$$

- coeficientul vitezei meridionale, sau medii, la raza r:

$$k_{V_{m_r}} = \frac{V_{m_r}}{\sqrt{2gH}} \quad (2.6)$$

și la ieșirea din rotor:

$$k_{V_{ms}} = \frac{V_{ms}}{\sqrt{2gH}} \quad (2.7)$$

- coeficientul de debit:

$$\varphi_r = \frac{V_{m_r}}{U_R} \quad (2.8)$$

- coeficientul de variație al vitezei meridionale în lungul razei:

$$\eta_r = \frac{V_{m_r}}{V_m} \quad (2.9)$$

unde:

$$V_m = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]} \quad (2.10)$$

- coeficientul de torsionare al curentului la ieșirea din rotor, la raza r:

$$k_r = \frac{V_{3U_r}}{\Delta V_{U_r}} \quad (2.11)$$

Definind coeficientul de debit la ieșirea din rotor sub forma:

$$\varphi_s = \frac{k_{V_{ms}}}{k_{U_R}} \approx 0,22 \cdot n_s^{*1/5} = \frac{240}{9\tau^2} \frac{Q_{11}}{\eta_{11}}, \quad (2.12)$$

$Q_{11}$  fiind debitul unitar, coeficientul de deviație al curentului  $\int_{U_r}$  se poate scrie sub forma:

$$\int_{U_r} = \frac{\eta_h}{2k_{U_R}^2} \cdot \frac{1 - v^2}{\eta_r \cdot \varphi_s} \cdot \frac{1}{\int_r} \quad (2.13)$$

unde,  $\eta_h$  este randament hidraulic al rotorului, iar  $\delta_r = \frac{r}{R} = \frac{2r}{D}$ .

Odată precizați acești parametri, se trece la alegerea dimensiunilor principale.

Se știe că pentru orice amenajare hidroenergetică, proiectantul ei precizează parametrii, debitul  $Q_1$  și căderea  $H$ . Cu aceste mărimi cunoscute se poate alege turaja specifică a turbinei  $n_{s1}$ , pe baza realizărilor în coloniu sintetizate în diagrame de forma  $n_{s1} = f(H)$ . Astfel de diagrame se găsesc în [8] și [25].

din

$$n_{s1} = \frac{n \sqrt{P_1}}{H^{5/4}} \quad (2.14)$$

se calculează turaja rotorului, care se va rotinji la cea mai apropiată turajie de sincronism. Puterea din relația (2.14) se calculează acceptînd pentru randamentul turbinei valoarea  $\eta_T = 0,90$  și la debitul  $Q_1$ .

Debitul de calcul  $Q < Q_1$  se alege în funcție de condițiile concrete de exploatare a turbinei. La acest debit se definește turaja specifică de calcul,  $n_s$ . Cu toate că relațiile din [1] s-au determinat pornind de la  $n_{s1}$  statistice, la turbine Kaplan, legăturile stabilite rămân valabile în aceste condiții și calculul ce se dezvoltă pentru dimensiunile principale și elementele asimptotice este corect.

și acum:

- diametrul exterior al rotorului rezulta din:

$$D = \frac{k_{UR} \cdot \sqrt{2gH}}{\frac{\pi \cdot n}{60}} \quad (2.15)$$

- diametrul butucului se calculează cu relația:

$$d = \frac{d}{D} = \frac{-n_i \cdot \varphi_s}{\frac{\eta_h}{k_{UR}^2}} \cdot \delta_{U_i} + \sqrt{\frac{n_i^2 \cdot \varphi_s^2}{\left(\frac{\eta_h}{k_{UR}^2}\right)^2} \cdot \delta_{U_i}^2} \quad (2.16)$$

unde, coeficientul de deviație al curentului la butuc  $\delta_{U_i}$ , se adoptă de forma:

$$\delta_{U_i} = A n_s^* + B \quad (2.17)$$

deoarece nu există date experimentale suficiente pentru determinarea lui.

Calculul constantelor A și B se dă și în [26].

În calculul diametrului butucului, pentru coeficientul de variație al vitezei meridionale la lungul razei se admite  $n_r = 1$ , deși în realitate  $n_r \neq n_1 \neq n_e \neq 1$ ,  $n_1$  și  $n_e$  fiind valorile acestui coeficient la butuc și periferie. Dar, așa cum se arată și în [27], influența acestuia asupra elementelor asimptotice este neesențială.

De asemenea randamentul hidraulic al rotorului se consideră constant în lungul razei și egal cu  $\eta_h = 0,95$ , cu toate că la periferia rotorului apare o scădere a lui.

La turbinele bulb, pentru alegerea dimensiunilor principale și apoi pentru determinarea elementelor asimptotice, s-a elaborat o metodologie bazată pe realizările în acest domeniu. Pentru a construi această metodă se pornește de la curbele statistice  $n_{11} = f(n_g)$  și  $\psi_{11} = f(n_g)$  date în fig.3, unde turajia specifică este definită în regiunile optime de funcționare ale mașinilor de turbine bulb consacrate în nomenclatura firmelor constructoare de mașini hidraulice [28].

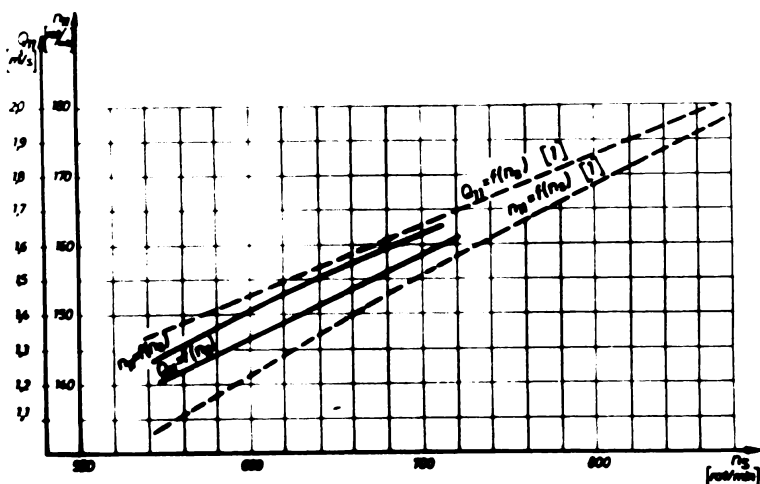


Fig. 3

În fig.3 se prezintă pentru comparație și curbele statistice  $n_{11} = f(n_g)$  și  $\psi_{11} = f(n_g)$  după [1], care prezintă diferențe mici în zona turajilor specifici mici. Aceste diferențe se referă la tipurile constructive diferite, cât și la modul de definire a turajiei specifice.

Pentru determinarea dimensiunilor principale se alege din fig.3 turajia unitară și debitul unitar în regiunea optimă, și

Modelului de turbină care satisface în condiții dorite parametrii amenajării.

Atunci, cu aproximația unui fundament, rezultă  $n_s$  de calcul:

$$n_s = 3,65 \cdot n_{11} \sqrt{Q_{11} \cdot \eta} \quad (2.12)$$

Se consideră turația unitară  $n_{11}$  egală și cu cea din regimul de dimensionare al mașinii industriale.

În aceste condiții, din realizările mondiale în domeniul [8], [29] se poate alege turația specifică necesară în regimul de dimensionare al turbinei industriale  $n_{s_i}$ . Din  $n_{s_i}$ , pe baza parametrilor amenajării ( $Q_1, H$ ) rezultă turația mașinii  $n$ .  $n_{s_i}, n_s$  și  $n_{11}$  corelate cu  $n$  și  $H$  determină diametrul rotorului și debitul în regimul de calcul.

Diametrul butucului se poate impune în limitele statice, deoarece atât el cât și diametrul exterior al rotorului se vor corela cu comportarea energetică și cavitațională a roților de profile care compun paletajul.

## 2.2. Determinarea elementelor asimptotice rotorului

Se definesc elemente asimptotice, sau condiții de limită ale rotorului turbinei axiale, elementele cinematice (viteze) și unghiulare pe care le realizează curentul înainte și după rotor, respectiv roșea de profile, la o distanță suficient de mare, teoretic infinită, pentru a neglija influența acestuia.

Elementele asimptotice, prezentate în fig.5 și 6 se plasează în afara zonei de influență a rotorului, deoarece numai acolo se pot face ipoteze simplificatoare asupra câmpului hidrodinamic.

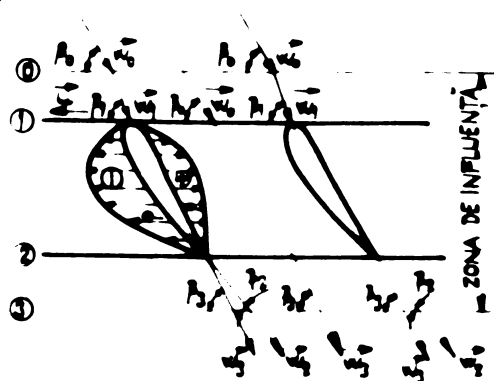


fig 4

Zona de influență a rotorului.

Zona de influență a rotorului, prezentată în fig.4, se datorește rotorului care modifică spectrul energiei înainte și după el, așa cum se arată în [12], vitezele  $\vec{w}_0$  și  $\vec{w}_2$  trec după direcțiile  $\vec{w}_1$  și  $\vec{w}_3$  cu loc unitorile inegalități:

$$\beta_1 > \beta_0 \quad (2.19)$$

$$\beta_2 < \beta_3 \quad (2.20)$$

de unde rezultă că:

$$\beta_1 - \beta_2 > \beta_0 - \beta_3 \quad (2.21)$$

Relația (2.21) arată că deviația curentului în realitate este mai mică decât cea luată după direcția vitezei relative tangentă la schelet ( $\beta_1 - \beta_2$ ). Această deviație a curentului din imediata apropiere a profilului se datorește distribuției de presiuni de pe profil, prezentată schematic în fig.4 și este greu de estimat.

În aceste condiții calculul elementelor asimptotice în afara zonei de influență a rotorului este justificat. Dar, aceasta va determina deplasarea regiunii optime de funcționare al nodului în coordonate  $(n_{11}, \varphi_{11})$ , față de cel considerat în calcul. Asociind însă, elementele asimptotice astfel determinate cu o metodă teoretică de dimensionare a rețelelor de profile riguroasă, se poate controla deplasarea regiunii optime, așa cum se va arăta în prezenta lucrare.

În continuare se prezintă calculul elementelor asimptotice pentru cele două tipuri de rotoare axiale, Kaplan și bulb.

Pentru turbinele Kaplan elementele asimptotice rotorului se determină după [1]. Dintre acestea, pentru dimensionarea rețelelor de profile care se prezintă în paragraful 2.3, se necesită următoarele:

- unghiul vitezei asimptotice  $\beta_{\infty}$  la raza  $r$ :

$$\cotg \beta_{\infty r} = \sigma_{U_r} \left[ \frac{\int_r^2}{\eta_h} - k_r - \frac{1}{2} \right] \quad (2.22)$$

Coefficientul de torsionare al curentului după rotor  $k_p$ , se va lua conform indicațiilor.

Așa cum se va demonstra în cap.4, lucrarea [30], în cazul rotoarelor de turbine bulb coeficientul  $k_p$  poate fi considerat constant în lungul razei, caz limită  $k_p = 0$ . În baza acestor re-

zultate, creșterea lui  $k_p$  de la butuc la periferie pentru rotoarele Kaplan, se poate pune pe seama spectrului hidrodinamic al curgerii dintre aparatul director și rotor, care se complică în cazul turbinelor Kaplan [5], [6]. De altfel, în [5] se arată că un aparat director cilindric obișnuit, nu poate realiza un câmp potențial de viteze la intrarea în rotoarele turbinelor Kaplan și Francis rapide. Întoarcerea curentului cu  $90^\circ$  la intrarea în aceste rotoare modifică viteza medie în lungul axei rotorului, câmpul potențial de viteze fiind posibil de realizat numai în ipoteza torționării paletelor directoare, soluție care nu se acceptă.

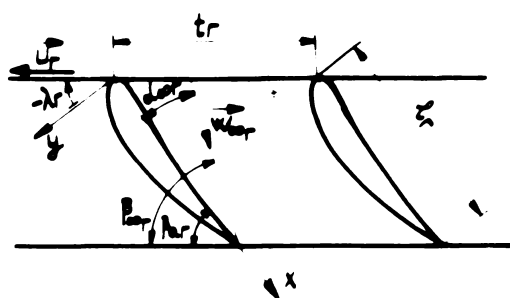


fig 5

Rețeaua de turbină la raza r

- unghiul de instalare  $\lambda_r$  al profilelor în rețea la raza r, rezultă din:

$$\beta_{ar} = \frac{\pi}{2} - |\lambda_r| \quad (2.23)$$

Unghiul  $\beta_{ar}$  în fig.5, are semnificația de unghi de așezare al profilelor în rețea.

Valoarea unghiului  $\beta_{ar}$  rezultă din:

$$\beta_{ar} = \beta_{\infty r} - \alpha_{\infty r} \quad (2.24)$$

$\alpha_{\infty r}$  fiind unghiul de incidență, pentru care se admite o variație continuă, monoton descrescătoare între butuc și periferia rotorului. Valorile exacte ale unghiurilor de incidență, în secțiunile de calcul ale paletei, se stabilesc pe baza curbelor de sensibilitate la cavitație, așa cum se va arăta în paragraful 2.4. Orientativ, pentru inițierea calculului se vor adopta următoarele valori.

$$\alpha_{\infty i} = 3^\circ \div 5^\circ$$

$$\alpha_{\infty e} = 0^\circ \div 1^\circ$$

unde,  $\alpha_{\infty i}$  este unghiul de incidență în secțiunea de la butuc, iar  $\alpha_{\infty e}$  este unghiul de incidență în secțiunea de la periferie.

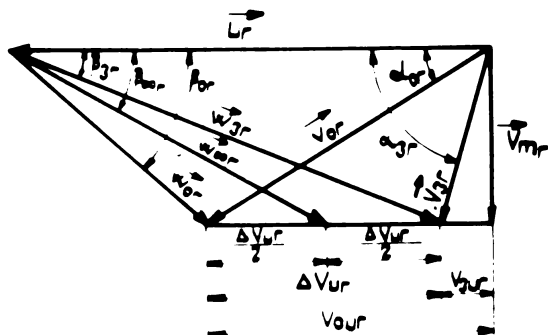


Fig. 6

Pentru vitezele în secțiunea de rază r

- viteza asimptotică  $\vec{W}_\infty$ , la raza r:

$$\frac{W_\infty}{U_R} = \frac{\eta_h}{2k_{UR}^2 \cdot \delta_r \cdot \delta_{Ur}} \sqrt{1 + \delta_{Ur}^2 \left[ \frac{\delta_r^2}{\frac{\eta_h}{2k_{UR}^2}} - k_r - \frac{1}{2} \right]^2}$$

(2.25)

unde,

$$U_R = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (2.26)$$

Viteza asimptotică  $\vec{W}_\infty$ , care reprezintă media vectorială a vitezelor relative de la intrarea și ieșirea din roțeaua de turbină, este numai o mărime de calcul impusă de teoria hidrodinamică a roților de profile.

$$\vec{W}_\infty = \frac{\vec{W}_0 + \vec{W}_3}{2} \quad (2.27)$$

Ar trebui menționat faptul că aceste elemente asimptotice se vor raporta cu elementele asimptotice aparatului director, deoarece pentru ridicare rotor este necesar să se proiecteze un aparat director corespunzător.

Pentru turbinele bulb, debitul și turanția de calcul fiind determinate, se calculează:

- viteza medie, care se consideră constantă în lungul razei:

$$V_m = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]}$$

- componentele vitezei absolute,  $V_{ou_r}$  și  $V_{3u_r}$ , la raza r, din ecuația lui Euler:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = U_r (V_{ou_r} - V_{3u_r}) \quad (2.28)$$



Pentru ieșirea din rotor se acceptă o condiție de formă:

$$V_{3U_r} = k_r \frac{\eta_h \cdot g \cdot H}{U_r} \quad (2.29)$$

Așa cum se arată în [30], coeficientul  $k_r$  la rotoarele turbinelor bulb se poate considera constant în lungul razei. În aceste condiții se indică să se lucreze cu  $k_r = 0$ .

Din fig.6 rezultă:

- viteza asimptotică  $\vec{W}_\infty$  la raza  $r$ :

$$W_{\infty r} = \sqrt{V_m^2 + \left[ U_r - \left( \frac{\Delta V_{U_r}}{2} + V_{3U_r} \right) \right]^2} \quad (2.30)$$

- unghiul vitezei asimptotice  $\beta_\infty$  la raza  $r$ :

$$\sin \beta_{\infty r} = \frac{V_m}{W_{\infty r}} \quad (2.31)$$

- unghiurile de așezare  $\beta_a$  și instalare  $\lambda$ , a profililor în rețele rezultă din relațiile (2.23) și (2.24), pentru unghiurile de incidență păstrându-se valabile considerațiile anterioare.

În final, se menționează și la turbine bulb necesitatea corelării elementelor asimptotice rotorului cu elementele asimptotice aparatului director.

### 2.3. Dimensionarea rețelelor de profile plane rectilinii

Odată determinate elementele asimptotice, este necesar să se dimensioneze rețelele de profile, care să corespundă acestor elemente, rețele care generează paleta rotorului.

Așa cum s-a arătat în cap.1, pe baza studiului critic al metodelor de proiectare cunoscute, s-a hotărât ca dimensionarea rețelelor de profile să se facă cu ajutorul teoriei hidrodinamice a rețelelor de profile.

În general, în teoria hidrodinamică a rețelelor de profile se caută să se determine relațiile dintre configurațiile geometrice ale rețelelor și caracteristicile lor hidrodinamice [3], [6], [11], [31]. Din acest punct de vedere se pun două probleme:

- problema directă, care constă în determinarea caracteristicilor hidrodinamice ale unei rețele date, plasată într-un curent de fluid dat și

- problema inversă, sau a proiectării, care determină configurația geometrică a unei rețele, când se cunosc parametrii hidrodinamici.

Metodele de soluționare a acestor probleme se bazează pe atribuirea de proprietăți potențiale curentului principal și tratare matematică cu ajutorul teoriei funcțiilor de o variabilă complexă.

Aceste metode sînt următoarele:

- metoda ecuațiilor integrale
- metoda singularităților
- metoda transformărilor conforme
- metode mixte, rezultate din compunerea prinilor trei

- Metoda ecuațiilor integrale este o metodă de studiu a unei rețele de profile plane rectilinii. Fiind dată o rețea de profile plană rectilinie se determină caracteristicile hidrodinamice ale ei funcție de curentul de fluid în care este plasată, și de condițiile de pe frontiera fiecărui profil de rețea. Se obțin ecuații integrale, pentru viteza tangențială, care se soluționează prin metode numerice.

- Metoda singularităților reprezintă o aproximație a metodei ecuațiilor integrale de tip Fredholm de speța II-a. Aproximația constă în prelungirea analitică a vitezei induse până în dreptul scheletului profilului, reducînd astfel problema de studiu pe contur la o problemă de studiu în lungul unui arc curbat - scheletul profilului. În acest fel scheletul devine un element de discontinuitate în câmpul vitezelor induse. Acest element poate fi aproximat cu o distribuție de surse și vorticități, de unde vine și denumirea de metoda singularităților. Vorticitățile realizează discontinuitatea componentei tangențiale a vitezei induse în lungul scheletului, iar sursele realizează discontinuitatea componentei normale a vitezei induse în lungul scheletului.

Cea mai reprezentativă metodă, din literatura străină de specialitate, dezvoltată pe aceste baze este cea prezentată în literatura sovietică [5], [6], [12], [13], elaborată de Leschin și perfecționată de Etinberg. Această metodă a fost asimilată și la I.C.F.S.N. Aspecte ale utilizării ei în proiectarea rotoarelor de turbine axiale se prezintă în lucrarea [32]. Extinderea acestei metode este limitată de faptul că nu oferă soluții matematice exacte și necesită condiții suplimentare pentru definirea paletei. Din această cauză apar greutăți atât în proiectare, cât și în analiza rezultatelor experimentale.

- Metoda transformărilor conforme se bazează pe proprietatea funcțiilor complexe de o variabilă complexă de a realiza transformări conforme. Se studiază mișcarea în jurul unor obstacole simple (cerc, cilindru) și se transpune apoi conform la rețeaua plană rectilinie de plăci și la rețeaua plană rectilinie de profile groase. Și aici amintim cea mai reprezentativă metodă din literatura de specialitate străină și anume cea dezvoltată de M. Schlichting [33], care este laborioasă și se rezolvă tabelar.

La noi în țară studiul rețelelor de profile a constituit o preocupare permanentă a catedrei de Mașini Hidraulice a Institutului Tehnic „Traian Vuia” Timișoara. Contribuția școlii timișorene în acest domeniu este remarcabilă. S-au aprofundat și îmbunătățit metodele cunoscute de calcul a rețelelor de profile, s-au elaborat metode noi, s-au construit primele metode teoretice de studiu a comportării cavitacionale a profilurilor izolate și dispuse în rețele [3], [34], [35], [36], [37], [38], [39], [40], [41], [42], [43], [44], [45].

În prezenta lucrare, pentru dimensionarea rețelelor de profile se utilizează metoda de transformări conforme elaborată de prof. Uropea [3]. S-a ales această metodă deoarece rezolvă în același timp studiul și proiectarea rețelei de profile plane rectilinie (problema directă și inversă) și spre deosebire de celelalte metode teoretice oferă soluții matematice exacte. Acestea s-au obținut prin construirea unei concepții noi asupra rețelei de profile groase pe baza problemelor la limită de salt și Riemann - Hilbert [42]. Asociind teoremele cercului [41] cu aceste probleme de limită, s-au determinat funcțiile de transformare conformă a domeniului exterior cercului pe domeniul exterior unui contur izolat (profilul singular) și pe domeniul exterior unui sistem perio-

dic de obstacole (rețeaua de plăci drepte plană rectilinie și rețeaua de profile plană rectilinie) și expresia vitezei complexe corespunzătoare.

Cu aceste elemente precizate se trece la dimensionarea rețelelor de profile plane rectilinii, care se face în următoarele faze:

- determinarea parametrilor geometrici ai rețelelor de profile
- calculul rețelelor de profile
- profilarea paletelor rotorului

Ultimă fază este o extindere a parametrilor geometrici și se tratează separat datorită importanței deosebite ce se acordă profilării, în această lucrare.

Pe baza experienței dobândite în concepția turbinelor axiale, se va prezenta în continuare un mod original de îmbinare a acestor faze între ele, precum și cu elementele asimptotice și sensibilitatea la cavitație. Se acordă importanță deosebită corelării corecțiilor teoretice asupra rețelelor de profile cu corecțiile experimentale în vederea asigurării unor pierderi hidraulice scăzute prin rotor. Este necesar să se procedeze în felul acesta deoarece metodele teoretice de calcul a rețelelor de profile, fiind concepute în ipoteza fluidului ideal, exclud pierderile de orice natură prin rotor. Ori, este evident că pentru a obține rezultate bune, aplicând aceste metode, este necesar ca pierderile hidraulice să fie cât mai mici posibil.

#### Determinarea parametrilor geometrici

- pasul relativ  $\frac{b}{c}$  se alege din [1], unde pe baza realizărilor în domeniul turbinelor Kaplan se indică curbele de variație a desimii rețelei în funcție de turația specifică,

$(\frac{b}{c})_{1,e} = f(n_s) \cdot (\frac{b}{c})_1$  fiind desimea rețelei la butuc, iar

$(\frac{b}{c})_e$  desimea rețelei la periferia rotorului și sînt legate prin relația:

$$(\frac{b}{c})_1 = 1,25 (\frac{b}{c})_e \quad (2.32)$$

Valoarea exactă a pasului relativ se va decide în urma studierii comportării cavitaționale a rețelelor de profile (paragraful 2.4).

Între butuc și periferie se admite o variație continuă și monoton descrescătoare a desilii rețelei.

Pentru definirea pasului rețelei, a corzii profilelor trebuie să se impună numărul de palete la rotor. În această privință literatura de specialitate prezintă o mulțime de indicații cu caracter statistic, astfel:

$$\begin{aligned} \text{în [8]} \quad n &= 2 \rightarrow 10 \text{ m,} & Z &= 4 \text{ palete} \\ & n = 12 \rightarrow 22 \text{ m,} & Z &= 5 \\ & n = 11 \rightarrow 35 \text{ m,} & Z &= 6 \\ & n = 35 \rightarrow 70 \text{ m,} & Z &= 8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{în [6]} \quad n &= 3 \rightarrow 20 \text{ m,} & Z &= 4 \\ & n = 15 \rightarrow 30 \text{ m,} & Z &= 5 \\ & n = 20 \rightarrow 40 \text{ m,} & Z &= 6 \\ & n = 30 \rightarrow 50 \text{ m,} & Z &= 7 \\ & n = 50 \rightarrow 80 \text{ m,} & Z &= 8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{în [46]} \quad n_{s1} &= 280 \rightarrow 430 \rightarrow 530 \text{ rot/min,} & n_{\text{max}} &= 50, & Z &= 8 \\ n_{s1} &= 380 \rightarrow 520 \rightarrow 600 \text{ rot/min,} & n_{\text{max}} &= 35 \text{ m,} & Z &= 6 \\ n_{s1} &= 460 \rightarrow 630 \rightarrow 800 \text{ rot/min,} & n_{\text{max}} &= 20 \text{ m,} & Z &= 5 \\ n_{s1} &= 570 \rightarrow 710 \rightarrow 880 \text{ rot/min,} & n_{\text{max}} &= 15 \text{ m,} & Z &= 4 \\ n_{s1} &= 670 \rightarrow 730 \rightarrow 1070 \text{ rot/min,} & n_{\text{max}} &= 6 \text{ m,} & Z &= 3 \end{aligned}$$

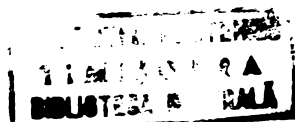
$$\text{în [9]} \quad Z = 2 + 0,9 \cdot H^{0,5} - 0,01 \cdot H$$

$$\text{în [7]} \quad Z = \left( 11 - \frac{n_{s1}}{120} \right) \left( 1 + \frac{H}{100} \right)$$

După toate aceste surse rezultă aproximativ același număr de palete pentru rotor.

O dată stabilit numărul de palete, rezultă pasul rețelei în secțiunea de calcul de rază r:

$$t_r = \frac{2\pi \cdot r}{Z}$$



(2.33)

- unghiul de instalare  $\lambda$  a profilelor în rețele rezultă în baza celor arătate în paragraful 2.2.

- conturul profilelor  $\delta$  se obține prin înbrăcarea scheletelor cu o distribuție de grosimi (fig.7)

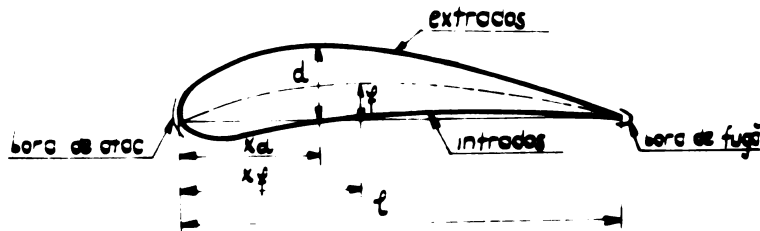


fig. 7

Prof. zero-hidrocinetic

Scheletul profilului este caracterizat de două măriri principale: săgeata maximă  $f$  și poziția săgeții maxime față de bordul de atac  $x_f$ .

În literatura de specialitate acești parametri se prezintă de obicei sub formă de măriri relative, adimensionale, prin raportare la coarda profilului,  $\frac{f}{l}$ ,  $\frac{x_f}{l}$ .

În ce privește mărimea săgeții relative  $\frac{f}{l}$  în [47] se arată, pe baza unor măsurători americane efectuate de NACA, că cel mai mare coeficient de portanță  $C_{L_{max}}$ , la un raport de înălțime optim  $(C_{L_{max}}/C_{D_{min}})_{opt}$  și incidențe mici, s-a obținut la profilul cu curbura maximă  $\frac{f}{l} = 6\%$ .

Rendamentul de funcționare în ansamblu al profilului crește odată cu scăderea curburii.

Se atrage atenția asupra acestor rezultate experimentale deoarece, în contextul metodei ce se dezvoltă, săgeata maximă este un element care rezultă din condiția realizării coeficientului de portanță cerut în secțiunea de calcul respectivă. Valoarea ei va trebui judecată prin prisma acestor date experimentale.

Poziția relativă a săgeții maxime față de bordul de atac, pentru profilele clasice uzuale, este  $\frac{x_f}{l} = 30\%$  [48].

Distribuția de grosimi de ascendență este caracterizată de două măriri principale: grosimea maximă  $d$  și poziția grosimii maxime față de bordul de atac  $x_g$ .

În mod curent se lucrează tot cu măriri relative, adimensionale,  $\frac{d}{l}$  și  $\frac{x_d}{l}$ .

În general, pentru paletele de mașini hidraulice axiale grosimea maximă trebuie să corespundă solicitărilor de ordin mecanic. Condițiile de rezistență sînt acelea care impun grosimea maximă, deoarece din punct de vedere hidrodinamic se preferă un profil cât mai subțire.

Se pot admite următoarele valori:

$$\frac{d}{l} = 12 \div 13 \% \quad (14 \div 15 \%), \text{ la butuc,}$$

$$\frac{d}{l} = 2 \div 4 \% \quad (5 \%) \text{ la periferie} \quad [51]$$

Aceste valori rezultate statistic pot fi modificate în cazul efectuării unor calcule de rezistență.

Între butuc și periferie se va lua o variație continuă și monoton descrescătoare a grosimii maxime relative.

În privința valorii grosimii maxime relative, aceleași măsurători americane [47] arată că cel mai mare coeficient de performanță s-a obținut cu profilul clasic, cu  $\frac{d}{l} = 12 \%.$

Pentru profilele clasice uzuale, poziția relativă a grosimii maxime față de bordul de atac este de  $\frac{x_d}{l} = 30 \% \quad [48].$

O importanță deosebită, în condițiile de proiectare stabilite de prezenta lucrare, obține o categorie mai restrînsă de profile - profilele laminare. Se mănese așa, deoarece prin profilarea lor asigură păstrarea mai mult timp a stratului limită în stare laminară decît profilele clasice. Dar tocmai acest strat limită laminar asigură o rezistență la intrare mai mică, respectiv pierderi hidraulice mai mici. În [48] se prezintă măsurători efectuate de NACA care arată că rezistența la înaintare a unui profil laminar poate să scadă cu pînă la 300 % față de rezistența la înaintare a unui profil clasic. Acest avantaj al profilelor laminare le recomandă spre a fi utilizate la profilarea paletelor de turbine axiale, în condițiile metodei ce se dezvoltă în această lucrare. Din punct de vedere constructiv aceste profile se caracterizează prin  $\frac{x_c}{l} > 40 \% \quad \text{și} \quad \frac{x_d}{l} > 40 \%.$

### Calculul rețelelor de profile

Se prezintă în continuare toate elementele necesare calculului programat al rețelei de profile plane rectilinii prin metoda prof. U. Uopa [3].

Fie  $(Z)$  planul complex al rețelei de profile  $R$ , de perioadă geometrică

$$\omega = t \cdot e^{i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)} \quad (2.34)$$

Punctele aparținând domeniului  $D^+$  și conturului profilului se notează distinct:

$$\xi \in C \text{ și } z \in D^+; \xi = \xi + i\eta \text{ și } z = x + iy \quad (2.35)$$

Viteza complexă,

$$W(z) = V_x(x, y) - i V_y(x, y) \quad (2.36)$$

este o funcție oloantă pe domeniul  $D^+$

Definind vitezele asimptotice după cum urmează:

$$\lim_{z \rightarrow \pm\infty} W(z) = W(\pm\infty) \quad (2.37)$$

ele rezultă de forma:

$$W(\pm\infty) = W_\infty \mp \frac{\Gamma}{2t} e^{-i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)} \quad (2.38)$$

unde  $W(-\infty)$  este viteza asimptotică din fața rețelei, iar  $W(+\infty)$  este viteza asimptotică după rețea.

Din (2.38) se definește o viteză asimptotică de calcul de forma:

$$W_\infty = \frac{W(+\infty) + W(-\infty)}{2} \quad (2.39)$$

pentru care se folosește următoarea definiție:

$$W_\infty = V_\infty e^{-i\alpha_\infty} \quad (2.40)$$



în expresia (2.40), argumentul  $\alpha_\infty$  este unghiul de înclinare al curentului definit ca în fig. 8.

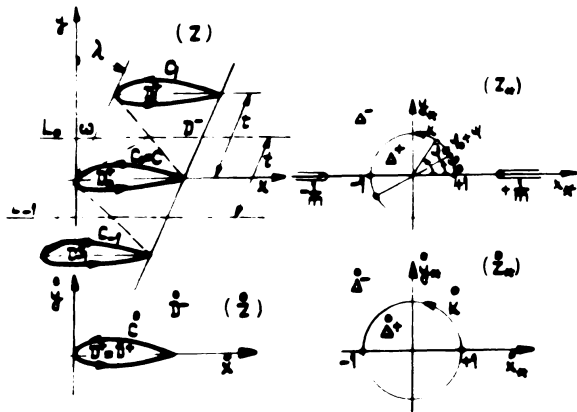


fig. 8

Correspondența dintre cercul Joukowski - profil izolat și cercul Weierstrass - rețea de profile

pentru a păstra structura relațiilor din lucrarea [3] se dezvoltă calculul pentru o rețea accelerată (pe  $z_0$ ), fig. 8. Pentru rețeaua accelerată de turbina se schimbă numai sensul unghiului de înclinare  $\lambda$ .

Circulația vitezei este prin definiție următoarea expresie:



fig. 9

Viteză asimptotică și unghi de înclinare

(fig. 8), ele rezultă din următoarea particularizare:

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow [(z) \rightarrow (\hat{z})] \wedge [c \rightarrow \hat{c}] \wedge [c \equiv \hat{c}]$$

(2.43)

vitezele complexe sînt:

$$\hat{w}(\hat{z}) = \hat{v}_x(\hat{x}, \hat{y}) - i \hat{v}_y(\hat{x}, \hat{y})$$

(2.44)

$$\hat{w}_\infty = \hat{v}_\infty e^{-i\hat{\alpha}_\infty}$$

(2.45)

Viteza asimptotică  $\hat{w}_\infty$  este identică cu  $w_\infty$  definită în planul (z), cînd:

$$(w_\infty = \hat{w}_\infty) \Rightarrow (v_\infty = \hat{v}_\infty) \wedge (\alpha_\infty = \hat{\alpha}_\infty)$$

(2.46)

Pentru a determina expresia vitezei complexe  $w(z)$  se reduce mișcarea potențială în jurul profilului CER la mișcarea în jurul cercului unitate  $k$  (cercul scindig), ce se găsește în planul  $(z_*)$ , prin intermediul funcției  $Z = Z(z_*)$ . Aplicând extinderea teoremei cercului [41] se definește viteza complexă  $w_*(z_*)$  în tot planul  $(z_*)$  și cunoscând funcția  $Z(z_*)$  rezultă viteza în planul complex  $(z)$ , după cum urmează:

$$w(z) = w_*(z_*) \frac{dz_*}{dz} \quad (2.45)$$

În mod similar planului  $(z_*)$  - planul cercului unitate  $k$  (cercul Jukovski) - i se poate asocia planul complex  $(\tilde{z})$  prin intermediul funcției  $\tilde{z}(\tilde{z}_*)$  definită din funcția  $Z(z_*)$  prin următoarea particularizare:

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow [(z_*) \rightarrow (\tilde{z}_*)] \wedge [z(z_*) \rightarrow \tilde{z}(\tilde{z}_*)] \wedge [k \rightarrow \tilde{k}] \quad (2.47)$$

Viteza complexă  $\tilde{w}(\tilde{z})$ , în jurul profilului izolat  $\tilde{c}$ , rezultă din viteza complexă  $w(z)$  pentru:

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow [w(z) \rightarrow \tilde{w}(\tilde{z})] \quad (2.48)$$

Se observă că relațiile (2.47) și (2.48) au la determinare distribuția de viteze pe un profil dat, care face parte dintr-o rețea eată, cînd este cunoscută distribuția de viteze pe același profil funcționînd izolat.

În continuare se dezvoltă principiile enunțate anterior.

Profilul CER este imaginea cercului unitate

$$K = \left\{ z_* = \xi_* ; \xi_* = e^{i\varphi} = e^{i(\varphi_0 + \psi)} \right\} \quad (2.49)$$

prin intermediul funcției:

$$z(z_*) = \frac{1}{2} c + z_L(z_*) - g \left( \frac{1}{z_*} \right) \quad (2.50)$$

unde:

$$z_L(z_*) = f(z_*) + \bar{f} \left( \frac{1}{z_*} \right) \quad (2.51)$$

este funcția scindig, funcția de transformare conformă a domeniului exterior cercului  $K$  pe domeniul exterior unei rețele de plăci

liniile plane retilindii (2.10) - rețeaua de plăci echivalente

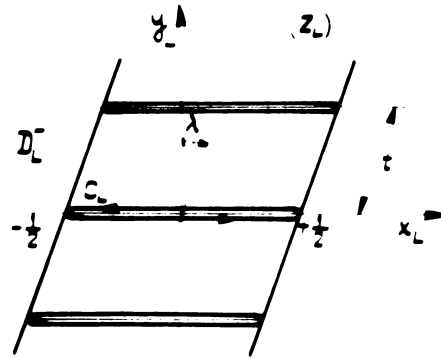


fig 10

Rețeaua de plăci drepte și rețeaua echivalentă

$$f(z_*) = \frac{t}{g\tau} e^{-i\lambda} \cdot \text{Arth}(mz_*) \quad (2.24)$$

$$g\left(\frac{1}{z_*}\right) = \sum_{n=1}^{N_0} (b_n - i a_n) \frac{e^{in\varphi_0}}{z_*^n} \quad (2.25)$$

$$c = c_0 + i a_0 \quad (2.26)$$

Pe conturul de unități  $K$ , funcția  $z(z_*)$  are dezvoltarea:

$$\xi(\xi_*) = \frac{1}{2} c + \xi_L(\xi_*) - g(\bar{\xi}_*) \quad (2.27)$$

și

$$\xi(\xi_*) = \xi(\psi) + i\eta(\psi) \quad (2.28)$$

$$\xi_L(\xi_*) = \xi_L(\psi) = 2\text{Re}\{f(\xi_*)\} \quad (2.29)$$

Prin urmare relația (2.27) de dezvoltare a funcției  $z(z_*)$  în serie de poteri în  $z_*$  se poate scrie pe conturul unității  $K$

$$\begin{aligned} \xi_L(\psi) = & \left(\frac{t}{g\tau} \cos \lambda\right) \cdot \text{Arth} \left[ \frac{2m}{1+m^2} \cdot \cos(\varphi_0 + \psi) \right] + \\ & + \left(\frac{t}{g\tau} \sin \lambda\right) \cdot \text{arctg} \left[ \frac{2m}{1-m^2} \cdot \sin(\varphi_0 + \psi) \right] \end{aligned}$$

pentru abscisa și ordonata profilului rezultă următoarele expresii parametrice:

$$\xi(\psi) = \frac{1}{2} c_0 + \xi_L(\psi) - N(\psi) \quad (2.59)$$

$$\eta(\psi) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{n=1}^{N_0} [a_n \cdot \cos(n\psi) + b_n \cdot \sin(n\psi)] \quad (2.60)$$

unde s-a folosit următoarea notație:

$$N(\psi) = \sum_{n=1}^{N_0} [b_n \cdot \cos(n\psi) - a_n \cdot \sin(n\psi)] \quad (2.61)$$

funcția  $g(\bar{\xi}_*)$  are forma:

$$g(\bar{\xi}_*) = N(\psi) + i[\eta(\psi) - \frac{1}{2} a_0] \quad (2.62)$$

Coefficienții  $c_0$ ,  $a_n$  și  $b_n$  sînt unic determinați pe conturul profilului  $C$ , precum și parametrii,  $\varphi_0$ ,  $\lambda$  și  $t$ .

Utilizînd notația:

$$F(z_*) = \frac{df(z_*)}{dz_*} = \frac{t}{\pi} \cdot \frac{m \cdot e^{-i\lambda}}{1 - (mz_*)^2} \quad (2.63)$$

rezultă pentru derivata funcției de transformare conformă (2.57) următoarea expresie:

$$\frac{d\xi_L}{d\xi_*} = 2i \bar{\xi}_* \operatorname{Im} \left\{ \xi_* F(\xi_*) \right\} \quad (2.64)$$

parametrul  $\varphi_0$  este definit de condiția:

$$\left[ \left( \frac{d\xi_L}{d\xi_*} \right)_{\xi_* = e^{\pm i\varphi_0}} = 0 \right] \Rightarrow \left[ e^{i\varphi_0} = \frac{e^{i\lambda} + m^2 e^{-i\lambda}}{M} \right] \quad (2.65)$$

unde:

$$M = \sqrt{1 + m^4 + 2m^2 \cos(2\lambda)} \quad (2.66)$$

din (2.64) rezultă:

$$\frac{d\xi_L}{d\psi} = -2I(\psi) \quad (2.67)$$

când:

$$I(\Psi) = \int_m \left\{ \xi_* F(\xi_*) \right\} = \frac{t}{\pi} m M \frac{\sin \Psi}{1+m^4 - 2m^2 \cos 2(\varphi_0 + \Psi)} \quad (2.68)$$

pentru:

$$(\Psi=0) \vee (\Psi=\pi) \Rightarrow \left( \frac{d\xi_L}{d\Psi} = 0 \right) \quad (2.69)$$

din

$$\xi_L(0) = -\xi_L(\pi) = \frac{1}{2} \quad (2.70)$$

și din (2.58) rezultă expresia pusului  $t = t(\lambda, m)$ :

$$\left[ \xi_L(0) = \frac{1}{2} \right] \Rightarrow \left\{ \frac{1}{t} = \frac{2}{\pi} \left[ \cos \lambda \cdot \text{Arth} \left( \frac{2m}{M} \cdot \cos \lambda \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \sin \lambda \cdot \text{arctg} \left( \frac{2m}{M} \cdot \sin \lambda \right) \right] \right\} \quad (2.71)$$

În rezinile parametriche ale abscisei și ordinatelor profilului singular  $\hat{z} \in \hat{\mathbb{Z}}$ , funcție de  $\hat{\Psi}$  argument pe cercul unitate  $\hat{z} \in \hat{\mathbb{Z}}$

$$\hat{z} = \left\{ \hat{z}_* = \hat{\xi}_* ; \hat{\xi}_* = e^{i\hat{\Psi}} \right\} \quad (2.72)$$

rezultă din relațiile prezentate pe axa unităților parametrizării:

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow (m \rightarrow 0) \wedge \left( \frac{t}{\pi} m \rightarrow \frac{1}{4} \right) \wedge (\varphi_0 \rightarrow 0) \wedge (\lambda \rightarrow 0) \wedge (\Psi \rightarrow \hat{\Psi}) \quad (2.73)$$

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow [z(z_*) \rightarrow \hat{z}(\hat{z}_*)] \wedge [\xi(\xi_*) \rightarrow \hat{\xi}(\hat{\xi}_*) = \frac{1}{2} \hat{z} + \hat{\xi}_L(\hat{\xi}_*) - \hat{g}(\hat{\xi}_*)] \quad (2.74)$$

Acum, pentru profilul singular abscisea și ordinata vor avea următoarele expresii:

$$\hat{\xi}(\hat{\Psi}) = \frac{1}{2} \hat{z}_0 + \hat{\xi}_L(\hat{\Psi}) - \hat{N}(\hat{\Psi}) \quad (2.75)$$

$$\hat{\eta}(\hat{\Psi}) = \frac{1}{2} \hat{a}_0 + \sum_{n=1}^{N_0} [\hat{a}_n \cos(n\hat{\Psi}) + \hat{b}_n \sin(n\hat{\Psi})] \quad (2.76)$$

unde:

$$\dot{\xi}_L(\dot{\Psi}) = \operatorname{Re} \left\{ \dot{\xi}_L(\dot{\xi}_*) \right\} = \frac{1}{2} \cos \dot{\Psi} \quad (2.77)$$

care rezultă din (2.58) și (2.75) și unde:

$$\dot{N}(\dot{\Psi}) = \sum_{n=1}^{N_0} [\dot{b}_n \cos(n\dot{\Psi}) - \dot{a}_n \sin(n\dot{\Psi})] \quad (2.76)$$

ce conduce la următoarea enunțare a funcției (2.62) pentru profilul singular:

$$\dot{g}(\dot{\xi}_*) = \dot{N}(\dot{\Psi}) + i \left[ \dot{\eta}(\dot{\Psi}) - \frac{1}{2} \dot{\alpha}_0 \right] \quad (2.79)$$

pentru  $(t \rightarrow \infty) \Rightarrow (c \rightarrow \mathcal{C})$ , dar  $c \equiv \mathcal{C}$  duce la

$$\forall (\zeta \in c) \exists (\dot{\xi} \in \dot{\mathcal{C}}) \Rightarrow (\zeta = \dot{\xi}) \wedge \left( \frac{d\zeta}{d\xi} = \frac{d\dot{\xi}}{d\dot{\xi}} \right) \quad (2.80)$$

sau

$$1 - \frac{dg(\dot{\xi}_*)}{d\dot{\xi}_L} \cdot \frac{d\dot{\xi}_L}{d\dot{\xi}} = \left( 1 - \frac{d\dot{g}(\dot{\xi}_*)}{d\dot{\xi}_L} \right) \cdot \frac{d\dot{\xi}_L}{d\dot{\xi}} \quad (2.81)$$

abscisele profilurilor  $c$  și  $\mathcal{C}$  definite de (2.59) și (2.79) se vor exprima sub forma:

$$\xi(\Psi) = \frac{1}{2} + \xi_L(\Psi) \quad (2.82)$$

$$\dot{\xi}(\dot{\Psi}) = \frac{1}{2} + \dot{\xi}_L(\dot{\Psi}) \quad (2.83)$$

ordonatele (2.80) și (2.70) rămânând nesimbolate prin alegerea următoarelor funcții:

$$\frac{1}{2} \left[ g\left(\frac{1}{z_*}\right) + \bar{g}(z_*) \right] \quad (2.84)$$

$$\frac{1}{2} \left[ \dot{g}\left(\frac{1}{z_*}\right) + \bar{\dot{g}}(z_*) \right] \quad (2.85)$$

la funcțiile (2.59) și cea corespunzătoare de conexiune (2.79) care reprezintă profilul  $\mathcal{C}$ .

Se obține următoarea transformare în cazul profilului

CER:

$$z(z_*) = \frac{1}{2} + z_L(z_*) - \frac{1}{2} g\left(\frac{1}{z_*}\right) + \frac{1}{2} \bar{g}(z_*) \quad (2.86)$$

Se reține acest adevăr și pentru profilul  $\delta C(\delta)$

în opoziție cu funcția (2.90) a cărei derivată este:

$$\frac{dz}{dz_*} = F(z_*) - \frac{1}{z_*^2} \bar{F}\left(\frac{1}{z_*}\right) + 2 \frac{1}{z_*^2} \bar{h}\left(\frac{1}{z_*}\right) \quad (2.87)$$

derivata funcției (2.86) este:

$$\frac{dz}{dz_*} = F(z_*) - \frac{1}{z_*^2} \bar{F}\left(\frac{1}{z_*}\right) + h(z_*) + \frac{1}{z_*^2} \bar{h}\left(\frac{1}{z_*}\right) \quad (2.88)$$

unde s-a utilizat notația (2.63), iar funcția  $h(z_*)$  are expresia:

$$h(z_*) = \frac{1}{2} \frac{d\bar{g}(z_*)}{dz_*} = \frac{1}{2} \sum n(b_n - i\alpha_n) e^{-in\varphi_0} z_*^{(n-1)} \quad (2.89)$$

Prima derivată <sup>este</sup> finită în punctul de la infinit, iar a doua are în acest punct un pol de ordinul  $n_0$ .

În cazul transformărilor (2.84) și (2.85), coarda profilului este egală cu unitatea, pasul rozelei primește semnificația de pas relativ, bordul de atac al profilului  $\delta$  este în  $\xi = 0$  și bordul de fugă în  $\xi = 1$ .

Dacă abscisele profilului  $\delta$  și  $\delta$  au expresiile sub formele (2.82) și (2.83), atunci din (2.81), (2.62) și (2.79) rezultă următoarele egalități:

$$\frac{dN(\psi)}{d\xi} = \frac{d\dot{N}(\dot{\psi})}{d\dot{\xi}} \quad (2.90)$$

$$\frac{d\eta(\psi)}{d\xi} = \frac{d\dot{\eta}(\dot{\psi})}{d\dot{\xi}} \quad (2.91)$$

Considerând egalitățile de mai sus pentru bordul de atac și bordul de fugă ale profilului, relațiile (2.86), (2.67) și particularizarea (2.73), rezultă egalitatea:

$$\dot{I}(\dot{\psi}) = \lim_{t \rightarrow \infty} I(\psi) = \frac{1}{4} \sin \dot{\psi} \quad (2.92)$$

Intre coeficienții celor două transformări se stabilesc următoarele relații:

$$\sum_{n=1}^{N_0} n b_n = A \sum_{n=1}^{N_0} n \overset{\circ}{b}_n \quad (2.93)$$

$$\sum_{n=1}^{N_0} n a_n = A \sum_{n=1}^{N_0} n \overset{\circ}{a}_n \quad (2.94)$$

$$\sum_{n=1}^{N_0} (-1)^n \cdot n \cdot b_n = A \sum_{n=1}^{N_0} (-1)^n \cdot n \cdot \overset{\circ}{b}_n \quad (2.95)$$

$$\sum_{n=1}^{N_0} (-1)^n \cdot n \cdot a_n = A \sum_{n=1}^{N_0} (-1)^n \cdot n \cdot \overset{\circ}{a}_n \quad (2.96)$$

unde:

$$A = \lim_{\psi \rightarrow 0} \frac{I(\Psi)}{I(\overset{\circ}{\Psi})} = \lim_{\psi \rightarrow \pi} \frac{I(\Psi)}{I(\overset{\circ}{\Psi})} = 2 \frac{M^2}{1-m^4} \sqrt{\frac{t}{\pi} \cdot \frac{m}{M}} \quad (2.97)$$

Pentru determinarea vitezei complexe se pornește de la funcția  $Z(z_*)$  acceptând următoarea reprezentare integrală Cauchy pe domeniul  $\Delta^-$  exterior cercului  $K$ :

$$z(z_*) = \frac{1}{2} + f(z_*) + \frac{1}{2} \bar{g}(z_*) - \frac{1}{2\pi i} \int_K \frac{\xi(\xi_*)}{\xi_* - z_*} d\xi_* \quad (2.98)$$

pentru  $z_* \in \Delta^-$

În acord cu cele enunțate în [41], dacă funcția  $Z(z_*)$  acceptă reprezentarea integrală (2.98), atunci viteza complexă  $w_*(z_*)$  în planul complex  $z_*$ , legată de viteza complexă  $w(z)$  prin relația (2.46), acceptă următoarea reprezentare integrală Cauchy:

$$w_*(z_*) = H(z_*) - \frac{1}{2\pi i} \int_K \frac{W_*(\xi_*)}{\xi_* - z_*} d\xi_* \quad (2.99)$$

pentru  $z_* \in \Delta^-$



unde:

$$H(z_*) = \left[ w_\infty - \frac{\Gamma}{2t} e^{-i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)} \right] m_{z_*} \cdot F(z_*) + w[z(\infty)] \cdot h(z_*) \quad (2.100)$$

iar circulația în virtutea relațiilor (2.41) și (2.40) are următoarea expresie echivalentă în  $(z)$  și  $(z_*)$ :

$$\Gamma = - \int_C w(\xi) d\xi = - \int_K w_*(\xi_*) d\xi_*$$

Ultimul termen din (2.100) este dat de cazul unei rețele de plăci plane, considerând următoarea limită, la care circulația  $\Gamma$  este cea definită mai înainte:

$$w[z(\infty)] = \lim_{z_* \rightarrow \infty} w[z(z_*)] = w_\infty - \frac{\Gamma}{2t} e^{-i\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right)} \cdot m e^{i\varphi_0} \quad (2.101)$$

Pe baza extinderii teoremei calculului [41], dacă viteza complexă  $w_*(z_*)$  acceptă o reprezentare integrală Cauchy de forma (2.99) pe  $\Delta^-$ , expresia vitezei complexe pe întreg planul  $(z_*)$  va fi de forma:

$$w_*(z_*) = H(z_*) - \frac{1}{z_*^2} \bar{H}\left(\frac{1}{z_*}\right) - \frac{\Gamma}{2\pi i} \cdot \frac{1}{z_*} \quad (2.102)$$

Soluția (2.102) definește viteza  $w_*(z_*)$  cu aproximația unei constante ciclice  $\Gamma$ , circulația vitezei. Aceasta este definită de o condiție fizică Jukovski, sau Carafoli, condiție pentru bord de fugă al profilului ascuțit, respectiv rotund. În ambele cazuri, circulația  $\Gamma$  rezulta în planul  $(z_*)$  din condiția anulării vitezei complexe în bordul de fugă.

$$[w_*(e^{i\varphi_0}) = 0] \Rightarrow \left[ \Gamma = 4V_\infty t \frac{m}{M} (\gamma_0 \cos \alpha_\infty + \gamma_1 \sin \alpha_\infty) \right] \quad (2.103)$$

unde  $\gamma_0$  și  $\gamma_1$  se obțin din (2.51), (2.53), (2.64), (2.89), (2.93) și (2.94).

$$\gamma_0 = - \frac{1}{G} B \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{a}_n \quad (2.104)$$

$$\gamma_1 = \frac{1}{G} \left[ 1 + B \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{b}_n \right] \quad (2.105)$$

unde:

$$G = 1 + 2B \left[ Q \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{b}_n - P \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{a}_n \right] \quad (2.106)$$

$$B = + \sqrt{\frac{\pi}{t} \cdot \frac{M}{m}} \quad (2.107)$$

$$P = \left(\frac{m}{M}\right)^2 \cdot \sin(2\lambda) \quad (2.108)$$

$$Q = \left(\frac{m}{M}\right)^2 \cdot [m^2 + \cos(2\lambda)] \quad (2.109)$$

Viteza  $V_{*t}(\Psi)$ , tangentă la  $K C(\mathbf{z}_*)$  rezultă din:

$$V_{*t}(\Psi) = i \xi_* \omega_*(\xi_*) = -2Jm \left\{ \xi_* \cdot H(\xi_*) \right\} - \frac{\Gamma}{2\pi} \quad (2.110)$$

și viteza  $V_t(\Psi)$  tangentă la CER rezultă din:

$$V_t(\Psi) = -V_{*t}(\Psi) \cdot \left[ 2 \cdot I(\Psi) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{d\dot{\eta}}{d\xi}\right)^2} \right]^{-1} \quad (2.111)$$

unde:

$$V_t(\Psi) = V_\infty [V_{t_0}(\Psi) \cdot \cos\alpha_\infty + V_{t_1}(\Psi) \cdot \sin\alpha_\infty] \quad (2.112)$$

și pe baza relațiilor (2.111), (2.110), (2.103), (2.100), (2.85), (2.83), (2.90), (2.91), (2.93), și (2.84) se obțin componentele vitezei tangențiale  $V_t$ :

$$V_{t_0}(\Psi) = \frac{1}{\sqrt{}} \left\{ 1 - 2\alpha_0 Q \left(\frac{d\dot{\eta}}{d\xi}\right) + (1 - 2\alpha_0 P) \left(\frac{d\dot{N}}{d\xi}\right) + \alpha_0 \frac{1-m^4}{M^2} \cdot \frac{1}{\sin\Psi} \right\} \quad (2.113)$$

$$V_{t_1}(\Psi) = \frac{1}{\sqrt{}} \left\{ \frac{1}{M^2} \left[ (1-m^4) \operatorname{tg} \frac{\Psi}{2} - 2m^2 \sin(2\lambda) \right] + (1-2\alpha_1 Q) \frac{d\dot{\eta}}{d\xi} + \left[ (\alpha_1 - 1) \frac{1-m^4}{M^2} \frac{1}{\sin\Psi} - 2\alpha_1 P \left(\frac{d\dot{N}}{d\xi}\right) \right] \right\} \quad (2.114)$$

unde:

$$\sqrt{\quad} = \sqrt{1 + \left(\frac{d\dot{\eta}}{d\xi}\right)^2} \quad (2.115)$$

conștientizând ecuațiile (2.103), (2.113), (2.114) și (2.115) pentru  $(a_n \rightarrow c) \wedge (b_n \rightarrow c)$  se obțin ecuațiile de bilanț pentru energia și impulsul liniar totalizării:

$$\Gamma = 4 V_{\infty} \cdot t \cdot \frac{m}{M} \cdot \sin \alpha_{\infty} \quad (2.116)$$

$$V_{t_0}(\Psi) = 1 \quad (2.117)$$

$$V_{t_1}(\Psi) = \frac{1}{M^2} \left[ (1 - m^4) t_0 \frac{\Psi}{2} - 2m^2 \sin(2\lambda) \right] \quad (2.118)$$

Pentru ( $t \rightarrow \infty$ ) și observînd (2.73) se obțin circulația și componentele vitezei tangențiale corespunzătoare profilului singular  $\mathcal{C}$ .

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow \left\{ \Gamma = \pi V_{\infty} [\dot{\alpha}_0 \cdot \cos \alpha_{\infty} + \dot{\alpha}_1 \cdot \sin \alpha_{\infty}] \right\} \quad (2.119)$$

unde:

$$\dot{\alpha}_0 = -2 \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{a}_n \quad (2.120)$$

$$\dot{\alpha}_1 = 1 + 2 \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{b}_n \quad (2.121)$$

de asemenea:

$$(t \rightarrow \infty) \Rightarrow \left\{ V_t(\Psi) \rightarrow \dot{V}_t(\dot{\Psi}) = V_{\infty} [\dot{V}_{t_0}(\dot{\Psi}) \cdot \cos \alpha_{\infty} + \dot{V}_{t_1}(\dot{\Psi}) \cdot \sin \alpha_{\infty}] \right\} \quad (2.122)$$

unde considerînd notația (2.115), componentele vitezei tangențiale sînt:

$$\dot{V}_{t_0}(\dot{\Psi}) = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \left[ 1 + \left( \frac{d\dot{N}}{d\xi} \right) - \frac{2}{\sin \dot{\Psi}} \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{a}_n \right] \quad (2.123)$$

$$\dot{V}_{t_1}(\dot{\Psi}) = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \left[ t_0 \frac{\dot{\Psi}}{2} + \left( \frac{d\dot{\eta}}{d\xi} \right) + \frac{2}{\sin \dot{\Psi}} \sum_{n=1}^{N_0} n \cdot \dot{b}_n \right] \quad (2.124)$$

Comparînd rezultatele obținute pentru profilul CER și cele obținute pentru profilul singular  $\mathcal{C}$  rezultă că s-a realizat circulația și distribuția de viteze corespunzătoare profilului CER, funcție de componentele circulației (2.120) și (2.121) și cele ale vitezei tangențiale (2.123) și (2.124), corespunzătoare profilului singular  $\mathcal{C}$ .

Correspondența dintre  $\Psi$  și  $\dot{\Psi}$  rezultă din condiția (2.66) în virtutea  $\xi(\Psi) = \xi(\dot{\Psi})$  și din definiția abscisei profilului en-

rită de (2.58), (2.82) și (2.83).

În felul acesta se poate face un calcul complet al rețelei de profile și prin particularizarile arătate se pot calcula rețeaua de plăci drepte plană rectilinie și profilul izolat.

Legătura dintre condițiile asimptotice și această metodă de calcul a rețelei de profile se stabilește prin intermediul ipotezei ce se face - mișcarea relativă prin rotorul turbinelor axiale este potențială.

În aceste condiții viteza asimptotică  $V_{\infty}$  (2.40), coincide cu viteza asimptotică  $W_{\infty}$  stabilită la determinarea condițiilor asimptotice (paragraful 2.2.).

Pentru a utiliza cu mai multă eficiență materialul documentar vast asupra profililor aerodinamice (încercate izolat), oferit de cercetările în domeniul aviației, în proiectarea rotorilor de turbine axiale, se pun în evidență forțele portante pe care trebuie să le realizeze profilele secțiunilor de calcul ale paletei prin intermediul coeficientului de portanță  $C_A$ , astfel:

$$A = C_A \cdot \frac{\rho}{2} V_{\infty}^2 \cdot l \quad (2.125)$$

unde:

- A - forța portantă
- $\rho$  - densitatea mediului fluid

Legătura dintre forța portantă, respectiv coeficientul de portanță și circulație este oferită de formula Kutta-Jukovsky pentru forța portantă în rețea:

$$A = \rho \cdot V_{\infty} \cdot \Gamma \quad (2.126)$$

Deci:

$$C_A = \frac{2\Gamma}{V_{\infty} \cdot l} \quad (2.127)$$

Pentru determinarea coeficientului de portanță la diferitele secțiuni de calcul, element luat în calculul rețelei, se utilizează ecuația fundamentală a turbinelor axiale, pentru turbine Kaplan sub forma [1] :

$$\left(C_A \cdot \frac{l}{t}\right)_r \cong 2 \Delta V_{U_r} \cdot \sin \beta_{\infty r} \quad (2.128)$$

și pentru turbine bulb sub forma:

$$\left(C_A \cdot \frac{l}{t}\right)_r = \frac{2 \Delta V_{U_r}}{W_{\infty r}} \quad (2.129)$$

unde  $W_{\infty r}$  este viteza asimptotică determinată în paragraful 2.2.

Întrucât, așa cum s-a mai precizat, se neglijează pierderile hidraulice și ecuațiile (2.128) și (2.129) s-au scris în condiția:

valorile  $C_A$  calculate cu aceste formule trebuie comparate cu valorile  $C_{A,exp}$  experimentale, existente în număr foarte mare datorită cercetărilor din domeniul aviației [15]. Aceasta pentru a elimina curbarea exagerată a profililor în vederea asigurării unei bune comportări energo-cavitacionale a rotorului. Corelarea optimă dintre coeficientul de portanță și parametrii geometrici ai roților de profil se va analiza cu ajutorul curbelor de sensibilitate la cavitație.

O dată cunoscuți coeficientul de portanță, precum și parametrii geometrici și hidrodinamici ai roții din care face parte profilul considerat, se poate determina momentul hidraulic care soliciță acest profil. Acest moment este oferit de teorema a III-a a lui Blasius.

Întotdeauna formula lui Blasius oferă momentul față de originea sistemului de axe de coordonate, în cazul nostru bordul de atac al profilului:

$$M = -\frac{\rho}{2} \operatorname{Re} \left\{ \int_c \xi \cdot w^2(\xi) \cdot d\xi \right\} \quad (2.130)$$

sau

$$M = -\rho \operatorname{Re} \left\{ W_{\infty} \int_c \xi \cdot w(\xi) \cdot d\xi \right\} \quad (2.131)$$

În aceste formule dezvoltate, în condițiile prezentei metode, oferă momentul hidraulic căutat, respectiv coeficientul momentului hidraulic, după cum urmează:

$$C_M = \frac{M}{\frac{\rho}{2} V_{\infty}^2 \cdot l^2} \quad (2.132)$$

### Profilarea paletei rotorului

Această problemă este o extindere a parametrilor geometrici ai rozelor de profile plane rectilinii, pentru că determină conturul profilului hidrodinamic, care prin asamblare la unghiurile stabilite generează paleta rotorului.

Profilarea paletei rotorului se poate face în două moduri:

- prin adoptarea unor profile aero-hidrodinamice din cataloagele de profile pentru aviație [15],
- pe cale teoretică

Utilizarea unui profil aero-hidrodinamic din [15] necesită aproximarea conturului acestui profil cu un polinom trigonometric, așa cum cere metoda de calcul a rozelor de profile expuse.

În această lucrare se va folosi cea de a doua cale, teoretică, pentru că permite un control riguros al determinării conturului profilului cu respectarea tuturor condițiilor și indicațiilor experimentale și teoretice enunțate.

Așa cum s-a arătat, conturul profilului se obține prin înlocuirea scheletului cu o distribuție de grosimi. Aceste funcții, a scheletului și de grosimi, se determină pornind de la teoria "placii echivalente" a prof. U.ropa [42], rezolvând următoarele două probleme:

#### a) Placa echivalentă unui schelet

Fiind dat scheletul din Fig.11 se cere să se determine placa sa echivalentă. Aceasta se face de la <sup>pornind</sup> definiția scheletului și rezolvând o problemă de salt pentru funcția sa.

Rezultă în felul acesta funcția  $Z_S(Z_L)$ , care stabilește o corespondență biunivocă între punctele planului scheletului ( $Z_S$ ) și cel al plăcii echivalente ( $Z_L$ ):

$$Z_S(Z_L) = \frac{1}{2} + Z_L + i(1-4Z_L^2) \sum_{n=0}^{N-2} A_n \cdot Z_L^n \quad (2.133)$$

pentru  $\text{Im}\{A_n\} = 0$

MI  
BIBLIOTECA

Ecuația (2.133) se soluționează considerând  $N = 3$  și ținând cont de următoarea particularizare, adecvată în cazul plăcii plane:

$$\xi_L = x_L \quad (2.134)$$

deci:

$$z_S(x_L) = \frac{1}{2} + x_L + i(1 - 4x_L^2)(A_0 + A_1 x_L) \quad (2.135)$$

sau:

$$z_S(x_L) = x_S(x_L) + i y_S(x_L) \quad (2.136)$$

separând partea reală și imaginară se obține următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} x_S(x_L) = \frac{1}{2} + x_L \\ y_S(x_L) = (1 - 4x_L^2)(A_0 + A_1 x_L) \end{cases} \quad (2.137)$$

pentru  $x_S = x_F$ . Rezultă  $x_F = \frac{1}{2} + x_{L_F}$ , sau  $x_{L_F} = x_F - \frac{1}{2}$

Constantele  $A_0$  și  $A_1$  se determină din condițiile de limită:

$$\begin{cases} y_S(x_{L_F}) = f \\ \left. \frac{dy_S(x_L)}{dx_L} \right|_{x_L = x_{L_F}} = 0 \end{cases} \quad (2.138)$$

Pe baza condițiilor la limită (2.138), sistemul de ecuații pentru determinarea constantelor  $A_0$  și  $A_1$  este:

$$\begin{cases} f = (1 - 4x_{L_F}^2)(A_0 + A_1 x_{L_F}) \\ 0 = A_1 - 8A_0 x_{L_F} - 12A_1 x_{L_F}^2 \end{cases} \quad (2.139)$$

Rezolvând acest sistem se obține următoarele valori pentru  $A_0$  și  $A_1$ :

$$A_0 = f \frac{1 - 12x_{L_F}^2}{(1 - 4x_{L_F}^2)^2} \quad (2.140)$$

$$A_1 = f \frac{8 \cdot x_{L_F}}{(1 - 4x_{L_F}^2)^2} \quad (2.141)$$

sau pentru cazul  $l \neq 1$

$$A_0 = \frac{f}{l} \frac{1 - 12 x_{Lf}^2}{(1 - 4 x_{Lf}^2)^2} \quad (2.142)$$

$$A_1 = \frac{f}{l} \frac{8 x_{Lf}}{(1 - 4 x_{Lf}^2)^2} \quad (2.143)$$

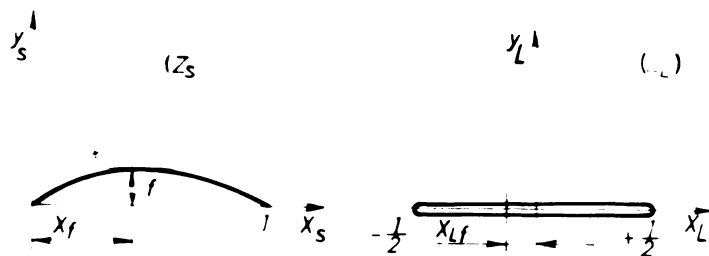


fig. 11.

Correspondența dintre schelet și placa echivalentă

b) Placa echivalentă unui profil simetric

Fiind dat profilul din Fig.12, se cere să se determine placa sa echivalentă. Soluția se obține prin rezolvarea unei probleme la limită Riemann-Hilbert neomogenă, rezultată din condiția profilului în planul complex ( $Z$ ). Această soluție este transformată conform  $Z(Z_L)$ , care realizează corespondența inversă a punctelor din planurile ( $Z$ ) și ( $Z_L$ ).

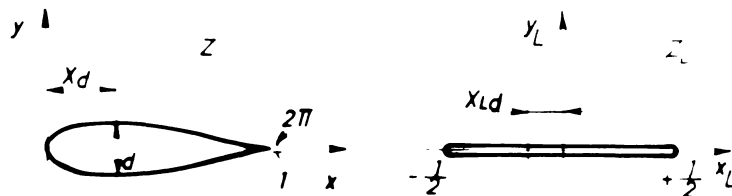


fig.12.

Correspondența dintre profilul simetric și placa echivalentă

$$z(z_L) = z_S(z_L) + \sqrt{(2z_L)^2 - 1} \sum_{n=0}^N B_n (2z_L)^n \quad (2.144)$$

Profilul fiind simetric rezultă pentru funcția scheletului din (2.133)

$$z_S(z_L) = z_L + \frac{1}{2} \quad (2.145)$$

Se consideră  $n = 2$



$$z(z_L) = \frac{1}{2} + z_L + \sqrt{(2z_L)^2 - 1} [B_0 + B_1(2z_L) + B_2(2z_L)^2] \quad (2.146)$$

Separând partea reală și partea imaginară, se obține:

$$\begin{cases} x(x_L) = \frac{1}{2} + x_L \\ y^\pm(x_L) = \pm \sqrt{1 - (2x_L)^2} [B_0 + B_1(2x_L) + B_2(2x_L)^2] \end{cases} \quad (2.147)$$

Coefficienții  $B_0$ ,  $B_1$  și  $B_2$  se determină din următoarele condiții de limită:

$$\begin{cases} y(x_{Ld}) = \frac{d}{2} \\ \left. \frac{dy(x_L)}{dx_L} \right|_{x_L = x_{Ld}} = 0 \\ \left. \frac{dy(x_L)}{dx_L} \right|_{x_L = \frac{1}{2}} = 0 \end{cases} \quad (2.148)$$

Din ultima condiție la limită rezultă relația:

$$B_2 = -(B_0 + B_1) \quad (2.149)$$

Iar din primele două condiții se obțin coeficienții  $B_0$  și  $B_1$ :

$$B_0 = \frac{1}{2} d \frac{1}{[1 - (2x_{Ld})^2]^{3/2}} \cdot \left[ 1 - 3 \frac{(2x_{Ld})^2}{1 - 2x_{Ld}} \right] \quad (2.150)$$

$$B_1 = \frac{3}{2} d \frac{2x_{Ld}}{(1 - 2x_{Ld})^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - (2x_{Ld})^2}} \quad (2.151)$$

Într-un caz  $l \neq 1$

$$B_0 = \frac{1}{2} \left( \frac{d}{l} \right) \frac{1}{[1 - (2x_{Ld})^2]^{3/2}} \cdot \left[ 1 - 3 \frac{(2x_{Ld})^2}{1 - 2x_{Ld}} \right] \quad (2.152)$$

$$B_1 = \frac{3}{2} \left( \frac{d}{l} \right) \frac{2x_{Ld}}{(1-2x_{Ld})^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1-(2x_{Ld})^2}} \quad (2.153)$$

Înșa cum se vede din condițiile de limită (2.148) și din Fig.12, profilul generat de sistemul de ecuații (2.147), este un profil de tip Jukovski. Aceste profile, datorită formei bordului de fugă, sînt inutilizabile la construcția paletelor de turbina hidraulică axiale.

Deoarece, acestui fapt se va construi un profil cu bordul de fugă rotunjit, de tip carucii, rezultat din condiția:

$$\left. \frac{dy(x_L)}{dx_L} \right|_{x_L = \frac{1}{2}} \neq 0 \quad (2.154)$$

pe baza curcia relația (2.149) se poate impune de forma:

$$B_2 = - (B_0 + \varepsilon \cdot B_1) \quad (2.155)$$

pentru  $\varepsilon > 1$

Cazul  $\varepsilon = 1$  conduce la profilul Jukovski.

Din (2.155) și primele două condiții la limită ale sistemului (2.148) rezultă coeficienții profilului simetric cu bordul de fugă rotunjit:

$$B_0 = \frac{1}{2} d \frac{1}{[1-(2x_{Ld})^2]^{3/2}} - \frac{3}{2} d \frac{2(x_{Ld})^2}{(1-4\varepsilon x_{Ld} - 4x_{Ld}^2)(1+2x_{Ld})\sqrt{1-(2x_{Ld})^2}} \quad (2.156)$$

$$B_1 = \frac{3}{2} d \frac{2x_{Ld}}{\sqrt{1-(2x_{Ld})^2}} \cdot \frac{1}{1-4\varepsilon x_{Ld} + 4x_{Ld}^2} \quad (2.157)$$

pentru cazul  $\varepsilon \neq 1$ :

$$B_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{l} \frac{1}{[1-(2x_{Ld})^2]^{3/2}} - \frac{3}{2} \frac{d}{l} \frac{(2x_{Ld})^2}{(1-4\varepsilon x_{Ld} - 4x_{Ld}^2)(1+2x_{Ld})\sqrt{1-(2x_{Ld})^2}} \quad (2.158)$$

$$B_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{d}{l} \frac{2x_{Ld}}{\sqrt{1-(2x_{Ld})^2}} \cdot \frac{1}{1-4\varepsilon x_{Ld} + 4x_{Ld}^2} \quad (2.159)$$

Profilul hidrodinamic curbat, care se va utiliza acum la construirea paletelor de turbine hidraulice axiale proiectate prin metoda dezvoltată în această lucrare, se obține foarte ușor din cele prezentate. Astfel, îmbrăcînd scheletul dat de sistemul de ecuații (2.137) cu profilul simetric definit de sistemul de ecuații (2.147) se obțin ecuațiile ce definesc abscisa și ordonata profilului curbat căutat, deoarece profilul simetric este un profil curbat cu săgeată zero:

$$\begin{cases} x(x_L) = \frac{1}{2} + x_L \\ y^{\pm}(x_L) = [1 - (2x_L)^2] (A_0 + A_1 x_L) \pm \sqrt{1 - (2x_L)^2} [B_0 + B_1(2x_L) + B_2(2x_L)^2] \end{cases} \quad (2.160)$$

unde, coeficienții  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ , sînt dați în ordine de relațiile (2.140), (2.141), (2.156), (2.157) și (2.155) pentru  $l=1$  și (2.142), (2.143), (2.158), (2.159) și (2.155) pentru  $l \neq 1$ .

Expresiile acestor coeficienți permit un control riguros asupra parametrilor: săgeată maximă, poziția săgeții maxime față de bordul de atac al profilului, grosime maximă și poziția grosinii maxime față de bordul de atac al profilului.

În felul acesta se poate obține orice tip de profil și în special cele laminare pe care le-am recomandat a fi utilizate în profilarea paletelor de turbine hidraulice axiale.

Profilul ce se va utiliza în calculul paletelor este cel dat de sistemul de ecuații (2.160). Dar, după cum s-a arătat la calculul rețelei, se cere ca profilul să fie dat sub forma:

$$\begin{cases} \xi(\psi) = \frac{1}{2} + \xi_L(\psi) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \psi \\ \eta(\psi) = \frac{1}{2} \hat{a}_0 + \sum_{n=1}^{N_0} [\hat{a}_n \cos(n\psi) + \hat{b}_n \sin(n\psi)] \end{cases} \quad (2.161)$$

În urmărire este necesar să se stabilească o corespondență între sistemele de ecuații (2.160) și (2.161).

Dacă se face:

$$x_L = \xi_L(\psi) = \frac{1}{2} \cos \psi \quad (2.162)$$

ecuația ordonatei profilului din sistemul (2.160) devine:

$$y^{\pm}(\Psi) = (1 - \cos^2 \Psi)(A_0 + \frac{1}{2} A_1 \cos \Psi) \pm \sqrt{1 - \cos^2 \Psi} (B_0 + B_1 \cos \Psi + B_2 \cos^2 \Psi)$$

(2.163)

Dar, pentru  $B_0 = 3$ , ordonata profilului din sistemul (2.161) este:

$$\hat{\eta}(\Psi) = \frac{1}{2} \hat{a}_0 + \hat{a}_1 \cos \Psi + \hat{b}_1 \sin \Psi + \hat{a}_2 \cos(2\Psi) + \hat{b}_2 \sin(2\Psi) + \hat{a}_3 \cos(3\Psi) + \hat{b}_3 \sin(3\Psi)$$

(2.164)

Egalind  $\hat{\eta}(\Psi) = y^{\pm}(\Psi)$ , respectiv ecuațiile (2.163) și (2.164), prin identificarea coeficienților, se obține:

$$\begin{cases} \hat{a}_0 = A_0 \\ \hat{a}_1 = \frac{1}{8} A_1 \\ \hat{a}_2 = -\frac{1}{2} A_0 \\ \hat{a}_3 = -\frac{1}{8} A_1 \end{cases} \quad (2.165)$$

$$\begin{cases} \hat{b}_1 = B_0 + \frac{1}{4} B_2 \\ \hat{b}_2 = \frac{1}{2} B_1 \\ \hat{b}_3 = \frac{1}{4} B_2 \end{cases} \quad (2.166)$$

#### 2.4. Sensibilitatea la cavitație

Comportarea la cavitație a turbinelor hidraulice prezintă o importanță tot mai mare având în vedere tendința generală de scădere a dimensiunilor pe scara creșterii turbinelor și de reducere a cheltuielilor amenajării prin realizarea unei înălțimi de aspirație ridicată.

Această comportare este caracterizată de coeficienții de cavitație ai turbinei  $\sigma_T$  și ai instalației  $\sigma_{inst}$ . Expresiile acestor coeficienți sînt date în lucrările [1] și [49], astfel:

Coeficientul de cavitație al turbinei la o rază oarecare  $r$  a rotorului:

$$\sigma_{Tr} = k_{Pmax} \frac{w_{2r}^2}{2gH} + \eta_{ta} \frac{V_{2r}^2}{2gH} - k_{Ur} \frac{U_{2r}^2}{2gH} \pm \frac{a_{mp}}{H} \quad (2.167)$$

Coeficientul de cavitație al instalației, sau coeficientul lui Thoma:

$$\sigma_{\text{inst}} = \frac{A - A_t \mp h_s}{H} \quad (2.168)$$

unde:

$$A = \frac{P_{\text{at}}}{\gamma}$$

$P_{\text{at}}$  - presiunea atmosferică

$$A_t = \frac{P_{\text{vap}}}{\gamma}$$

$P_{\text{vap}}$  - presiunea de vaporizare a  
apei în condițiile de lucru ale  
turbinii

Relația (2.167) exprimată în funcție de coeficienții prezentați în  
paragraful 2.1, devine:

$$\sigma_{\text{Tr}} = \left( \frac{\eta_h}{2k_{\text{UR}}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\sigma_{\text{r}}^2} \cdot \frac{1}{\sigma_{\text{UR}}^2} \left\{ k_{\text{pmax}} 2r \left[ 1 + \sigma_{\text{UR}}^2 \left( \frac{\sigma_{\text{r}}^2}{2k_{\text{UR}}^2} - k_{\text{r}} \right)^2 \right] + \eta_{\text{ta}} (1 + k_{\text{r}}^2 \sigma_{\text{UR}}^2) \right\} \quad (2.169)$$

Altfel, coeficientul de cavitație al turbinii este exprimat în funcție de:

- coeficientul vitezei tangențiale periferice  $k_{\text{UR}}$
- coeficientul de deviație al curentului la trecerea prin roțea -  $\sigma_{\text{UR}}$
- coeficientul de presiune minimă (de presiune maximă) pe profil -  $k_{\text{pmax}} 2r$

$$k_{\text{pmax}} 2r = \left( \frac{w_{\text{M}}}{w_{2r}} \right)^2 - 1 \quad (2.170)$$

- randamentul hidraulic -  $\eta_h$  al rotorului și randamentul tubului de aspirație -  $\eta_{\text{ta}}$
- coeficientul de torsionare al curentului la ieșirea din rotor -  $k_{\text{r}}$

Relația (2.169) este valabilă numai în ipoteza curgerii axiale prin rotor ( $k_{ur} = 0$ ) și numai pentru turbine Kaplan verticale. Pentru turbinele Kaplan orizontale și pentru turbine bulb, termenul  $\frac{a_{MD}}{H}$  are o pondere însemnată și nu se poate neglija.

Astfel, definind conform practicii curente înalțimea de aspirație  $h_s$  ca fiind diferența dintre cota nivelului apei în aval de turbină și cota planului de referință, termenul  $a_{MD}$  este definit în fig.13 și 14, el reprezentând diferența dintre cota secțiunii de minimă presiune pe paleta rotorului și cota planului de referință.

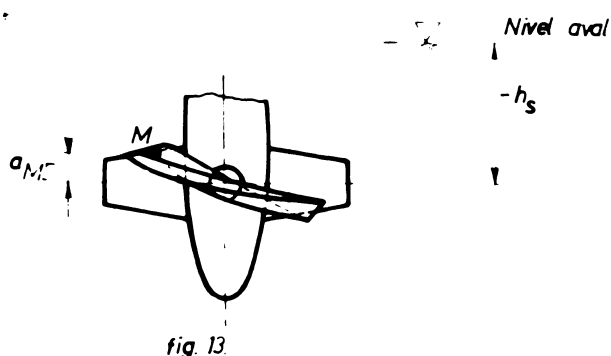


fig.13  
Rotor Kaplan vertical. Definirea cotei punctului de minimă presiune pe paletă.

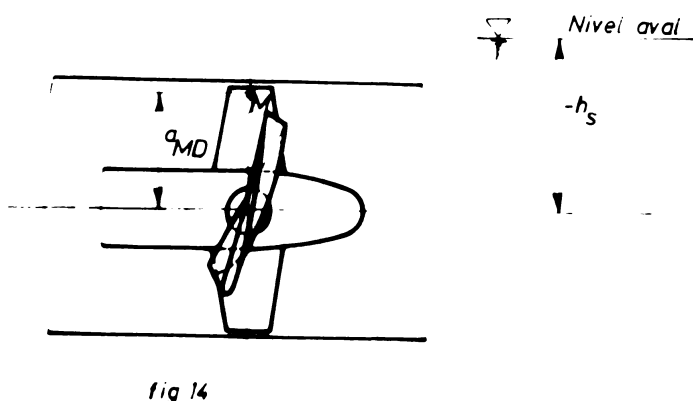


fig.14  
Rotor bulb și Kaplan orizontal. Definirea cotei punctului de minimă presiune pe paletă.

Dacă în cazul turbinelor Kaplan verticale se poate considera cu bună aproximație  $a_{MD} \approx 0$  (fig.13), în cazul turbinelor bulb, sau Kaplan orizontale această aproximație nu mai este valabilă. Termenul  $\frac{a_{MD}}{H}$  poate lua în acest caz valori apreciabile, spre exemplu pentru o turbină bulb cu diametrul rotorului  $D=5$  și care funcționează la o cădere  $H=5$  m,  $\frac{a_{MD}}{H} = 0,5$ .

În expresia coeficientului de cavitație al turbinelor axiale (2.167), sau (2.169) intervine ca parametru principal coeficientul de presiune minimă pe paletă sau coeficientul de depresiune maximă  $k_{p_{max}2}$ .

Pentru a putea face aprecieri cantitative asupra coeficientului de cavitație al turbinei axiale proiectate, este necesar să se cunoască exact valoarea coeficientului  $k_{p_{max}2}$  pe paletă.

Așa după cum se arată în [1], literatura de specialitate nu oferă, pînă în prezent, expresii matematice care să permită calculul exact al acestui coeficient. Mai mult decît atît, nici exprimarea sa nu este unitară, astfel se raportează viteza din secțiunea de presiune minimă  $W_M$ , la viteza  $W_2$ , la viteza  $W_1$ , sau la viteza asimptotică  $W_\infty$ , după cum urmează:

$$k_{p_{max}2} = \left(\frac{W_M}{W_2}\right)^2 - 1 \quad \text{identică cu relația} \quad (2.170)$$

$$k_{p_{max}1} = \left(\frac{W_M}{W_1}\right)^2 - 1 \quad (2.171)$$

$$k_{p_{max}\infty} = \left(\frac{W_M}{W_\infty}\right)^2 - 1 \quad (2.172)$$

Aici vitezele  $W_1$ ,  $W_2$  și  $W_\infty$  au semnificația din paragraful 2.2.

În prezenta lucrare se determină coeficientul de presiune pe paletă, pe baza metodei de calcul a rețelei de profile expusă în paragraful 2.3. Așa cum se va vedea în paragraful 2.6, acest calcul este suficient de precis pentru estimarea coeficientului de cavitație care se va realiza la turbina proiectată în regimul de funcționare de calcul.

În cele ce urmează se va considera că punctul de incipiență al cavitației coincide cu punctul în care distribuția de viteze realizează un maxim absolut, respectiv distribuția de presiuni un minim absolut.

Se definește după [40], sensibilitatea la cavitație a unui profil hidrodinamic, dependența funcțională dintre coeficientul minim absolut de presiune  $k_{p_{max}}$ , unghiul de incidență cri-

tic  $\alpha_{\infty} = \alpha_{\infty c}$  și abscisa relativă  $\frac{x_c}{l}$  la care și unde se realizează acest minim;

Analitic, sensibilitatea la cavitație se exprimă cu ajutorul următoarelor funcții:

$$k_{p \max} = f(\alpha_{\infty c}) \quad (2.173)$$

$$\alpha_{\infty c} = f\left(\frac{x_c}{l}\right) \quad (2.174)$$

Pe baza notațiilor utilizate în paragraful (2.3), coeficientul de minimă presiune se definește în felul următor:

$$k_{p \max \infty} = - \left( \frac{p - p_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho V_{\infty}^2} \right)_{\text{minim absolut}} = \left( \frac{V_t}{V_{\infty}} \right)_{\text{maxim absolut}}^{-1} \quad (2.175)$$

Deci, problema determinării sensibilității la cavitație se reduce la cercetarea maximelor funcției de viteze pe conturul profilului dispus în rețea.

Se observă că,  $k_{p \max \infty}$  diferă de  $k_{p \max 2}$  utilizat în cadrul lucrării [1]. Dar,  $w_2 > w_{\infty}$  și atunci  $k_{p \max \infty} > k_{p \max 2}$ . Înlocuirea coeficientului  $k_{p \max 2}$  în relația (2.169) cu  $k_{p \max \infty}$  duce la mărirea coeficientului de cavitație al turbinei  $\sigma_T$ , care se consideră binevenită în faza de concepție al unui rotor de turbină axială.

Determinarea coeficientului  $k_{p \max \infty}$  cu ajutorul metodei expuse în paragraful 2.3 este simplă și se face prin determinarea maximelor funcției de viteză. Dar, pentru aceasta este necesară transformarea relațiilor (2.113) și (2.114) în vederea eliminării nedeterminării care apare la  $\psi = 180^\circ$ , deoarece:

$$\lim_{\psi \rightarrow 180^\circ} \frac{1}{\sin \psi} = \infty$$

Prin transformări simple se obțin următoarele relații:

$$V_{t_0}(\psi) = \frac{1}{\sqrt{\sin^2 \psi + 4A^2 - \cos^2 \psi \cdot \sin^2 \psi - 4A^2 \cdot \cos^2 \psi}} \left[ \sin \psi \cdot \sin \psi + \right. \\ \left. + 4A \cdot \alpha_0 \cdot Q \cdot \sin \psi - 2B(1 - 2\alpha_0 P) \sin \psi + \sin \psi \cdot \alpha_0 \cdot \frac{1 - m^4}{M^2} \right] \quad (2.176)$$



$$V_{t_1}(\psi) = \frac{1}{\sqrt{\sin^2 \psi + 4A^2 \cos^2 \psi \sin^2 \psi - 4A^2 \cos^2 \psi}} \left\{ \frac{\sin \psi}{M^2} [(1-m^4)(1-\cos \psi) - 2m^2 \sin(2\lambda) \sin \psi] - 2A(1-2\alpha_1 Q) \sin \psi + [\alpha_1 - 1] \frac{1-m^4}{M^2} \sin \psi + 4\alpha_1 PB \sin \psi \right\} \quad (2.177)$$

unde:

$$A = -\alpha_1 \sin \psi + b_1 \cos \psi - 2\alpha_2 \sin 2\psi + 2b_2 \cos 2\psi - 3\alpha_3 \sin 3\psi + 3b_3 \cos 3\psi \quad (2.178)$$

$$B = -b_1 \sin \psi - \alpha_1 \cos \psi - 2b_2 \sin 2\psi - 2\alpha_2 \cos 2\psi - 3b_3 \sin 3\psi - 3\alpha_3 \cos 3\psi \quad (2.179)$$

Nu trebuie să se confunde notația (2.179) cu (2.107) folosită în paragraful 2.3.

Pentru a face o analiză completă a comportării cavitaționale a profilelor hidrodinamice care derinesc palca rotorului este necesar să se determine curbele de sensibilitate la cavitație, definite de (2.173) și (2.174). Aceasta înseamnă, de fapt, calculul lui  $kp_{\max \infty}$ , într-un domeniu mare de unghiuri de incidență. Procedându-se în acest fel în [40], s-au pus în evidență prin calcul, pentru prima dată, cele trei zone posibile de apariție a cavitației. Metoda de calcul utilizată în [40] este o metodă de singularități, iar rezultatele teoretice au fost confirmate de cercetările experimentale [50]. Calculul sensibilității la cavitație prin metoda expusă în paragraful 2.3 este mai precis decât cel efectuat în [40], aceasta datorită avantajelor pe care le oferă metoda transformărilor conforme față de metoda singularităților.

Curbele de sensibilitate la cavitație se prezintă în fig.15. Se observă că fiecare ramură a curbei  $kp_{\max \infty} = f(\alpha_{\infty c})$  corespunde unei zone posibile de apariție a cavitației, funcție de unghiul de incidență. Astfel, la unghiuri de incidență mici și pozitive poate să apară cavitația pe extradosul profilului zona 3, la unghiuri de incidență mari și pozitive poate să apară cavitația pe extradosul profilului în imediata apropiere a bordului de atac zona 1 și pentru unghiuri de incidență negative cavitația apare pe intradosul profilului, în apropierea bordului de atac zona 2.

Așa cum s-a arătat în paragraful 2.2, pe baza curbelor de sensibilitate la cavitație, se vor definitiva unghiurile de incidență alese. Aceasta se face ținând cont de faptul că pentru funcționarea optimă din punct de vedere cavitațional a turbinelor axiale se impune realizarea unor valori cât mai scăzute pentru coeficientul  $k_{p_{\max\infty}}$ , iar curbele  $k_{p_{\max\infty}} = f(\alpha_{\text{occ}})$  să fie cât mai plate. În mod concret, unghiurile de incidență ale regimului de calcul trebuie să nu depășească valorile  $\alpha_{\text{occ}}$ , corespunzătoare zonei 3 (fig.15).

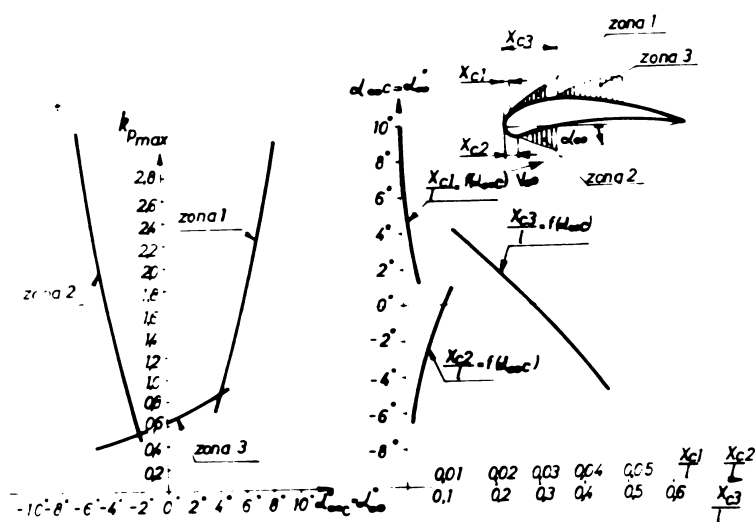


Fig. 15  
Curbe de sensibilitate la cavitație.

În ceea ce privește influența parametrilor geometrici ai rețelelor de profile asupra curbelor de sensibilitate la cavitație, ea este prezentată în [2] și în esență constă din:

- influența conturului profilelor C. Creșterea gradinii profilului favorizează cavitația în zona 3 și întârzie apariția cavitației în zonele 1 și 2.

Profilele curbate mai mult (subeți mari) intră mai repede în cavitație decât profilele mai puțin curbate.

Profilele hidrodinamice cu bordul de atac rotunjit cu un domeniu mai extins de funcționare fără cavitație, decât profilele cu bordul de atac ascuțit. Un bord de atac rotunjit deplasează spre dreapta rama 1 a curbei  $k_{p_{\max\infty}} = f(\alpha_{\text{occ}})$  (fig.15). Această influență a fost confirmată experimental înlocuind părțile contradictorii existente în literatura de specialitate;

- influența pasului relativ  $\frac{t}{\lambda}$  se poate analiza numai în legătură cu unghiul de instalare  $\lambda$  al profilelor în rețea. Astfel, pentru toate unghiurile de instalare ale aceluiași profil în rețea, cavitația în zona 3 apare mai devreme la un pas relativ mic; pentru unghiuri de instalare mici această situație se păstrează și în ce privește ramura 1 a curbei de sensibilitate la cavitație. Odată cu creșterea unghiului de instalare ramura 1 se înclină spre exterior mai mult la  $\frac{t}{\lambda}$  mic decât la  $\frac{t}{\lambda}$  mare.

Incercările experimentale din [2], care au permis afirmațiile de mai sus, au fost efectuate asupra unei rețele de profile la următorii pași relativi:  $\frac{t}{\lambda} = 0,5; 0,75; 1,0$ .

Scăderea coeficientului de presiune minimă odată cu creșterea pasului relativ este valabilă numai în domeniul  $\frac{t}{\lambda} = 0,5 \div 1,0$ . Pentru  $\frac{t}{\lambda} > 1$  nu se poate extinde această lege. Experimentările efectuate la I.C.P.E.H. Reșița asupra rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile au pus în evidență o creștere accentuată a coeficientului de cavitație al mașinii, odată cu creșterea pasului relativ ( $\frac{t}{\lambda} = 1,2 \div 1,7$ ).

De asemenea, observând și indicațiile din [1] privitoare la valorile  $\frac{t}{\lambda}$  se vede că domeniul valorilor  $\frac{t}{\lambda} > 1,2$  este limitat și începe de la  $n_g = 800$  rot/min.

În concluzie, se poate afirma că domeniul de valori optime pentru pasul relativ este limitat în jurul valorii 1,0, pentru unghiurile de instalare uzuale folosite în proiectarea paletelor de turbine hidraulice axiale.

Aceste constatări de natură experimentală pot fi îmbinate cu cercetările teoretice asupra rețelelor de profile plane rectilinii. Pentru aceasta este necesar să se revină la coeficientul de influență al rețelei  $k_0$  (1,1).

Efectuând un studiu comparativ între profilul funcționând izolat și profilul dispus în rețea, cu ajutorul metodei prezentată în paragraful 2.3, se obține influența rețelei asupra caracteristicilor de funcționare ale profilului.

Reprezentarea acestei influențe se face sub forma încetățenită în literatura de specialitate:

$$k_0 = f\left(\frac{t}{\lambda}, \lambda\right), \quad (2.100)$$

pentru unghiul de incidență parametru (fig.16). Calculul s-a efectuat pentru un profil cu grosimea maximă relativă  $\frac{d}{l} = 0,136$  și săgeata maximă relativă  $\frac{f}{l} = 0,056$ .

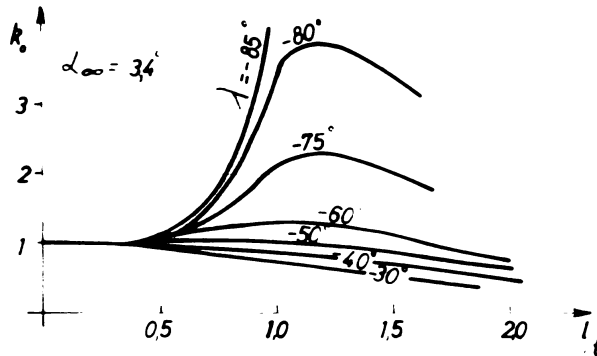


fig. 16.

Variația coeficientului de influență  $k_0$  în funcție de parametrii rețelei

Diagrama din fig.16 este prima diagramă de acest gen pentru rețele de profile groase și este comparabilă cu cele existente în literatura de specialitate pentru rețele de plăci plane și rețele formate din arce de cerc [10].

Se observa că în jurul valorii  $\frac{l}{r} = 1,0$ , influența rețelei asupra portanței profilului este maximă. Coeficientul de influență  $k_0$  este cu atât mai mare cu cât unghiul de instalare al rețelei  $\lambda$  este mai mare.

Deci, aceleași valori ale pasului relativ, care s-au constatat a fi optime din punct de vedere cavitațional, oferă și cele mai mari valori pentru coeficientul de influență  $k_0$ .

În sfârșit, pentru a decide valoarea pasului relativ al rețelei de profile corespunzătoare unei secțiuni cilindrice de rază  $r$ , prin rotorul turbinei axiale, este necesar să se țină cont și de condițiile asimptotice rotorului. Legătura dintre elementele asimptotice rotorului și parametrii rețelelor de profile este oferită de ecuația fundamentală a turbinelor axiale (2.128), (2.129). În baza acestei ecuații, desimea rețelei trebuie aleasă astfel încât coeficienții de portanță necesari a se realiza să nu fie mari pentru a nu duce la curbarea exagerată a profilelor și la unghiuri de incidență mari, care determină o funcționare cavitațională necorespunzătoare.

În concluzie, valorile pasului relativ, sau a desimii rețelei trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- $\frac{1}{\lambda}$ , sau  $\frac{1}{\lambda}$  trebuie să fie în jurul valorii 1,0,
- $\frac{1}{\lambda} > 1,0$  pentru a asigura coeficienți de portanță scăzuți, respectiv o curbare mică a profilelor (în special pentru secțiunile de la butuc),
- $\frac{1}{\lambda} < 1,0$  pentru a realiza o paletă mai puțin extinsă ce are pierderi mai mici realizând randamente mari.

Numai dintr-o simplă lectură a condițiilor enunțate se vede că ele sînt imposibil de realizat în același timp.

Avînd în vedere că fenomenul de cavitație decide, din punct de vedere economic, alegerea variantei optime, în calculele de proiectare se va ține cont în primul rînd de primele două condiții.

Îmbinarea optimă a primelor două condiții cu cea de-a treia și cu alegerea unghiului de incidență oferă posibilitatea obținerii unei palete cu comportare energetică și cavitațională, corespunzătoare. Prin urmare, este necesar să se studieze mai multe variante, în spiritul condițiilor enunțate, cu ajutorul curbelor de sensibilitate la cavitație.

## 2.5. Construirea paletei

O dată cunoscute profilele din secțiunile de calcul alese, se asamblează la unghiurile de instalare stabilite pentru construirea paletei. Dar, pentru aceasta este necesar să se precizeze centrele de rotație ale profilelor, respectiv axa paletei.

Se cunosc indicații privitoare la stabilirea centrelor de rotație ale profilelor. În mod normal, axa paletei nu influențează comportarea energetică și cavitațională. Ca dovadă, se întîlnesc dese cazuri cînd axa paletei industriale nu corespunde cu cea a paletei model [51], aceasta pentru a se modifica mărimea și variația momentului care solicită paleta.

În situația în care la proiectarea paletei rotorului de turbină axială se folosesc metode de utilizază profile aerodinamice din cataloage, axa paletei se stabilește pe baza intersecțiilor cu plane de nivel și radiale. Din aceste intersecții trebuie să rezulte curbe continue, fără inflexiuni. Se pun astfel de

probleme deoarece, în general, profilele utilizate nu sînt din aceeași familie.

În condițiile metodei dezvoltate în această lucrare nu se întîlnesc astfel de cazuri. Ecuațiile care generează profilele secțiunilor de calcul ale paletelor sînt funcții matematice continue și uniforme. În acest caz, pentru variații continue, uniforme și monotone a parametrilor geometrice și hidrodinamici ai rețelelor de profile proiectate și acceptînd un criteriu unic de stabilire a centrelor de rotație ale profilelor, va rezulta o paletă la nivelul cerințelor constructive și de execuție. Pentru prezentarea grafică a paletelor cu toate elementele necesare vezi cap.3.

## 2.6. Aplicarea metodei de proiectare. Rezultate experimentale

Această nouă metodă de proiectare a rotoarelor de turbine hidraulice axiale, dezvoltată în paragrafele anterioare, se aplică la I.C.P.L.H. Reșița, începînd din anul 1973. De atunci și pînă în prezent ea a fost perfecționată continuu, ajungînd în forma arătată.

Aspectele de început ale acestei metode și rezultate obținute în proiectare sînt evidențiate în lucrarea [52].

În actuala formă, se aplică la I.C.P.L.H. Reșița în următoarea schemă:

- după alegerea dimensiunilor principale, se efectuează un calcul tabelar pentru elementele asimptotice rotorului și pentru parametrii geometrice ai rețelelor de profile;
- se face un calcul programat al rețelelor de profile plane rectilinii din secțiunile de calcul ale rotorului și al sensibilității la cavitație;
- se analizează distribuțiile de viteze, curbele de sensibilitate la cavitație și contururile profilelor prin prisma condițiilor stabilite;
- dacă nu sînt îndeplinite condițiile enunțate se modifică unghiurile de incidență și pașii relativi, dar numai în limitele permise de curbele de

INSTITUTUL DE RESEARCH  
TINISGARA  
CENTRALA

sensibilitate la cavitație. În cazul în care nici în acest mod nu se obțin rezultate satisfăcătoare, se revine asupra dependenței  $(n_{11}, Q_{11}) = f(n_g)$ , de unde rezultă alte dimensiuni principale;

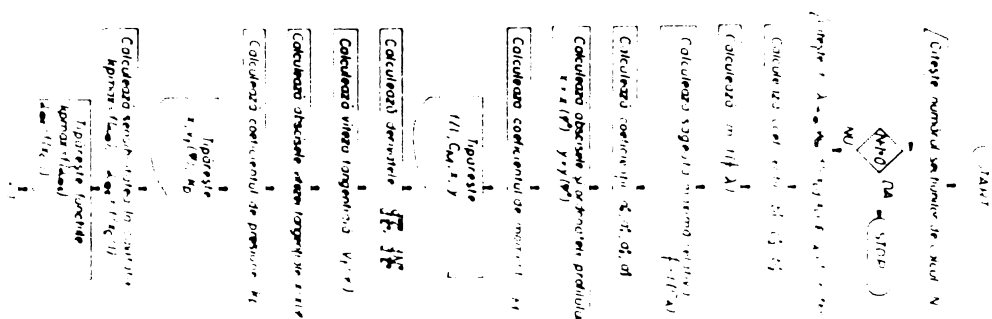
- profilele optime se assemblează la unghiurile de instalare stabilite pentru a defini paleta. În vederea evitării unor greșeli în alegerea centrelor de rotație ale profilelor, respectiv axei paletei, se efectuează un control prin intersectarea ei cu plane de nivel și radiale.

După cum se vede, este necesară analiza unui număr mare de variante pentru selecționarea celei optime, ceea ce se poate face numai printr-un calcul programat al rețelei de profile și al sensibilității la cavitație. De altfel, toate metodele de dimensionare a rețelelor de profile plane rectilinii sunt foarte laborioase și în general se aplică numai programate pe calculatoare electronice.

Desigur, calculul rotorului turbinei axiale poate fi executat de la început până la sfârșit programat. Am fost obligat să elaborez schema de calcul prezentată din cauza capacității limitate a calculatorului electronic de care dispune laboratorul de Mașini Hidraulice din cadrul I.C.I.S.H. Regița (tip I.C.I./8L)

Toate aspectele proiectării unui rotor de turbină axială prin această metodă sînt clarificate în cadrul lucrării [53], unde se prezintă și un exemplu concret de calcul.

În continuare se dă schema logică a calculului programat al rețelei de profile și al sensibilității la cavitație pe calculatorul I.C.I./8L. Algoritmii de calcul rezultă foarte ușor din paragrafele 2.3 și 2.4.



Pentru a sugera modul de selecționare a variantelor proiectate se extrag datele necesare exemplificării, din cadrul lucrării [53]. Se prezintă două variante de palete, diferite numai prin desimea rețelelor în secțiunile de calcul (Tabelul nr.1) și un minim necesar de elemente grafice (fig.17 + 25).

Tabelul nr.1

Secțiunile de calcul	I-I butuc	II-II	III-III	IV-IV	V-V periferie
1 ‡ Varianta 1	1,500	1,3819	1,3013	1,2459	1,200
‡ Varianta 2	2,06	1,8975	1,7853	1,70810	1,650

Aceste variante s-au obținut așa cum s-a arătat pornind de la niște parametri  $q$ ,  $H$  impuși. Compararea lor se face pe baza:

- contururilor profilelor laminare din secțiunile de calcul;
- distribuțiilor de viteze pe profilele secțiunilor de calcul. Aceste distribuții se prezintă ca în fig.17, 18, 19 și 20 pentru secțiunile de la butuc și periferie;
- caracteristicilor de portanțe și momente,  $C_A = f(\alpha_\infty)$ ,  $C_M = f(\alpha_\infty)$ , care se prezintă, pentru secțiunile de la butuc, ca în fig.21 și 22;
- curbelor de sensibilitate la cavitație,  $kp_{\max\infty} = f(\alpha_\infty)$ ,  $\alpha_{\infty c} = f\left(\frac{Z}{D}\right)$ , care pentru secțiunile de la butuc și periferie arată ca în fig. 23, 24 și 25.

Analiza acestor elemente, respectiv selecționarea variantei optime se face pe baza principiilor și condițiilor stabilite în paragrafele anterioare, care trebuie satisfăcute în totalitate.

În mod normal numărul de variante este mult mai mare, iar elementele grafice necesare se reprezintă pentru absolut toate secțiunile de calcul ale paletii rotorului.



VARIANTA 1  
Sectiunea I-I

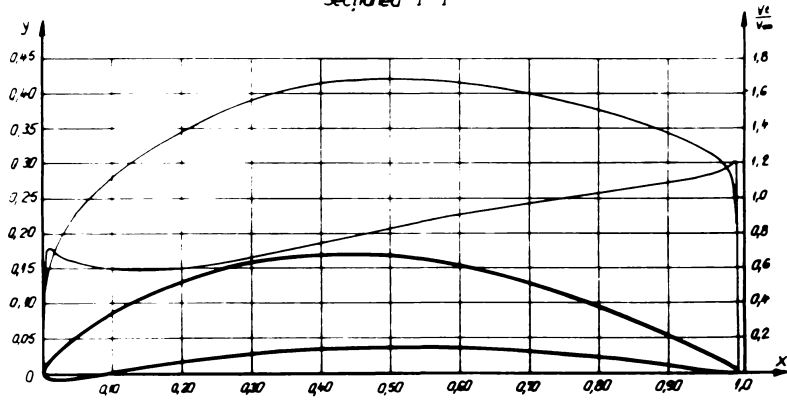


Fig. 17

VARIANTA 2  
Sectiunea I-I

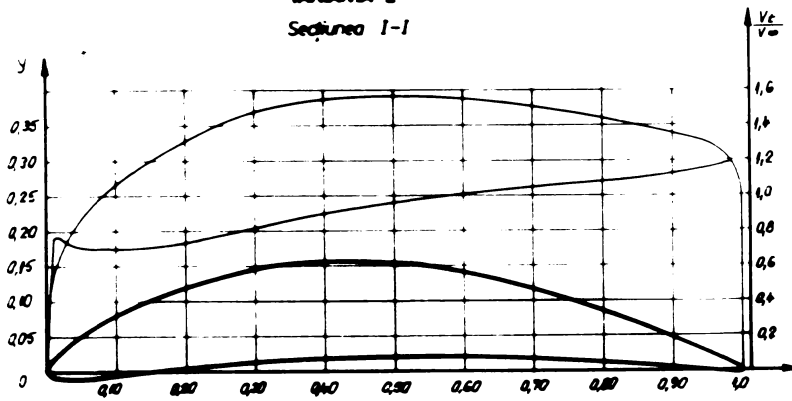


Fig. 18

VARIANTA 1  
Sectiunea V-V

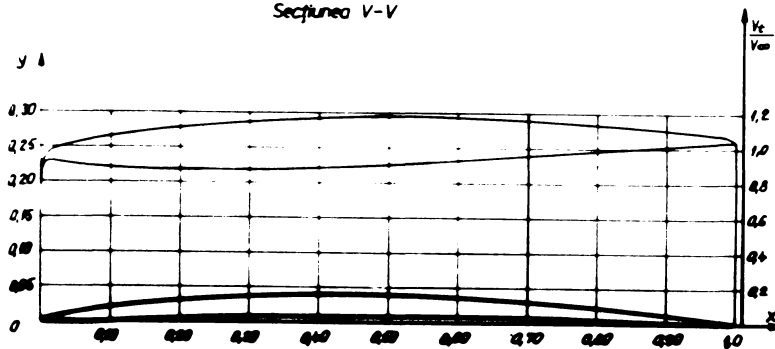


Fig. 19

VARIANTA 2  
Sectiunea V-V

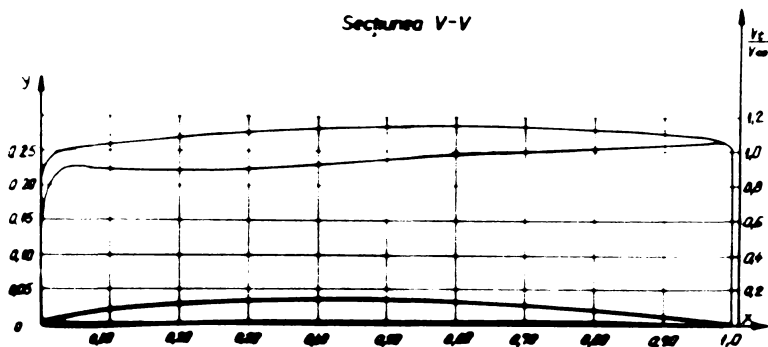


Fig. 20

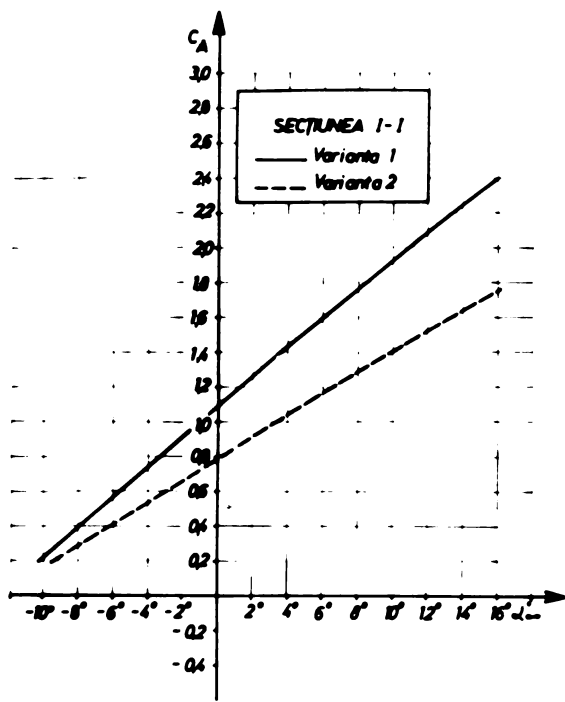


fig.21.

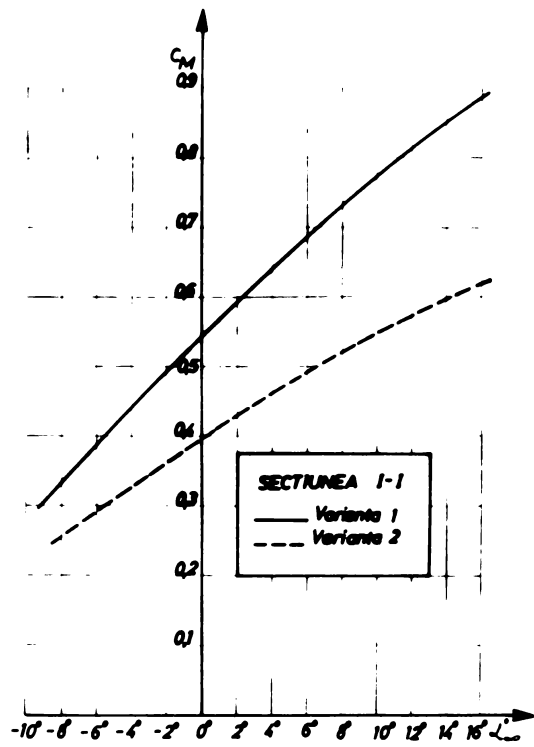


fig.22.

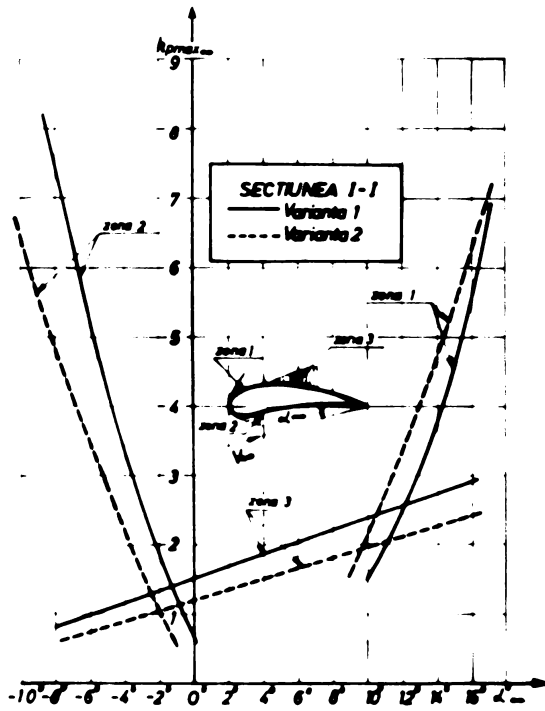


fig.23.

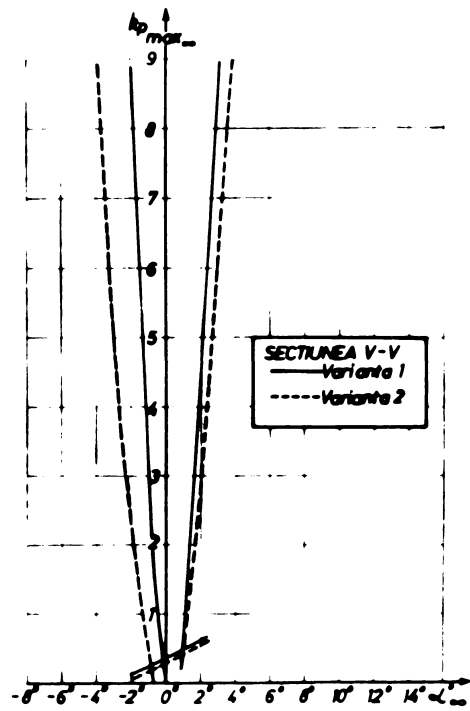


fig.24.

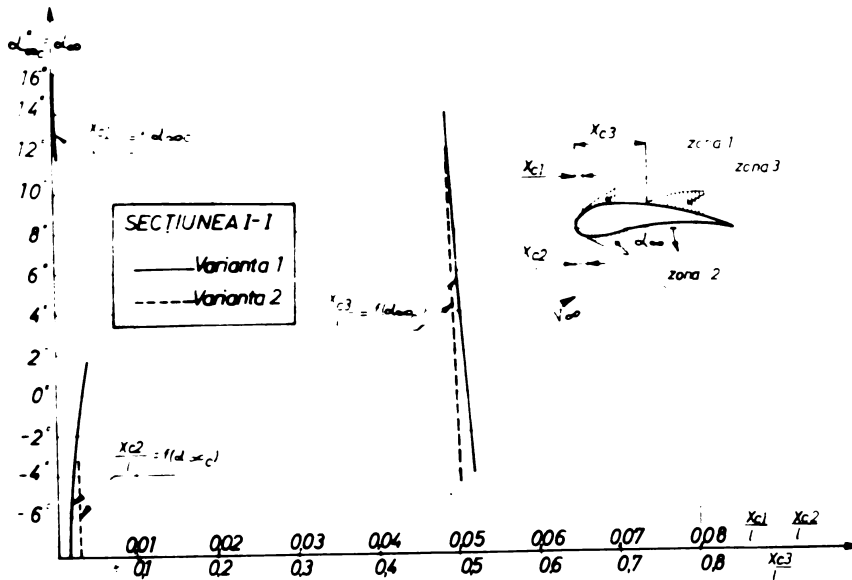


fig. 25.

În acest mod s-a proiectat rotorul care se prezintă în în cele ce urmează și care s-a încercat experimental, în modelul corespunzător, în standul de garanție I.O.F.O.H. Regița, la diametru  $D = 500$  mm.

Acest rotor a fost proiectat pentru îmbunătățirea parametrilor funcționali ai turbinelor hidraulice de la centralele Roznov II și Bacău II de pe Bistrița. În aceste condiții s-au dat următoarele măriri de proiectare:

- căderea  $H = 21,31$  m
- debitul  $Q = 41,5$  m<sup>3</sup>/s
- turația  $n = 250$  rot/min
- diametrul rotorului  $D = 2.750$  mm
- diametrul butucului  $d = 1.240$  mm
- numărul de palete  $Z = 5$

pentru care rezultă turația unitară și debitul unitar în regimul de proiectare:

$$n_{11} = 149 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11} = 1,19 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pentru acești parametri s-a dimensionat rotorul corespunzător. Prin performanțele energo-cavitacionale, care se vor prezenta, el se găsește la limita superioară a realizărilor în

În acest domeniu intrând în nomenclatura I.C.P.S.H. Reșița, respectiv în arhiva de modele a acestui institut. Din acest motiv nu se publică elemente de detaliu care ar face posibilă reconstituirea sa. Totuși, pentru a arăta încadrarea parametrilor geometrice și hidrodinamici ai acestui rotor în condițiile impuse de metoda de proiectare dezvoltată, se dau următoarele elemente:

- în secțiunea de la butuc:

$$\alpha_{\infty} = 3,4^{\circ}$$

$$\frac{z}{r} = 0,95238$$

$$\frac{f}{r} = 0,05605$$

$$\frac{d}{r} = 0,136$$

- în secțiunea de la periferie:

$$\alpha_{\infty} = 1^{\circ}$$

$$\frac{z}{r} = 1,19047$$

$$\frac{f}{r} = 0,01375$$

$$\frac{d}{r} = 0,031$$

Între butuc și periferie, variația acestor elemente este continuă și monotonă.

Se menționează că profilele utilizate au fost laminare, construite după metodologia prezentată.

În calculul elementelor asimptotice s-a ținut cont și de faptul că aparatul director dat determină condițiile de intrare în rotor. Aceasta s-a analizat în ipoteza unui câmp potențial de viteze.

Așa cum s-a arătat în paragraful 2.4, există posibilitatea estimării și a coeficientului de cavitație al turbinei în regimul de proiectare, relația (2.169), unde singurul element necunoscut este coeficientul de minimă presiune  $k_{p_{\max 2r}}$ . Pentru randamentul tubului de aspirație s-a admis valoarea  $\eta_{ta} = 0,8$ , după [26]. Înlocuind în această relație  $k_{p_{\max 2r}}$  cu  $k_{p_{\max \infty r}}$ , rezultat din curbele de sensibilitate la cavitație, se obține coeficientul de cavitație al turbinei. Pentru  $(k_{p_{\max \infty r}})_{\max} = 0,874172$

realizat de profilul din secțiunea de la periferie la  $\alpha_{oc} = 1^\circ$ , rezultă:

$$\sigma_T = 0,711488$$

Pe baza distribuțiilor de viteze pe profilele secțiunilor de calcul se pot obține curbele de egală viteză tangențială pe extradosul, respectiv intradosul paletelor la regimul de calcul. Astfel de curbe se prezintă în fig.26 pe extradosul paletelor. O astfel de figură oferă o imagine asupra zonei în care apare pentru prima dată fenomenul de cavitație. Așa cum s-a menționat în calculul lui  $\sigma_T$  se constată și de aici că cel mai mare coeficient de depresiune  $k_{p_{max}} \infty$ , respectiv cea mai mare viteză tangențială, se realizează pe paletă în secțiunea de la periferie în zona mușchii de intrare.

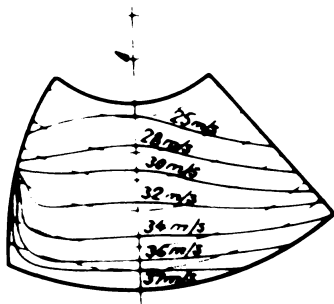


fig. 26  
Curbe de egală viteză  
pe extradosul paletelor

S-a prezentat acest minim de elemente pentru a putea analiza rezultatele experimentale concretizate în diagrama universală energo-cavitațională a modelului echipat cu rotorul proiectat. Traseul hidraulic al acestui model se prezintă în fig.27, iar diagrama universală în fig.28.

Măsurătorile experimentale atestă un rotor cu înalte performanțe energetice și cavitaționale. Regimul optim s-a realizat la:

$$n_{11} = 135 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11} = 0,95 \text{ m}^3/\text{s}$$

unde s-au măsurat un randament interior de 92 % și un coeficient de cavitație  $\sigma_T = 0,5$ .

Randamentul interior măsurat cuprinde randamentul hidraulic, pierderile de frecare în labirintii modelului, pierderile de disc din rotor și pierderile volumetrice de la periferia rotorului și prin labirintii.

Măsurătorile experimentale confirmă deplasarea regimului optim, amintită în paragraful 2.2. Așa cum s-a prezentat, calculul elementelor asimptotice în afara zonei de influență a rotorului duce la luarea în considerare a unor deviații mai mici decât în realitate, ceea ce determină coeficienți de portanță mai mici și deci o deplasare a regimului optim spre debite mai mari ( $Q_{11}$

realizat experimental mai mare decât cel de proiectare).

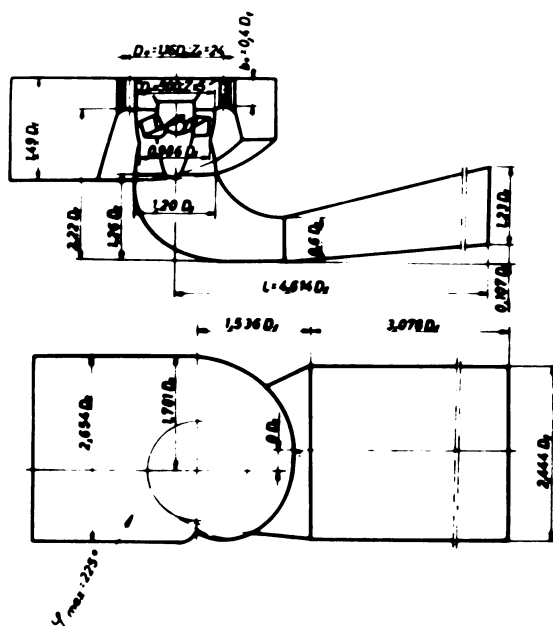


fig 27  
Traseul hidraulic al modelului experimental  
Kaplan

În realitate, însă, debitul unitar optim măsurat a scăzut față de cel de proiectare de la  $Q_{11} = 1,19 \text{ m}^3/\text{s}$ , la  $Q_{11} = 0,95 \text{ m}^3/\text{s}$ . Aceasta, deoarece așa cum se arată în [43], portanța calculată cu metoda expusă în paragraful 2.3 este cu aproximativ 15 % mai mare decât cea măsurată experimental. Creșterea portanței determină curbarea mai accentuată a profilurilor, respectiv săgeți mai mari și deplasarea spre debite mai mici pentru a obține aceeași forță de antrenament. Această deplasare este accentuată, încât acoperă și deplasarea spre debite mari, rezultată din

elementele asimptotice.

Prin urmare în condițiile prezentei metode, calculul elementelor asimptotice în afara zonei de influență a rotorului este și un mijloc de limitare a deplasării regimului optim.

Această deplasare mai poate fi micșorată dacă se lucrează, în calculele de proiectare, cu diametrul părții sferice a butucului, în loc de diametrul părții cilindrice. Utilizarea diametrului părții sferice duce la micșorarea secțiunii de curgere prin rotor și la creșterea vitezelor, ceea ce determină coeficienți de portanță mai mici, respectiv profile mai puțin curbate și deplasări spre debite mari așa cum s-a arătat. De altfel, în cap.4 se va demonstra pe baza măsurătorilor experimentale că utilizarea diametrului porțiunii sferice a butucului, în calculele de proiectare cu această metodă, dă rezultate mai apropiate de realitate decât atunci când se folosește diametrul porțiunii cilindrice a butucului.

Pentru rotorul prezentat, determinând elementele asimptotice ca în paragraful 2.2 și utilizând diametrul părții cilindrice a butucului în calcule, s-au obținut următoarele deplasări

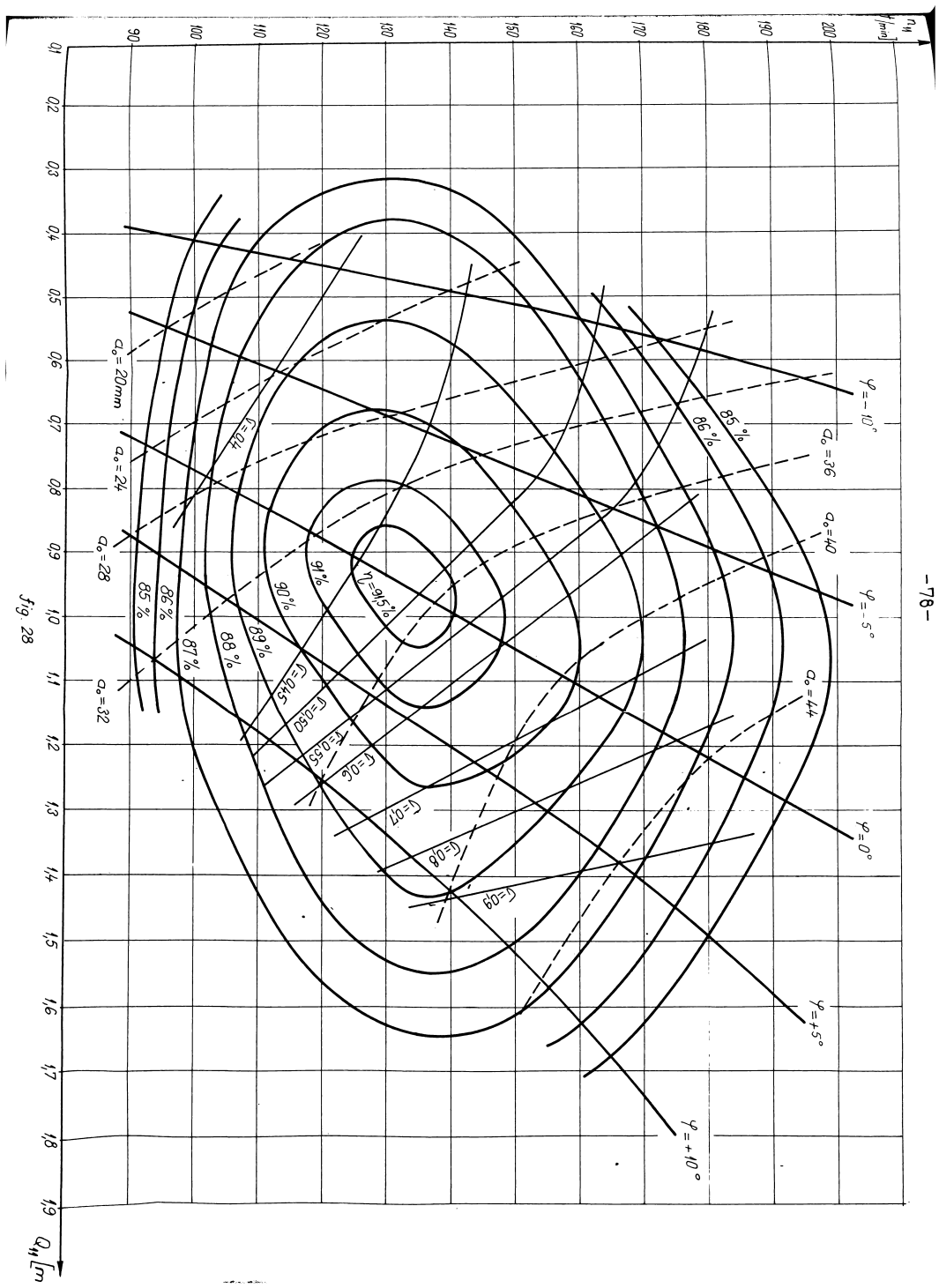


fig. 28

procentuale ale regimului optim spre valori mai mici:  $n_{11}$  cu 9,40% și  $Q_{11}$  cu 20 %.

Revenind la fenomenul de cavitație, calculul estimativ al coeficientului de cavitație al turbinei  $\sigma_T$  se dovedește a fi suficient de precis. Astfel pentru regimul caracterizat prin  $n_{11} = 149$  rot/min și  $Q_{11} = 1,19$  m<sup>3</sup>/s s-a calculat  $\sigma_T = 0,711488$  și a rezultat experimental  $\sigma_T = 0,70$  (fig.26). Coeficientul de cavitație putea fi micșorat prin scăderea unghiurilor de incidență a ultimelor secțiuni de calcul corelate cu  $\frac{1}{r}$  și contururile profilelor, deoarece la periferie s-a realizat cel mai mare coeficient de presiune minimă și aceasta deja peramura 1 a curbei  $k_{p_{\max\infty}} = f(\alpha_{\infty})$ . Este indicat ca această ramură, în regimul de calcul, să nu fie atinsă.

■ ■ ■

Lin cele prezentate în acest capitol rezultă următoarele contribuții și concluzii:

- s-a construit o nouă metodă de proiectare a rotoarelor de turbine hidraulice axiale, prin îmbinarea cercetărilor experimentale asupra elementelor asimptotice rotorului și asupra profilelor aero-hidrodinamice funcționând singular, sau în rețea, cu o metodă teoretică de dimensionare a rețelelor de profile plane rectilinii;
- s-a demonstrat necesitatea corclării tuturor fazelor ce trebuie parcurse pentru dimensionarea unui rotor de turbină axială, precum și îmbinarea lor optimă;
- pentru turbinele bulb s-a stabilit un nou mod de determinare a dimensiunilor principale și a elementelor asimptotice pe baza realizărilor în acest domeniu;
- s-au stabilit criteriile de determinare optimă a parametrilor geometrice și hidrodinamici ai rețelelor de profile plane rectilinii provenite de la paletajul rotoric, pe baza cercetărilor teoretice și experimentale asupra profilelor izolate și funcționând în rețea;



- s-a introdus o concepție nouă în profilarea paletelor de turbine hidraulice axiale. În acest fel s-a elaborat o metodă teoretică de profilare a acestor palete, pe baza celor mai noi cercetări în domeniul teoriei hidrodinamice a rețelelor de profile. S-au definit ecuații ce pot genera orice tip de profile existând posibilitatea unui control riguros asupra tuturor parametrilor ce definesc conturul profilului;
- s-a demonstrat avantajul profilelor laminare în construcția paletelor, deoarece asigură randamente superioare față de profilele clasice;
- s-a introdus o nouă etapă necesară a se parcurge în proiectarea unui rotor de turbină hidraulică axială și anume studiul sensibilității la cavitație. Pe baza unei analize teoretice și a celor mai recente și sistematice cercetări experimentale în domeniul rețelilor de profile, s-au stabilit corelațiile optime dintre parametrii geometrici ai rețelilor de profile și comportarea lor cavitațională evidențiată de curbele de sensibilitate la cavitație. În felul acesta se definitivează precis criteriile de determinare a acestor parametri;
- rezultatele experimentale obținute confirmă valabilitatea metodei în ansamblu, precum și valabilitatea tuturor elementelor care stau la baza ei (metode de determinare a dimensiunilor principale ale rotorului și a elementelor asimptotice, metoda teoretică de dimensionare a rețelilor de profile plane rectilinii, profilarea paletelor, determinarea parametrilor geometrici ai rețelilor de profile, studiul sensibilității la cavitație etc.);
- generarea paletelor este fără dificultăți, deoarece profilele secțiunilor de calcul rezultă din funcții matematice continue și uniforme;
- metoda este complet programabilă pe calculatoare numerice, putându-se proiecta un număr mare de variante într-un timp scurt;

- se poate controla influența tuturor parametrilor geometrici și hidrodinamici asupra performanțelor energo-cavitaționale ale rotorului;
- se poate efectua un control riguros asupra deplasării regimului optim, obținându-se rotorul la parametri doriți;
- se poate estima încă din faza de proiectare, funcționarea cavitațională a rotorului;
- este o metodă de proiectare a rotorului în strînsă legătură cu celelalte elemente constructive ale turbinei, (aparatură director, stator, cameră spirală, tub de aspirație).

### Cap.3. METODA DE PROIECTARE A ROTORILOR DE MASINI HIDRAULICE AXIALE REVERSIBILE

Așa cum s-a arătat, până în prezent literatura de specialitate nu a publicat nici o metodă de concepție a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile. Pentru puținele realizări la ora actuală nu s-au făcut publice procedeele prin care au fost obținute.

Privită în timp, evoluția rotoarelor acestor mașini, se constată că s-a început cu palete de turbine sau pompe axiale simple. Acestea au fost apoi modificate pentru o funcționare mai bună în condiții reversibile [19], [20]. Așa cum s-a arătat nu se cunoaște conținutul acestor modificări. Saltul la palete cu geometrie specială s-a făcut o dată cu realizarea hidroagregatelor pentru centrala maremotrice de La Mance (Franța).

Rotoarele reversibile axiale existente la ora actuală s-au obținut prin cercetări laborioase și de lungă durată. Astfel, pentru asimilarea hidroagregatelor de La Mance s-a efectuat un volum imens de cercetări experimentale în laborator și pe agregate industriale. S-a început cu experimentarea grupurilor de la Argentat, Cambeyrac, Beaumont-Montoux și s-a continuat cu cele de la Saint-Malo [54]. Toate aceste cercetări au durat mai bine de 15 ani, până la punerea în funcțiune a centralei maremotrice de La Mance.

Acest mod de abordare a cercetărilor scoate în evidență faptul că nu sînt încă puse la punct metode de dimensionare a mașinilor hidraulice axiale reversibile în general și a rotoarelor în special.

În contextul acestei situații prezentul capitol dezvoltă o metodă de proiectare a rotoarelor axiale reversibile care a dat bune rezultate experimentale.

Această metodă s-a construit pe baza cercetărilor efectuate asupra turbinelor axiale (cap.2), îmbinate cu cercetările teoretice asupra unei clase speciale de profile și cu cercetările experimentale cunoscute în domeniu.

În continuare se prezintă două paragrafe privitoare la realizarea funcționării reversibile a mașinilor hidraulice axiale și posibilitățile de funcționare a rotoarelor de turbine axiale în condiții de reversibilitate. Elementele rezultate din aceste analize corelate cu cele amintite mai sus au făcut posibilă elaborarea metodei de proiectare a rotoarelor axiale reversibile, care se prezintă în restul paragrafelor cap.3 și este constituită din următoarele faze:

- dimensiunile principale și elementele asimptotice asociate rotoarelor axiale cu funcționare reversibilă;
- construirea rețelelor cu funcționare reversibilă;
- bazele teoretice ale concepției profilelor reversibile;
- construirea paletelor reversibile.

### 3.1. Realizarea funcționării reversibile a mașinilor hidraulice axiale

Denunțarea de reversibil, se dă hidroagregatului de tip turbină - pompă deoarece poate fi atât motor cât și generator de energie hidraulică.

Modul de obținere a celor două regimuri de funcționare (turbinare - pompare) la hidroagregatele axiale reversibile depinde de tipul paletelor rotative:

- palete formate din profile aero-hidrodinamice simple (palete de turbină, sau pompă axială);
- palete formate din profile speciale

Se prezintă, în cele ce urmează, modul de obținere a celor două regimuri, atunci când rotorul utilizează palete de turbină axială, sau pompă axială.

Turbinare și pompare în sensuri opuse, cu păstrarea sensului rotației rotorului

Fig.29 prezintă schematic poziția paletei rotorului pentru acest caz. Paleta din figură este de turbină. Obținerea regimului de pompă se face prin rotirea ei cu aproximativ  $50^\circ$  în sensul indicat.

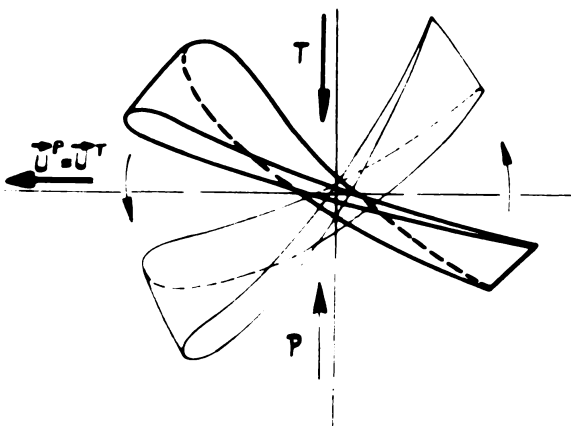


fig. 29

Realizarea funcționării reversibile cu păstrarea sensului rotației. Paletă de turbină

Această soluție prezintă dezavantajul obținerii unei palete cu torsionare inversă în regim de pompă.

Dacă paleta rotorului ar fi de pompă axială ea ar prezenta torsionare inversă în regim de turbinare.

Acest dezavantaj duce la o funcționare necorespunzătoare a rețelelor de profile din care sînt constituite paletele rotorului. Astfel, din

încercări efectuate la I.C.M.M. și I.P. „Traian Vuia” Timișoara asu-

pra unui rotor de turbină bulb a rezultat, pentru regimul optim de pompare un randament cu 45 % mai mic decît cel în regimul optim de turbinare [55]. Prin urmare, această soluție este exclusă din punct de vedere economic.

Turbinare și pompare în sensuri opuse, cu inversarea sensului rotației rotorului

Aceasta este soluția care corespunde din punct de vedere hidrodinamic și se prezintă schematic în fig.30. Ea a fost uti-

lizată, pînă în prezent, cel mai mult de către firmele constructoare de mașini hidraulice.

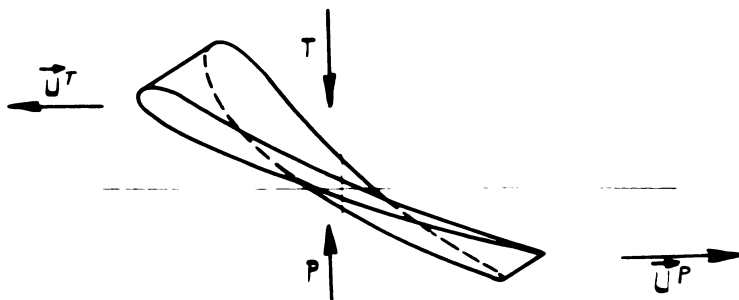


fig. 30

Realizarea funcționării reversibile cu inversarea sensului rotației. Paletă de turbină

Încercările efectuate la I.C.P.B.H. Reșița asupra unor rotoare de turbină bulb (paragraful 3.7) prezintă în regimurile optime de pompare (realizate ca în fig.30) randamente cu aproximativ 14 % mai mici decât în regimurile optime de turbinare. Aceste randamente precum și valorile optime pentru turațiile unitare și debitele unitare sînt comparabile cu rezultatele obținute de firme cu tradiție în acest domeniu [56].

Totuși, așa cum se arată în [21] și [22], trebuie scoasă în evidență scăderea apreciabilă de randament. Aceasta se datorește creșterii însemnate a rezistenței la înaintare.

De asemenea se înrăutățesc foarte mult și performanțele cavitaționale ale rotorului, deoarece muchia de ieșire ascuțită a paletii de turbină, devine muchie de intrare pentru paletă în regim de pompare. Acest lucru rezultă și din [2] unde se prezintă influența mare a formei bordului de atac al profilului asupra proprietăților lui cavitaționale.

Dacă paleta utilizată este de pompă axială, atunci funcționarea în regim de turbină este dezavantajată.

#### Turbinare și pompare în aceleași sensuri

Realizarea funcționării reversibile în aceste condiții, cu o paletă de turbină axială, este redată în fig.31.

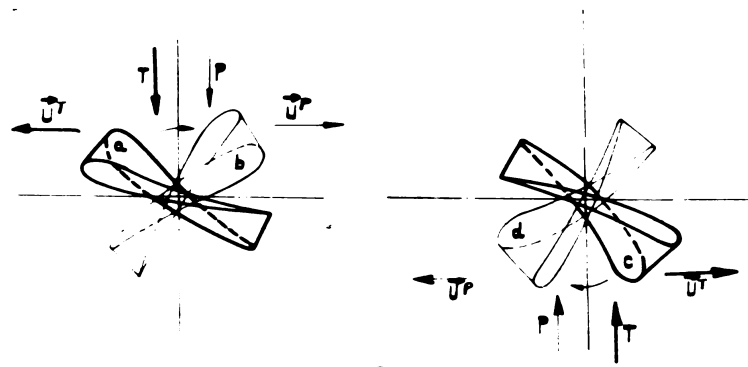


fig. 31

Pompare și turbinare în același sensuri  
Paletă de turbină

Cu paleta în poziția a (fig. 31) și sensul de rotație al rotorului indicat de vectorul viteză  $\vec{U}^T$ , se realizează regimul de turbinare indicat în figură.

Rotind paleta din poziția a cu aproximativ  $90^\circ$  și schimbând sensul de rotație, se obține regimul de pompă în același sens cu cel de turbinare, poziția b.

Prin rotirea paletelor cu aproximativ  $180^\circ$  față de poziția a și schimbarea sensului rotației, se obține regimul de turbinare în sens contrar celui de referință a, notat în fig. 31 cu poziția c.

Rotind paleta cu aproximativ  $270^\circ$  față de poziția a și păstrând sensul rotației rotorului, se obține poziția d, pompă în sens contrar regimului de turbinare de referință a.

Din analiza fig. 31 rezultă că paleta corespunde ca torsionare numai pentru regimurile de turbină, (variantele a și c). În regimurile de pompă, variantele (b și d), are torsionare inversă.

Dacă s-ar lua în considerare o paletă de pompă axială, ea ar corespunde ca torsionare pentru regimurile de pompă și ar avea torsionare inversă pentru regimurile de turbină.

Soluția prezentată în fig. 29 corespunde celei din fig. 31 și anume variantele a și d.

În cele prezentate până acum s-a făcut numai o sumară analiză, din punct de vedere energetic, a posibilităților și limitelor folosirii paletelor de turbine, sau pompe axiale la construcția rotoarelor. În cele ce urmează se va demonstra că utili-

zarea acestor palete este neruțională energetic și mai ales cavitațional. Ca urmare a acestui fapt au apărut paletele cu geometrie specială, care se vor trata în detaliu în paragrafele următoare. Din punct de vedere funcțional în fig.32 se prezintă:

### Rotorul reversibil cu palete speciale

Aceste palete realizează reducerea curselor lungi ale servomotorului rotorului [23] și a diferențelor de randamente între cele două regimuri. Exemplu cel mai semnificativ de folosire este cel de la centrala maremotrice de La Rance (Franța)

Așa cum se arată în fig.32 acest rotor cu palete profilate special (la centrala La Rance are scheletul în „S”), printr-o rotație a paletelor de aproximativ  $50^{\circ}$  combinată cu schimbarea sensului rotației rotorului realizează toate cele patru regimuri de funcționare.

În cazul prezentat s-a considerat regimul de turbină ca fiind cel care prezintă importanță și în acest sens paleta corespunde ca torsionare.

În regimurile de pompare realizate ca în fig.32 ea este torsionată invers față de o paletă obișnuită de pompă axială.

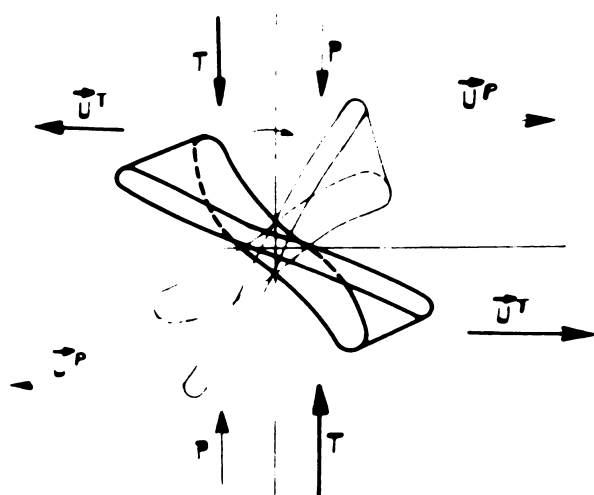


fig.32

Funcționarea reversibilă a unui rotor cu palete speciale

În situația centralelor maremotrice turbinarea și pomparea se face în același sens prin păstrarea sensului rotației rotorului și modificarea nivelurilor amonte și aval de centrală funcție de fluxul și refluxul mării. Funcționarea hidroagregatului reversibil în centrala maremotrice este prezentată în mai multe lucrări din care menționăm numai [19] și [57].

### 3.2. Analiza funcționării în condiții reversibile a rotoarelor de turbine hidraulice axiale

În situația amenajărilor folosite în scopuri energetice și de hidroameliorații specifice țării noastre, mașinile reversibile utilizate sînt de tipul cu turbibare și pompe în sensuri opuse. În acest caz soluția optimă de realizare a regimului reversibil este cea cu schimbarea sensului turației rotorului, așa cum s-a arătat în paragraful anterior,

Profilarea paletelor fiind elementul esențial în proiectarea unui rotor axial reversibil se va demonstra în continuare imposibilitatea utilizării paletelor de turbine, sau pompe axiale în condiții de eficiență economică corespunzătoare și deci, necesitatea construirii unor profile, respectiv palete, cu geometrie specială.

În acest sens se va face apel la investigațiile teoretice și experimentale mai vechi, efectuate de N.M.Kar [21] și cercetările sistematice în acest domeniu efectuate recent de un colectiv al școlii timișorene de mașini hidraulice condus de acad.I.Anton și prof. V.Anton [22].

Performanțele realizate de rotoarele reversibile cu palete din profile aero-hidrodinamice clasice sînt limitate de condițiile necorespunzătoare de curgere a apei în regimul invers celui pentru care au fost proiectate paletele. În cele ce urmează se prezintă, prima dată sumar, rezultatele cercetărilor efectuate de N.M.Kar [21] asupra profilului singular și în rețea și în ansamblu asupra unui rotor Kaplan în condiții directe și inverse de curgere.

Pentru ușurința exprimării se fac următoarele notații:

- regimul direct de curgere prin rotor corespunde regimului de turbină;
- regimul invers de curgere prin rotor corespunde regimului de pompă;
- unghiul de incidență în regimul direct de curgere se notează cu  $\alpha_{\infty}^T$  (regim de turbinare);
- unghiul de incidență în regimul invers de curgere se notează cu  $\alpha_{\infty}^P$  (regim pompă).



Începînd cu profilul singular, s-a observat experimental cã în condiþiile de curgere inversã în jurul acestui profil, la valori mici pozitive ale unghiului de incidenþã  $\alpha_{\infty}^P$ , are loc o desprindere a curentului în zona de micã presiune de lîngã bordul de fugã (în mod normal bordul de atac), fapt care conduce la o creștere apreciazabilã a rezistenþei la înaintare în comparaþie cu curgerea normalã.

La valori negative mici ale lui  $\alpha_{\infty}^P$  are loc o desprindere directã sub partea ascuþitã a bordului de atac (în mod normal bord de fugã), care dã o creștere și mai mare a rezistenþei la înaintare. Aceste experienþe au fost efectuate în domeniul subcritic al numãrului Reynolds ( $Re = 100$ ).

Pentru modelul avînd la bazã profilul Göttingen 428<sup>2</sup> (0,7 m anvergurã, 0,3 m coardã și cu 29 sonde de presiune) încercat la o vitezã a curentului de aproximativ 30 m/s, mãsuraþorii de presiune sînt redade în fig.33.

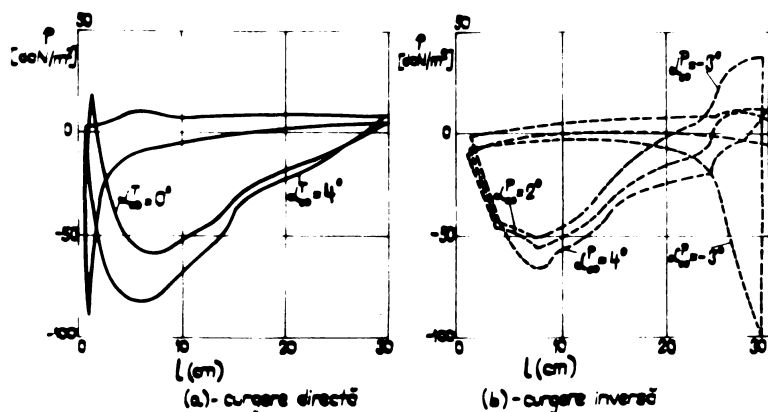


fig. 33

Profil izolat Mãsuraþorii de presiune în condiþii directe și inverse de curgere

Așa cum se vede din fig.33, pentru valori mici și pozitive ale lui  $\alpha_{\infty}^P$ , au apãrut vîrfuri mici de joasã presiune. Vîrfuri de joasã presiune de amplitudine foarte mare (ceea ce indicã o cavitaþie periculoasã) apar la valori negative ale lui  $\alpha_{\infty}^P$  ( $\alpha_{\infty}^P = -3^\circ$ ).

Coeficienþii de portanþã și rezistenþã la înaintare determinaþi pe baza acestor mãsuraþorii sînt prezentaþi în fig.34.

Din aceastã figurã rezultã, pentru profilul izolat, cã la unghiuri de incidenþã egale în condiþii directe și inverse de curgere, se obþine o creștere apreciazabilã a rezistenþei la înain-

tare, respectiv o descreștere a portanței în condițiile de curgere inversă.

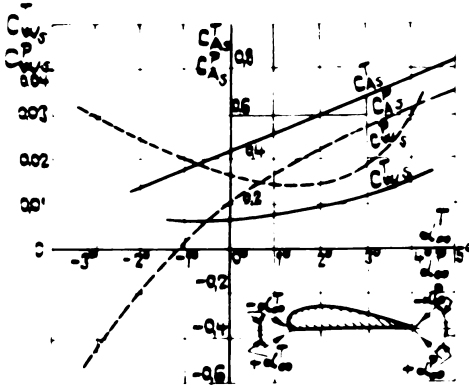


fig 34

Prof. izolat Coeficienți de portanță și rezistență la înaintare

În aceste considerații, unghiul de incidență este raportat la tangenta mușchii de presiune (fig.34)

Profilul dispus în rețea este analizat cu ajutorul coeficienților de influență definiți după cum urmează:

- coeficientul de influență pentru portanță (1.1):

$$k_0 = k_A = \frac{C_A}{C_{AS}}$$

- coeficientul de influență al rețelei pentru rezistență la înaintare:

$$k_W = \frac{C_W}{C_{WS}}$$

(3.1)

unde,  $C_A$  și  $C_W$  sînt coeficienții de portanță și rezistență ai profilului dispus în rețea, iar  $C_{AS}$  și  $C_{WS}$  sînt coeficienții de portanță și rezistență ai profilului singular.

Rezultatele măsurătorilor concretizate în fig.35 și 36, în funcție de unghiul de așezare al profilului în rețea  $\beta_a$ , arată o scădere a coeficientului de influență pentru portanță ale rețelei de profile în condițiile de curgere inversă prin rotorul Naplan (caz „IP”, fig.35), față de același coeficient în condiții de curgere directă (caz „IP”, fig.35). Mai mult, acest coeficient este mai scăzut chiar și decît cel al unei pompe axiale (rețea decelerată, cazul PP, fig.35).

Rezistența la înaintare evidențiată prin coeficientul de influență al rețelei pentru rezistență, manifestă o creștere apreciabilă în cazul curgerii inverse (cazul „IP”, fig.36) față de curgerea directă prin rețeaua accelerată (cazul „IP”, fig.36), cît și față de cazul curgerii directe prin rețeaua decelerată (cazul „PP”, fig.36).

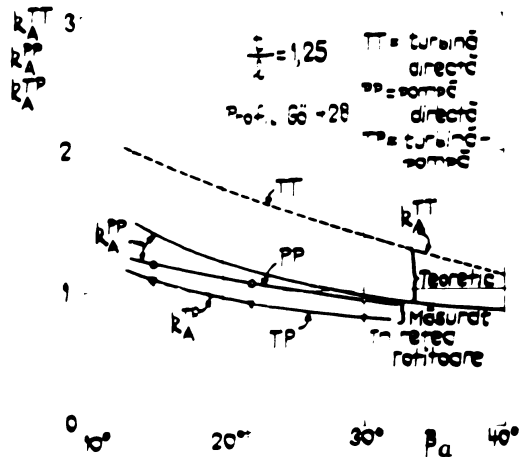


fig 35

Coefficienți de influență pentru portanță  
a rețelei de profile

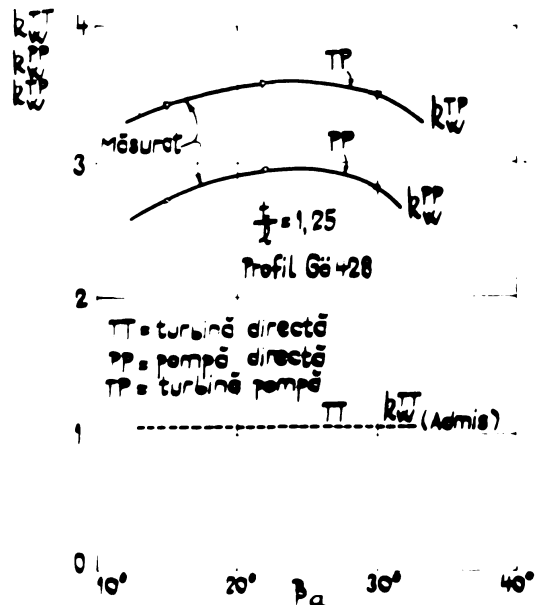


fig 36

Coefficienți de influență pentru rezistență  
la înaintare a rețelei de profile

În baza celor arătate se pot scrie următoarele inegalități:

$$k_A^{TP} < k_A^{PP} < k_A^{TT} \quad (3.2)$$

$$k_W^{TP} > k_W^{PP} > k_W^{TT} \quad (3.3)$$

De asemenea, valorile experimentale ale rezistenței la înaintare a rețelei bidimensionale rotative, în cazul unei curgeri decelerate, sînt considerabil mai mari decît cele ale profilului singular. Această creștere a rezistenței la înaintare se pune pe seama rezistenței secundare ce apare în rețea. Rezistența secundară are două componente, una analogă cu rezistența indusă a unui profil de aerogură finită și alta determinată de rotația fluidului în spațiul dintre butuc și camera rotorului.

Deși efectele rezistenței secundare și ale desprinderii au o semnificație considerabilă în curgera prin rețeaua decelerată, nu se poate spune același lucru și despre pierderile în rețeaua accelerată. În condițiile unei curgeri accelerate în rețeaua de turbină efectele rezistenței secundare sînt foarte mici și stratul limită este relativ mai subțire. De asemenea, într-o rețea de turbină se poate imagina că stratul limită produs pe pa-

letă este aspirat departe în direcția curgerii. Prin aceasta, efectele contrarii ale forței centrifuge și forței Coriolis dispar în cazul rețelei accelerate spre deosebire de rețeaua decele-rată.

Rezistența rețelei rotitoare de turbină rămâne pentru toate cazurile în vecinătatea rezistenței profilului singular.

Cercetările experimentale efectuate la Catedra de Mașini Hidraulice din cadrul I.I. „Traian Vuia” Timișoara scot clar în evidență toate aceste fenomene ce apar în curgere normală (direc-tă) și inversă prin rețeaua de profile plană rectilinie [22]. În acest sens s-au făcut experimentări pe rețele de profile la  $\frac{d}{b} = 0,75$  și  $1,0$  pentru unghiuri de așezare  $\beta_a = 30 + 150^\circ$  în condi-ții directe și inverse de curgere.

Von reproduce din acest material diagramele universale de funcționare a rețelelor de profile și curbele de pierderi nu-mai pentru  $\frac{d}{b} = 1,0$ , deoarece acest pas relativ este cel mai semni-ficativ pentru rețelele de turbine și pompe axiale, așa cum s-a arătat în cap.2.

Pentru prezentare mai clară, diagrama universală, în coordonate  $(\delta_U, \beta_1)$  completă cu variațiile de unghi de așezare  $\beta_a$ , de pierderi  $\xi_p$ , de coeficienți de portanță  $C_A$ , de coefi-cienți de presiune minimă  $kp_{\max 1}$ , se fracționează în următoarele trei diagrame parțiale:

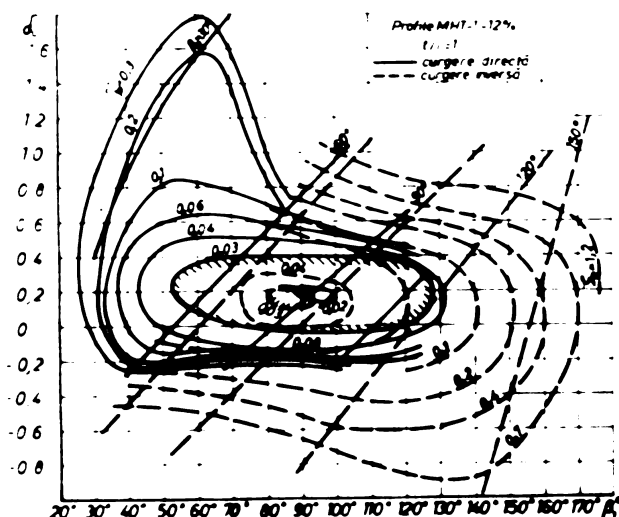


Fig 37

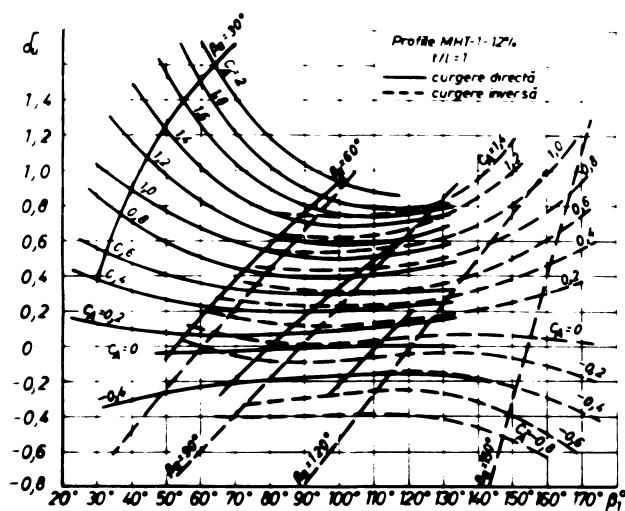


fig. 38

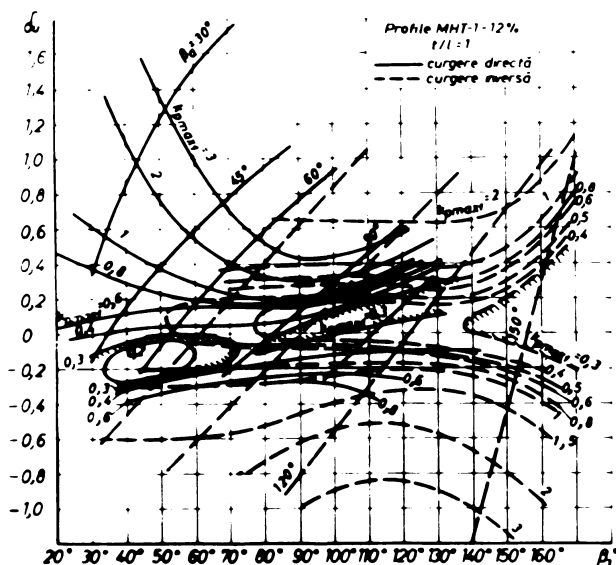


fig. 39

Cercetările au fost efectuate pe rețele plane rectilini formate din profilul MHT - 1 - 12 %, care are următoarele caracteristici:

$$\xi = 2,59 \%, \frac{\xi_p}{\xi} = 47,5 \%, \beta = 12 \%, \frac{\beta_a}{\beta} = 30 \%$$

Din această prezentare sintetică a cercetărilor publicate în [22], rezultă:

- creșterea accentuată a pierderilor hidraulice în regiunea invers de curgere, care, în mulțimea  $\{\alpha_u, \beta_a\}$  utilă pentru proiectare, pot fi de până la 4 ori mai mari decât în regiunea direct de curgere. Coeficientul de pierderi s-a definit 
$$\xi_p = \frac{\Delta p_{tot}}{\frac{\rho}{2} V^2}$$
, unde  $\Delta p_{tot}$  este căderea de presiune totală la trecerea curentului prin rețea;

- domeniul de funcționare cu pierderi mici în regimul invers de curgere este foarte mic;
- scăderea coeficienților de portanță ai profilelor rețelei în curgere inversă odată cu scăderea unghiului de așezare și creșterea deviației. Această scădere este <sup>de</sup> pînă la 100 % la  $\beta_a = 30^\circ$  și deviații mari ale curentului. Unghiul  $\beta_a$  este măsurat aici față de tangenta la intradosul profilului;
- coeficientul de presiune minimă  $kp_{\max 1}$  exprimat sub forma (2.171) a fost investigat mai puțin pe mulțimea  $\{\delta_u, \beta_a, \beta_1\}$ , care interesează în proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și anume unghiuri  $\beta_1$  și  $\beta_a$  mici,  $\delta_u$  mai mari. Iar, se vede clar că în acest domeniu valorile  $kp_{\max 1}$  în curgere inversă cresc depășind cu mult pe cele realizate în curgere directă.

În sfârșit extragem tot din [22] o semnificativă diagramă de pierderi, fig.40, pentru  $\beta_a = 60^\circ$ .

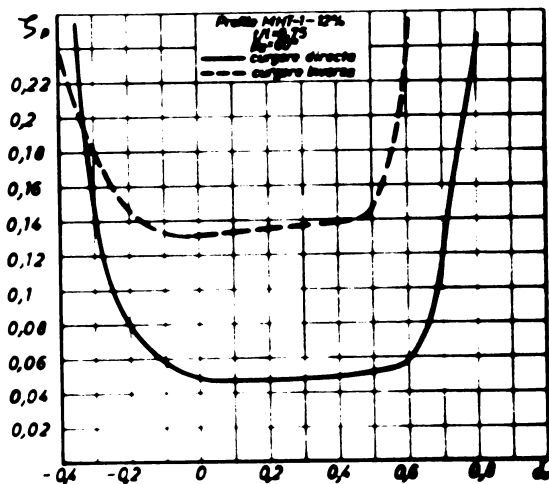


fig.40

Se observă clar valoarea pierderilor prin rețeaua de profile în curgere inversă de cel puțin 4 ori mai mare decât în curgere directă.

În concluzie, în lumina acestor investigații [21], [22] rezultă că utilizarea unui rotor de turbină axială (sau pompă axială) pentru o mașină hidraulică axială reversibilă este nerățională.

Cu datele precizate aceste elemente se trece în continuare, la prezentarea metodei de proiectare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile construite.

Această metodă face obiectul brevetului de invenție nr. 68.657 [92], al autorului acestei lucrări.

### 3.3. Dimensiunile principale și elementele asimptotice asociate rotoarelor axiale cu funcționare reversibilă

Se prezintă aici, în cadrul aceluiași paragraf, dimensiunile principale și elementele asimptotice, spre deosebire de modul de dezvoltare al metodei de proiectare a rotoarelor de turbine hidraulice axiale (cap.2).

Se procedează astfel datorită interdependenței dintre dimensiuni principale și elemente asimptotice, demonstrată în cap.2, care în cadrul mașinilor reversibile axiale capătă o semnificație deosebită prin intermediul diametrului butucului.

Așa cum s-a arătat, literatura de specialitate nu a publicat pînă în prezent o metodă de proiectare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile. Acest fapt a restrîns și calculul elementelor asimptotice acestor rotoare.

De regulă amenajările echipate cu mașini hidraulice axiale reversibile prezintă un caracter de preponderență, uzine hidroelectrice, sau stații de pompare. Proiectantul unei astfel de amenajări precizează numai pentru regimul preponderent (turbinare sau pompare) parametrii debit și cădere, sau înălțime de pompare, pentru celălalt regim, putîndu-se cunoaște aproximativ numai unul din acești doi parametri, de obicei, căderea sau înălțimea de pompare. Pornind de la acești parametri este necesar să se determine dimensiunile principale și elementele asimptotice rotorului.

Literatura de specialitate prezintă date puține referitoare la calculul acestor mașini. Astfel în [58] se prezintă cîteva particularități ale procesului de lucru al mașinilor hidraulice reversibile, iar<sup>in</sup>[59] se dă un mod de calcul al elementelor asimptotice pentru rotoarele diagonale reversibile. În aceste lucrări s-a ținut cont și de faptul că în cazul curgerii reale viscoase apare un șoc sistematic al curentului la intrare pe paletă, respectiv o deviație la ieșire de pe paletă, corectîndu-se relațiile obținute cu un coeficient care înglobează efectele acestor fenomene.

În [60] se prezintă calculul condițiilor asimptotice pentru rotorul mașinii hidraulice axiale reversibile în condiții ideale ( $\eta^r = \eta^p = 1$ ).

### Ipoteze și condiții

În prezenta lucrare, spre deosebire de [58] și [59], calculul elementelor asimptotice se face în afara zonei de influență a rotorului, în acord cu cele prezentate în cap.2, deplasarea regimului optim fiind și aici controlabilă.

În vederea dezvoltării metodei de calcul se fac următoarele ipoteze:

- reversibilitatea mașinii hidraulice axiale se realizează prin inversarea sensului rotației rotorului și păstrarea ei constantă;
- rotirea paletelor de la poziția optimă de turbinare la poziția optimă de pompare se face cu un unghi rigid:

$$\lambda^P = -\lambda^T - \theta \quad (3.4)$$

- deviațiile unghiulare ale curentului în cele două regimuri de funcționare sînt egale:

$$\Delta \beta^T = \Delta \beta^P \quad (3.5)$$

Pornind de la aceste ipoteze se deduc relațiile de calcul ale dimensiunilor principale și elementelor asimptotice rotorului.

În vederea unei exprimări simple și ușor de urmărit toți parametrii se referă la regimul de turbinare vor purta exponentul „T”, iar cei care se referă la regimul de pompare vor purta exponentul „P”.

Dată fiind corelația între regimurile pompare și turbinare ale mașinii hidraulice axiale reversibile, în cele ce urmează, se prezintă în paralel toate reprezentările grafice și relațiile necesare, acceptînd chiar repetarea lor din paragrafele anterioare.

La construirea relațiilor de calcul a dimensiunilor principale și elementelor asimptotice rotorului se folosesc următoarele figuri:



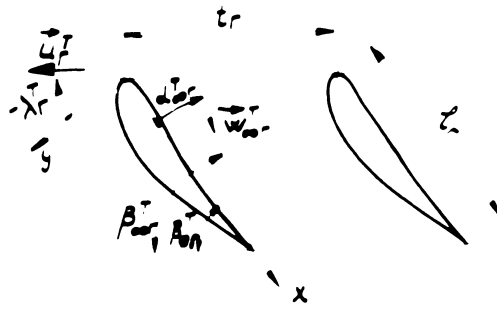


fig. -1  
Rețeaua de turbină la rezec -



fig. -2  
Rețeaua de pompare la rezec -

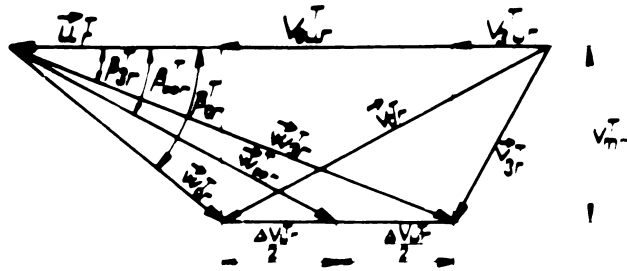


fig. 43  
Planul vitezelor pentru regimul de turbină în secțiunea de rezec -

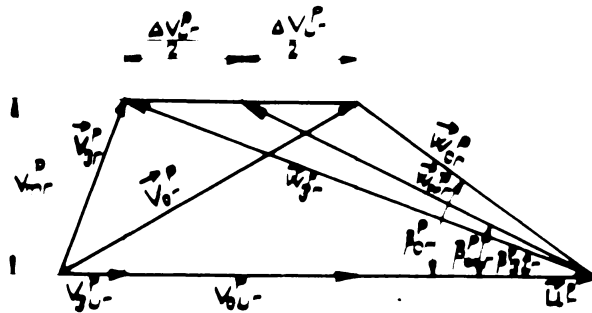


fig. 44  
Planul vitezelor pentru regimul de pompare în secțiunea de rezec -

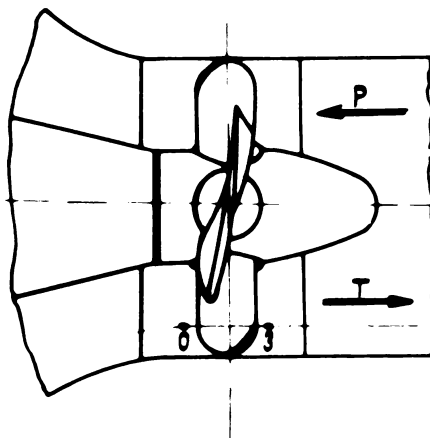


Fig. 45

Rotorul de mașină hidrolică axială  
reversibilă

Fig. 41, 42, 43 și 44 reprezintă rețelele de profile și plamurile vitezelor la o rază oarecare a rotorului din fig.45.

### Regim predominant de turbinare

Calculul elementelor asimptotice și determinarea dimensiunilor principale se face în strânsă legătură cu parametrii geometrici ai rețelelor de profile.

Se cunosc pentru regimul de turbină căderea  $H^T$  și debitul  $Q_1^T$ , iar pentru regimul de pompare, înălțimea de pompare  $H^P$ , cele mai frecvente.

Calculul efectiv al acestor elemente se prezintă în paragrafele 2.1 și 2.2. Pentru a fi în concordanță cu notațiile stabilite, la mărimile relațiilor utilizate se asociază exponentul „T”. În aceste condiții ele nu se vor reproduce în cele ce urmează.

Așa cum s-a arătat, determinarea condițiilor asimptotice după [1] are la bază realizările în domeniul turbinelor axiale de tipul Kaplan, definind turația specifică în regimul de dimensionare al turbinei industriale. În cap.4 se va demonstra că extinderea acestei metode de determinare a condițiilor asimptotice și la o turbină axială de tipul bulb pentru  $H > 10$  m, se poate face cu bune rezultate.

Mașinile hidraulice axiale reversibile sînt în general orizontale și ca soluție constructivă diferă de turbinele Kaplan.

La aceste mașini, pe măsura scăderii căderii, diferența dintre regimul de dimensionare al mașinii industriale și cel optim realizat pe model este tot mai mare și diferită față de cea uzuală la turbinele Kaplan. În aceste condiții, din punct de vedere al rigurozității metodei de proiectare, este indicată utilizarea metodologiei de determinare a condițiilor asimptotice stabilită pe baza realizărilor în domeniul turbinelor bulb (fig.3).

Un element de importanță foarte mare în proiectarea rotoarelor reversibile este diametrul butucului.

Calculul lui  $\psi$  cu formula (2.16) duce la obținerea unui diametru de butuc (diametrul porțiunii cilindrice) corespunzător unei turbine axiale.

Adoptarea acestui diametru de butuc pentru rotorul reversibil atrage greutate în realizarea înălțimii de pompare. Atât datele cu caracter statistic prezentate în [47], [61], [62] cât și calculele după relațiile prezentate în [63] indică, pentru rotorul axial reversibil, atunci când se ia în considerare regimul de pompare, un diametru de butuc mai mare decât cel necesar aceluiași rotor pentru regimul de turbinare.

În această situație, dat fiind faptul că realizarea înălțimii de pompare este o condiție esențială în funcționarea tuturor mașinilor hidraulice reversibile, se va alege un diametru de butuc care să corespundă regimului de pompare. Deoarece un diametru de butuc mai mic, apropiat de cel necesar regimului de turbinare, impune o rețea formată din profile puternic curbate la butuc pentru realizarea înălțimii de pompare. Dar, aceste profile duc la pierderi hidraulice însemnate și scăderea considerabilă a randamentului.

După stabilirea dimensiunilor principale și a elementelor asimptotice rotorului în regimul de turbinare, se trece la calculul elementelor asimptotice rotorului în regimul de pompare. Se pornește de la ipoteza (3.5) care se dezvoltă după cum urmează:

$$(\beta_{or} - \beta_{3r})^T = (\beta_{or} - \beta_{3r})^P$$

sau

$$\operatorname{tg} (\beta_{or} - \beta_{3r})^T = \operatorname{tg} (\beta_{or} - \beta_{3r})^P$$

$$\left[ \frac{\operatorname{tg} \beta_{0r} - \operatorname{tg} \beta_{3r}}{1 + \operatorname{tg} \beta_{0r} \cdot \operatorname{tg} \beta_{3r}} \right]^T = \left[ \frac{\operatorname{tg} \beta_{0r} - \operatorname{tg} \beta_{3r}}{1 + \operatorname{tg} \beta_{0r} \cdot \operatorname{tg} \beta_{3r}} \right]^P$$

Exprimind funcțiile trigonometrice ale unghiurilor  $\beta_1$  și  $\beta_2$  pe baza fig.43 și 44, se obține:

$$\frac{V_m^T (V_{0Ur}^T - V_{3Ur}^T)}{(U_r^T - V_{0Ur}^T)(U_r^T - V_{3Ur}^T) + V_m^{T^2}} = \frac{V_m^P (V_{0Ur}^P - V_{3Ur}^P)}{(U_r^P - V_{0Ur}^P)(U_r^P - V_{3Ur}^P) + V_m^{P^2}} \quad (3.6)$$

În acord cu [47], se acceptă intrare normală în rotor în regim de pompare:

$$V_{3Ur}^P = 0 \quad (3.7)$$

Ieșirea din rotor pentru regimul de turbină, în baza celor arătate în [1], se va considera de forma:

$$V_{3Ur}^T = k_r \frac{\eta_h^T \cdot g \cdot H^T}{U_r^T} \quad (3.8)$$

Asupra coeficientului  $k_r$ , pentru mașini hidraulice axiale reversibile cât și pentru turbine bulb, se va reveni în cap.4 cu precizări privind mărimea și variația sa.

De asemenea, pe baza celor arătate în [1] și [47], viteza medie prin rotorul reversibil se consideră constantă în ambele regimuri și egală cu:

$$V_m^T = \frac{Q^T}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - \nu^2)} \quad (3.9)$$

$$V_m^P = \frac{Q^P}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - \nu^2)} \quad (3.10)$$

Așa cum s-a precizat în cap.2, este indicat să se lucreze cu diametrul porțiunii sferice a butucului, calculându-se  $\nu_{sf}$  pentru a realiza o deplasare mai mică a regimului optim.

Această indicație va fi confirmată și de cercetările teoretice și experimentale ce se prezintă în cap.4.

Pentru realizările de până în prezent s-a impus, din condiții constructive [51], următoarea legătură între porțiunea cilindrică și sferică a butucului:

$$\eta_{sf} = (1,1 \dots 1,2) \eta_{cil} \quad (3.11)$$

Cu acestea, relația (3.6) devine:

$$\frac{V_m^T \cdot \Delta V_{Ur}^T}{(U_r^T - V_{ou_r}^T)(U_r^T - V_{3u_r}^T) + V_m^{T^2}} = \frac{V_m^P \cdot V_{ou_r}^P}{U_r^P (U_r^P - V_{ou_r}^P) + V_m^{P^2}} \quad (3.12)$$

În baza relațiilor (3.7) și (3.8), ecuațiile lui Euler pentru cele două regimuri (turbinare-pompare) devin:

$$\eta_h^T \cdot g \cdot H^T = U_r^T \cdot \Delta V_{Ur}^T \quad (3.13)$$

$$\frac{g \cdot H^P}{\eta_h^P} = U_r^P \cdot V_{ou_r}^P \quad (3.14)$$

Se notează:

$$\eta_h^T \cdot g \cdot H^T = E^T \quad (3.15)$$

$$\frac{g \cdot H^P}{\eta_h^P} = E^P \quad (3.16)$$

Din structura relației (3.12) se vede că este necesar să se lucreze pe rotorii elementari cu condiția ca:

$$V_{m_r} = V_m = \frac{Q_r}{S_r} = \text{const} \quad (3.17)$$

unde:  $Q_r$  este debitul ce trece prin rotorul elementar de secțiune  $S_r$ .

revenind la relația (3.8), se dezvoltă după cum urmează:

$$V_{3U_r}^T = k_r \frac{\eta_h^T \cdot g \cdot H^T}{U_r^T} = k_r (V_{0U_r}^T - V_{3U_r}^T) = k_r \cdot V_{0U_r}^T - k_r V_{3U_r}^T$$

$$V_{3U_r}^T (1 + k_r) = k_r V_{0U_r}^T$$

sau

$$V_{3U_r}^T = \frac{k_r}{1 + k_r} V_{0U_r}^T \quad (3.18)$$

Se notează:

$$k_r = \frac{k_r}{1 + k_r} \quad (3.19)$$

și relația (3.18) devine:

$$V_{3U_r}^T = k_r V_{0U_r}^T \quad (3.20)$$

Cu aceste notații, ecuația (3.12) devine:

$$\frac{V_m^T \cdot V_{0U_r}^T (1 - k_r)}{(U_r^T - V_{0U_r}^T)(U_r^T - k_r V_{0U_r}^T) + V_m^{T^2}} = \frac{V_m^P \cdot V_{0U_r}^P}{U_r^P (U_r^P - V_{0U_r}^P) + V_m^{P^2}} \quad (3.21)$$

În ipoteza admisă:

$$U_r^T = -U_r^P = U_r \quad (3.22)$$

dezvoltînd membrul stîng și membrul drept al ecuației (3.21), se obține:

$$\frac{E^T \cdot Q_r^T}{S_r \left[ U_r - \frac{E^T}{U_r(1-k_r)} \right] \left[ U_r - k_r \frac{E^T}{U_r(1-k_r)} \right] + \frac{Q_r^{T^2}}{S_r}} = - \frac{E^P \cdot Q_r^P}{S_r (U_r^2 - E^P) + \frac{Q_r^{P^2}}{S_r}} \quad (3.23)$$

Din această ecuație se determină debitul în regimul de pompare pentru fiecare rotor elementar, debitul total fiind:

$$Q^P = \sum_{r=1}^n Q_r \quad (3.24)$$

unde,  $n$  este numărul rotorilor elementari.

Viteza medie prin rotor în regim de pompare rezultă din relația (3.10)

Unghiul de instalare al profilelor în rețeaua de pompă se calculează după cum urmează (fig.44).

$$\begin{aligned} \cotg \beta_{\infty r}^P &= \frac{1}{V_m^P} \left( U_r - \frac{V_{ou r}}{2} \right)^P = \frac{1}{V_m^P} \left( U_r - \frac{1}{2} \frac{g \cdot H}{U_r \cdot \eta_h} \right)^P = \cotg (\beta_{a r} - \alpha_{\infty r})^P \\ &= \cotg \left( \frac{g}{2} - \lambda_r - \alpha_{\infty r} \right)^P = \tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^P \end{aligned}$$

deci

$$\tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^P = \frac{1}{V_m^P} \left( U_r - \frac{1}{2} \frac{g \cdot H}{U_r \cdot \eta_h} \right)^P \quad (3.25)$$

Unghiul rigid  $\Theta$ , de rotire al paletelor de la poziția optimă în regim de turbinare la poziția optimă în regim de pompare, rezultă din ipoteza (3.4):

$$\tg [(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \Theta] = \frac{\tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^T + \tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^P}{1 - \tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^T \cdot \tg (\alpha_{\infty r} + \lambda_r)^P} \quad (3.26)$$

Viteza asimptotică  $w_{\infty r}^P$  rezultă imediat din viteza medie  $V_m^P$  și unghiul  $\beta_{\infty r}^P$ .

Prin urmare, parametri necunoscuți ai regimului de pompare,  $\alpha_{\infty r}^P$ ,  $\lambda_r^P$ ,  $\Theta$ ,  $V_m^P$  se determină din ecuațiile (3.23), (3.25), (3.26) și o condiție privind valorile și variația unghiurilor de incidență, de la butuc la periferia rotorului, în conformitate cu considerațiile din cap.2.

### Regimul preponderent de pompare

De data aceasta se cunosc înălțimea de pompare  $H^P$ , debitul  $Q_1^P$  și căderea cea mai frecventă la turbinare  $H^A$ .

Adoptînd un randament pentru mașina hidraulică axială reversibilă în regimul de pompare se poate calcula puterea.

În continuare, turația de sincronism a rotorului  $n^P$ , turația specifică  $n_g^P$  cît și raportul  $\vartheta = \frac{d}{D}$  vor trebui corelate în așa fel încît să rezulte o profilare a paletelor corespunzătoare energetic și cavitațional (așa cum s-a arătat la regimul preponderent de turbinare și în cap.2).

Păstrînd ipoteza intrării normale în rotorul de pompă (3.7), ecuația lui Euler va avea tot forma (3.14).

Viteza medie se calculează cu relația (3.10)

Viteza asimptotică  $w_\infty^P$  la raza  $r$ , rezultă din fig.44:

$$w_{\infty r}^P = \sqrt{V_m^2 + \left( U_r^P - \frac{V_{ou r}^P}{2} \right)^2} \quad (3.27)$$

Unghiul vitezei asimptotice  $\beta_\infty^P$  la raza  $r$ , tot din fig.44:

$$\sin \beta_{\infty r}^P = \frac{V_m^P}{w_{\infty r}^P} \quad (3.28)$$

Pentru unghiul de incidență rămîn de asemenea valabile considerațiile anterioare.

Unghiul de așezare al profilelor în rețea la raza  $r$ , rezultă din fig.42:

$$\beta_{\alpha r}^P = \beta_{\infty r}^P + \alpha_{\infty r}^P \quad (3.29)$$

Unghiul de instalare al profilelor în rețea la raza  $r$ , tot din fig.42:

$$\lambda_r^P = \frac{\pi}{2} - \beta_{\alpha r}^P \quad (3.30)$$



Parametri necunoscuți ai regimului de turbinare asociat,  $\alpha_{\infty r}^T$ ,  $\lambda_r^T$ ,  $\theta$  și  $V_m^T$  se determină tot din ecuațiile (3.23), (3.25), (3.26) și o condiție privind unghiurile de incidență în conformitate cu considerațiile din cap.2.

Corelația cădere - înălțime de pompare

Se va prezenta în continuare modul de aplicare a metodei de determinare a condițiilor asimptotice.

Se va stabili corelația dintre căderea  $H^T$  și înălțimea de pompare  $H^P$ , pe baza elementelor asimptotice, din care va rezulta o concepție nouă asupra profilării paletelor reversibile, definindu-se clar domeniile de utilizare ale profilelor cu simplă curbură și dublă curbură.

În cadrul exemplului de calcul ce urmează se va porni de la un regim preponderent de pompare (pomparea este regimul direct de curgere prin rotor), dat de parametri anenajării de la stația de pompare Frăsinet - Preasa de pe valea Mostiștei și dimensiunile principale ale rotorului reversibil, stabilite:

$$\begin{aligned}
 Q^P &= 56 \text{ m}^3/\text{s} & D &= 4,10 \text{ m} \\
 \frac{H^P}{h} &= 12,5 & \gamma &= \frac{d}{D} = 0,506 \\
 n &= 150 \text{ rot/min} & Z &= 4 \text{ palete}
 \end{aligned}$$

Calculul elementelor asimptotice rotorului reversibil pentru regimul de pompare se prezintă în Tabelul nr.2. El va cuprinde parametrii geometrici ai rețelelor de profile, asupra cărora se va reveni în paragraful următor și coeficienții de portanță care se calculează din ecuațiile fundamentale ale turbinelor axiale:

$$\left( C_A \frac{l}{t} \right)_r^{T,P} = \frac{2 \Delta V_{U_r}^{T,P}}{W_{\infty r}^{T,P}} \tag{3.31}$$

sau pentru turbinare după [1]

$$\left( C_A \cdot \frac{l}{t} \right)_r^T \approx 2 \delta_{U_r}^T \cdot \sin \beta_{\infty r}^T \tag{3.32}$$

Tabelul nr.2

Nr. crt.	Para- netri	Unit. măsură	Sect. I-I	Sect. II-II	Sect. III-III	Sect. IV-IV	Sect. V-V
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
1.	r	m	1,080	1,1826	1,4980	1,8133	1,950
2.	$U_{\infty}^P$	m/s	16,9645	18,5773	23,5308	28,4843	30,6305
3.	$V_{\infty}^{our}$	m/s	7,2283	6,6007	5,2112	4,3050	4,0033
4.	$V_{\infty}^P$	m/s	5,7013	5,7013	5,7013	5,7013	5,7013
5.	$S_{\infty}^P$	m <sup>2</sup>	0,6406	1,6229	2,9681	2,5114	2,0790
6.	$Q_{\infty}^P$	m <sup>3</sup> /s	3,6522	9,2531	16,9224	14,3184	11,8535
7.	$W_{\infty}^P$	m/s	14,5168	16,3061	21,6880	26,9419	29,1910
8.	$(C_A \frac{l}{t})_r^P$	-	0,9958	0,8096	0,4805	0,3195	0,2742
9.	$(\frac{d}{l})_r$	-	1,130	1,0819	0,9816	0,9198	0,9000
10.	$C_{Ax}^P$	-	0,8812	0,7482	0,4895	0,3474	0,3047
11.	$t_r$	m	1,6964	1,8577	2,3530	2,8484	3,0630
12.	$l_r$	m	1,9169	2,01	2,31	2,62	2,75
13.	$(\frac{d}{l})_r$	-	0,8849	0,9242	1,0186	1,0871	1,1138
14.	$(\frac{d}{l})_r$	-	0,1143	0,1019	0,0696	0,0450	0,0360
15.	$d_r$	m	0,2191	0,2050	0,1610	0,1180	0,0990
16.	$\sin \beta_{\infty r}^P$	-	0,3927	0,3496	0,2628	0,2116	0,1953
17.	$\beta_{\infty r}^P$	° grade	23,13°	20,50°	15,23°	12,21°	11,26°
18.	$\alpha_{\infty r}^P$	° grade	3°	2,2°	1°	0,45°	0,20°
19.	$\beta_{\infty r}^P$	° grade	26,13°	22,70°	16,23°	12,66°	11,46°
20.	$\lambda_r^P$	° grade	63,87°	67,30°	73,77°	77,34°	78,54°

Pentru a scoate în evidență legătura dintre înălțimea de pompare  $H^P$  și căderea  $H^T$ , calculul elementelor asimptotice asociate rotorului în regim de turbinare se face în trei situații:

- a)  $H^T = H^P = 10,7$  m cu aproximația  $\eta_h^T = 0,89$
- b)  $H^T = 12$  m;  $H^T > H^P$  - " -  $\eta_h^T = 0,89$
- c)  $H^T = 9,5$  m;  $H^T < H^P$  - " -  $\eta_h^T = 0,89$

Debitul pentru regimul de turbinare prin rotoarele elementare se calculează cu relația (3.23). Fiind o ecuație de gradul doi, oferă două soluții, dintre care una este nerațională.

Calculul elementelor asimptotice rotorului reversibil în regim de turbină s-a făcut după [1] .

$$a) H^T = H^P = 10.7 \text{ m}$$

Tabelul nr.3

Mr. crt.	Para- metri	Unit. măsură	Sect. I-I	Sect. II-II	Sect. III-III	Sect. IV-IV	Sect. V-V
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
1.	$k_r$	-	0,02	0,05	0,1950	0,337	0,40
2.	$k_{ur}$	-	0,0196	0,0476	0,1631	0,2520	0,2857
3.	$q_r^T$	m <sup>3</sup> /s	-8,476	-16,503	-23,436	-18,597	-15,180
4.	$q^T$	m <sup>3</sup> /s	- 82,19480				
5.	$\delta_r$	-	0,5268	0,5769	0,7307	0,8845	0,9512
6.	$\delta_{ur}$	-	0,6580	0,6009	0,4744	0,3919	0,3644
7.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^T)$	-	-1,6850	-1,8895	-2,4823	-3,0759	-3,3324
8.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^P)$	-	2,3407	2,6746	3,6722	4,6187	5,0197
9.	$\text{tg}[(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta]$	-	0,1326	0,1296	0,1176	0,1014	0,0951
10.	$(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta$	grade	7,57°	7,24°	6,71°	5,60°	5,43°
11.	$\text{cotg} \beta_{\infty r}^T$	-	1,6850	1,8895	2,4823	3,0759	3,3324
12.	$\beta_{\infty r}^T$	grade	30,68°	27,90°	21,93°	18,0°	16,70°
13.	$\sin \beta_{\infty r}^T$	-	0,5102	0,4679	0,3735	0,3090	0,2873
14.	$(C_A \frac{1}{r})_r^T$	-	0,6716	0,5623	0,3544	0,2422	0,2094
15.	$C_{Ar}^T$	-	0,5943	0,5197	0,3610	0,2633	0,2327
16.	$\alpha_{\infty r}^T$	grade	-2,43°	-1,96°	-1,29°	-1,65°	-1,77°
17.	$\theta_r = \theta$	grade	-7°	-7°	-7°	-7°	-7°

Semnul minus apărut în fața valorilor debitului arată că turbinarea se face în sens invers pomării.

b)  $H^T = 12 \text{ m. } H^T > H^P$

Tabelul nr.4

Nr. crt.	Para- metrii	Unit. măsură	Sect. I-I	Sect. II-II	Sect. III-III	Sect. IV-IV	Sect. V-V
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
1.	$k_x$	-	0,20	0,250	0,395	0,540	0,60
2.	$k_y$	-	0,1666	0,200	0,2831	0,3506	0,3750
3.	$q_{\text{ur}}^T$	$\text{m}^3/\text{s}$	-4,148	-10,000	-17,584	-14,841	-12,318
4.	$q^T$	$\text{m}^3/\text{s}$	- 58,89320				
5.	$\delta_{\text{ur}}^T$	-	0,5268	0,5769	0,7307	0,6845	0,9512
6.	$\delta_{\text{ur}}^T$	-	1,0300	0,9406	0,7426	0,6134	0,5704
7.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^T)$	-	-2,1082	-2,3929	-3,2599	-4,1127	-4,4811
8.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^P)$	-	2,3407	2,6746	3,6722	4,6187	5,0197
9.	$\text{tg}[(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta]$	-	0,0391	0,0380	0,0317	0,0253	0,0229
10.	$(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta$	$^\circ$ grade	$2,27^\circ$	$2,18^\circ$	$1,81^\circ$	$1,45^\circ$	$1,31^\circ$
11.	$\text{cotg } \beta_{\infty r}^T$	-	2,1082	2,3929	3,2599	4,1127	4,4811
12.	$\beta_{\infty r}^T$	$^\circ$ grade	$25,36^\circ$	$22,68^\circ$	$17,05^\circ$	$13,66^\circ$	$12,58^\circ$
13.	$\sin \beta_{\infty r}^T$	-	0,4284	0,3856	0,2932	0,2362	0,2178
14.	$(C_{\text{Ar}}^T)^T$	-	0,8825	0,7254	0,4354	0,2898	0,2485
15.	$C_{\text{Ar}}^T$	-	0,7810	0,6705	0,4436	0,3151	0,2761
16.	$\alpha_{\infty r}^T$	$^\circ$ grade	$-2,73^\circ$	$-2,22^\circ$	$-1,19^\circ$	$-1,0^\circ$	$-0,89^\circ$
17.	$\theta_r - \theta$	$^\circ$ grade	$-2^\circ$	$-2^\circ$	$-2^\circ$	$-2^\circ$	$-2^\circ$

Sensul minus ce apare în fața unghiurilor de incidență  $\alpha_{\infty}^T$  se datorește sensului de parcurs diferit în cele două regiuni (fig.41 și 42).

c)  $H^T = 9,5 \text{ m}, H^T < H^P$

Tabelul nr.5

Nr. ort.	Para- metri	Unit. măsură	Sect. I-I	Sect. II-II	Sect. III-III	Sect. IV-IV	Sect. V-V
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
1.	$b_r$	-	0,20	0,250	0,395	0,540	0,60
2.	$K_r$	-	0,1666	0,2000	0,2831	0,3506	0,3750
3.	$Q_r^T$	$\text{m}^3/\text{s}$	-7,525	-21,941	-26,502	-20,949	-17,143
4.	$Q_r^P$	$\text{m}^3/\text{s}$	- 94,06320				
5.	$\delta_r$	-	0,5268	0,5769	0,7307	0,8845	0,9512
6.	$\delta_{ur}^T$	-	0,5105	0,4662	0,3680	0,3040	0,2827
7.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^T)$	-	-1,4141	-1,5903	-2,1278	-2,6583	-2,8876
8.	$\text{tg}(\lambda_r + \alpha_{\infty r}^P)$	-	2,3407	2,6746	3,6722	4,6187	5,0197
9.	$\text{tg}[(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta]$	-	0,2149	0,2063	0,1752	0,1476	0,1465
10.	$(\alpha_{\infty r}^T + \alpha_{\infty r}^P) - \theta$	$^\circ$	12,13 $^\circ$	11,66 $^\circ$	9,93 $^\circ$	8,40 $^\circ$	8,33 $^\circ$
11.	$\text{cotg} \beta_{\infty r}^T$	-	1,4141	1,5903	2,1278	2,6583	2,8076
12.	$\beta_{\infty r}^T$	$^\circ$	35,26 $^\circ$	32,16 $^\circ$	25,16 $^\circ$	20,60 $^\circ$	19,60 $^\circ$
13.	$\sin \beta_{\infty r}^T$	-	0,5773	0,5323	0,4252	0,3518	0,3354
14.	$(C_{Ar}^T)^T$	-	0,5895	0,4963	0,3130	0,2133	0,1896
15.	$C_{Ar}$	-	0,5217	0,4587	0,3188	0,2319	0,2107
16.	$\alpha_{\infty r}^T$	$^\circ$	-2,87 $^\circ$	-2,54 $^\circ$	-3,07 $^\circ$	-4,05 $^\circ$	-3,87 $^\circ$
17.	$\theta_r = \theta$	$^\circ$	-12 $^\circ$	-12 $^\circ$	-12 $^\circ$	-12 $^\circ$	-12 $^\circ$

Toate aceste calcule se prezintă în lucrarea [64]. În tablele nr.3, 4, 5 și nr.6 care va urma, s-a mai trecut valoarea razei secțiunilor de calcul, fiind vorba de aceeași paletă aceeași rîmîne aceeași.

Este necesar să se amintească faptul că pasul relativ s-a păstrat în calcule și pentru regimul de turbinare cu toate că pozițiile optime ale paletelor rotorice, în cele două regimuri diferă prin unghiul  $\theta$ . Dar, s-a apreciat că această rotație a

paletelor rotorice de la un regim optim la altul nu afectează substanțial valoarea  $t/l$  încât să modifice rezultatele și concluziile.

Pentru a avea o imagine mai clară asupra elementelor care interesează cel mai mult din cadrul Tabelelor nr.2, 3, 4 și 5, ele s-au reprezentat grafic în fig.46.

Din această figură se observă că la pașii relativi  $\frac{t}{l}$  dat, au rezultat unghiuri de instalare cu o variație corespunzătoare, pentru regimul de pompă și cel de turbinare în toate situațiile  $H^T \geq H^P$ . Practic curbele  $\lambda^T = f(r)$  reprezintă o translatare a curbei  $\lambda^P = f(r)$  spre valori mai mici cu valorile  $\theta$ , care cresc pe măsura scăderii căderii  $H^T$ .

În ceea ce privește unghiul de incidență, situația diferă substanțial. Desigur, se constată variația corespunzătoare pentru regimul de pompă. Tot o variație corespunzătoare rezultă și pentru situația  $H^T > H^P$ .

Scăderea lui  $H^T$  în comparație cu  $H^P$  determină o creștere a unghiurilor de incidență la periferia paletelor, pe figură re-marcată pentru cazul  $H^T = H^P$ .

Scăderea în continuare a căderii  $H^T$ , comparativ cu înălțimea de pompă  $H^P$  (cazul  $H^T < H^P$ ), este defavorabilă ducând la creșteri însemnate a unghiurilor de incidență la periferia paletelor în regim de turbinare.

Din aceste constatări rezultă concluzii interesante în ceea ce privește profilarea paletelor. Pentru aceasta s-au definit, pe baza metodologiei prezentată în cap.2, profilele corespunzătoare secțiunilor de calcul în cele două regimuri, condițiile asimptotice, unghiurile de instalare, pașii relativi și grosimile maxime fiind cunoscute. Profilele calculate au fost de tipul laminar simple (nereversibile). Pentru a obține profilul reversibil, în primă aproximație se poate proceda la suprapunerea profilului corespunzător regimului de pompă cu cel corespunzător regimului de turbină, pentru fiecare secțiune de calcul a paletelor.

Elementele supuse discuției vor fi săgețile maxime relative. Precizăm că între pozițiile săgeților maxime ale profilelor suprapuse pentru a realiza profilul reversibil, există loc de coardă, mărime rezultată din proiectarea lor (mărime impusă), iar scheletul profilului reversibil este înfăgurătoarea curbelor ce reprezintă scheletele profilelor de turbină și pompă.

Tabelul nr.6 prezintă aceste elemente împreună cu coeficienții de portanță corespunzători, iar reprezentarea lor grafică se găsește în fig.47.

Tabelul nr.6

Nr. crt.	Parametrii	Sect. I-I	Sect. II-II	Sect. III-III	Sect. IV-IV	Sect. V-V
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.
1.	$(f/l)_x^P$	0,04934	0,03611	0,01853	0,01415	0,01502
2.	$(f/l)_r^T, H^T > H^P$	0,03132	0,02339	0,01251	0,00483	0,00363
3.	$(f/l)_r^T, H^T = H^P$	0,02689	0,02143	0,01073	-0,00261	-0,00680
4.	$(f/l)_r^T, H^T < H^P$	0,02182	0,01568	-0,00743	-0,02834	-0,02900
5.	$C_{Ar}^P$	0,88128	0,74826	0,48952	0,34743	0,30475
6.	$C_{Ar}^T, H^T > H^P$	0,78103	0,67051	0,44360	0,31515	0,27618
7.	$C_{Ar}^T, H^T = H^P$	0,59435	0,51978	0,36103	0,26333	0,23273
8.	$C_{Ar}^T, H^T < H^P$	0,52170	0,45878	0,31886	0,23194	0,21076

Analiza Tabelului nr.6 și a fig.47 scoate în evidență foarte clar principiile profilării paletelor reversibile pe baza diferențelor de săgeți necesare regimurilor de pompare și turbina-re, săgeți ce trebuie realizate de scheletul profilului reversibil. Reamintim că diferența de săgeți se repartizează pe o distanță foarte mică, 10 % din coardă. Această distanță poate fi mare și cavitațională, ceea ce nu schimbă cu nimic raționamentul care urmează.

Fig.47 arată o scădere, în toate cazurile, a săgeții maxime necesare pentru regimul de turbină față de regimul de pompă. Cea mai mică scădere este semnalată pentru cazul  $H^T > H^P$ .

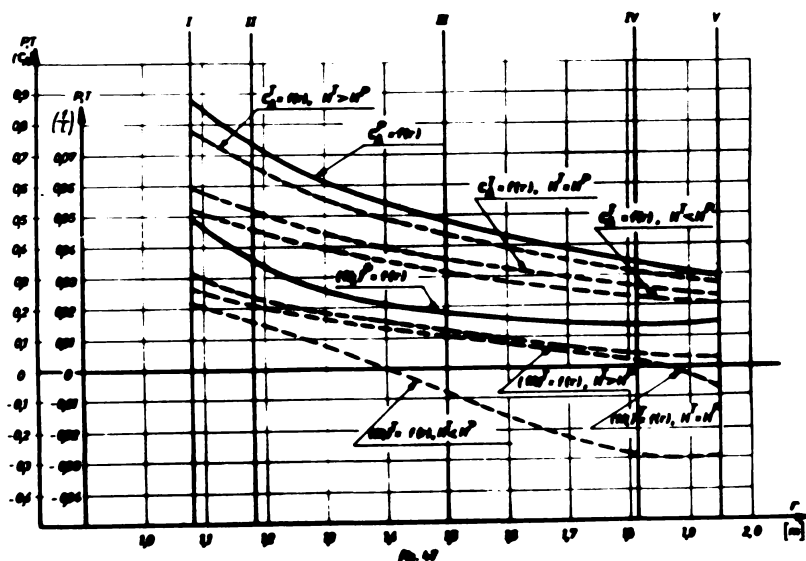
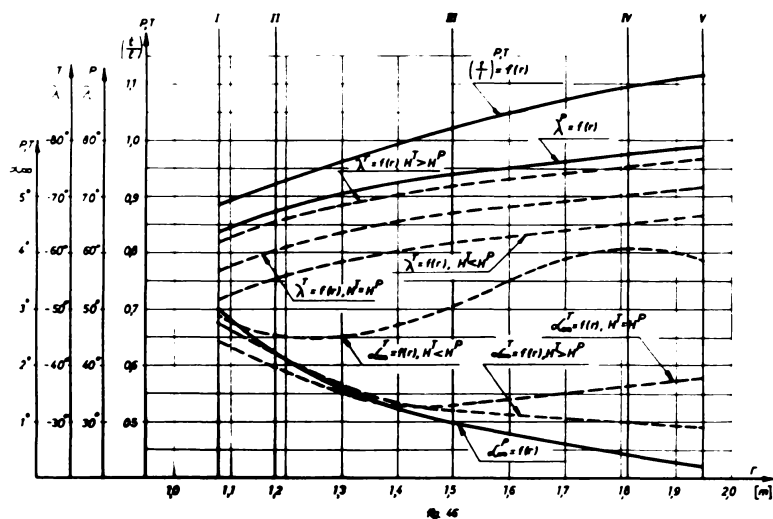
Cazul  $H^T = H^P$  prezintă săgeată negativă la secțiunea de la periferia paletelor, iar cazul  $H^T < H^P$  prezintă săgeți negative începând din secțiunea III-III.

Analiza atentă a acestei situații scoate în evidență următoarele:

- scheletul profilului pentru regimul de pompă fiind o curbă continuă și cu un singur extrem, realizat la o poziție în funcție de tipul profilului, poate să scadă cu o valoare precis determinată pe cele  $10\%$  de coardă, în condiția păstrării curburii;
- în aceste condiții soluția  $H^T > H^P$ , în anumite limite determinate de fiecare caz în parte, poate realiza schelete cu simplă curbură la profilele reversibile corespunzătoare secțiunilor de calcul ale paletelor;
- pe măsura scăderii căderii  $H^T$  apare dubla curbură a scheletului datorită micșorării săgeții maxime necesare în regim de turbinare;
- pentru cazul  $H^T = H^P$  apar chiar săgeți negative în secțiunile de la butuc, posibile de realizat deoarece în aceste secțiuni și săgețile necesare regimului de pompare sînt mici;
- cazul  $H^T < H^P$  prezentat, duce la o situație nerațională, deoarece profilele obținute, prin geometria lor imprimată de schelet ar avea o funcționare energetică și cavitațională necorespunzătoare;
- în lipsa unor cercetări experimentale concrete, considerăm domeniul de căderi și înălțimi de pompare utilizabil pentru mașinile hidraulice axiale reversibile delimitat de  $H^T \geq H^P$ . În acest domeniu, așa cum s-a arătat, paletelor obținute pot avea profile cu simplă, sau dublă curbură. Desigur, pe bază de cercetări experimentale acest domeniu poate fi delimitat precis.

În fig.47 s-au reprezentat și coeficienții de portanță corespunzători pentru a scoate în evidență corelația debitelor pompare - turbinare. Cu cît scade  $H^T$  în comparație cu  $H^P$  scad coeficienții de portanță, respectiv cresc debitetele.





Menționăm că aceleași rezultate s-ar obține și în situația în care am porni de la regimul de pompare preponderent.

### 3.4. Construirea rotoarelor axiale cu funcționare reversibilă

În continuare, în prezenta lucrare se dezvoltă o metodă de proiectare a rotoarelor axiale reversibile cu palete formate din profile cu simplă curbură asupra căreia s-au făcut experimentări sistematice în cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice al I.C.R.D.M. Negița.

Pentru înțelegere mai clară se procedează în spirit matematic, emunțându-se întâi metoda și apoi demonstrându-se elementele care au stat la baza ei.

Astfel, rotoarele axiale, cu funcționare reversibilă cu palete din profile cu simplă curbură, se pot obține în două moduri:

- I. Pornind de la palete de turbine, sau pompe axiale cunoscute.  
Acest mod este adecvat mașinilor hidraulice axiale reversibile, care au funcționare preferențială, după numărul de ore de funcționare ca turbină, sau ca pompă. Se procedează astfel:
  - Se alege paleta de turbină axială, sau pompă axială, după cum regimul preponderent de funcționare al mașinii hidraulice axiale reversibile este de turbinare, sau pompare;
  - se determină pașii relativi și unghiurile de instalare ale rețelelor de profile provenite de la paletajul rotoric;
  - se aproximează matematic, prin polinom trigonometric, contururile profilelor hidrodinamice provenite de la paleta aleasă, pentru determinarea scheletelor și a distribuțiilor de grosimi, respectiv determinarea grosimilor maxime, săgeților maxime și pozițiilor acestora față de bordurile de atac ale profilelor;
  - se îmbracă scheletele profilelor determinate astfel, cu distribuții de grosimi eliptice. Grosimea maximă a profilelor se păstrează;
  - se assemblează profilele astfel construite, la pașii și unghiurile de instalare determinate, pentru a obține paleta rotorului de mașină hidraulică axială reversibilă;
  - în situația în care paleta provine de la turbină axială pentru rotorul mașinii reversibile se va adopta un diametru de butuc mai mare decât cel al rotorului de turbină axială de la care provine paleta, egal cu cel al unui rotor de pompă axială de performanțe apropiate de cele realizate de mașina reversibilă în regim de pompare (paragraful 3.3);

- în situația în care paleta provine de la o pompă axială, pentru rotorul mașinii hidraulice axiale reversibile se va adopta un diametru de butuc egal cu cel al rotorului de pompă axială de la care provine paleta (paragraful 3.3).

II. Pornind de la parametri hidroenergetici ai amenajării (cădere, înălțime de pompare, debit instalat etc.) Se procedează după cum urmează:

- se alege regimul preferat de funcționare al viitoarelor hidroagregate reversibile pe baza parametrilor amenajării;
- se dimensionează rotorul de turbină axială, sau pompă axială, în funcție de regimul preferat ales, după metoda expusă în cap.2 pentru turbine axiale, respectiv paragrafele 3.3, 2.3, 2.4, 2.5 pentru pompe axiale;
- se păstrează de la acest rotor pașii relativi și unghiurile de instalare ale rețelelor de profile obținute, precum și scheletele profilelor;
- se îmbracă scheletele profilelor cu o distribuție de grosimi eliptică. Grosimile maxime trebuie să fie acelea permise de rezistența la sollicitările mecanice. Se pot păstra și cele admise pentru paletele de turbină axială, sau pompă axială;
- profilele astfel obținute se asamblează la pașii relativi și unghiurile de instalare cunoscute pentru obținerea paletelor reversibile;
- diametrul butucului stabilit pe baza considerațiilor din paragraful 3.3 se corelează de la început cu parametri geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de turbină, sau pompă.

Din cele prezentate, rezultă clar că metoda expusă, utilizând pentru profilarea paletelor reversibile profile cu simplă curbă, plasează realizările în domeniul  $H^T > H^P$ , ( $n_{11}^T < n_{11}^P$ ).

Corelația elementelor asimptotice stabilește o legătură biunivocă între cele două regimuri de funcționare ale paletelor (turbinare-pompare). Astfel, la un regim de turbinare impus ca preferat va rezulta un singur regim de pompare asociat și invers unui regim de pompare preferat îi va corespunde un singur regim de turbinare preferat. Această legătură între cele două regimuri ale mașinii axiale reversibile se va confirma experimental în paragraful 3.7.

### Aproximarea matematică a conturului profilului

Se descrie profilul hidrodinamic cu ajutorul sistemului de ecuații (2.161).

$$\begin{cases} \xi(\psi) = \frac{1}{2}(1 + \cos \psi) \\ \eta(\psi) = \frac{1}{2} \dot{a}_0 + \sum_{n=1}^N [\dot{a}_n \cos(n\psi) + \dot{b}_n \sin(n\psi)] \end{cases}$$

unde  $\xi(\psi)$  reprezintă abscisa relativă, iar  $\eta(\psi)$  ordonata relativă, coarda fiind unitară ( $l = 1$ )

Se dă în continuare dezvoltarea metodei de aproximare pentru numărul termenilor polinomului trigonometric  $N_0 = 3$ .

Sistemul de ecuații (2.161) devine:

$$\begin{cases} \xi_i(\psi) = \frac{1}{2}(1 + \cos \psi_i) \\ \eta_i(\psi) = \frac{\dot{a}_0}{2} + \dot{a}_1 \cos \psi_i + \dot{a}_2 \cos 2\psi_i + \dot{a}_3 \cos 3\psi_i + \\ + \dot{b}_1 \sin \psi_i + \dot{b}_2 \sin 2\psi_i + \dot{b}_3 \sin 3\psi_i \end{cases} \quad (3.33)$$

Cunoscându-se profilul hidrodinamic prin coordonatele  $\dot{x}_i = \xi_i(\psi)$  și  $\dot{y}_i = \eta_i(\psi)$ , se determină coeficienții polinomului trigonometric:  $\dot{a}_0, \dot{a}_1, \dot{a}_2, \dot{a}_3, \dot{b}_1, \dot{b}_2$  și  $\dot{b}_3$ , cu care se aproximează acest profil prin metoda celor mai mici pătrate [65].

Prin această metodă trebuie ca suma:

$$\sum_{i=1}^M \left( \left. \frac{\eta}{l} \right|_{\psi_i} - \frac{\dot{y}_i}{l} \right)^2 = \sum_{i=1}^M [\eta(\psi_i) - \dot{y}_i]^2 = V(\dot{a}_j, \dot{b}_k) \quad (3.34)$$

să fie minimă, iar  $\psi_i$  se determină cu relația:

$$\dot{x}_i = \xi_i = \frac{1}{2}(1 + \cos \psi_i)$$

Se construiește expresia funcției  $V(\hat{a}_j, \hat{b}_k)$

$$V(\hat{a}_j, \hat{b}_k) = \left[ \frac{\hat{a}_0}{2} + \hat{a}_1 \cdot \cos \hat{\psi}_i + \hat{a}_2 \cdot \cos 2\hat{\psi}_i + \hat{a}_3 \cdot \cos 3\hat{\psi}_i + \hat{b}_1 \cdot \sin \hat{\psi}_i + \hat{b}_2 \cdot \sin 2\hat{\psi}_i + \hat{b}_3 \cdot \sin 3\hat{\psi}_i - \hat{y}_i \right]^2 \quad (3.35)$$

sau

$$V(\hat{a}_j, \hat{b}_k) = \left[ \frac{\hat{a}_0^2}{4} + \hat{a}_1^2 \cos^2 \hat{\psi}_i + \hat{a}_2^2 \cos^2 2\hat{\psi}_i + \hat{a}_3^2 \cos^2 3\hat{\psi}_i + \hat{b}_1^2 \sin^2 \hat{\psi}_i + \hat{b}_2^2 \sin^2 2\hat{\psi}_i + \hat{b}_3^2 \sin^2 3\hat{\psi}_i + \hat{y}_i^2 + \hat{a}_0 \cdot \hat{a}_1 \cdot \cos \hat{\psi}_i + \hat{a}_0 \cdot \hat{a}_2 \cdot \cos 2\hat{\psi}_i + \hat{a}_0 \cdot \hat{a}_3 \cdot \cos 3\hat{\psi}_i + \hat{a}_0 \cdot \hat{b}_1 \cdot \sin \hat{\psi}_i + \hat{a}_0 \cdot \hat{b}_2 \cdot \sin 2\hat{\psi}_i + \hat{a}_0 \cdot \hat{b}_3 \cdot \sin 3\hat{\psi}_i - \hat{a}_0 \cdot \hat{y}_i + 2\hat{a}_1 \hat{a}_2 \cos \hat{\psi}_i \cos 2\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_1 \hat{a}_3 \cos \hat{\psi}_i \cos 3\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_2 \hat{a}_3 \cos 2\hat{\psi}_i \cos 3\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_1 \hat{b}_1 \cos \hat{\psi}_i \sin \hat{\psi}_i + 2\hat{a}_1 \hat{b}_2 \cos \hat{\psi}_i \sin 2\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_1 \hat{b}_3 \cos \hat{\psi}_i \sin 3\hat{\psi}_i - 2\hat{a}_1 \hat{y}_i \cos \hat{\psi}_i + 2\hat{a}_2 \hat{a}_3 \cos 2\hat{\psi}_i \cos 3\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_2 \hat{b}_1 \cos 2\hat{\psi}_i \sin \hat{\psi}_i + 2\hat{a}_2 \hat{b}_2 \cos 2\hat{\psi}_i \sin 2\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_2 \hat{b}_3 \cos 2\hat{\psi}_i \sin 3\hat{\psi}_i - 2\hat{a}_2 \hat{y}_i \cos 2\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_3 \hat{b}_1 \cos 3\hat{\psi}_i \sin \hat{\psi}_i + 2\hat{a}_3 \hat{b}_2 \cos 3\hat{\psi}_i \sin 2\hat{\psi}_i + 2\hat{a}_3 \hat{b}_3 \cos 3\hat{\psi}_i \sin 3\hat{\psi}_i - 2\hat{a}_3 \hat{y}_i \cos 3\hat{\psi}_i + 2\hat{b}_1 \hat{b}_2 \sin \hat{\psi}_i \sin 2\hat{\psi}_i + 2\hat{b}_1 \hat{b}_3 \sin \hat{\psi}_i \sin 3\hat{\psi}_i - 2\hat{b}_1 \hat{y}_i \sin \hat{\psi}_i + 2\hat{b}_2 \hat{b}_3 \sin 2\hat{\psi}_i \sin 3\hat{\psi}_i - 2\hat{b}_2 \hat{y}_i \sin 2\hat{\psi}_i - 2\hat{b}_3 \hat{y}_i \sin 3\hat{\psi}_i \right]$$

În această expresie paranteza mare „ [ ] ” trebuie <sup>sumare</sup> înțeleasă de 1 la  $L$ , unde  $L \gg 3$ .

Se definesc următoarele condiții la limită

$$\begin{cases} \hat{\psi} = 0 \Rightarrow \hat{\xi} = 1 \wedge \hat{\eta} = 0 \\ \hat{\psi} = \pi \Rightarrow \hat{\xi} = 0 \wedge \hat{\eta} = 0 \end{cases} \quad (3.36)$$

care conduc la relațiile:

$$\begin{cases} \frac{\hat{a}_0}{2} + \hat{a}_1 + \hat{a}_2 + \hat{a}_3 = 0 \\ \frac{\hat{a}_0}{2} - \hat{a}_1 + \hat{a}_2 - \hat{a}_3 = 0 \end{cases} \quad (3.37)$$

din sistemul (3.37) rezultă:

$$\begin{cases} \hat{a}_0 + 2 \cdot \hat{a}_2 = 0 \\ \hat{a}_1 + \hat{a}_3 = 0 \end{cases} \quad (3.38)$$

Și acum sistemul de ecuații normale, care duce la determinarea coeficienților polinomului trigonometric, rezultă din:

$$\begin{cases} \frac{\partial V(\hat{a}_j, \hat{b}_k)}{\partial \hat{a}_j} = 0 & ; j = 2, 3 \\ \frac{\partial V(\hat{a}_j, \hat{b}_k)}{\partial \hat{b}_k} = 0 & ; k = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (3.39)$$

Se efectuează derivatele (3.39), se înlocuiesc condițiile la limită (3.38) și rezultă sistemul de ecuații normale:

$$\begin{cases} (C_1 - C_2) \cdot \hat{a}_2 + (C_3 - C_4) \cdot \hat{a}_3 + C_5 \hat{b}_1 + C_6 \hat{b}_2 + C_7 \hat{b}_3 = L_1 \\ (C_3 - C_8) \cdot \hat{a}_2 + (C_9 - C_{10}) \cdot \hat{a}_3 + C_{11} \hat{b}_1 + C_{12} \hat{b}_2 + C_{13} \hat{b}_3 = L_2 \\ (C_5 - C_{14}) \cdot \hat{a}_2 + (C_{11} - C_{15}) \cdot \hat{a}_3 + C_{16} \hat{b}_1 + C_{17} \hat{b}_2 + C_{18} \hat{b}_3 = L_3 \\ (C_6 - C_{19}) \cdot \hat{a}_2 + (C_{12} - C_{20}) \cdot \hat{a}_3 + C_{17} \hat{b}_1 + C_{21} \hat{b}_2 + C_{22} \hat{b}_3 = L_4 \\ (C_7 - C_{23}) \cdot \hat{a}_2 + (C_{13} - C_{24}) \cdot \hat{a}_3 + C_{18} \hat{b}_1 + C_{22} \hat{b}_2 + C_{25} \hat{b}_3 = L_5 \end{cases} \quad (3.40)$$

Sistemul de ecuații (3.40) are cinci ecuații cu cinci necunoscute:  $\hat{a}_2$ ,  $\hat{a}_3$ ,  $\hat{b}_1$ ,  $\hat{b}_2$  și  $\hat{b}_3$ .

Coeficienții ecuațiilor sînt de forma:

$$C_1 = \sum_{i=1}^M \cos^2 2\hat{\psi}_i ; \quad C_2 = \sum_{i=1}^M \cos 2\hat{\psi}_i ; \quad C_3 = \sum_{i=1}^M \cos 3\hat{\psi}_i \cdot \cos 2\hat{\psi}_i$$

$$C_4 = \sum_{i=1}^M \cos \hat{\psi}_i \cdot \cos 2\hat{\psi}_i ; \quad C_5 = \sum_{i=1}^M \sin \hat{\psi}_i \cdot \cos 2\hat{\psi}_i$$

$$C_6 = \sum_{i=1}^M \sin 2\hat{\psi}_i \cdot \cos 2\hat{\psi}_i ; \quad C_7 = \sum_{i=1}^M \sin 3\hat{\psi}_i \cdot \cos 2\hat{\psi}_i$$

$$C_8 = \sum_{i=1}^M \cos 3\hat{\psi}_i ; \quad C_9 = \sum_{i=1}^M \cos^2 3\hat{\psi}_i ; \quad C_{10} = \sum_{i=1}^M \cos \hat{\psi}_i \cdot \cos 3\hat{\psi}_i$$

$$C_{11} = \sum_{i=1}^M \sin \hat{\psi}_i \cdot \cos 3\hat{\psi}_i ; \quad C_{12} = \sum_{i=1}^M \sin 2\hat{\psi}_i \cdot \cos 3\hat{\psi}_i$$

$$C_{13} = \sum_{i=1}^M \sin 3\hat{\psi}_i \cdot \cos 3\hat{\psi}_i ; \quad C_{14} = \sum_{i=1}^M \sin \hat{\psi}_i ; \quad C_{15} = \sum_{i=1}^M \cos \hat{\psi}_i \cdot \sin \hat{\psi}_i$$

$$C_{16} = \sum_{i=1}^M \sin^2 \dot{\psi}_i ; C_{17} = \sum_{i=1}^M \sin 2 \dot{\psi}_i \cdot \sin \dot{\psi}_i ; C_{18} = \sum_{i=1}^M \sin 3 \dot{\psi}_i \cdot \sin \dot{\psi}_i ;$$

$$C_{19} = \sum_{i=1}^M \sin 2 \dot{\psi}_i ; C_{20} = \sum_{i=1}^M \cos \dot{\psi}_i \cdot \sin 2 \dot{\psi}_i ; C_{21} = \sum_{i=1}^M \sin^2 2 \dot{\psi}_i ;$$

$$C_{22} = \sum_{i=1}^M \sin 3 \dot{\psi}_i \cdot \sin 2 \dot{\psi}_i ; C_{23} = \sum_{i=1}^M \sin 3 \dot{\psi}_i ;$$

$$C_{24} = \sum_{i=1}^M \cos \dot{\psi}_i \cdot \sin 3 \dot{\psi}_i ; C_{25} = \sum_{i=1}^M \sin^2 3 \dot{\psi}_i$$

și termenii liberi:

$$L_1 = \sum_{i=1}^M \dot{y}_i \cdot \cos 2 \dot{\psi}_i ; L_2 = \sum_{i=1}^M \dot{y}_i \cdot \cos 3 \dot{\psi}_i ; L_3 = \sum_{i=1}^M \dot{y}_i \cdot \sin \dot{\psi}_i$$

$$L_4 = \sum_{i=1}^M \dot{y}_i \cdot \sin 2 \dot{\psi}_i ; L_5 = \sum_{i=1}^M \dot{y}_i \cdot \sin 3 \dot{\psi}_i$$

Rezolvarea sistemului de ecuații (3.40) fiind laborioasă se necesită utilizarea calculatorului electronic, metoda expusă fiind complet programabilă.

Iacă numărul coordonatelor care definesc profilul dat este suficient de mare, atunci abaterile profilului aproximat prin polinom trigonometric față de profilul dat sînt neglijabile.

Spre exemplu, descriind un profil prin ecuațiile (3.33) cu următoarele valori ale coeficienților:

$$\begin{array}{ll} \hat{a}_0 = 0,06548 & \hat{b}_1 = 0,04944 \\ \hat{a}_1 = -0,00230 & \hat{b}_2 = -0,01276 \\ \hat{a}_2 = -0,03274 & \hat{b}_3 = -0,00797 \\ \hat{a}_3 = 0,00230 & \end{array}$$

pentru profilul aproximat s-au obținut coeficienții:

$$\begin{array}{ll} \hat{a}_0 = 0,06548 & \hat{b}_1 = 0,04944 \\ \hat{a}_1 = -0,00230 & \hat{b}_2 = -0,01276 \\ \hat{a}_2 = -0,03274 & \hat{b}_3 = -0,00798 \\ \hat{a}_3 = 0,00230 & \end{array}$$

Se observă că numai coeficienții  $\hat{b}_3$  prezintă o diferență neglijabilă, ceea ce justifică limitarea  $\hat{b}_0 = 0$ .

Numărul de coordonate ale profilului ce s-au introdus în calculul de aproximare a fost 37.

În situația în care se dispune de un număr mai mic de coordonate pentru profilul aproximat este necesar să se efectueze și calculul erorilor. În cazul unor erori mari se impune mărirea numărului de coordonate pentru profil, sau a coeficienților polinomului trigonometric ( $N_0 > 3$ ).

Revvenind la sistemul de ecuații (2.161), acesta se poate scrie în felul următor:

$$\begin{cases} \dot{x}(\dot{\psi}) = \frac{1}{2} (1 + \cos \dot{\psi}) \\ \dot{y}(\dot{\psi}) = [\dot{y}_s(\dot{\psi}) + \dot{y}_g(\dot{\psi})] = \frac{\dot{a}_0}{2} + \sum_{n=1}^{N_0} [\dot{a}_n \cos(n\dot{\psi}) + \dot{b}_n \sin(n\dot{\psi})] \end{cases} \quad (3.41)$$

unde:

$\dot{y}_s(\dot{\psi}) = \frac{\dot{a}_0}{2} + \sum_{n=1}^{N_0} \dot{a}_n \cos(n\dot{\psi})$  reprezintă funcția scheletului, iar  $\dot{y}_g(\dot{\psi}) = \sum_{n=1}^{N_0} \dot{b}_n \sin(n\dot{\psi})$  reprezintă funcția de grosime.

Cunoscând coeficienții polinomului trigonometric se pot determina grosimea maximă relativă  $\frac{d}{l}$ , săgeata maximă relativă  $\frac{f}{l}$ , precum și pozițiile lor față de bordul de atac al profilului, rezolvând probleme de extremum pentru funcția de grosime și funcția scheletului, astfel:

- grosimea maximă relativă:

$$\frac{d}{l} = 2 \dot{y}_g(\dot{\psi}) \quad \left| \quad \frac{d \dot{y}_g(\dot{\psi})}{d \dot{\psi}} = 0 \right. \quad (3.42)$$

Soluția ecuației:

$$\frac{d \dot{y}_g(\dot{\psi})}{d \dot{\psi}} = \dot{b}_1 \cos \dot{\psi} + 2 \dot{b}_2 \cos(2\dot{\psi}) + 3 \dot{b}_3 \cos(3\dot{\psi}) = 0 \quad (3.43)$$

este  $\dot{\psi}_g$ , care oferă grosimea maximă relativă a profilului:

$$\frac{d}{l} = 2 [\dot{b}_1 \sin \dot{\psi}_g + \dot{b}_2 \sin(2\dot{\psi}_g) + \dot{b}_3 \sin(3\dot{\psi}_g)] \quad (3.44)$$

- poziția relativă a grosimii maxime față de bordul de atac al profilului:



$$\frac{\dot{x}_d}{l} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \dot{\psi}_g \quad (3.45)$$

- săgeata maximă relativă:

$$\frac{f}{l} = \dot{y}_s(\dot{\psi}) \left| \frac{d\dot{y}_s(\dot{\psi})}{d\dot{\psi}} = 0 \right. \quad (3.46)$$

Soluția ecuației:

$$\frac{d\dot{y}_s(\dot{\psi})}{d\dot{\psi}} = -\dot{a}_1 \sin \dot{\psi} - 2\dot{a}_2 \sin(2\dot{\psi}) - 3\dot{a}_3 \sin(3\dot{\psi}) = 0 \quad (3.47)$$

este  $\dot{\psi}_s$  și oferă săgeata maximă relativă a profilului:

$$\frac{f}{l} = \frac{\dot{a}_0}{2} + \dot{a}_1 \cos \dot{\psi}_s + \dot{a}_2 \cos(2\dot{\psi}_s) + \dot{a}_3 \cos(3\dot{\psi}_s) \quad (3.48)$$

- poziția relativă a săgeții maxime față de bordul de atac al profilului este:

$$\frac{\dot{x}_f}{l} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos \dot{\psi}_s \quad (3.49)$$

### Construirea rețelelor de profile cu funcționare reversibilă

O dată determinată parametrii geometrice ai rețelelor de profile, provenite de la paletajul rotoric ales, sau proiectate, se poate trece la construirea rețelelor de profile cu funcționare reversibilă.

Așa după cum s-a arătat, se păstrează scheletul profilului și se modifică funcția de grosime prin adoptarea unei distribuții eliptice.

Profilele astfel obținute sînt definite de sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \dot{x}(\dot{\psi}) = \frac{1}{2} (1 + \cos \dot{\psi}) \\ \dot{y}(\dot{\psi}) = \frac{\dot{a}_0}{2} + \sum_{n=1}^{N_e} \dot{a}_n \cos(n\dot{\psi}) + \dot{b}_1 \sin \dot{\psi} \end{cases} \quad (3.50)$$

$$b_1 = \frac{1}{2} \frac{d}{l} \quad (3.51)$$

Și aici coarda profilelor se consideră egală cu unitatea, ceea ce duce la simplificarea calculului și conferă un grad mai mare de generalizare a rezultatelor.

Fig.48, 49, 50 și 51 prezintă rețelele de turbine axiale și pompe axiale, precum și rețelele reversibile obținute din acestea.

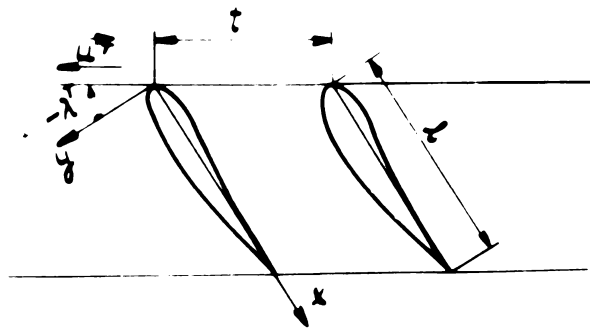


fig.48  
Rețea de turbină axială

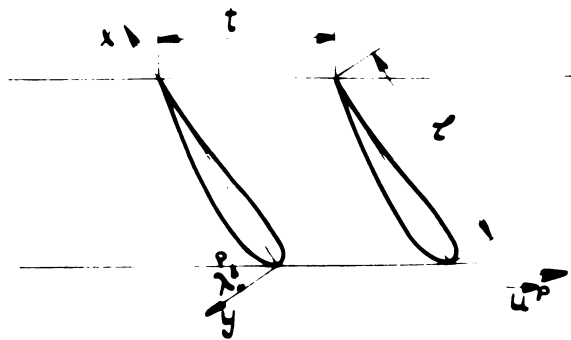


fig.49  
Rețea de pompă axială

Rețelele de profile din fig.50 și 51 reprezintă rețelele obținute la o rază oarecare, de calcul, a rotorului axial reversibil.

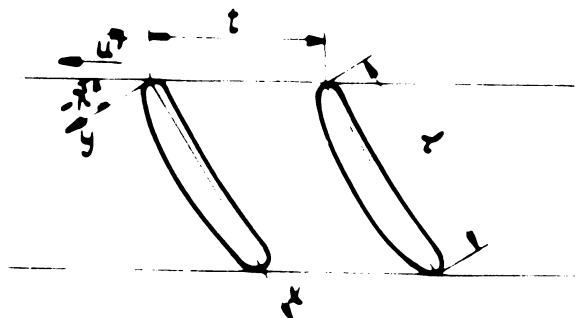


fig.50  
Rețea de turbină axială reversibilă

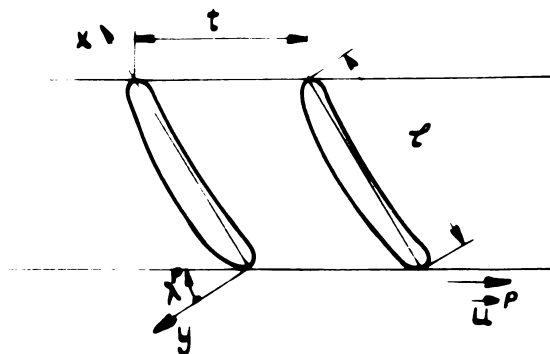


fig 51

Rețea de pompă axială reversibilizată

### 3.5. Bazele teoretice ale conceției profilelor reversibile

Pentru a ilustra bazele teoretice și modul de aplicare al metodei de proiectare concepută, se prezintă în continuare calculul unui rotor axial cu funcționare reversibilă pornind de la o rețea de pompă axială dimensionată pe baza parametrilor amenajării de la stația de pompare Frâsinet - Preasa de pe valea Mostiștei, prezentați în paragraful 3.3.

Pornind de la acești parametri s-au calculat elementele asimptotice rotorului de pompă axială și parametrii geometrici ai rețelelor de profile din secțiunile de calcul, care se prezintă în tabelul nr.2. Acestor elemente asimptotice și parametrii geometrici le corespunde paleta de pompă axială din fig.52.

Determinarea parametrilor geometrici, calculul rețelelor de profile plane rectilinii, construirea paletelor s-au făcut conform celor arătate în capitolele și paragrafele anterioare.

Tot în paragraful 3.3 se prezintă și corelația elementelor asimptotice rotorului reversibil, Tabelele nr.3, 4 și 5. Așa cum s-a precizat lucrarea dezvoltă teoria profilelor reversibile cu simplă curbură, cazul  $H^T > H^P$ , concret  $H^T = 12$  m, Tabelul nr.4.

Procedând, în continuare, conform metodologiei prezentată se îmbracă scheletele de pompă axială cu distribuții de grosimi eliptice, obținându-se noile profile cu funcționare reversibilă.

Prin asamblarea acestor profile la unghiurile de instalare cunoscute, rezultă paleta pentru rotorul de mașină hidraulică axială

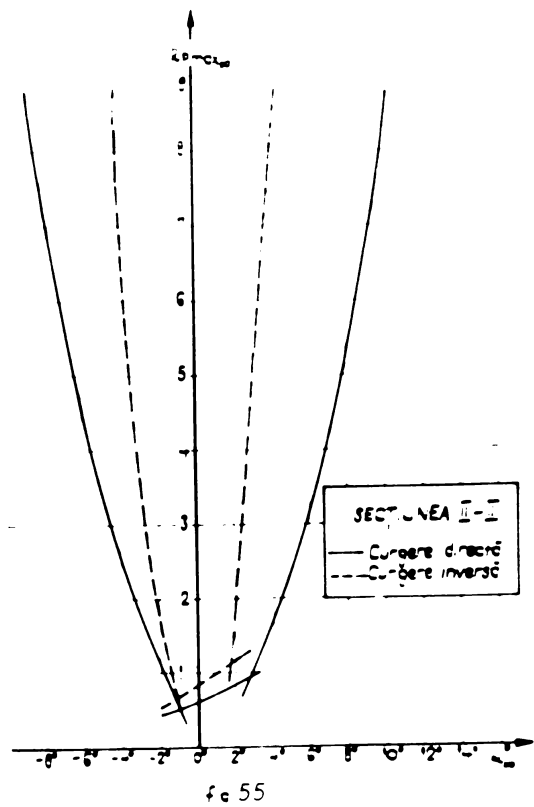
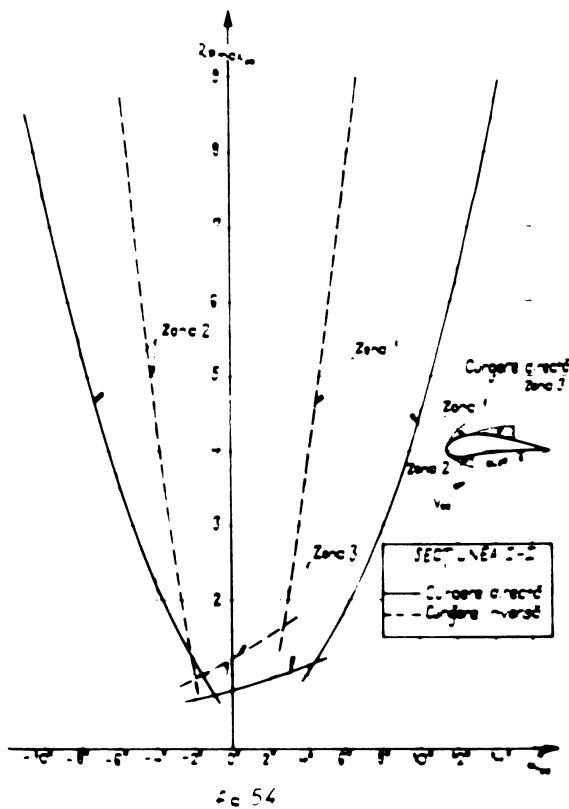
reversibilă , fig.53.

Paletele din fig.52 și 53 se prezintă numai schematic deoarece rotorul reversibil obținut, prin performanțele sale energo-cavitacionale, a intrat în arhiva de modele I.C.P.E.H. Neștița (vezi paragraful 3.7).

În continuare atit profilele simple cît și cele reversibile sînt supuse unor analize teoretice cu ajutorul caracteristicilor  $k_{p_{max \infty}} = f(\alpha_{\infty})$  și  $C_A = f(\alpha_{\infty})$ , pentru a scoate în evidență elementele care au stat la baza metodei de proiectare concepută.

În cadrul acestui exemplu curgerea directă corespunde regimului de pompare, iar curgerea inversă corespunde regimului de turbinare.

Curbele de sensibilitate la cavitație din fig.54, 55, 56, 57 și 58 prezintă o imagine asupra funcționării cavitacionale a profilelor simple (dispuse în rețele), în condiții directe și inverse de curgere și totodată completează cercetările teoretice și experimentale din [21] și [22].



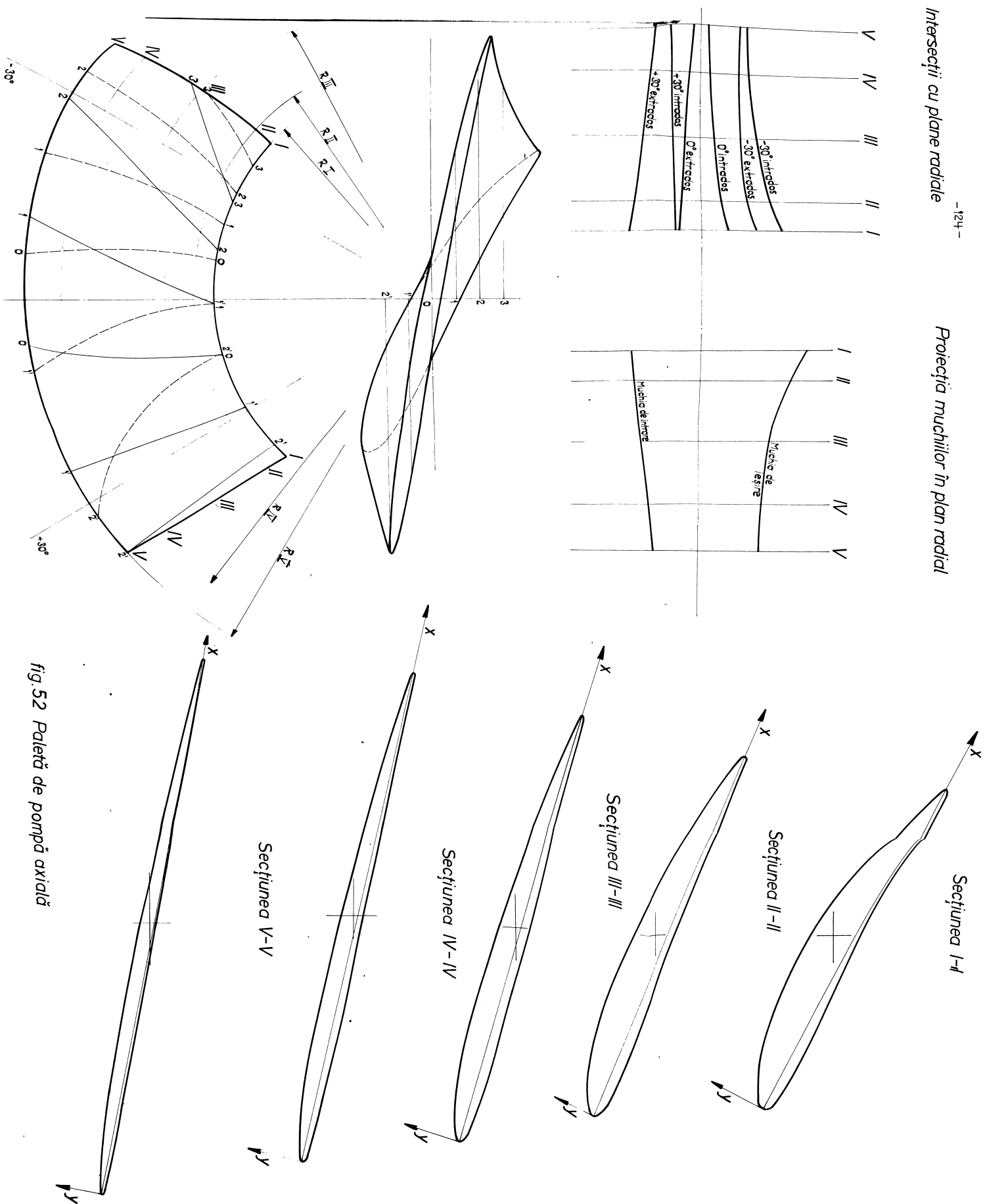
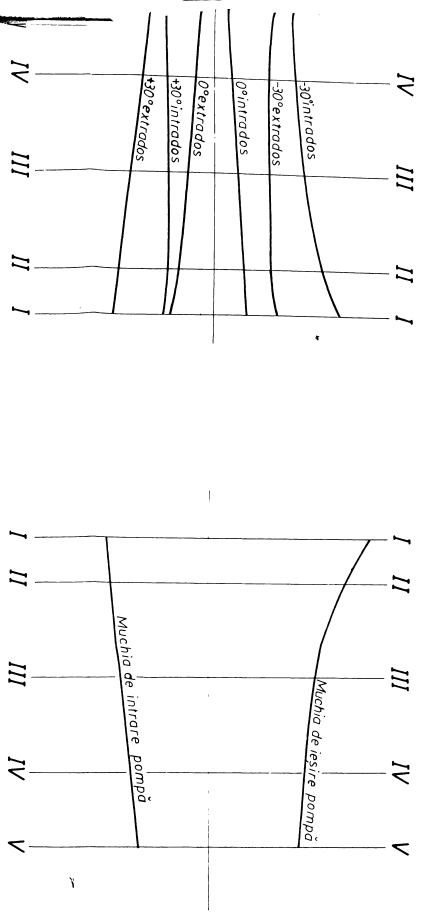


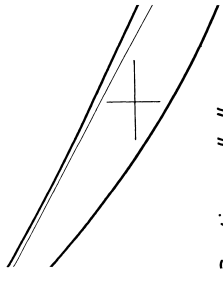
fig. 52 Paletă de pompă axială

TERSECȚII CU PLANE RADIALE

PROIECȚIILE MUCHILOR ÎN PLAN RADIAL

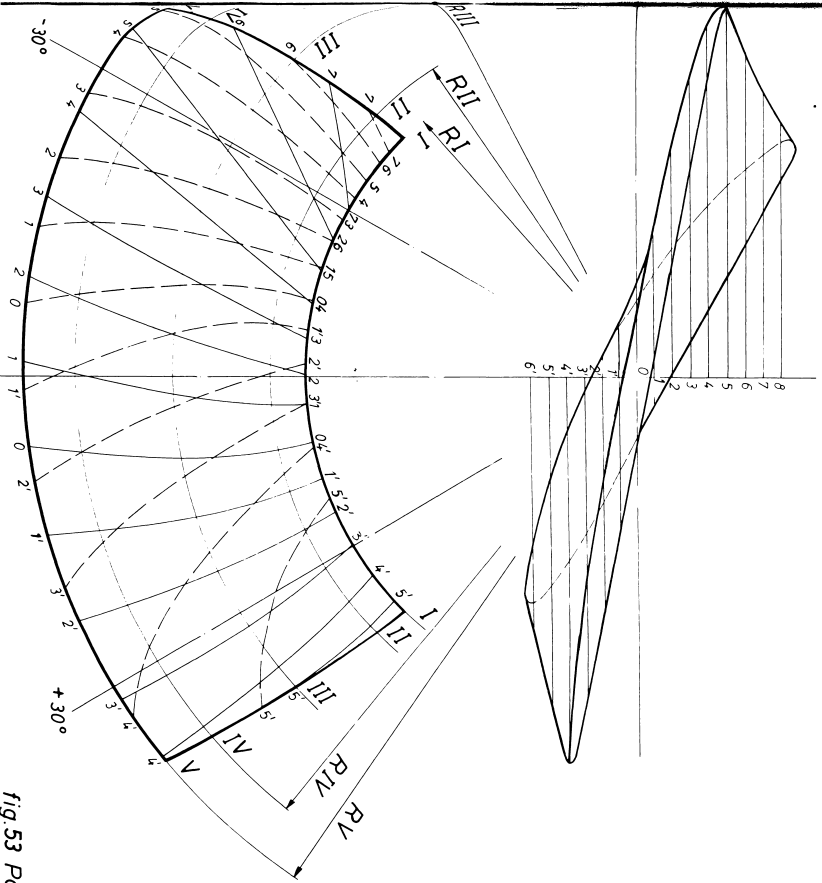


Secțiunea II-II

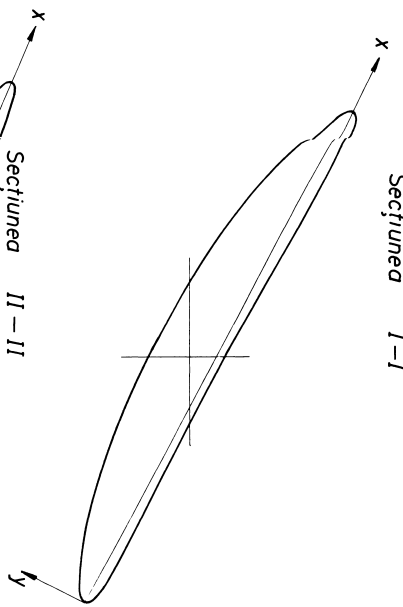


Secțiunea I-I

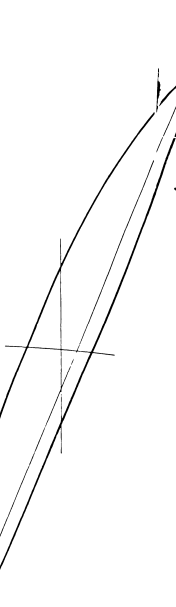
hft



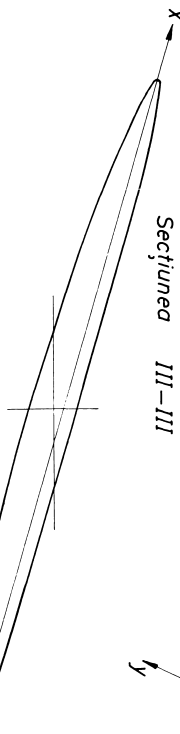
Secțiunea I-I



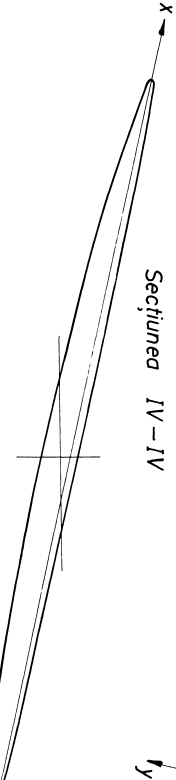
Secțiunea II-II



Secțiunea III-III



Secțiunea IV-IV



Secțiunea V-V

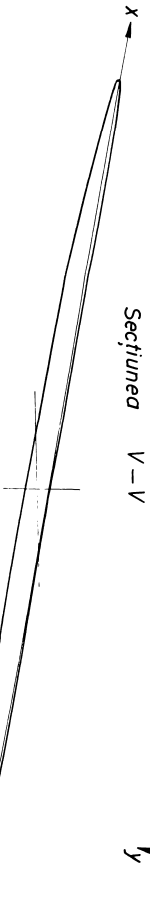
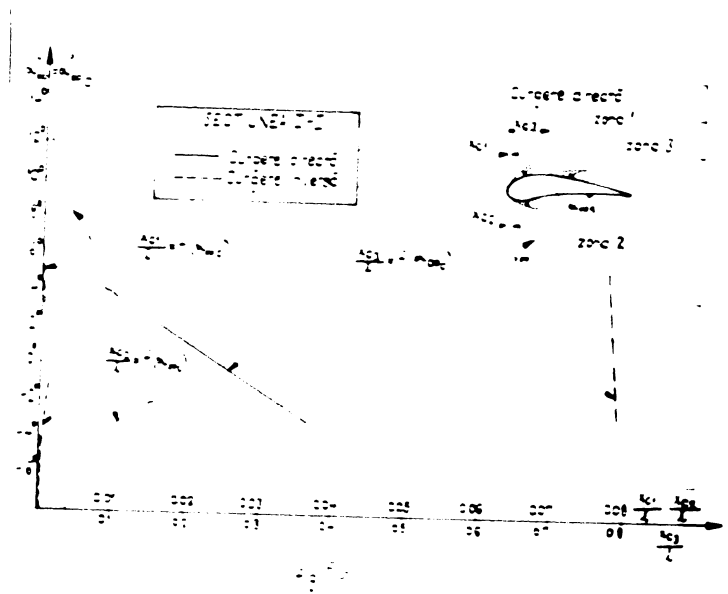
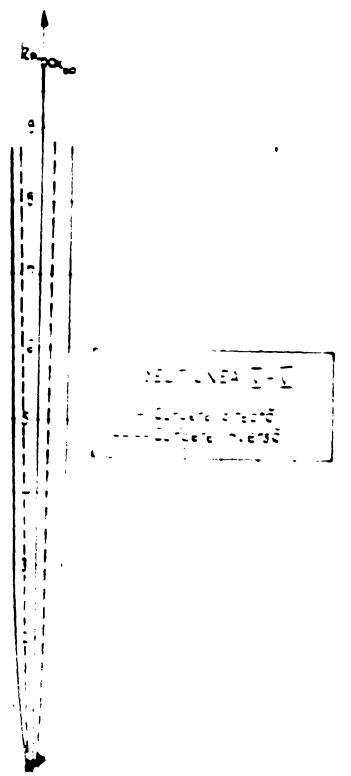
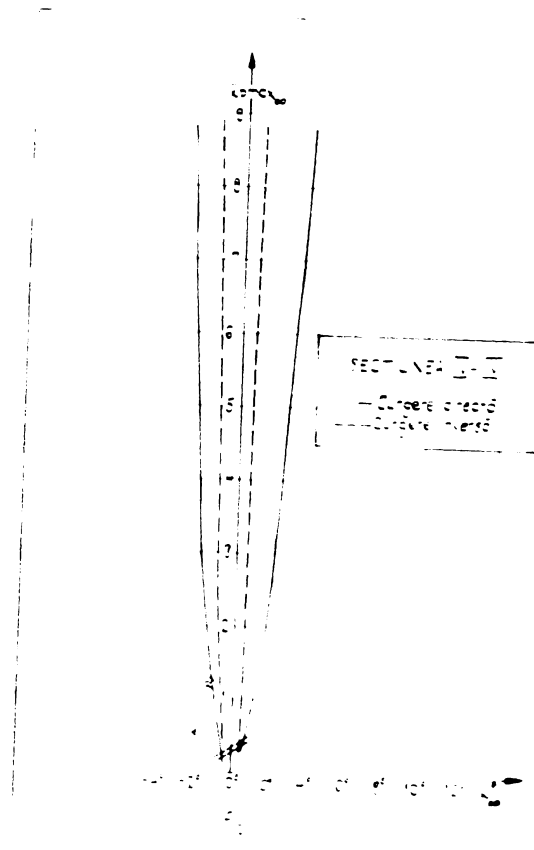
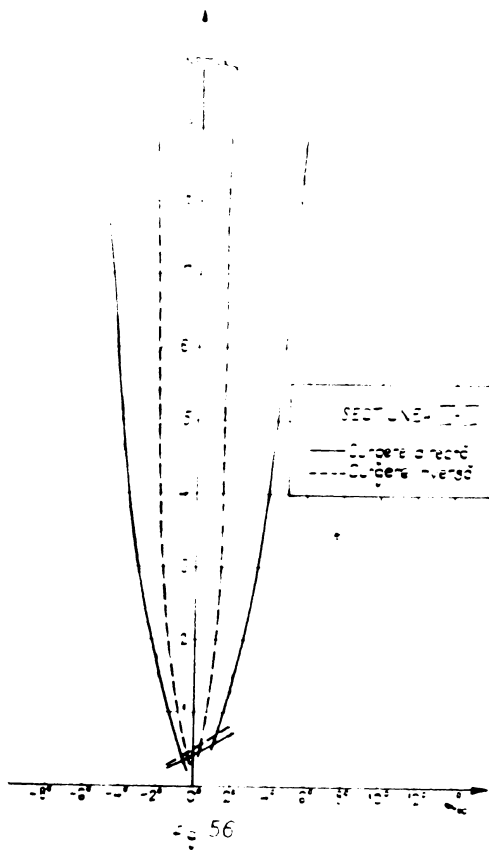


fig.53 Paleta rotorului axial reversibil



Așa cum era de așteptat, profilele tuturor secțiunilor de calcul prezintă o majorare esențială a coeficientului de minimă presiune în condițiile inverse de curgere, ceea ce duce la o micșorare a domeniului de funcționare fără cavitație. Acest domeniu se micșorează de două ori pentru toate secțiunile de calcul.

Dacă în zona 3 diferențele între  $k_{p_{max\infty}}$  nu depășesc 70 %, în zonele 1 și 2 coeficienții de depresiune maximă în curgere inversă cresc foarte mult, de 3 + 4 ori în zona incidentelor cuprinse între  $- 8^\circ$  +  $+ 10^\circ$  la secțiunea de la butuc, respectiv  $- 1^\circ$  +  $+ 1^\circ$  la secțiunea de la periferie.

Pozițiile mininelor de presiune sînt oferite de curbele  $\alpha_{oc} = f\left(\frac{x}{R}\right)$  din fig.59. În cazul curgerii inverse bordul de fugă al profilului devine bord de atac. În această situație minilele de presiune din zonele 1 și 2 sînt foarte apropiate de acest bord, dar în zona 3 se constată o deplasare accentuată a minimului de presiune către bordul de fugă (bordul de atac în cazul curgerii directe). Acest fenomen duce la desprinderea curentului în apropierea bordului de fugă în condiții de curgere inversă, ceea ce mărește considerabil rezistența la înaintare.

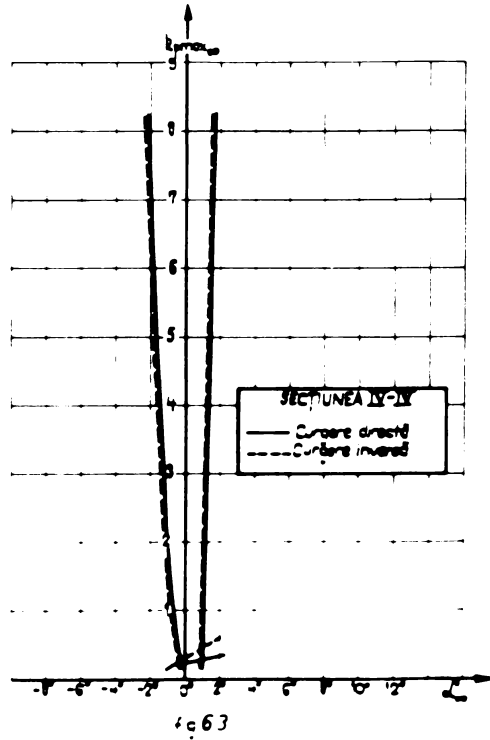
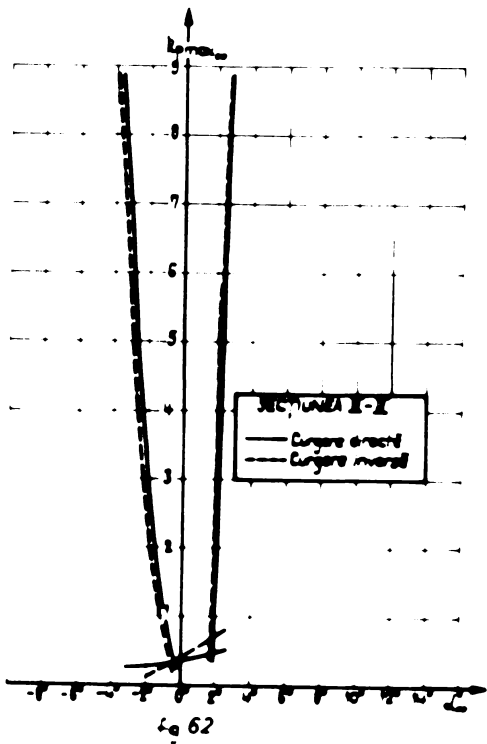
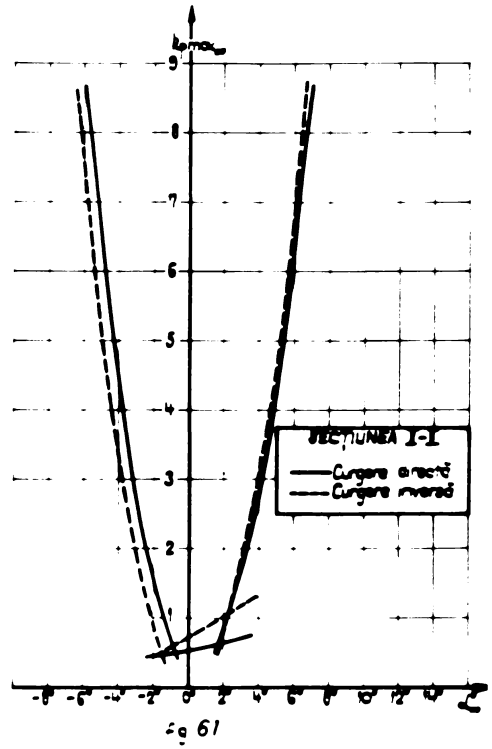
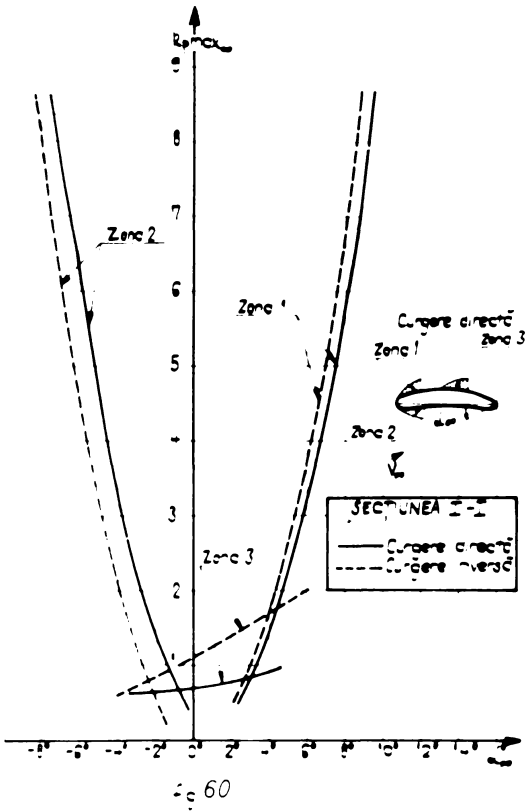
Deci și pe baza acestei analize teoretice, cu ajutorul curbelor de sensibilitate la cavitație, rezultă ca nerățională utilizarea unei palete simple, de turbină axială, sau pompă axială, pentru funcționare reversibilă.

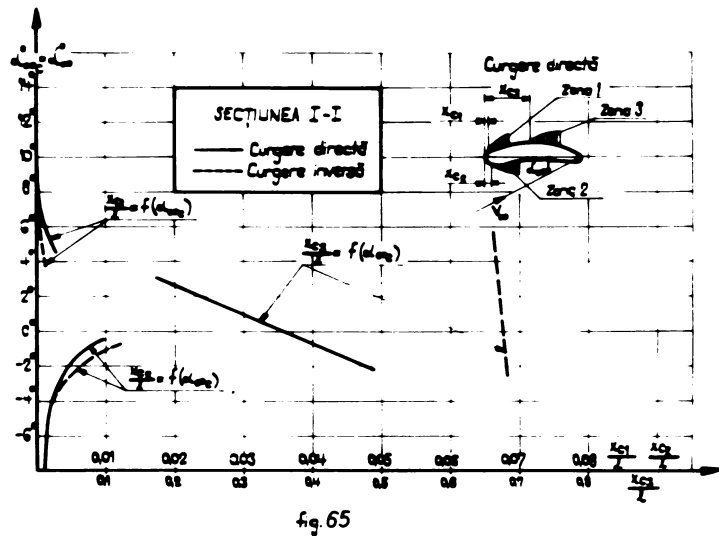
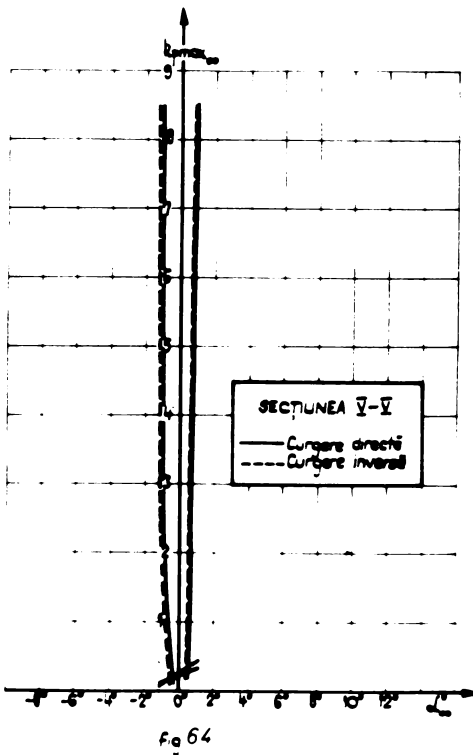
Funcționarea cavitațională a profilelor reversibile este prezentată cu ajutorul curbelor de sensibilitate la cavitație din fig.60, 61, 62, 63 și 64.

Din aceste figuri rezultă că profilele reversibile prezintă un domeniu de funcționare fără cavitație cu 40 % mai mic decît al profilelor simple în curgere directă și cu 60 % mai mare decît al acestor profile în cazul curgerii inverse.

De asemenea, la profilele reversibile se observă o apropiere foarte mare între curbele de sensibilitate la cavitație pentru curgere directă și inversă, ceea ce determină diferențe mici între coeficienții de cavitație în cele două regiuni.







Minimele de presiune din zonele 1 și 2 apar mai aproape de bordurile de atac în ambele regimuri de curgere, decât în cazul profilului simplu de curgere directă (fig.65).

Minimul de presiune din zona 3, în curgere inversă, se apropie de jumătatea profilului, ceea ce determină o distribuție de presiuni ce micșorează pericolul desprinderilor și duce la scăderea pierderilor hidraulice.

Pentru estimarea regimurilor optime de funcționare, atât la pompare cât și la turbinare, s-au construit caracteristicile  $C_A = f(\alpha_\infty)$ , teoretice care se racordează cu elementele asimptotice stabilite în paragraful 3.3.

Fig. 66, 67, 68, 69 și 70 reprezintă caracteristicile  $C_A = f(\alpha_\infty)$  ale profilelor simple și reversibile, corespunzătoare secțiunilor de calcul ale paletelor, în curgere directă (pompare). Diferențele dintre aceste caracteristici sînt neglijabile. Egali-tatea acestor coeficienți de portanță constituie un element im-portant de care se va ține cont la analiza regimurilor optime de funcționare a rotoarelor proiectate (paragraful 3.7).

În fig.71, 72, 73, 74 și 75, s-au ridicat caracteristi-cile  $C_A = f(\alpha_\infty)$  pentru profilele paletelor reversibile în cele

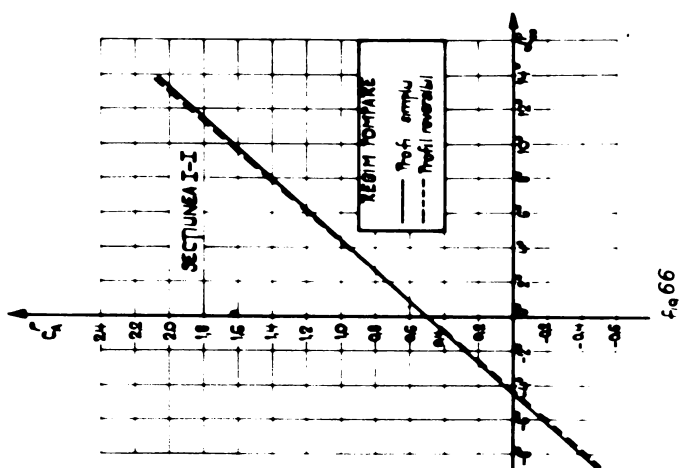
două regimuri de funcționare (pompare - turbinare). Se observă diferențe mai mari între aceste curbe în secțiunile de la butuc și mai mici în secțiunile de la periferie. Aceste diferențe se datoresc circulațiilor diferite ce se realizează în jurul profilelor în cele două regimuri de funcționare specifice rețelelor decelerată și accelerată. În felul acesta se obține o diferență între căderea ce se prelucrează la turbine și înălțimea de pompare ce se realizează la pompare, în regimurile optime de funcționare.

În concluzie, acest tip de paletă reversibilă realizează întotdeauna o diferență între cădere și înălțimea de pompare, în sensul că înălțimea de pompare ce se realizează la regimul optim la pompare este mai mică decât căderea la regimul optim de turbinare.

În felul acesta se confirmă rezultatele obținute pe altă cale, în paragraful 3.3.

Calculul condițiilor asimptotice efectuat pentru  $H^T = 12$  m, paragraful 3.3. Tabelul nr.4, indică o corelație  $C_A = f(\alpha_\infty)$  diferită de cea care se realizează în fig. 71, 72, 73, 74 și 75. De exemplu, din Tabelul nr.4 la  $\alpha_\infty = 2,73^\circ$  și  $\theta = -2^\circ$  rezultă  $C_A^T = 0,78103$ , iar în fig.71 la  $\alpha_\infty = 2,73^\circ$  corespunde  $C_A^T = 1,22$ .

Aceste diferențe se mențin pentru toate secțiunile de calcul. Ele se micșorează sensibil pentru  $\theta = -1^\circ$ . Pentru acest  $\theta$ ,  $\alpha_{\infty r}$  se micșorează în consecință. Coeficienții de portanță, pentru aceste incidente, obținuți din fig.71, 72, 73, 74 și 75 se apropie de cei prezentați în Tabelul nr.4. Ținând cont și de faptul că valorile teoretice  $C_A$  sînt cu 15 % mai mari decât în realitate, se apreciază că valoarea unghiului  $\theta$  este cuprinsă între  $-1^\circ$  și  $-2^\circ$ .



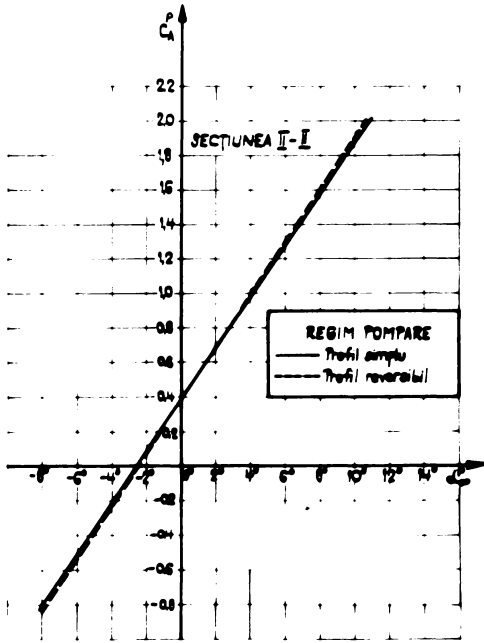


fig 67

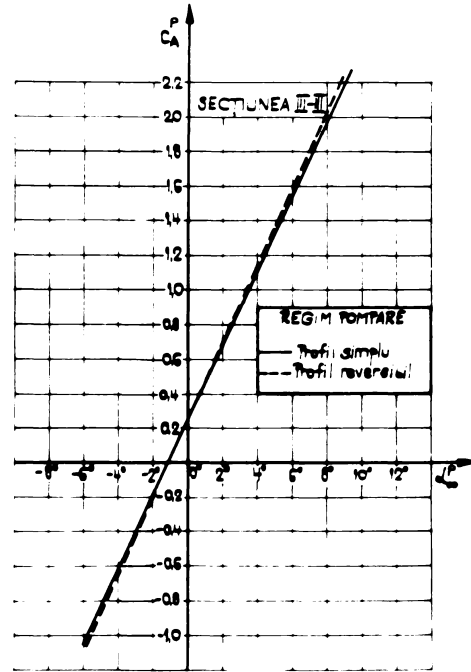


fig 68

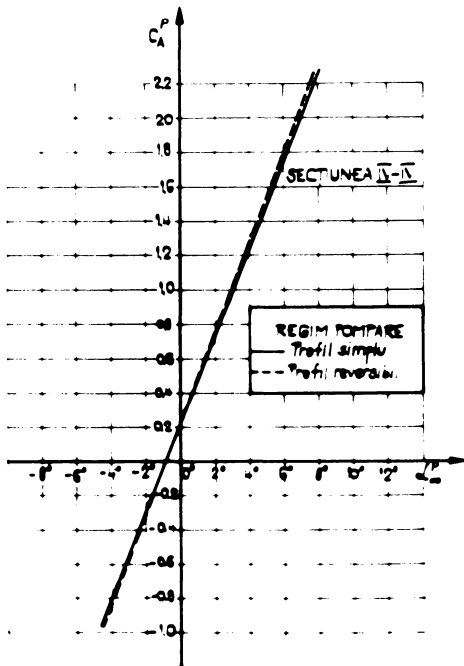


fig 69

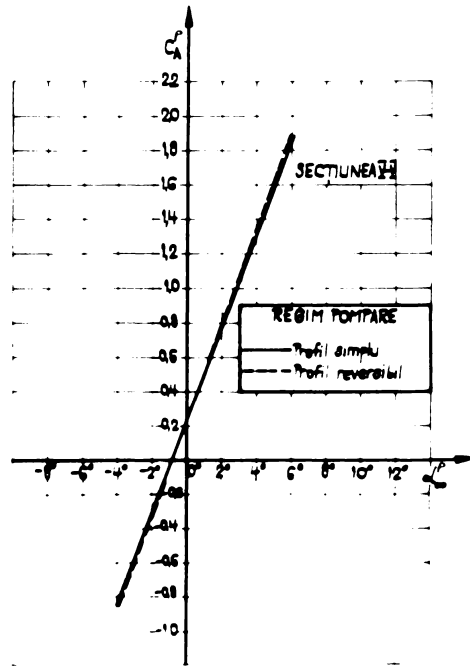


fig 70

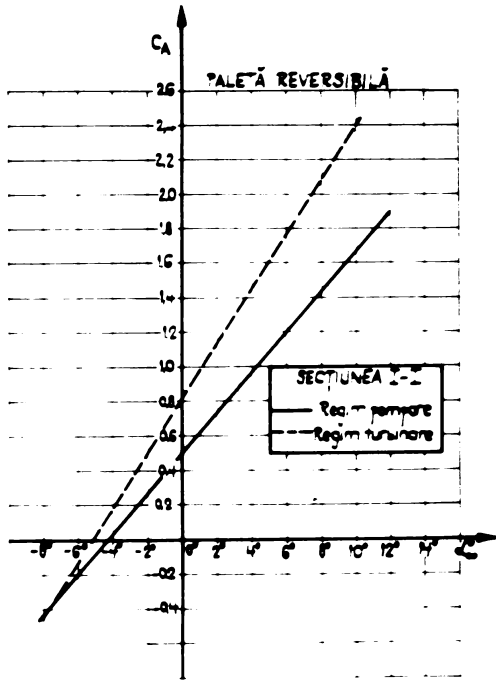


fig 71

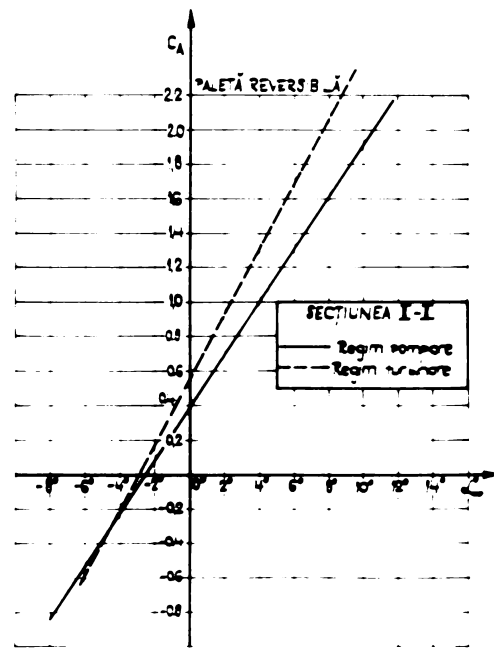


fig 72

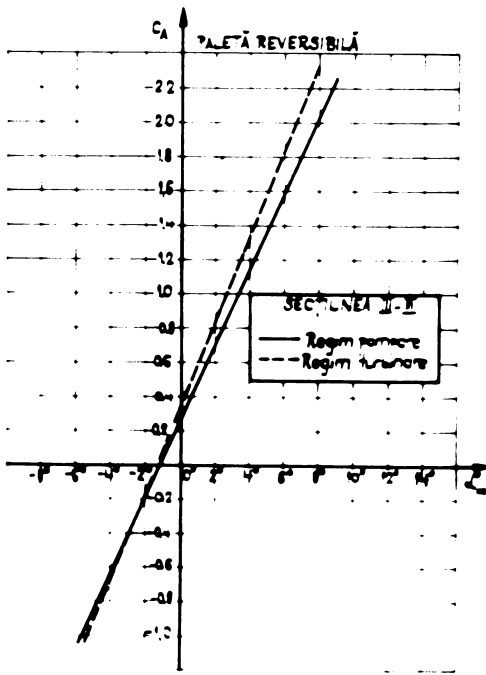


fig 73

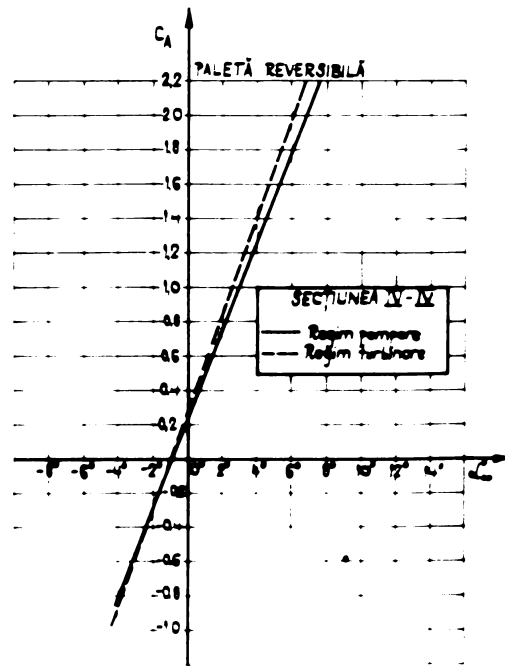


fig 74

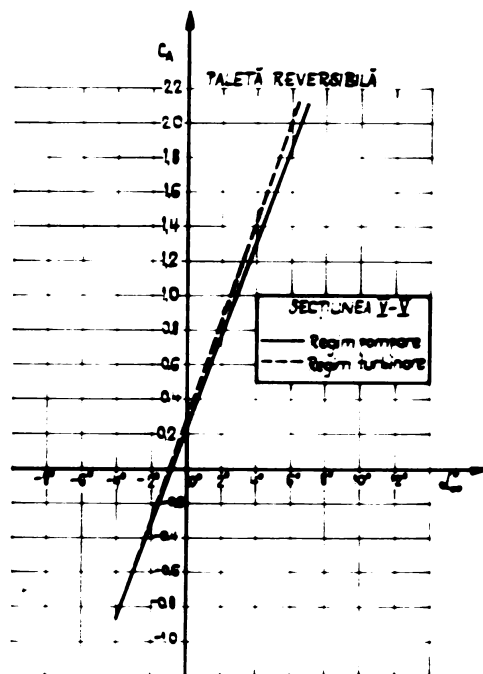


Fig. 75

Din cele prezentate în acest paragraf au rezultat justificările teoretice care au stat la baza metodei de proiectare propusă pentru rotoarele de mașini hidraulice axiale reversibile. Confirmarea experimentală este arătată în paragraful 3.7.

### 3.6. Construirea paletelor reversibile, aplicarea metodei

Construirea paletelor reversibile nu prezintă nici un fel de dificultăți. Profilele reversibile, din secțiunile de calcul, se montează la unghiurile de instalare stabilite.

Centrele de rotație ale profilelor se pot păstra, în situația în care parametrii geometrici provin de la palete cunoscute, sau se stabilesc pe baza unui criteriu unic așa cum s-a arătat în paragraful 2.5.

În cazul paletelor reversibile este indicată corelarea poziției axei paletelor rotorului cu măsurători sau calcule de momente hidraulice (cap.4) datorită faptului că aceeași paletă cumulează funcțiuni duble (turbinare - pompare). Este necesar să se procedeze în acest mod pentru a obține o distribuție de forțe și momente favorabilă reglajului paletelor rotative în cele două regimuri.

În cele ce urmează se prezintă schemele logice după care se aplică la I.C.P.E.H. metoda prezentată.

Modul de aplicare al metodei nu mai este necesar a se arăta, deoarece el rezultă foarte clar din paragraful 3.4, de aceea în continuare se prezintă schema logică pentru cazul I - atunci când se pornește de la parametri geometrici ai unor rețele de turbine, sau pompe cunoscute și cazul II - când se pornește de la parametri hidroenergetici ai amenajării.

Se prezintă schemele logice generale ale calculului programat efectuat la I.C.P.E.H. Keșița pe calculatorul PDP/8 L.

Algoritmii de calcul pentru ambele cazuri rezultă ușor.

Cazul I

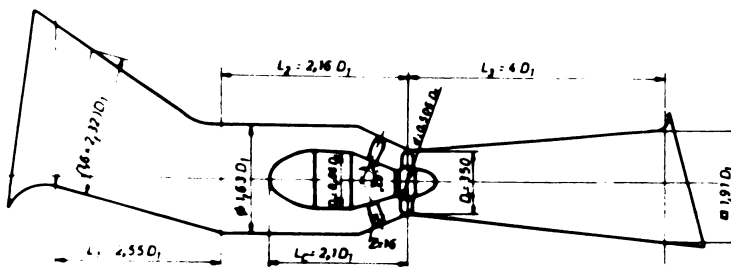
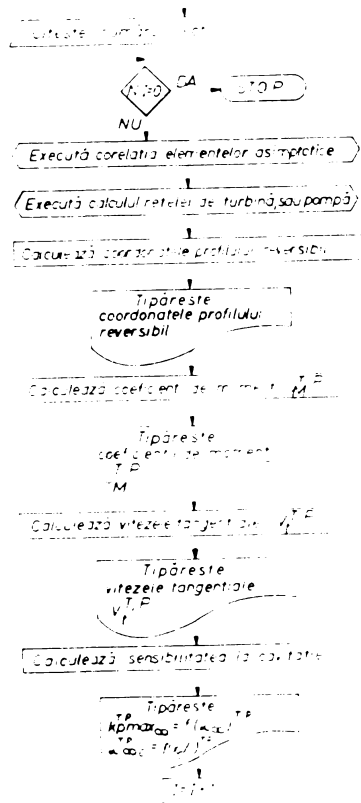
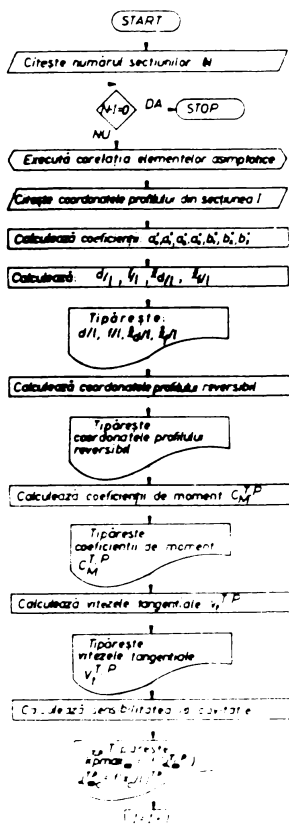


fig. 76

Traseul hidraulic al modelului experimental reversibil

### 3.7. Rezultate experimentale

Cercetările experimentale s-au efectuat în standul de garanție în circuit închis al laboratorului I.C.F.L.N. Meșița, pe un ansamblu de cinci variante de rotoare reversibile, la diametru de 350 mm, concepute după metodologia dezvoltată în această lucrare și care pentru prezentare se vor nota cu IR + SR, iar rotoarele simple de la care provin cu I + 5.

Toate rotoarele au fost încadrate în același traseu hidraulic și încercate în condiții identice.

Modelul experimental este în construcție capsulară (bulb) și se caracterizează prin parametri prezentați în fig.76.

De asemenea, la toate variantele, pentru ambele regimuri (turbinare - pompare) s-a păstrat același aparat director. Acesta este de tipul conic și a fost conceput pentru a satisface în condiții optime varianta I - rotor de turbină.

#### Analiza particulară a rezultatelor experimentale

În continuare se prezintă, pe rând, variantele de rotoare reversibile proiectate și rezultatele experimentale obținute. Se compară aceste rezultate cu cele ale rotoarelor de turbine, sau pompe axiale de la care s-a pornit, pentru a obține certificarea experimentală a metodei de dimensionare concepută. Se prezintă întâi variantele care au la bază rețelele de turbină și apoi cele care provin de la rețele de pompă.

#### Varianta IR

Rotorul varianta IR s-a obținut pornind de la parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile plane rectilinii provenite de la rotorul de turbină bulb KT-10, din nomenclatura I.C.F.L.N. Meșița. Acest rotor, notat pentru prezentare cu varianta I, încercat în modelul al cărui traseu hidraulic se prezintă în fig.76, a realizat în regimul optim:

$$n_{11}^T = 135 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^T = 1,37 \text{ m}^3/\text{s}$$



$$\varphi^T = + 5^\circ$$

randamentul interior  $\eta^T = 88 \%$  și coeficientul de cavitație  
 $\sigma^T = 0,75$ .

Rotorul are patru palete, iar raportul diametrelor este  
 $\frac{d}{D} = 0,3$ , respectiv  $\frac{d_{ef}}{D} = 0,35$ .

Parametrii geometrice ai rețelelor de profile plane rec-  
tilinii de turbină, provenite de la paletaajul rotoric, între butuc  
și periferie sînt:

$$\frac{h}{l} = 0,8 \div 1,2$$

$$\lambda = - 47,4^\circ \div - 75,35^\circ$$

și contururile profilelor caracterizate prin:

$$\frac{d}{l} = 0,142 \div 0,016$$

$$\frac{x_d}{l} = 0,327 \div 0,259$$

$$\frac{r}{l} = 0,082 \div 0,015$$

$$\frac{x_r}{l} = 0,41 \div 0,502$$

Rotorul varianta 1 de la care se pornește fiind de tur-  
bină, regimul predominant de funcționare al mașinii hidraulice  
axiale reversibile va fi de turbinare, iar pentru rotor turbina-  
rea va constitui regimul direct de funcționare.

Paleta pentru rotorul reversibil varianta 1M se obține  
după metodologia prezentată.

Pentru toate variantele de rotoare 1M  $\div$  5M, diametrul  
butucului s-a mărit pentru a satisface în bune condiții regimul  
de pompare. S-a adoptat  $\frac{d_{ef}}{D} = 0,506$ , raport rezultat din proiecta-  
rea variantei 5M, care rezultă din paragrafele 3.3, 3.4, 3.5, 3.6.  
Desigur acest lucru va avea influență asupra comportării energ-  
tice și cavitaționale a noului rotor reversibil, element de care  
se va ține cont la interpretarea rezultatelor experimentale.

Comportarea energetică și cavitațională a modelului de  
mașină hidraulică axială reversibilă echipat cu rotorul varianta  
1M, se prezintă în diagramele universale din fig.77 pentru regi-

mul de turbină și fig.78 pentru regimul de pompă.

Din diagramele universale prezentate în fig.77 și 78 rezultă pentru regimurile optime, parametrii din tabelul nr.7:

Tabelul nr.7

Parametri	$n_{11}$ /rot/min/	$Q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	[%] $\eta$	$\sigma$	$\varphi_0$ [grade]	$\alpha_0$ [grade]
Turbinare	140	1,3	85,3	0,7	+ 6°	50°
Pompare	188	1,25	78,8	0,8	+ 1°	46°

Acești parametri realizează următoarele rapoarte:

$$\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T} = 1,343; \quad \frac{Q_{11}^P}{Q_{11}^T} = 0,961; \quad \frac{\eta^P}{\eta^T} = 0,923; \quad \frac{\sigma^P}{\sigma^T} = 1,142$$

Unghiurile  $\varphi$  și  $\alpha$  sînt unghiurile de poziție ale rotorului, respectiv aparatului director,  $\varphi = 0^\circ$  se obține prin instalarea paletelor la poziția de calcul, iar  $\alpha = 0^\circ$  corespunde paletelor directoare pentru poziția complet închisă.

Pentru a putea efectua o apreciere cît mai riguroasă asupra metodei propuse și rezultatelor obținute, rotorul de turbină varianta 1, ai cărui parametri sînt la baza dimensionării variantei LR, s-a încercat și în regim de pompare prin inversarea sensului de rotație. Regimul optim s-a realizat la:

$$n_{11}^P = 217 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^P = 1,30 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^P = 0^\circ$$

unde s-a obținut un randament interior  $\eta^P = 77 \%$  și un coeficient de cavitație  $\sigma^P = 2,5$ .

Comperînd rezultatele obținute de rotoarele variantele 1 și LR, în cele două regimuri, rezultă următoarele:

### La turbinare

- regimul optim al variantei LR s-a realizat la aproximativ aceeași turație unitară și un debit unitar cu 5 % mai mic;
- randamentul optim al variantei LR este cu 2,7 % mai mic;
- pentru același  $Q_{11}$  coeficientul de cavitație al variantei LR crește cu 10 %

### La pompare

- regimul optim al variantei LR s-a obținut la o turație unitară cu 13 % mai mică și un debit unitar cu 4 % mai mic;
- randamentul optim al variantei LR este cu 1,8 % mai mare;
- coeficientul de cavitație al variantei LR, pentru același  $Q_{11}$  este de 3 ori mai mic

Comportarea energetică și cavitațională a rotorului varianta LR, în comparație cu varianta 1, confirmă rezultatele teoretice prezentate.

Are loc o creștere a randamentului rotorului reversibil LR în regim de pompare, creștere realizată prin profilarea specială care reduce rezistența la înaintare datorită modificării favorabile a distribuției de presiuni pe extradosul profilelor paletei.

Rotorul reversibil prezintă o înrăutățire neglijabilă a funcționării cavitaționale în regimul direct de curgere, în timp ce în regimul invers (pompare) prezintă o îmbunătățire esențială.

Diferența dintre coeficienții de cavitație în regimurile optime este mică ( $\sigma^P - \sigma^T = 0,1$ ), așa cum rezultă și din analiza teoretică făcută cu ajutorul curbelor de sensibilitate la cavitație.

O influență deosebită în ambele regimuri are diametrul butucului care diferă de la varianta 1 la varianta LR, așa cum s-a arătat. În ceea ce privește regimul de turbinare, în /26/, se

demonstrează că valorile mari ale diametrului butucului conduc la condiții caracteristice rețelelor ce realizează pierderi hidraulice minime. În același timp însă, creșterea diametrului butucului determină o majorare a coeficienților de cavitație.

În aceste condiții creșterea diametrului butucului la varianta 1R a contribuit la comportarea energetică foarte bună ( $\eta^T = 85,3$

%) și la majorarea cu 10 % a coeficienților de cavitație față de varianta 1. Aceste performanțe cavitaționale scot în evidență faptul că rețelele de profile reversibile concepute după metoda dezvoltată în această lucrare, au o comportare cavitațională bună, deoarece creșterea coeficienților de cavitație, în condițiile majorării substanțiale a diametrului butucului, este foarte mică. Modificarea diametrului butucului, pe lângă influențe energetice și cavitaționale, este unul din elementele care determină scăderea debitului unitar optim cu 5 %. Această afirmație se bazează pe măsurătorile sovietice asupra rotoarelor K50/642 și K80/642 /51/, care diferă numai prin diametrele butucilor, astfel  $\frac{\sqrt{C_{11}}}{\sqrt{S_1}} = \frac{0,40}{0,45}$ , respectiv  $\frac{0,55}{0,60}$ . Debitul unitar scade de la rotorul cu butuc mic - K50/642, la rotorul cu butuc mare - K80/642 cu 6 %, de la 0,8 m<sup>3</sup>/s la 0,75 m<sup>3</sup>/s.

La pompare, majorarea diametrului butucului determină creșterea înălțimii de pompare prin eliminarea rețelelor de profile ale căror parametri geometrici duc la o funcționare cu pierderi hidraulice mari. Acest fapt este confirmat de măsurătorile experimentale, turația unitară optimă a variantei 1R a scăzut cu 13 % față de cea a variantei 1. Această scădere a turației unitare se datorește numai modificării diametrului butucului, deoarece așa cum se va vedea la varianta 4R unde diametrul butucului a rămas același și turația unitară optimă în regiunea de pompare nu s-a schimbat.

În paragraful 3.5 s-a arătat că între caracteristicile teoretice  $C_A = f(\alpha_\infty)$  pentru profilul simplu și reversibil în curgere directă, există diferențe neglijabile. Egalitatea coeficienților de portanță, pentru același unghi de incidență, în ipoteza neglijării pierderilor hidraulice, atrage egalitatea rapoartelor  $\frac{\Delta V_u}{u_\infty}$  (din ecuația fundamentală a turbinelor axiale, ecuația lui Euler sub forma  $gH = U \cdot \Delta V_u$ , pentru  $u$  și  $H$  același în cadrul celor două rotoare simplu și reversibil, conduce la egalitatea vitezelor asimptotice  $u_\infty$  pentru profilele secțiunilor de cal-

cul. În situația realizării regimurilor optime la aceleași unghiuri de poziție ale paletelor rotorice  $\varphi^0$ , rezultă egalitatea vitezelor medii prin secțiunile de calcul, respectiv egalitatea debitelor prelucrate în regimul direct de funcționare, care în cadrul variantelor I și LR este turbinare. În realitate însă, existența pierderilor hidraulice și a diferențelor de randamente între varianta de rotor simplă și reversibilă determină diferențe între circulații pentru aceeași secțiune de calcul care conduc și la diferențierea regimurilor optime. În toate cazurile rotoarele reversibile au randamente mai mici, în regimurile directe de funcționare, decât rotoarele simple asociate. Aceasta determină, în ipoteza egalității coeficienților de portanță, scăderea debitului prelucrat de rotorul reversibil. În cazul concret al rotoarelor I și LR, diferența dintre randamentele interioare fiind mică (2,7 %), se poate presupune că și diferența dintre circulația pe paletă este mică având o influență la fel de mică asupra scăderii debitului. De menționat că regimurile optime de turbinare se realizează la aproximativ aceleași unghiuri  $\varphi^0$  ale paletelor rotoarelor (variante I la  $\varphi = + 5^\circ$ , varianta LR la  $\varphi = + 6^\circ$ ). În această situație scăderea debitului unitar cu 5 % este atribuită în cea mai mare măsură creșterii diametrului butucului.

Un alt element important în cadrul analizei rezultatelor experimentale este diferența dintre unghiurile de poziție  $\varphi^0$  ale paletelor rotorului reversibil în cele două regimuri optime de funcționare. În paragraful 3.3 se demonstrează, pe baza elementelor asimptotice, existența unui unghi rigid  $\theta$  de rotire a paletei de la poziția optimă de turbinare la poziția optimă de pompare. Pentru modelul analizat, valoarea unghiului  $\theta$  rezultă din tabelul nr.7,  $\theta = \varphi^T - \varphi^P = 5^\circ$ .

În sfârșit, analiza comparativă a variantelor I și LR scoate în evidență scăderea debitului în regim de pompare a variantei LR cu 4 %. Aceasta se datorește majorării butucului cât și diferenței dintre circulațiile ce se dezvoltă în jurul paletelor reversibilă și simplă, așa cum s-a arătat pentru regimul de turbinare.

### Varianta 2R

Motorul cu funcționare reversibilă, varianta 2R, are la bază parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelilor plane

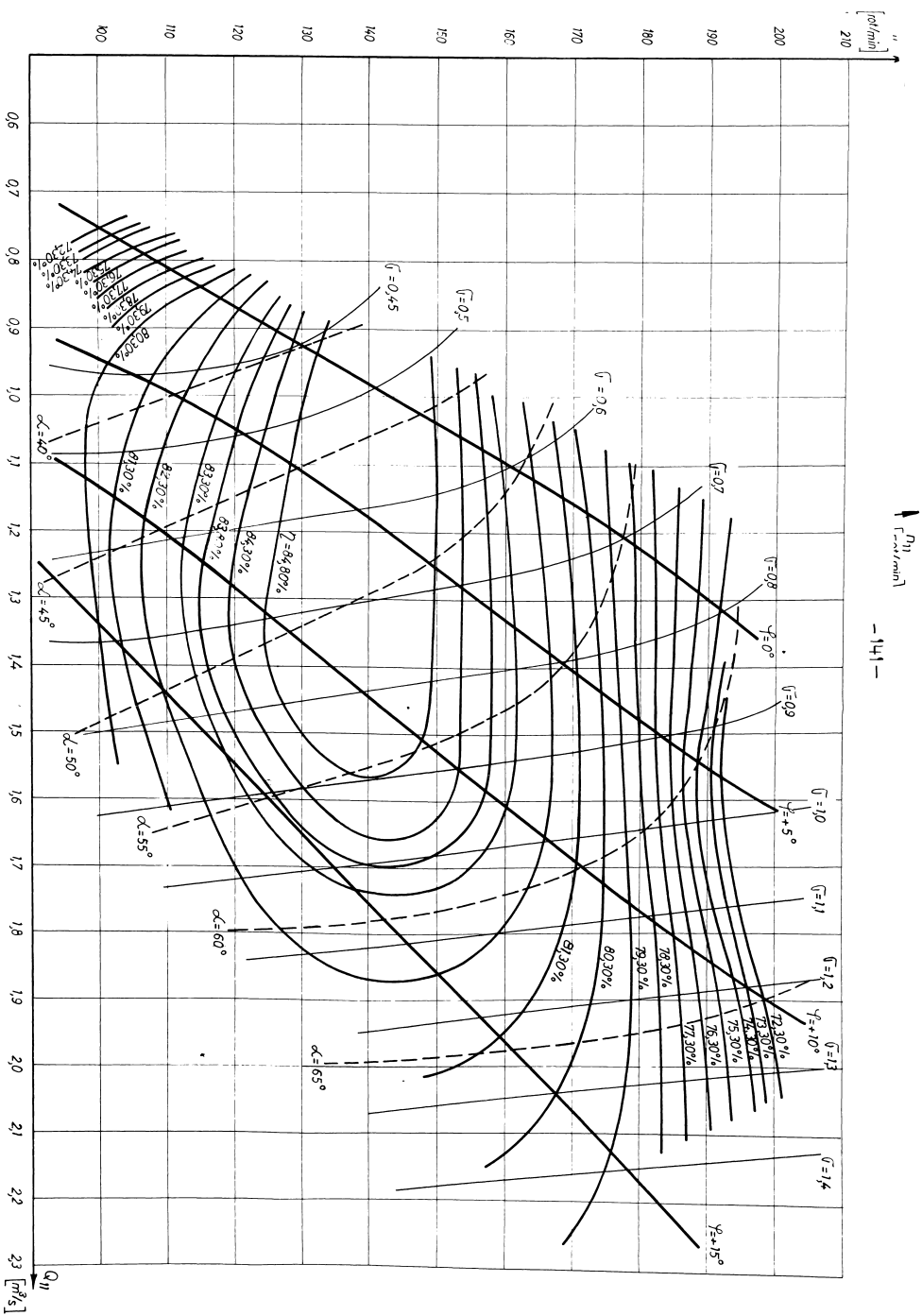


Diagrama universală pentru regimul de turbină—varianța 1R.

fig. 77

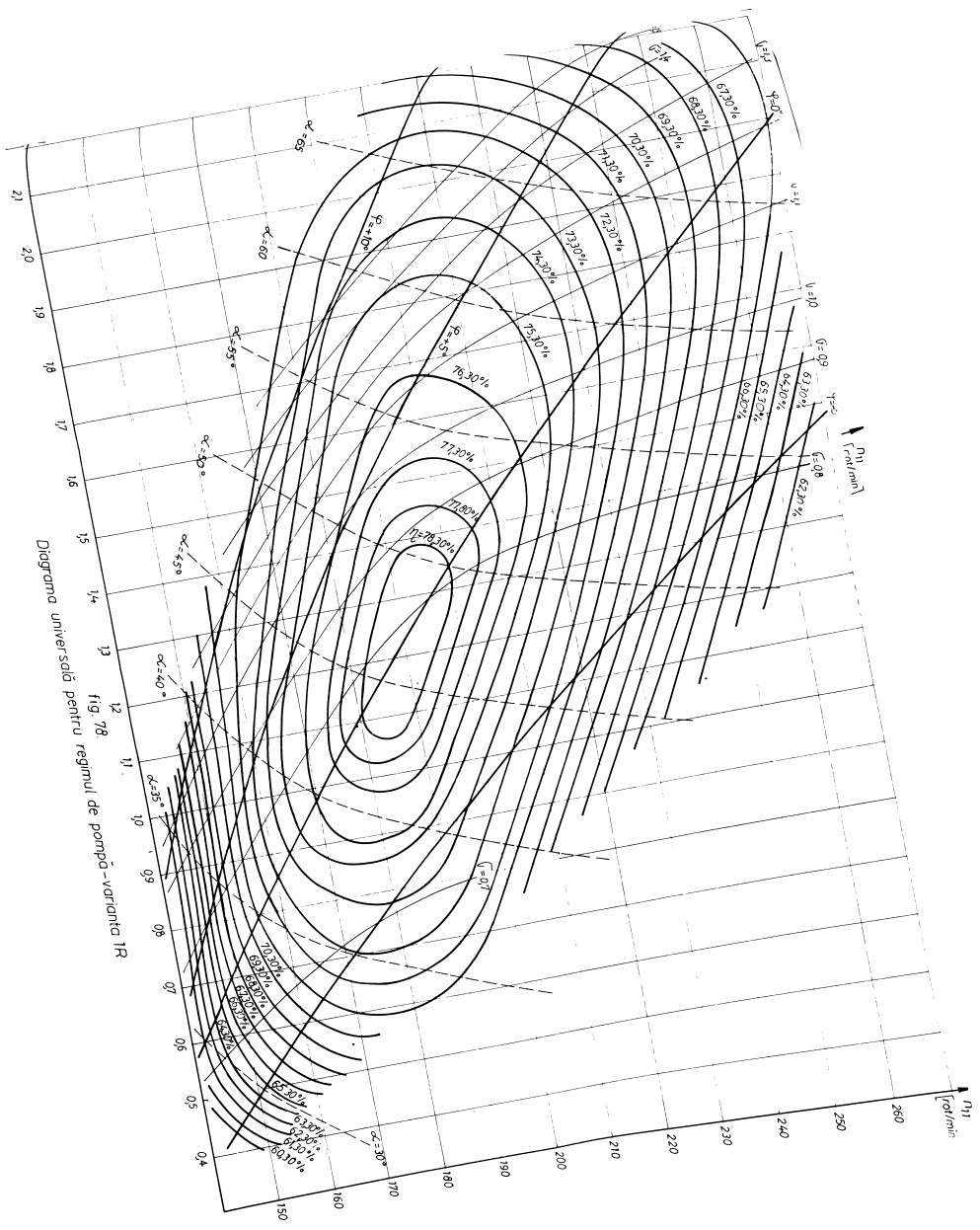


Diagrama universală pentru regimul de pompare - varianta 1R  
 fig. 78

rectilini de profile provenite de la paletajul rotorului de turbină bulb, varianta 2, cunoscut. Acest rotor de turbină bulb a realizat în regimul optim următorii parametri:

$$n_{11}^T = 132 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^T = 1,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^T = -2,5^\circ$$

randamentul interior  $\eta^T = 84,5\%$  și coeficientul de cavitație  $\sigma^T = 0,7$  la  $Q_{11}^T = 1,32 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Motorul are patru palete, iar  $\frac{d}{D} = 0,3$ , respectiv  $\frac{d}{D} = 0,35$ .

Parametrii geometrice ai rețelelor de turbină, provenite de la rotorul varianta 2, sînt între butuc și periferie:

$$\frac{b}{D} = 0,624 + 1,219$$

$$\lambda = -35,04^\circ + -63,27^\circ$$

și contururile profilurilor caracterizate prin:

$$\frac{d}{D} = 0,112 + 0,032$$

$$\frac{x_d}{D} = 0,30$$

$$\frac{f}{D} = 0,025$$

$$\frac{x_f}{D} = 0,45$$

Pornind de la acești parametri s-a obținut paleta rotorului reversibil varianta 2R.

Comportarea energetică și cavitațională a modelului de mașină hidraulică axială reversibilă echipat cu rotorul varianta 2R se prezintă în diagramele universale din fig.79 pentru regimul de turbină și fig.80 pentru regimul de pompă.

Din diagramele universale prezentate în fig.79 și 80, rezultă parametri regimurilor optime din tabelul nr.8:



Tabloul nr.8

Parametrii	$n_{11}$ /rot/min/	$Q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	$\eta$ /%	$\sigma$	$\varphi_0$ [grade]	$\alpha_0$ [grade]
Turbinare	135	1,32	83,80	0,85	- 6°	48°
Pompare	175	1,2	76,30	0,95	-12°	44°

Se realizează următoarele rapoarte:

$$\frac{n_{11}^P}{n_{11}} = 1,296; \quad \frac{Q_{11}^P}{Q_{11}} = 0,909; \quad \frac{\eta^P}{\eta} = 0,910; \quad \frac{\sigma^P}{\sigma} = 1,117$$

Și rotorul varianta 2 s-a încercat în regim de pompă prin inversarea sensului turației. Regimul optim s-a realizat la:

$$n_{11}^P = 195 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^P = 2,0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^P = + 5^\circ$$

unde s-a obținut un randament interior  $\eta^P = 71 \%$  și un coeficient de cavitație  $G^P = 2,3$ .

Din analiza comportării experimentale a rotoarelor variantele 2 și 2R rezultă următoarele:

#### La turbinare

- regimul optim al variantei 2R s-a realizat la aproximativ aceeași turație unitară și un debit unitar cu 17,5 % mai mic decât cel realizat de varianta 2;
- randamentul optim al variantei 2R este cu 0,7 % mai mic;
- coeficientul de cavitație al variantei 2R, pentru același  $Q_{11}$  crește cu 20 %.

#### La pompare

- regimul optim al variantei 2R s-a realizat la o turație unitară cu 10,3 % mai mică și un debit unitar cu 40 % mai mic;

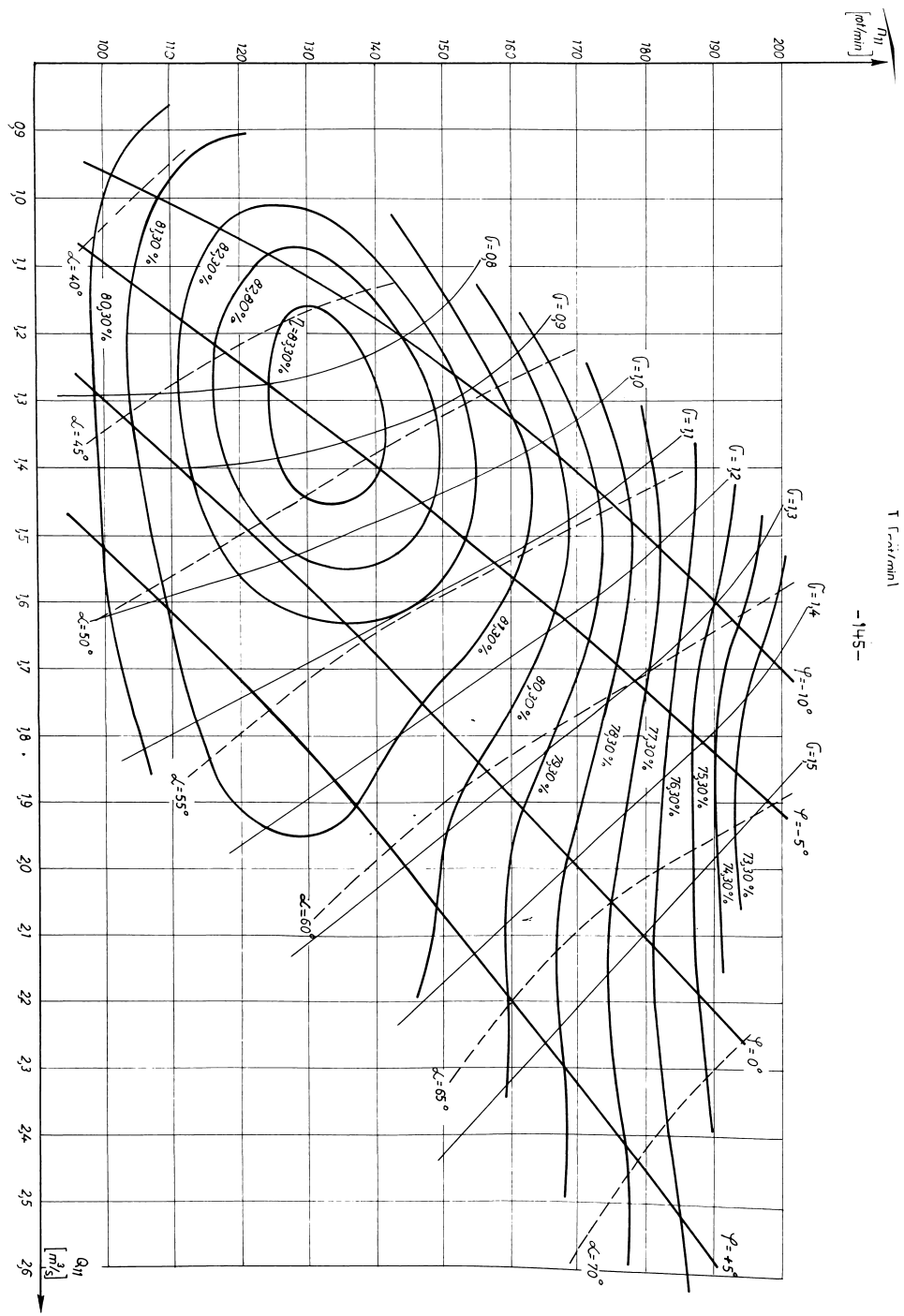


fig. 79  
 Diagrama universală pentru regimul de turbină-varianta 2R

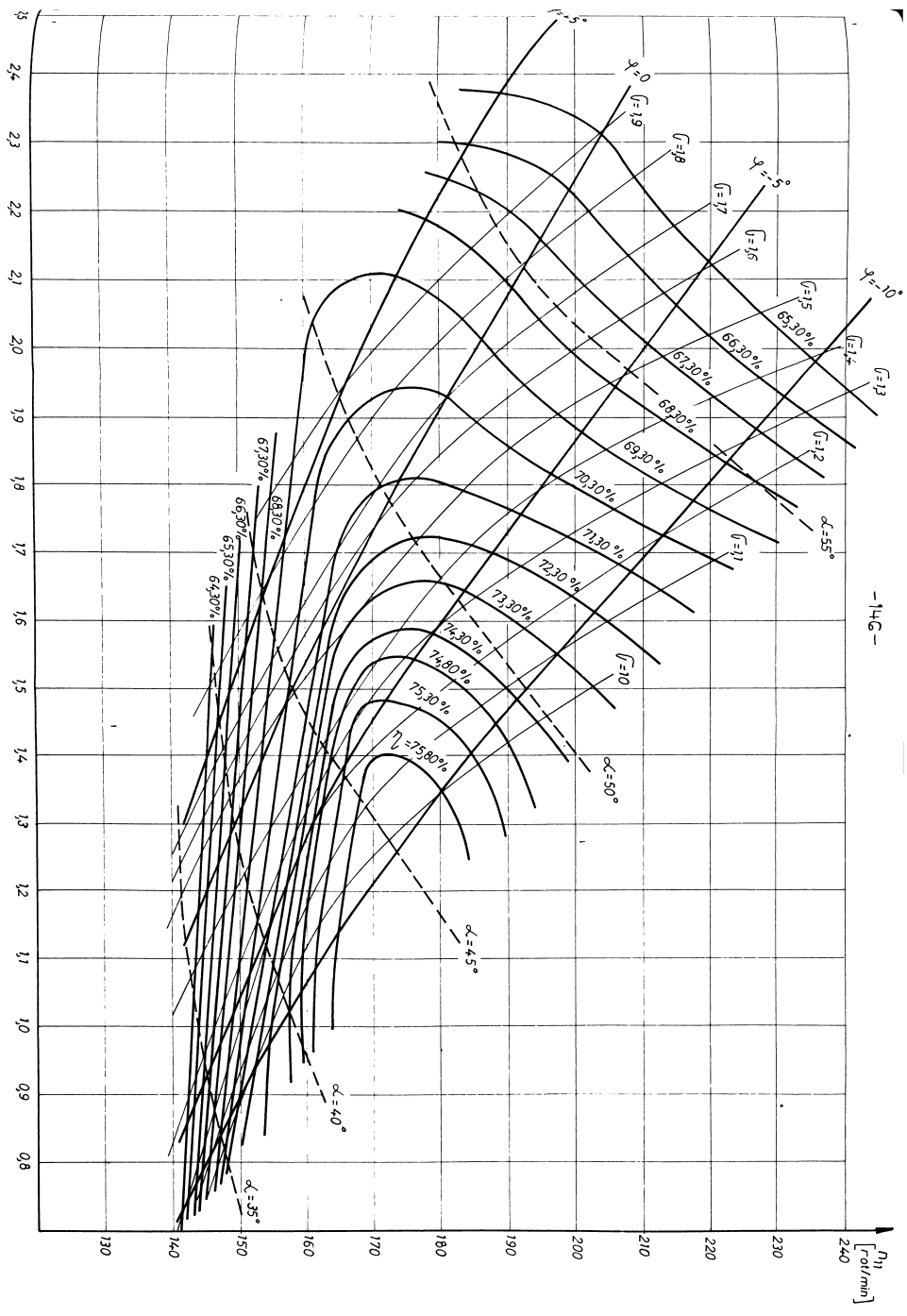


Diagrama universală pentru regimul de pompă-varianta 2R

fig. 80.

- randamentul optim al variantei 2R este cu 5,3 % mai mare;
- coeficientul de cavitație al variantei 2R, pentru același  $Q_{11}$  este de 2,4 ori mai mic.

Comportarea energetică și cavitațională a rotorului varianta 2R, în comparație cu varianta 2, completează analiza făcută metodei de proiectare prin intermediul variantei 1R și confirmă încă o dată în plus rezultatele teoretice prezentate în paragraful 3.5.

Se remarcă o creștere mai accentuată a randamentului optim al rotorului reversibil în regim de pompare și scăderea lui neglijabilă în regim de turbinare. Creșterea de randament în regim de pompare este însoțită de scăderea cu 40 % a debitului unitar optim. Pentru a explica aceste modificări mai mari decât în cazul variantei 1R se revine la varianta 2 de turbină bulb. Încercările experimentale scot în evidență randamente optime cu 3,5 % mai mici decât ale variantei 1. Aceste randamente mici pot fi puse pe seama parametrilor geometrice ai rețelelor de profile care constituie paletajul rotoric. Pentru paleta reversibilă se elimină secțiunile cuprinse între  $\frac{d_{\text{inf}}}{D} = 0,35 \div 0,506$  cu  $\frac{1}{2}$  mic și se modifică favorabil conturul profilelor pentru restul secțiunilor de calcul. În felul acesta rezultă scăderea randamentului optim al rotorului reversibil, în regim de turbină, numai cu 0,7 % și creșterea lui substanțială în regim de pompare (5,3 %).

În ceea ce privește comportarea cavitațională a rotorului reversibil se constată o creștere mică a coeficienților de cavitație în regim de turbinare și o scădere a lor de 2,4 ori în regim de pompare. Diferența dintre acești coeficienți în regimurile optime este de asemenea mică ( $\sigma^A - \sigma^T = 0,1$ ).

Și la această variantă diametrul butucului s-a modificat în limitele arătate la varianta 1R. Așa cum s-a văzut, pe lângă influențe energetice și cavitaționale, modificarea diametrului butucului determină și scăderea debitului unitar. În cazul analizat această scădere este cu mult mai accentuată decât la rotorul 1R, ceea ce demonstrează existența unor diferențe mari în structura curgerii prin cele două rotoare, simplu și reversibil. Astfel, modificarea diametrului butucului numai asociată cu creș-

terea mare de randament și de înălțime de pompare explică scăderea debitului unitar cu 40 % și deplasarea regimului optim de la  $\varphi^P = + 5^\circ$  la  $\varphi^P = - 12^\circ$ . În regimul de turbinare, de asemenea, modificarea diametrului asociată cu diferențele de circulații din jurul paletelor, simplă și reversibilă, determină scăderea debitului unitar cu 17,5 % și deplasarea regimului optim de la  $\varphi^T = - 2,5^\circ$  la  $\varphi^T = - 6^\circ$ .

Diferența unghiulară între regimurile optime de turbinare și pompare rezultă din tabelul nr.8 și este:

$$\theta = \varphi^T - \varphi^P = 6^\circ$$

Sub paragraful următor va completa această analiză și în special deplasările de debit unitar.

### Varianta 3R

Rotorul cu funcționare reversibilă, varianta 3R, are la bază parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile plane rectilinii provenite de la un rotor de turbină Kaplan, din nomenclatura I.C.P.H.H. Regița, simbolizat pentru prezentare cu varianta 3. Acest rotor nu a fost încercat în modelul experimental schițat în fig.76. În modelul de turbină Kaplan corespunzător, la  $D = 460$  mm, a realizat în regimul optim următorii parametri:

$$n_{11}^T = 133 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^T = 1,04 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^T = - 2,5^\circ$$

randamentul interior  $\eta^T = 87$  % și coeficientul de cavitație  $\sigma_d^T = 0,55$ . Este un rotor cu patru palete și are  $\frac{c}{D} = 0,4$ , respectiv  $\frac{a_1}{D} = 0,45$ .

Parametrii geometrici ai rețelelor de turbină provenite de la paletajul rotorului varianta 3, între butuc și periferie, se prezintă după cum urmează:

$$\frac{b}{D} = 1,019 \bullet 1,33$$

$$\lambda = - 58,73^\circ \bullet - 73,56^\circ$$

și contururile profilelor definite de:

$$\frac{d}{I} = 0,103 \pm 0,018$$

$$\frac{x_c}{I} = 0,285 \pm 0,012$$

$$\frac{f}{I} = 0,0385 \pm 0,0120$$

$$\frac{x_p}{I} = 0,56 \pm 0,027$$

Pornind de la acești parametri s-a obținut paleta rotorului reversibil varianta 3R.

Diagramele universale energo-cavitaționale ale modelului de mașină hidraulică axială reversibilă echipat cu rotorul varianta 3R se prezintă în fig.81, pentru regimul de turbină și fig.82 pentru regimul de pompă.

Din diagramele universale prezentate în fig.81 și 82 rezultă parametri regimurilor optime din tabelul nr.9

Tabelul nr.9

Parametri	$n_{11}$ /rot/min/	$Q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	$\frac{1/\omega}{\eta}$	$\sigma$	$\varphi_0$ [grade]	$\alpha_0$ [grade]
Turbinare	155	1,4	83,3	0,8	+ 2,5°	54°
Pompare	208	1,45	74,8	1,3	+ 1°	53°

Se realizează următoarele rapoarte:

$$\frac{n_{11}^P}{n_{11}} = 1,342; \quad \frac{Q_{11}^P}{Q_{11}} = 1,035; \quad \frac{\eta^P}{\eta} = 0,898; \quad \frac{\sigma^P}{\sigma} = 1,625$$

Nu se poate face comparație între rotorul varianta 3 și rotorul reversibil varianta 3R datorită faptului că ele s-au încercat în modele hidraulice total diferite.

Modificările turației unitare și ale debitului unitar în sensul majorării lor față de varianta 3, se datoresc traseului hidraulic realizat de modelul bulb schițat în fig.76, diferit de

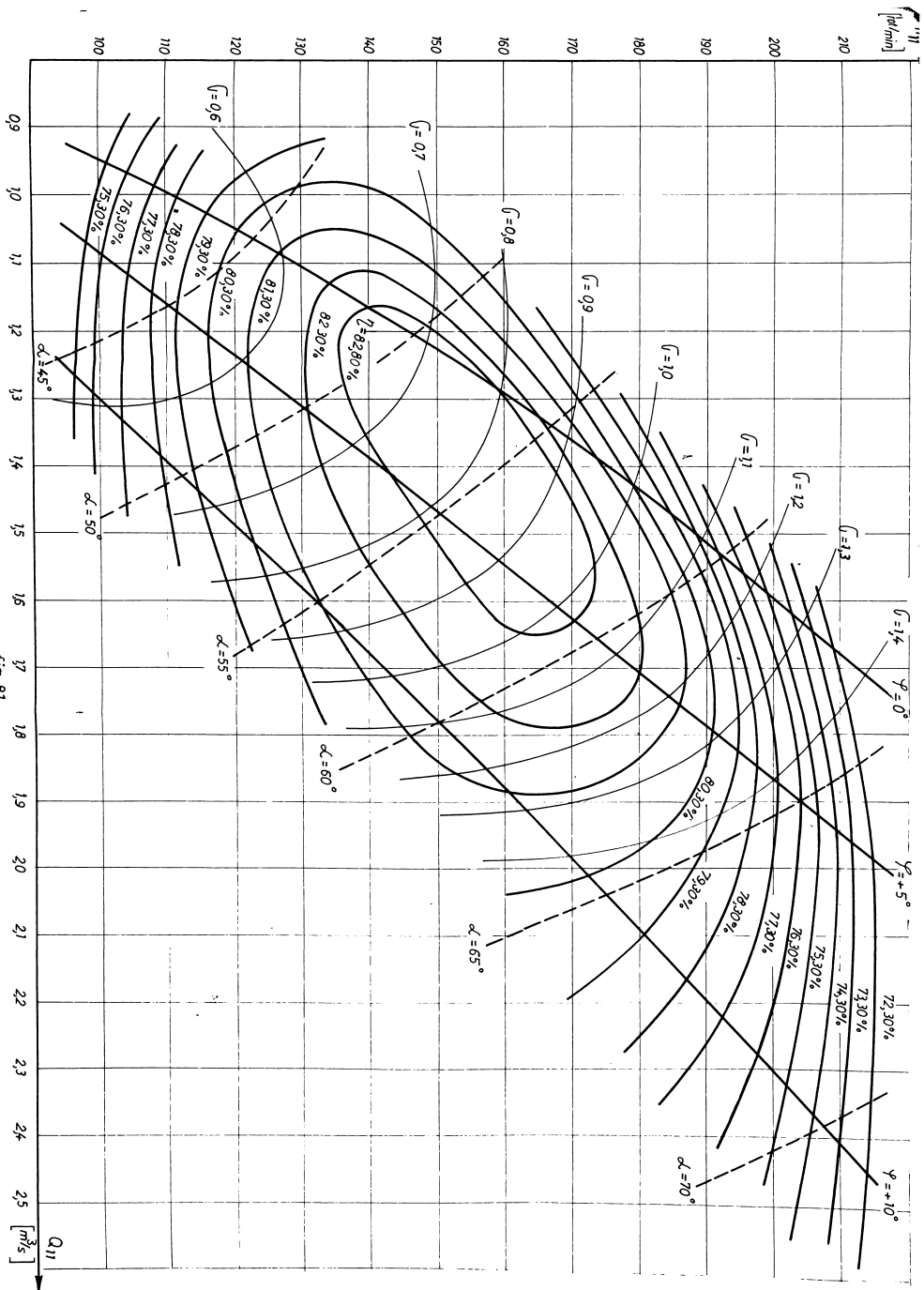


Diagrama universală pentru regimul de turbină-varianta 3R  
fig. 81.

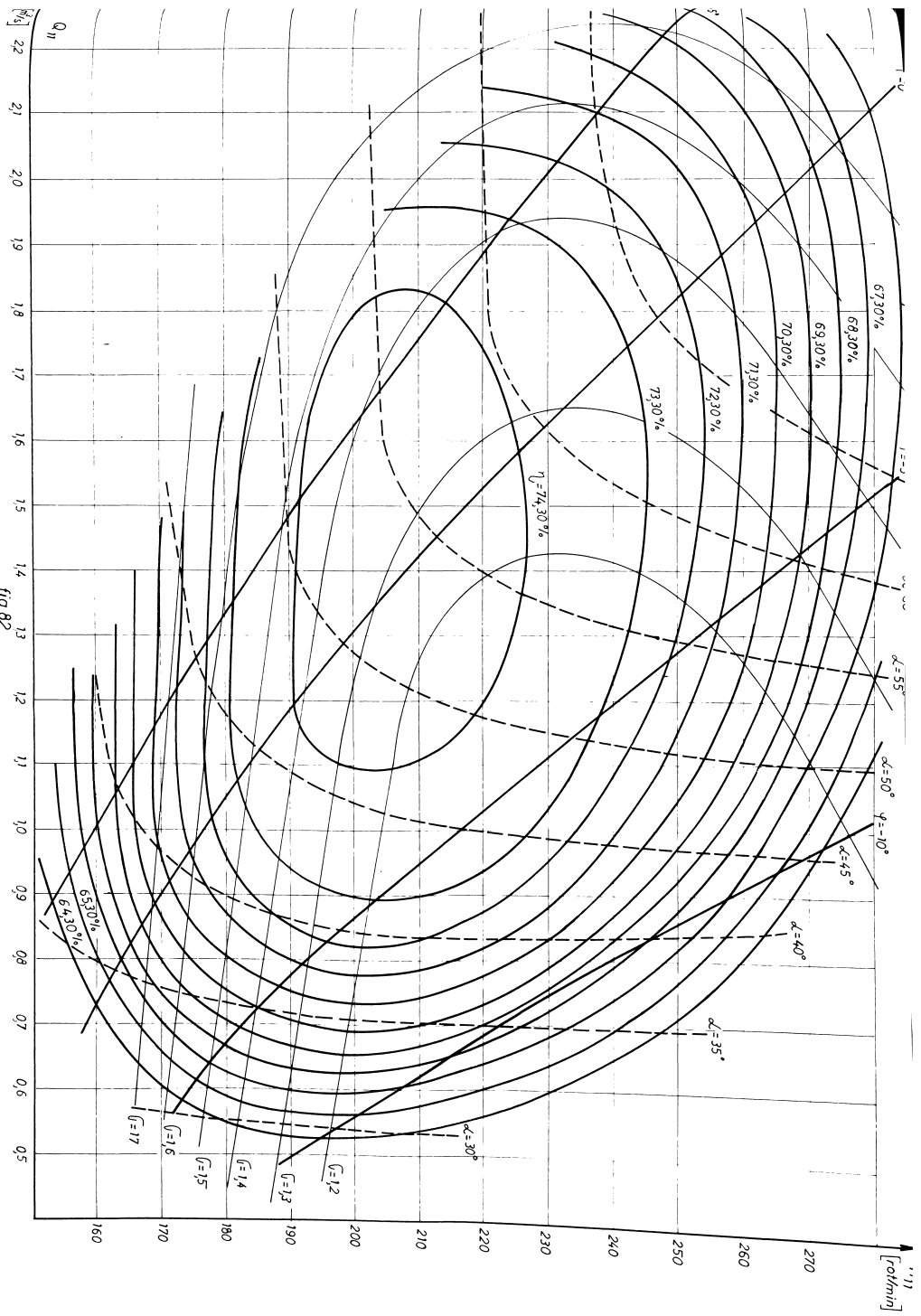


Diagrama universala pentru regimul de pompa-varianta 3R  
fig.82



cel de turbină Kaplan.

Asupra diferențelor mai mari între randamentele și coeficienții de cavitație ai celor două regimuri optime, se va reveni în paragraful următor.

Diferența unghiulară între paletele rotorului în regimurile optime de funcționare este  $\theta = \varphi^1 - \varphi^2 = 1,5^\circ$ .

Rotorul reversibil, varianta 3R, demonstrează posibilitatea obținerii unui rotor axial reversibil cu performanțe corespunzătoare pornind de la parametrii geometrici ai unor rețele de turbină Kaplan.

#### Varianta 4R

Rotorul reversibil, varianta 4R, spre deosebire de cei trei prezentați anterior, are la bază parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelilor de profile plane rectilinii provenite de la un rotor de pompă axială din nomenclatura I.C.P.L.U. reșița - rotorul varianta 4, cu cinci palete.

Rotorul varianta 4 are  $\frac{c}{D} = 0,506$  și generează rețele de pompă ai căror parametrii geometrici variază, între butuc și periferie, după cum urmează:

$$\frac{r}{r_0} = 0,661 \div 0,951$$

$$\lambda = 42,67^\circ \div 69^\circ$$

și contururile profilelor definite de:

$$\frac{y}{r} = 0,092 \div 0,027$$

$$\frac{x_0}{r} = 0,37 \div 0,38$$

$$\frac{z}{r} = 0,10 \div 0,025$$

$$\frac{x_1}{r} = 0,486 \div 0,438$$

Acest rotor s-a încercat energetic în modelul reversibil din fig.76 în ambele regimuri, cu schimbarea sensului tura-

ției. S-au obținut următoarele regimuri optime:

La pompare

$$n_{11}^P = 157 \text{ rot/min}$$

$$q_{11}^P = 1,395 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^P = - 2^\circ$$

randamentul interior  $\eta^P = 73,3 \%$

La turbinare

$$n_{11}^T = 122 \text{ rot/min}$$

$$q_{11}^T = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^T = + 8^\circ$$

randamentul interior  $\eta^T = 83,5 \%$

Pornind de la parametrii geometrici ai rețelelor de pompă, prezentați anterior, s-a proiectat rotorul reversibil varianta 4a.

Pentru acest rotor, încadrat în modelul reversibil, se prezintă mai încercările energetice în diagramele din <sup>fig.</sup> 83 și 84.

Parametrii regimurilor optime sînt prezentați în tabelul nr.10.

Tabelul nr.10

parametri	$n_{11}$ /rot/min/	$q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	$\eta$ /%/	$\varphi^\circ$ [grade]	$\alpha^\circ$ [grade]
Turbinare	125	1,2	84,6	+ 2°	44°
Pompare	164	1,12	71,6	- 7°	42°

Se realizează rapoartele:

$$\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T} = 1,312; \quad \frac{q_{11}^P}{q_{11}^T} = 0,9333; \quad \frac{\eta^P}{\eta^T} = 0,846$$

Comparând variantele 4 și 4R se constată:

La pompare

- turațiile unitare sînt aproximativ egale
- debitul unitar scade cu 19,5 % la varianta 4R
- randamentul variantei 4R este cu 1,7 % mai mic

La turbinare

- turațiile unitare sînt, de asemenea, aproximativ egale
- debitul unitar scade la varianta 4R cu 20 %
- randamentul variantei 4R este cu 1,1 % mai mare

Diferența unghiulară dintre regimurile optime este

$$\Theta = \varphi^T - \varphi^P = 9^\circ.$$

Din această analiză comparativă rezultă că turațiile unitare se păstrează constante în cele două regimuri (turbinare - pompare) pentru ambele variante, ceea ce demonstrează că în condițiile păstrării diametrului butucului turația unitară în regim de pompă nu se modifică.

S-au obținut și în cadrul acestei variante modificările de randament în sensul așteptat (scădere în regim de pompă și creștere în regim de turbină).

De asemenea, trebuie scoasă în evidență și scăderea debitului unitar în ambele regimuri ale variantei 4R, cu atît mai mult cu cît această variantă păstrează diametrul butucului variantei 4.

În felul acesta se arată că în scăderea debitului unitar o influență mare o au condițiile hidrodinamice diferite ce se realizează în modelul reversibil echipat cu cele două rotoare (simplu și reversibil). Desigur, modificările debitului unitar determină deplasarea regimurilor optime, în ceea ce privește poziția paletelor rotorice, de la o variantă la alta.

Fiind vorba de un rotor de mașină hidraulică axială reversibilă, obținut pornind de la parametrii geometrice și hidrodinamice ai unui rotor de pompă axială, nu este lipsit de interes

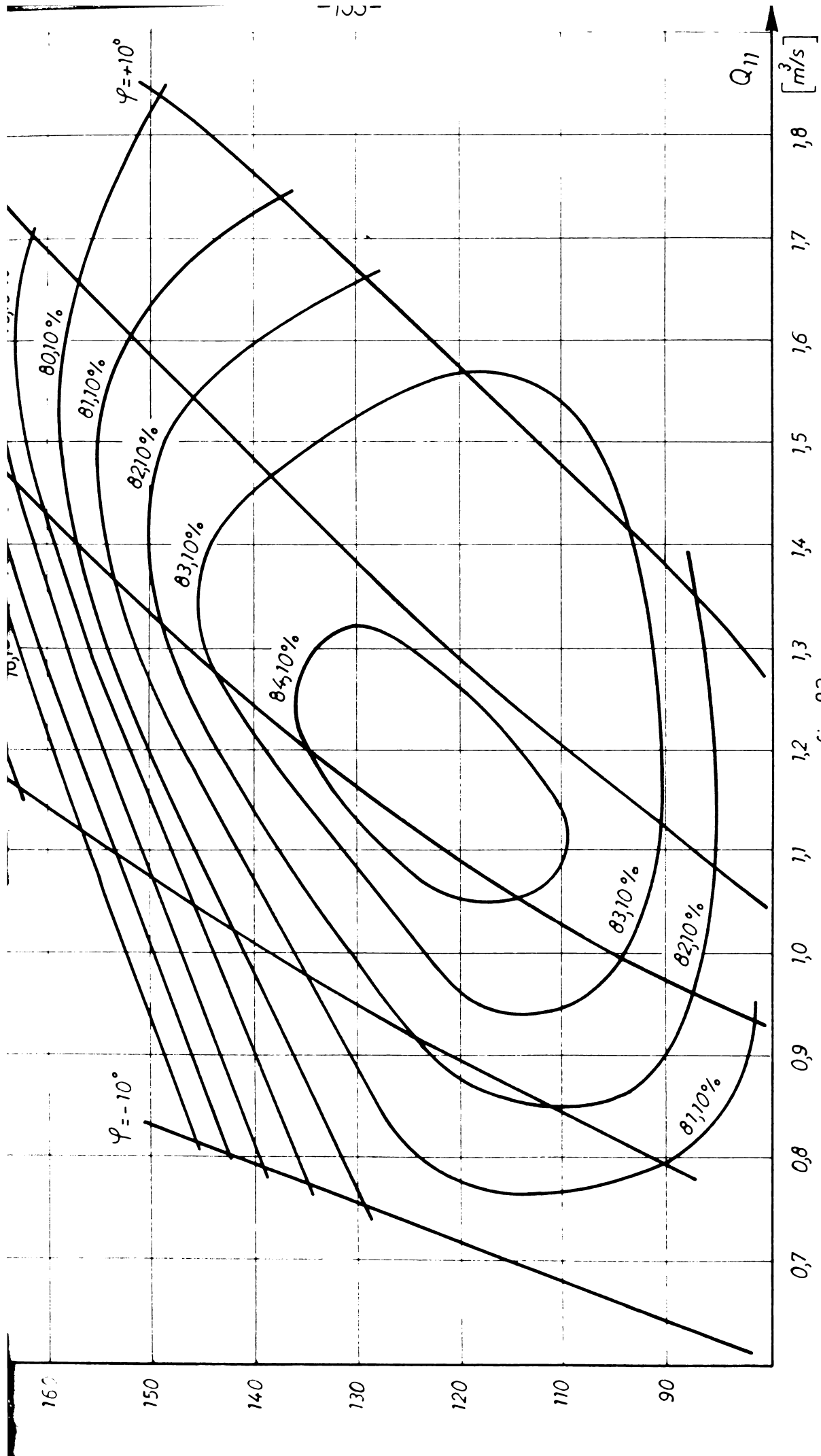


fig. 83.

Diagrama universală energetică pentru regimul de turbină  
varianta 4R

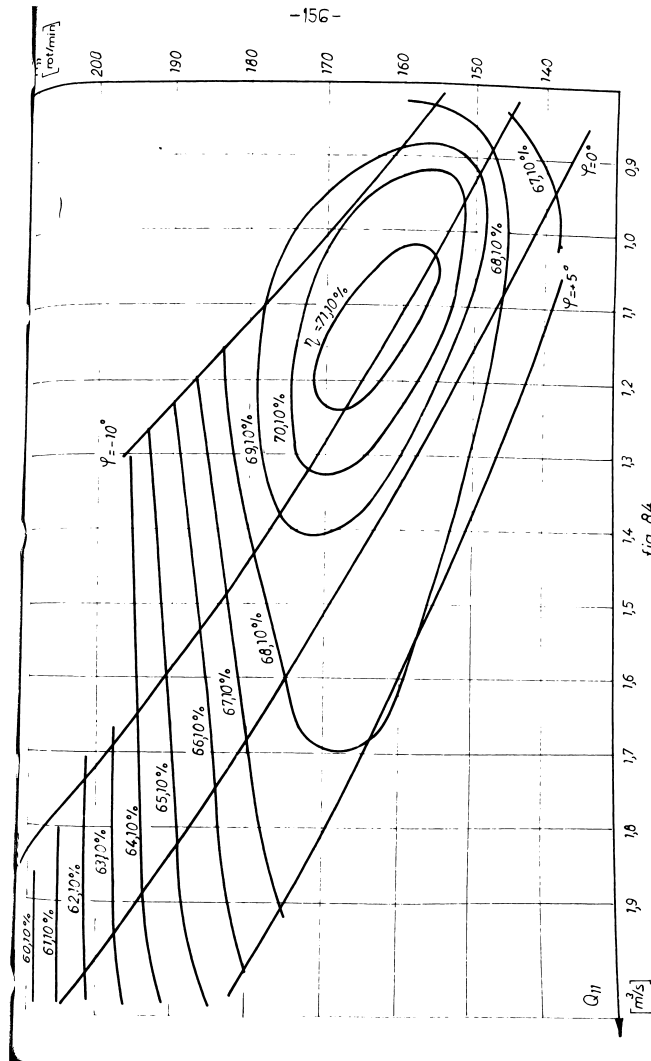


Diagrama universală energetică pentru regimul de pompă  
 fig. 84.  
 varianta 4-R

să se prezinte și performanțele acestei pompe axiale. În traseul hidraulic corespunzător ea a realizat, la regimul optim, următorii parametri

$$n_{11}^P = 133,5 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^P = 1,096 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi^P = + 2^\circ$$

randamentul  $\eta^P = 85 \%$  și coeficientul de cavitație  $\sigma^P = 0,76$ , la un diametru de rotor de  $D = 350 \text{ mm}$ .

Diferențele dintre aceste rezultate și cele obținute cu același rotor încercat în modelul reversibil, scot în evidență influența mare a traseului hidraulic și în special a aparatului director care în regim de pompare devine poststator și care nu corespunde pentru acest rotor. Numai așa se explică scăderea randamentului optim cu  $11,7 \%$  și ca o consecință, deplasările de turație unitară și debit unitar în regimul optim, rezultate din creșterea pierderilor, scăderea înălțimii de pompare și modificarea unghiului  $\varphi$ .

### Varianta 5R

Spre deosebire de celelalte 4 variante, această ultimă variantă întregeste posibilitățile metodei, de dimensionare a rotorilor reversibile, construită.

Se demonstrează posibilitatea <sup>proiectării</sup> unui rotor reversibil fără să se facă apel la un rotor de turbină sau pompă axială cunoscut.

Pornind de la parametri hidroenergetici ai stației de pompare Frâsinet-Preasna, în paragrafele 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 s-a obținut rotorul varianta 5R.

Rotorul 5R încercat în modelul reversibil arătat în fig.76, prezintă comportarea energo-cavitațională din diagramele universale fig.85 și 86.

Parametri regimurilor optime sînt prezentați în tabelul nr.11.

Tabelul nr.11

Parametrii	$n_{11}$ /rot/min/	$Q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	$\eta$ /%/	$\sigma$	$\varphi^\circ$ [grade]	$\alpha^\circ$ [grade]
Turbinare	142	1,32	83,5	0,7	+ 12°	52°
Pompare	198	1,38	73,1	1,2	+ 10°	48°

Se realizează următoarele rapoarte:

$$\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T} = 1,394; \quad \frac{Q_{11}^P}{Q_{11}^T} = 1,045 \quad \frac{\eta^P}{\eta^T} = 0,875; \quad \frac{\sigma^P}{\sigma^T} = 1,714$$

Rotorul de pompă axială varianta 5, nu a fost executat și încercat experimental. În aceste condiții, se vor analiza rezultatele experimentale în legătură numai cu datele de proiectare rezultate din paragrafele 3.3 și 3.5. S-a pornit în proiectarea rotorului varianta 5 de la:

$$n_{11}^P = 187,573 \text{ rot/min}$$

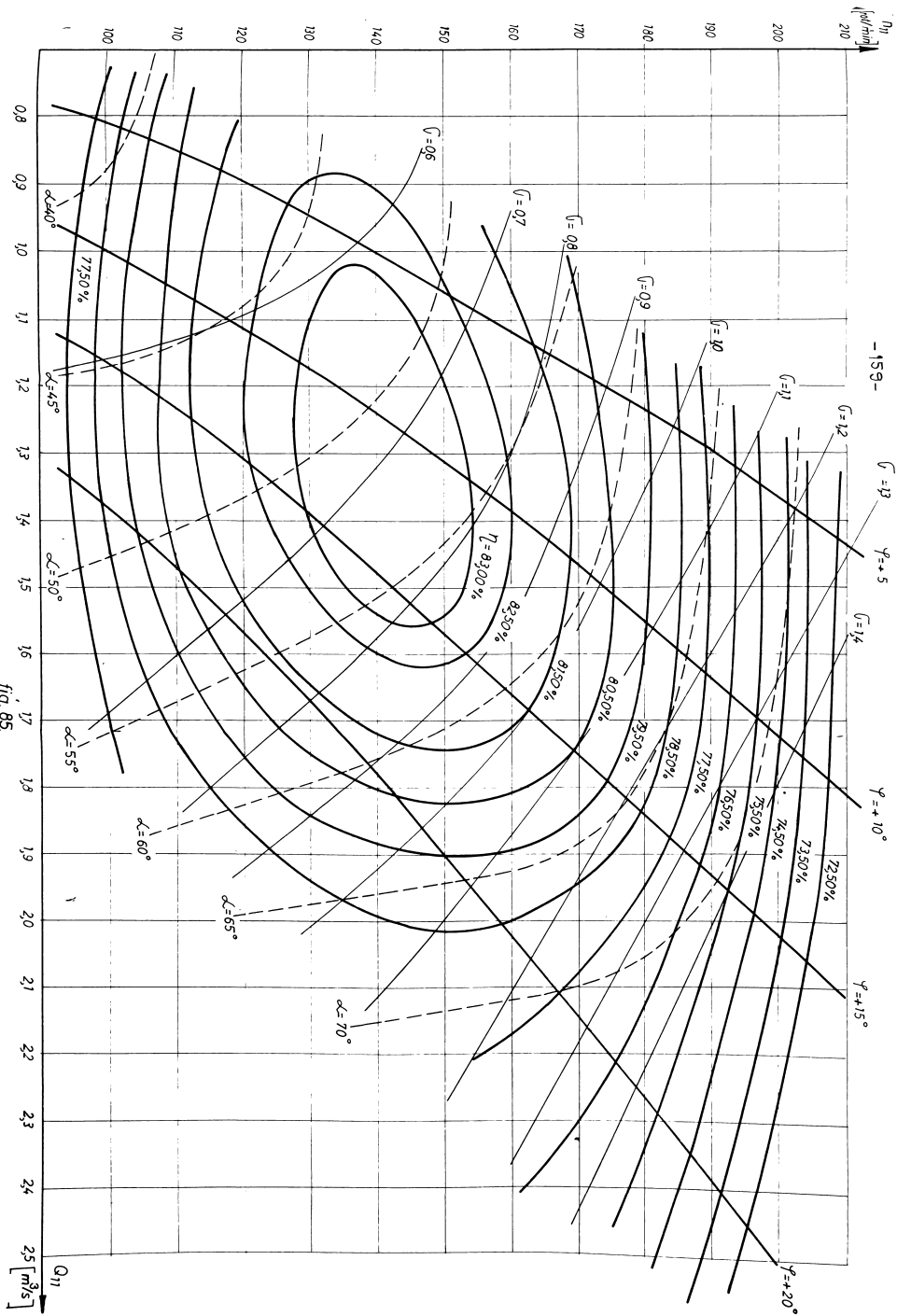
$$Q_{11}^P = 1,016 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pentru regimul de turbinare asociat rotorului reversibil 5R s-au estimat următorii parametri (tabelul nr.4):

$$n_{11}^T = 177,535 \text{ rot/min}$$

$$Q_{11}^T = 1,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

Analizând rezultatele experimentale prezentate în fig. 85, 86 și tabelul nr.11 se constată, în primul rând un randament optim la pompare de 73,1 %, mai mic decât cel care se așteaptă de la un rotor proiectat în regim preferat de pompare. Aceasta scoate în evidență faptul că, traseul hidraulic din fig.76, prin componentele sale deosebite față de traseul unei pompe axiale (aparatură director, capsulă), introduce pierderi hidraulice înseriate care duc la randamentul mai sus amintit și deplasează regimul optim la  $\varphi^P = + 10^\circ$ . În aceste condiții turația unitară a rotorului varianta 5R s-a mărit cu 5,5 % față de cea luată în calculul rotorului de pompă axială varianta 5, iar debitul unitar





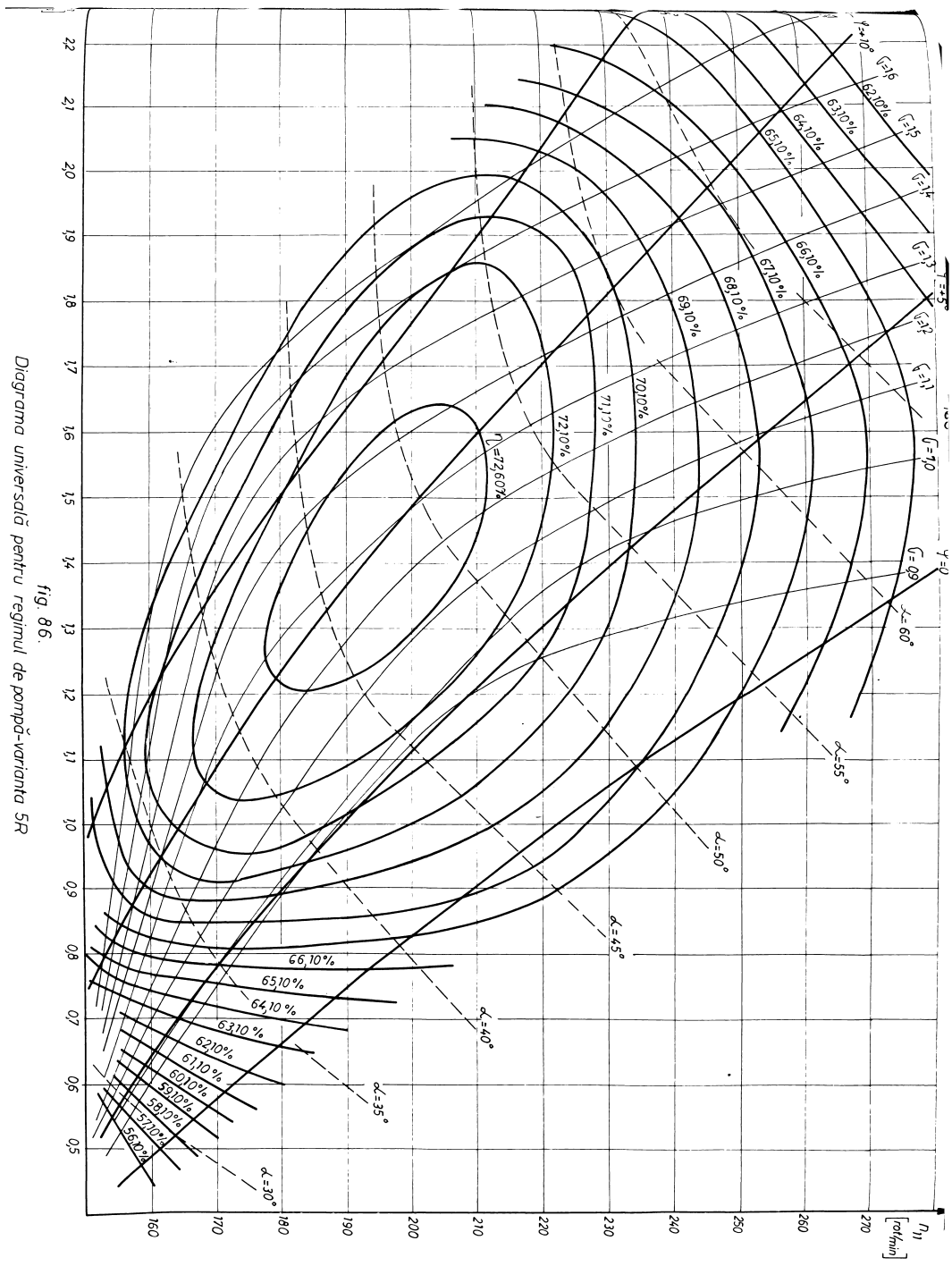


fig. 86.  
 Diagrama universală pentru regimul de pompă-varianta 5R

s-a crescut cu 36 %.

Făcînd o verificare teoretică a aparatului director se constată că el nu corespunde ca poststator rotorului de pompă varianta 5 și deci și rotorului reversibil 5a. În felul acesta aparatul director corelat cu celelalte elemente ale traseului hidraulic din fig.76 deplasează regimul optim la  $\varphi^P = +10^\circ$ , ceea ce duce la creșterea mare a debitului unitar, 36 %. Majorarea debitului determină pierderi hidraulice mari și explică randamentul de 73,1 %. De asemenea, tot aparatul director împreună cu restul traseului hidraulic determină și deplasarea regimului de turbinare la  $\varphi^T = +12^\circ$ ,  $Q_{11}^T = 1,32 \text{ m}^3/\text{s}$  și  $n_{11}^T = 142 \text{ rot/min}$ .

La aceste condiții nu se pot face aprecieri asupra deplasării regimurilor optime față de valorile de calcul. Acest lucru va fi posibil numai atunci cînd se face o dimensionare în ansamblu a rotorului și aparatului director care trebuie să îndeplinească și condiții de poststator în regim de pompare.

În final trebuie remarcat faptul că deplasarea regimurilor optime s-a produs în așa fel încît raportul  $\frac{Q_{11}^P}{Q_{11}^T} = 1,0045$  s-a reprodus experimental cu bună aproximație.

De asemenea, unghiul rigid de rotire al paletei de la regimul optim de turbinare la regimul optim de pompare,  $\theta = \varphi^T - \varphi^P = 2^\circ$  ( $\lambda^P + \lambda^T = -\theta = 2^\circ$ ) s-a realizat conform valorii calculate (paragraful 3.3.).

Aceste rezultate se vor relua și în cadrul analizei globale care urmează, împreună cu diferența mai mare ce s-a realizat între coeficienții de cavitație ( $\sigma^P - \sigma^T = 0,5$ ) așa cum s-a văzut și la rotorul varianta 3a.

### Analiza globală a rezultatelor experimentale

Cercetările experimentale, așa cum s-a arătat, s-au efectuat pe un model cu traseul hidraulic reprezentat în fig.76, la care s-au schimbat numai variantele de rotoare.

Rezultatele experimentale au fost analizate pentru fiecare variantă în parte.

Toate variantele s-au obținut într-o concepție unitară, pe baza unei metode originale și s-au încercat în aceleași condiții.

În vederea aprecierii corecte a metodei propuse, performanțele energetice și cavitaționale obținute trebuie raportate la realizările mondiale în acest domeniu. Tabelul nr.12 prezintă un astfel de studiu comparativ. Modelele de referință străine sînt de proveniență sovietică (OPL 50, OPL 39, Kislogubskaisk-K, OPL 963, OPL 10/1) și franceză (La Nance - R).

Variantele de rotoare OPL 50, OPL 39 [20] s-au încercat în modele cu traseul în formă de "S", iar în soluție capsulară R [18], [19], K [57], OPL 963 și OPL 10/1 [66]. Performanțele se prezintă pentru diametrul rotorului  $D = 350$  mm.

Pentru modelele K, L, OPL 10/1, OPL 963, care sînt destinate unor centrale maremotrice, s-au selecționat regimurile de turbinare și pompare, care corespund situației analizate în cadrul prezentei lucrări-pompare în sens invers turbinării prin inversarea sensului rotației rotorului.

Tabelul nr.12

Nr. crt.	Vari- anta	Regim	$n_{11}$ /rot/min/	$Q_{11}$ /m <sup>3</sup> /s/	$\eta$ /%/	$\sigma$	$n_s$ /rot/min/	$\theta$ /grade/
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	
1.	1R	Turb.-T	140	1,30	85,30	0,70	538,105	5°
		Pomp.-P	188	1,25	78,80	0,80	864,256	
2.	2R	T	135	1,32	83,80	0,85	518,245	6°
		P	175	1,20	76,30	0,95	801,049	
3.	3R	T	155	1,40	83,30	0,80	610,957	1,5°
		P	208	1,45	74,80	1,30	1057,034	
4.	4R	T	125	1,20	84,60	-	459,704	9°
		P	164	1,12	71,60	-	748,667	
5.	5R	T	142	1,32	83,50	0,70	544,141	2°
		P	198	1,38	73,10	1,20	992,975	
6.	OPL 50	T	160	1,45	82,00	0,70	636,80	6°
		P	225	1,25	78,00	0,80	1039,639	
7.	OPL 39	T	125	0,92	86,00	-	405,831	- 4°
		P	210	1,55	78,00	1,00	1080,514	

6.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
8.	K	Turb.-T	180	1,45	87,00	-	737,919	-
		Pompe-P	295	1,85	54,00	-	1992,983	-
9.	OPL 963	T	170	1,60	86,00	1,20	727,865	-
		P	265	2,00	64,00	2,00	1709,871	-
10.	OPL 10/1	T	170	1,70	84,00	0,90	741,491	-
		P	255	1,84	66,00	1,81	1554,066	-
11	R	T	170	1,75	80,00	-	734,185	-
		P	265	1,43	60,50	-	1487,062	-

Randamentul modelului R, în regim de pompare, a fost corectat pe baza măsurărilor efectuate în centrala Saint-Malo /67/.

Turațiile specifice  $n_g$  s-au definit în regimurile optime din diagramele universale ale modelului:

$$n_g^T = 3,65 \cdot n_{11}^T \sqrt{Q_{11}^T \cdot \eta^T} ; \quad n_g^P = 3,65 \cdot n_{11}^P \sqrt{Q_{11}^P / \eta^P}$$

S-au selectat din literatura de specialitate numai modelele care au fost prezentate atât sub aspect constructiv (traseu hidraulic) cât și din punct de vedere al performanțelor. Așa după cum se vede în tabelul nr.12, acestea sînt puține la număr.

Conform practicii învătate în studiul mașinilor hidraulice, în fig.87 și 88 se prezintă dependențele funcționale  $n_{11} = f(n_g)$  și  $Q_{11} = f(n_g)$ , pentru modelele din tabelul nr.12.

Analizînd tabelul comparativ nr.12 și fig.87 și 88, se constată următoarele:

- alinierea, în sistemele de coordonate  $(n_{11}, n_g)$  și  $(Q_{11}, n_g)$  a rezultatelor experimentale obținute în cadrul variantelor 1R e 5R. Pentru o prezentare sintetică și precisă funcțiile  $n_{11} = f(n_g)$  și  $Q_{11} = f(n_g)$  s-au aproximat cu polinoame Cebîșev, ai căror coeficienți s-au determinat prin metoda celor mai mici pătrate [68]. S-au obținut, în felul acesta, ecuațiile următoarelor drepte:

$$n_{11}^T = 0,200555 \cdot n_g^T + 32,257217$$

cu eroare maximă relativă de 0,884 % și eroare medie pătratică de 0,659,

$$n_{11}^P = 0,133377 \cdot n_g^P + 67,520790$$

cu eroare maximă relativă de - 2,769 % și eroare medie pătratică de 2,933,

$$Q_{11}^T = 0,001270 \cdot n_g^T + 0,629291$$

cu eroare maximă relativă de - 2,447 % și eroare medie pătratică de 0,0168,

$$Q_{11}^P = 0,001032 \cdot n_g^P + 0,358163$$

cu eroare maximă relativă de - 1,227 % și eroare medie pătratică de 0,0084;

- în cadrul modelelor de referință străine se poate constitui o grupă separată formată din: OPL 963, OPL 10/1, K și R care în regim de turbină se grupează în jurul valorii  $n_g^T = 730$  rot/min, iar în regim de pompare realizează  $n_g^P > 1500$  rot/min. Se realizează o turație specifică în regim de pompare mare datorită valorilor  $n_{11}^P$ ,  $Q_{11}^P$  și în special randamentelor scăzute  $\eta^P < 70$  %.
- Modelele OPL 39 și OPL 50 au o plasare separată. Această plasare a modelelor străine, în coordonate  $(n_{11}, n)$  și  $(Q_{11}, n_g)$ , scoate în evidență concepțiile diferite precum și condițiile de experimentare diferite, condiții care au fost precizate la începutul acestui paragraf. Dată fiind această situație, dependențele funcționale  $n_{11} = f(n_g)$  și  $Q_{11} = f(n_g)$  s-au trasat numai pentru modelele IR + 5K, care au  $\eta^T > 80$  %,  $\eta^P > 70$  %, au fost concepute după o metodologie unitară și încercate în aceleași condiții. Aceasta constituie și prima nomenclatură unificată de mașini hidraulice axiale reversibile de tip bulb deoarece realizările în acest domeniu sînt puține și nu există, pînă în prezent, o astfel de nomenclatură ca în cazul turbinelor sau pompeilor.

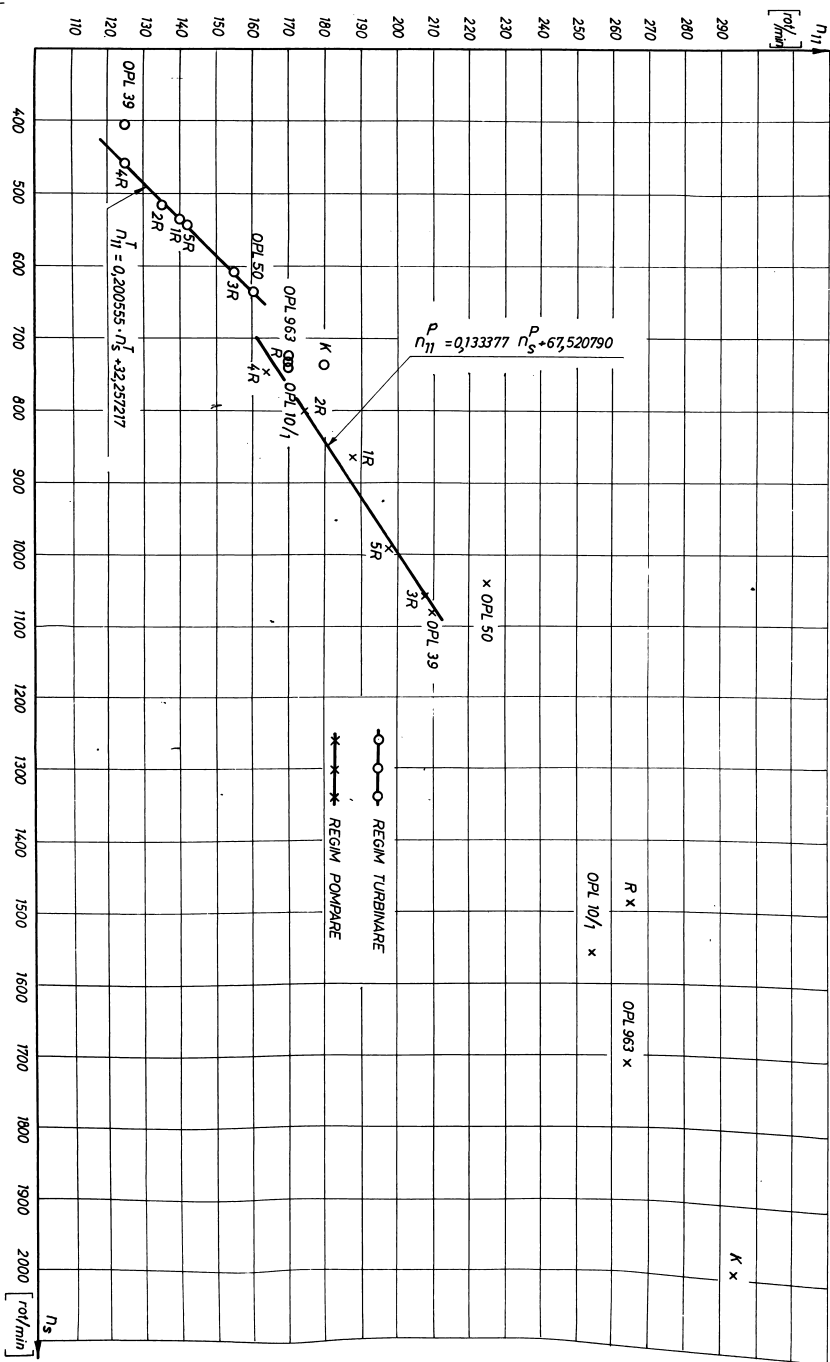


Fig. 87.

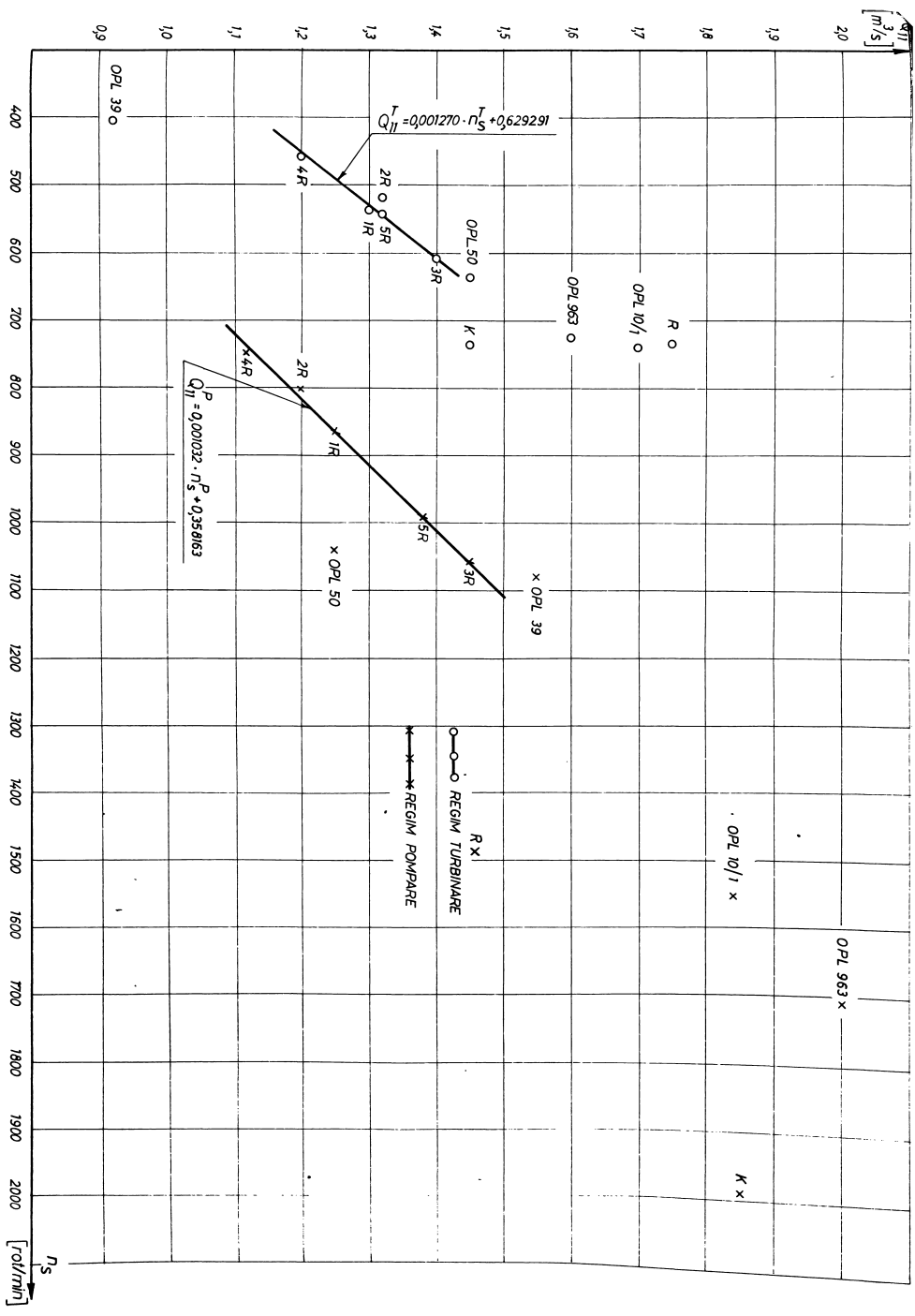


fig. 88.

Pentru analiza și compararea performanțelor energetice și cavitaționale rezultatele sintetizate în tabelul nr.12 s-au reprezentat grafic în fig.89. Din motivele arătate mai înainte, s-au trecut curbele  $\eta = f(n_g)$  și  $\sigma = f(n_g)$  numai pentru variantele LR și 5R.

Din analiza rezultatelor experimentale prezentate în această figură rezultă următoarele:

- se constată și din punct de vedere al performanțelor gruparea modelelor sesizate în fig.87 și 88. Prima grupă formată din variantele LR+5R cu randamente în regimurile de turbinare și pompare cuprinse între:  $\eta^T = 83,30\% - 85,30\%$ ,  $\eta^P = 71,60\% - 78,80\%$  și coeficienți de cavitație  $\sigma^T = 0,70 - 0,85$ ,  $\sigma^P = 0,80 - 1,30$ . A doua grupă formată din modelele OPL 963, OPL 10/1, K și R cu randamente în regim de turbinare ridicate  $\eta^T = 80\% - 87\%$  și mai scăzute în regim de pompare  $\eta^P = 54\% - 66\%$ . Comportarea cavitațională se cunoaște numai la OPL 963 cu  $\sigma^T = 1,2$ ,  $\sigma^P = 2,0$  și OPL 10/1 cu  $\sigma^T = 0,9$ ,  $\sigma^P = 1,81$ . Separat se prezintă OPL 39 și OPL 50, care dintre modelele străine au cele mai bune rezultate,  $\eta^T = 86\%$ ;  $82\%$ ,  $\eta^P = 78\%$ ,  $\sigma^T = 0,70$ ,  $\sigma^P = 1,0; 0,8$ .
- performanțele energetice și cavitaționale ale variantelor LR și 5R prezintă o variație continuă cu turanția specifică realizând un optim energetic și cavitațional, în ambele regimuri, în jurul variantei LR. Valorile aceste performanțe sînt superioare realizărilor mondiale cunoscute și prezentate în această lucrare. Aceasta deoarece modelele străine cu cele mai ridicate randamente OPL 39 și OPL 50 s-au încercat în traseu hidraulic în forță de "S", care în comparație cu soluția capsulară introduce pierderi hidraulice mai mici și favorizează regimul de pompare.

Analiza calitativă începută în tabelul nr.12 și fig.89 se continuă cu raporturile ce există între regimurile optime de pompare și turbinare exprimate prin:  $\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T} \cdot \frac{q_{11}^P}{q_{11}^T} \cdot \frac{\eta^P}{\eta^T} \cdot \frac{\sigma^P}{\sigma^T}$  pre-



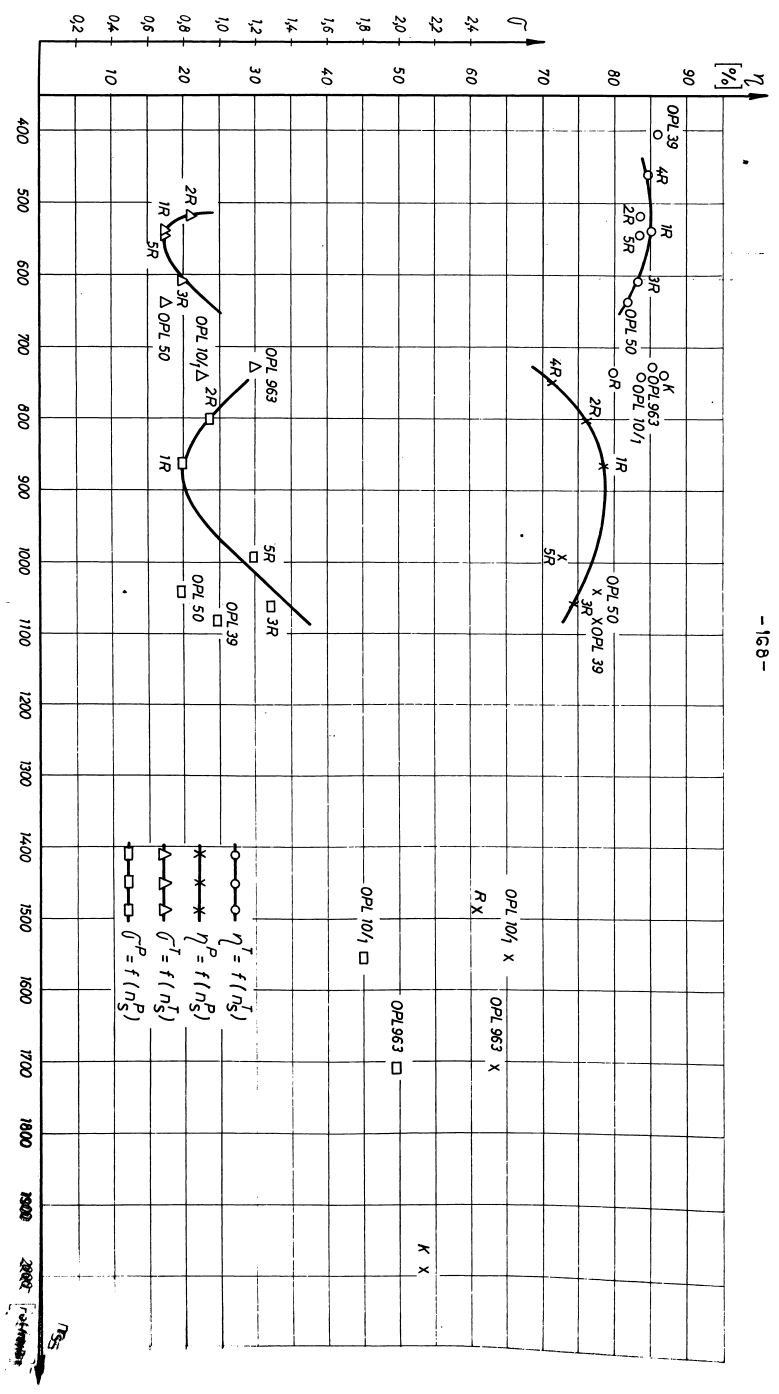


fig. 89.

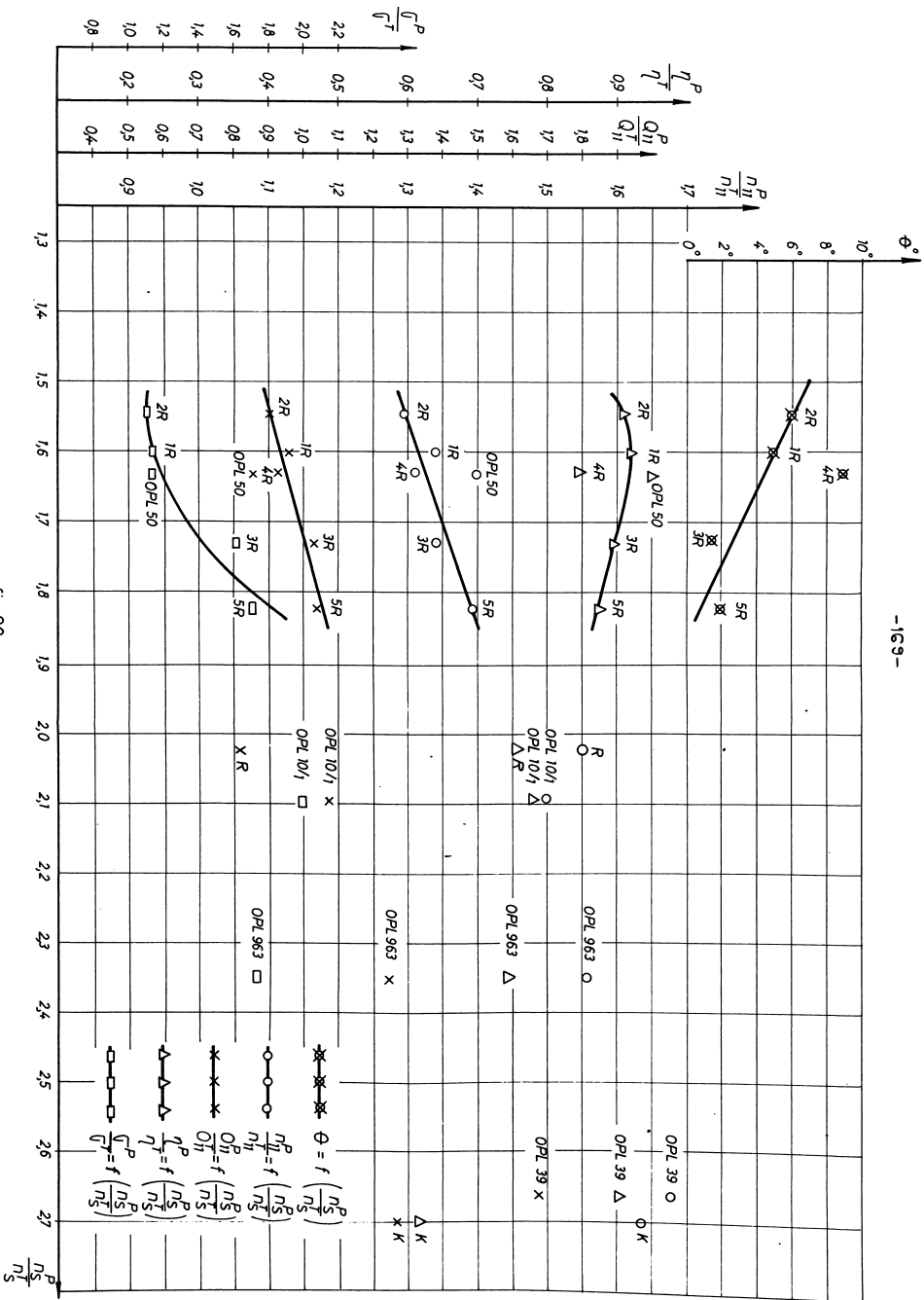


fig. 90.

sentate în tabelul 13 și grafic în fig.90, în funcție de raportul turațiilor specifice  $n_1^P/n_1^T$ :

$$\frac{n_1^P}{n_1^T}$$

Tabelul nr.13

Nr. crt	Varianta	$n_{11}^P/n_{11}^T$	$\eta_{11}^P/\eta_{11}^T$	$\eta^P/\eta^T$	$\sigma^P/\sigma^T$	$n_8^P/n_8^T$
1.	1R	1,343	0,961	0,923	1,142	1,606
2.	2R	1,296	0,909	0,910	1,117	1,545
3.	3R	1,342	1,035	0,898	1,625	1,730
4.	4R	1,312	0,9333	0,846	-	1,628
5.	5R	1,394	1,045	0,875	1,714	1,824
6.	OPL 50	1,406	0,862	0,951	1,142	1,632
7.	OPL 39	1,680	1,684	0,907	-	2,662
8.	K	1,638	1,275	0,620	-	2,700
9.	OPL 963	1,558	1,250	0,744	1,666	2,349
10.	OPL 10/1	1,500	1,082	0,785	2,01	2,095
11	R	1,558	0,817	0,756	-	2,025

Se știe că o mașină reversibilă de tip turbină-pompă poate fi exploatată cu atât mai bine cu cât diferențele dintre turațiile unitare, randamente și coeficienții de cavitație din regiunile optime sînt mai mici.

Tabelul nr.13 și fig.90 scot în evidență:

- rezultatele teoretice din paragraful 3.3 unde se demonstrează că  $n_{11}^P > n_{11}^T$  pentru tipul de rotoare concepute după metoda dezvoltată în această lucrare;
- aceeași grupare a modelelor ca în fig.87, 88 și 89;
- variația continuă a tuturor mărimilor pentru modelele 1R + 5R și existența unui optim energetic și cavitațional în jurul lui 10;
- diferențele dintre turațiile unitare optime exprimate prin raportul  $\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T}$  a variantelor 1R + 5R sînt mai mici

decît a tuturor modelelor străine. Cea mai mare diferență o prezintă OPL 39.  $\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T} = 1,68$ , ceea ce îi dă

muează foarte mult din calitățile energetice și cavitaționale neputînd fi exploatat la randamente ridicate în ambele regimuri;

- comportarea energetică este evidențiată de raportul  $\eta^P / \eta^T$  care are cele mai mari valori pentru variantele LR + 5K, ORL 39 și ORL 50. Pentru restul de modele acest raport este mai mic datorită performanțelor mai modeste în regimul de pompare. Se remarcă optimalul energetic în jurul variantei LR, la modelele LR + 5K;
- comportarea cavitațională dată de  $\frac{\sigma^P}{\sigma^T}$  scoate în evidență plasarea bună a variantelor LR + 5K în ansamblul de modele comparate și de asemenea, optimalul cavitațional realizat de varianta LR;
- debitele unitare optime prezentate sub forma rapoartelor  $\frac{Q_{11}^P}{Q_{11}^T}$  au o variație continuă pentru variantele LR + 5K și o împrăștiere mai mare pentru restul modelelor. Valorile  $\frac{Q_{11}^P}{Q_{11}^T} = 0,833 + 1,045$  pentru

modelele LR + 5K confirmă rezultatele teoretice prezentate în paragraful 3.3, unde se arată că pentru o paletă reversibilă cu profile cu simplă curbură, la care se realizează întotdeauna  $H^T > H^P$ , respectiv  $n_{11}^T < n_{11}^P$ , diferența dintre debitele unitare optime este mică;

- pentru variantele LR + 5K s-a prezentat și variația unghiului de rotire rigidă a paletii de la regimul optim de turbinare la regimul optim de pompare. Se constată o scădere a acestui unghi cu creșterea raportului  $\frac{n_{11}^P}{n_{11}^T}$ . Se confirmă rezultatele teoretice din paragraful 3.3,  $\varphi_{opt}^T \neq \varphi_{opt}^P$ , iar în cazul concret al acestor modele  $\varphi_{opt}^T > \varphi_{opt}^P$ .

Fig.87, 88, 89 și 90 pun în evidență o variație continuă cu turația specifică a tuturor parametrilor analizați ai variantei LR + 5K. În lumina acestor rezultate este utilă analiza parametrilor geometrici ai rețelelor de profile care au stat la baza dimensionării variantelor de proiectare amintite, prin prisma rezultatelor experimentale obținute. Astfel, tabelele nr.14 și 15 pre-

zintă valorile  $t/l$ ,  $\lambda$ ,  $f/l$ ,  $x_p/l$  și  $d/l$  pentru butuc cu indice „b” și periferie cu indice „p” între acestea existînd o variație continuă în lungul razei.

S-a constatat că regimurile optime s-au realizat la unghiurile de poziție ale paletelor rotorice  $\varphi \neq 0^\circ$ . În aceste condiții, la regimurile optime nu se pot cunoaște decît unghiurile de instalare ale profilelor în rețele, pașii relativi și contururile lor fiind diferite de cele la  $\varphi = 0^\circ$  și foarte greu de determinat (intersecții ale paletelor la  $\varphi \neq 0^\circ$  cu cilindrii de rază corespunzătoare). Cu toate acestea se face ipoteza că rotirea paletelor de la poziția de calcul la poziția optimă realizată experimental, nu modifică esențial contururile profilelor.

Tabelul nr.14

Nr. crt.	Varianta	Regim	$(t/l)_b$	$(\lambda)_b$ [° grade]	$(f/l)_b$ /rd	$(x_p/l)_b$	$(d/l)_b$ /rd
1.	1R	Turb.-T	0,968	- 59,54°	4,65	0,435	8,13
		Pomp.-P	0,968		4,65	0,435	8,13
2.	2R	T	0,750	- 43,16°	2,59	0,450	11,20
		P	0,750		2,50	0,450	11,20
3.	3R	T	1,019	- 58,73°	3,85	0,560	10,35
		P	1,019		3,85	0,560	10,35
4.	4R	T	0,661		10	0,514	9,20
		P	0,661	42,67°	10	0,514	9,20
5.	5R	T	0,885		4,80	0,550	12
		P	0,885	63,87°	4,80	0,550	12

Tabelul nr.15

Nr. crt.	Varianta	Regim	$(t/l)_p$	$(\lambda)_p$ [° grade]	$(f/l)_p$ /rd	$(x_p/l)_p$	$(d/l)_p$ /rd
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
1.	1R	Turb.-T	1,205	- 75,35°	1,52	0,502	1,64
		Pomp.-P	1,205		1,52	0,502	1,64

0.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
2.	2R	T	1,219	- 63,27°	2,50	0,450	3,20
		P	1,219		2,50	0,450	3,20
3.	3R	T	1,333	- 73,56°	1,28	0,527	1,80
		P	1,333		1,28	0,527	1,80
4.	4R	T	0,951		2,50	0,502	2,70
		P	0,951	69,00°	2,50	0,502	2,70
5.	5R	T	1,113		1,20	0,550	3
		P	1,113	78,54°	1,20	0,550	3

$\alpha_p$  este măsurat de la bordul de atac în regim de turbinare al profilelor reversibile. Pornind de la unghiurile  $\lambda$  din tabelele nr.14 și 15 și valorile experimentale  $\varphi$  și  $\theta$ , se determină unghiurile de instalare obținute experimental pentru profilele paletelor în regimurile optime. Acestea sînt reprezentate în tabelul nr.16, împreună cu unghiurile optime de poziție ale paletelor aparatului director.

Tabelul nr.16

Nr. crt.	Varianta	Regim	$\varphi$ /°grade/	$\lambda_b$ /°grade/	$\lambda_p$ /°grade/	$\alpha$ /°grade/	$\theta$ /°grade/
1.	1R	Turb.-T	6°	- 53,54°	- 69,35°	50°	5°
		Pomp.-P	1°	58,54°	74,35°	46°	
2.	2R	T	- 6°	- 49,16°	- 69,27°	48°	0°
		P	-12°	55,16°	75,27°	44°	
3.	3R	T	2,5°	- 56,23°	- 71,06°	54°	1,5°
		P	1°	57,73°	72,56°	53°	
4.	4R	T	2°	- 40,67°	- 67,00°	44°	9°
		P	- 7°	49,67°	76,00°	42°	
5.	5R	T	12°	- 51,87°	- 66,54°	52°	2°
		P	10°	53,87°	68,54°	48°	

Mărimile din tabelele nr.14, 15 și 16 pentru analiză și prezentare se vor raporta tot la turanția specifică în cele două regimuri.

Pași relativi și mărimile caracteristice contururilor profilelor ( $\frac{d}{l}$ ,  $\frac{f}{l}$ ) se prezintă în fig. 91 și 92. Nu s-au reprezentat  $\frac{x_d}{l}$  și  $\frac{x_f}{l}$  deoarece  $\frac{x_d}{l} = 0,5$  respectiv  $\frac{x_f}{l} = 0,435 - 0,550$ .

Parametrii de proiectare  $t/l$ ,  $f/l$  prezentați în fig. 91 s-au distribuit în mod continuu în funcție de turația specifică.

Se constată o creștere a raportului  $t/l$  cu creșterea turației specifice în ambele regimuri.

Valorie ( $\frac{f}{l}$ )<sub>b</sub> = 0,661 + 1,019 și ( $\frac{f}{l}$ )<sub>p</sub> = 0,951 + 1,333.

În opoziție cu pași relativi, săgețile maxime relative scad cu creșterea lui  $n_p$ , în ambele regimuri. Astfel, ( $\frac{d}{l}$ )<sub>b</sub> = 10 ‰ + 3,85 ‰ și ( $\frac{d}{l}$ )<sub>p</sub> = 2,50 ‰ + 1,20 ‰.

O mențiune specială trebuie făcută pentru varianta 2R, care prezintă în lungul razei, de la butuc la periferie, o săgeată maximă constantă  $\frac{d}{l} = 2,5$  ‰, plasată la  $\frac{x_f}{l} = 0,45$ . Dacă rotorul de turbină varianta 2, care a oferit parametri pentru dimensionarea paletei reversibile 2R, are o comportare energetică modestă, așa cum s-a arătat, rotorul 2R are performanțe energo-cavitaționale apropiate de valorile optime realizate de 1R (vezi fig. 89). Aceasta demonstrează posibilitatea realizării unor palete reversibile cu curbură constantă, cu parametri funcționali ridicați.

În ceea ce privește grosimea maximă relativă  $\frac{d}{l}$ , fig. 92 arată o variație discontinuă funcție de turația specifică. Rezultatele experimentale prezentate anterior, pot fi legate în mică măsură de acest parametru. Se știe că grosimea maximă se impune din condiții de rezistență așa cum s-a arătat. Variația grosimii maxime, la butuc, între ( $\frac{d}{l}$ )<sub>b</sub> = 8,13 ‰ + 12 ‰, are o influență foarte mică asupra randamentelor și coeficienților de cavitație în comparație cu celelalte elemente prezentate.

Unghiurile de instalare ale profilelor în rețele pentru secțiunile de la butuc și periferie se prezintă în tabelele nr. 14 și 15. Dacă le raportăm la turația specifică, se constată o variație discontinuă. Pornind de la unghiurile de poziție  $\varphi$  și rotație rigidă  $\theta$  a paletelor rotoarelor, s-au determinat valorile unghiurilor de instalare  $\lambda$  pentru regimurile optime experimentale. Aceasta se prezintă în tabelul nr. 16 și grafic în fig. 93.

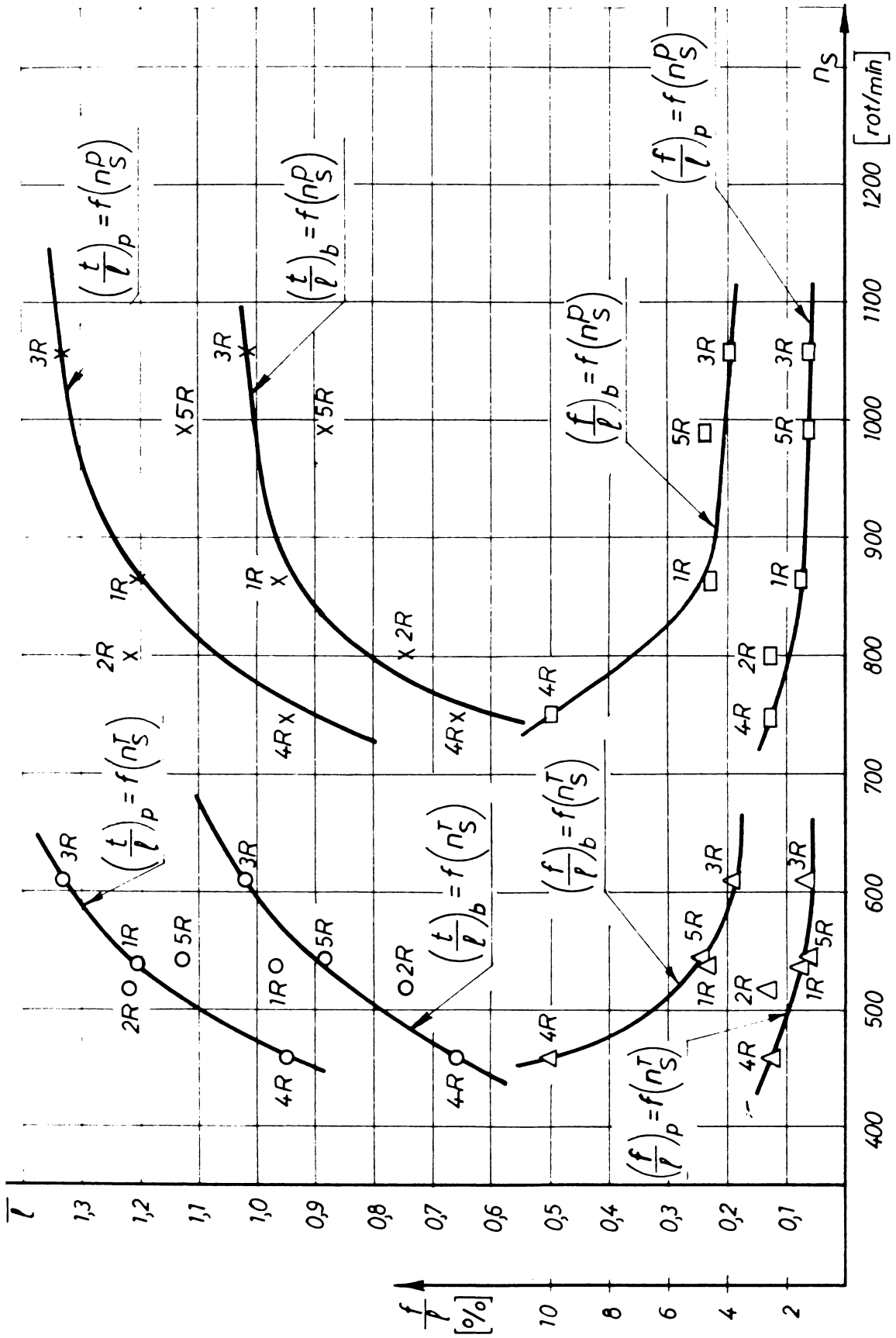


fig. 91.



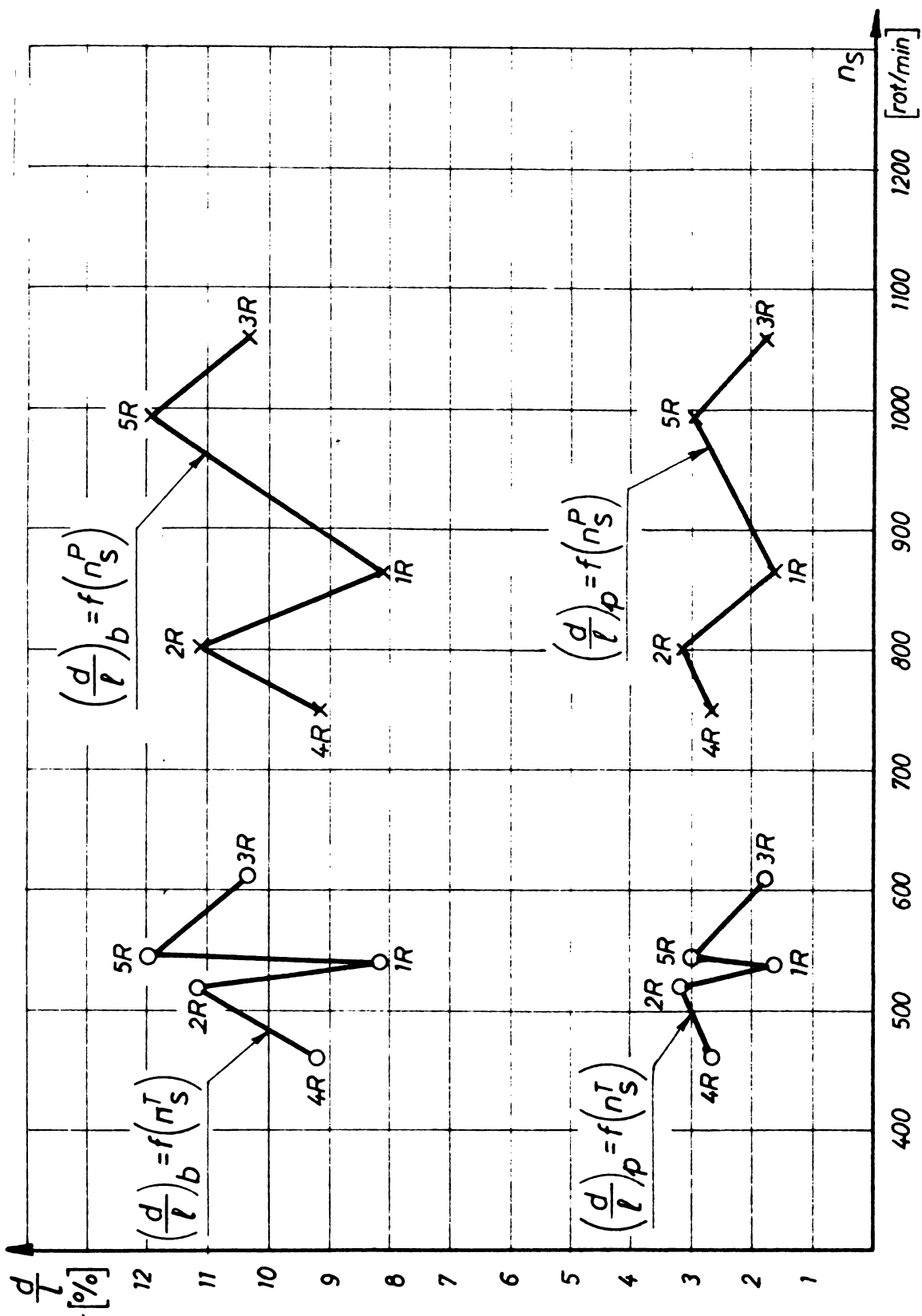


fig. 92.

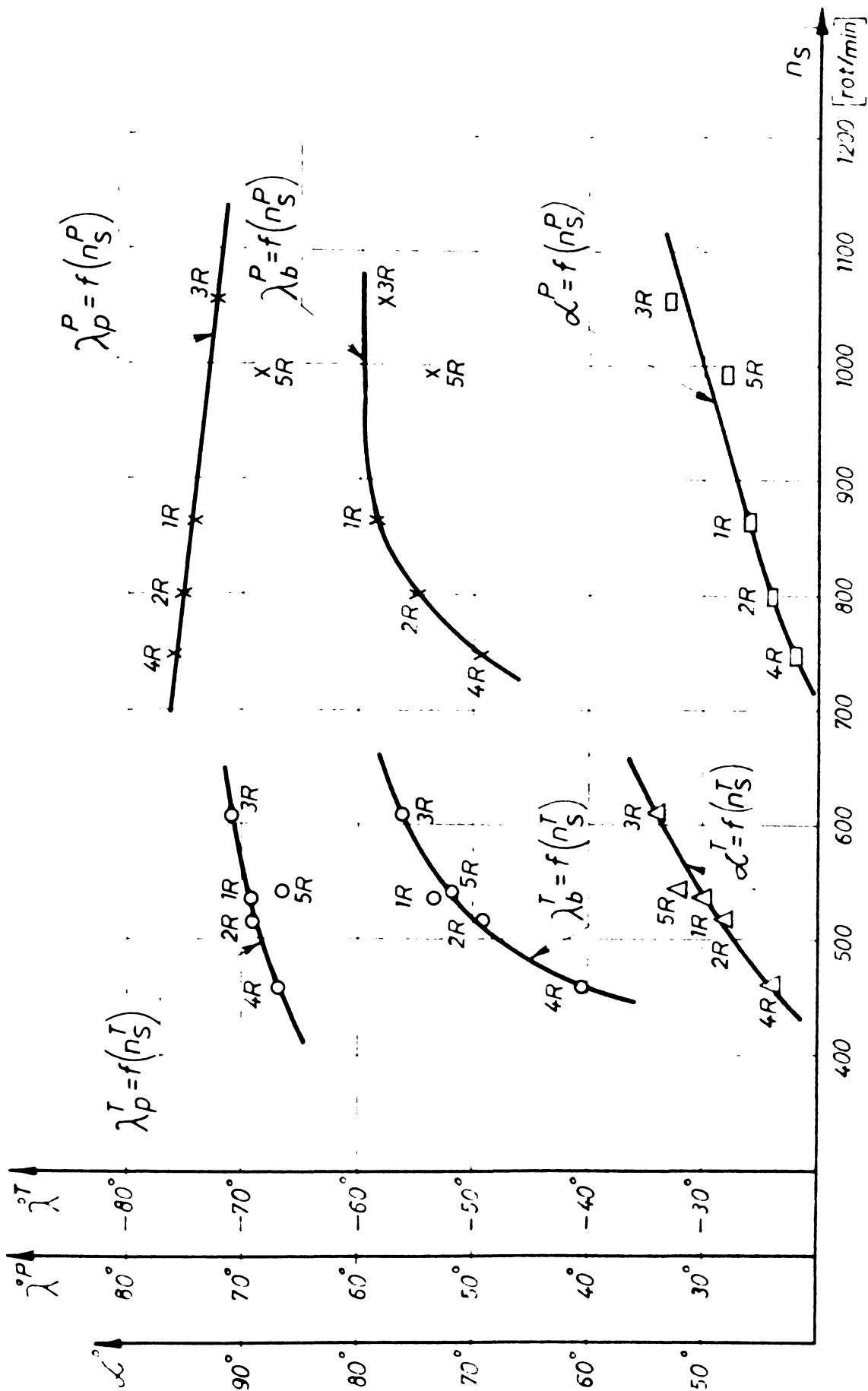


fig. 93.

Din fig.93 se vede că unghiurile  $\varphi$  optime s-au realizat în așa fel încât a rezultat o variație continuă în raport cu  $n_g$ , pentru unghiurile de instalare ale profilelor în rețelele tuturor variantelor de palete analizate.

Se constată o scădere a torsionării paletelor odată cu creșterea turației specifice.

Fig.93 mai prezintă și variația, în raport cu  $n_g$ , a deschiderilor optime ale paletelor aparatului director  $\alpha$ , măsurate în grade de la poziția complet închis. Cum era și de așteptat, unghiurile  $\alpha$  cresc odată cu creșterea turației specifice pentru ambele regimuri.

Unghiurile optime de poziție a paletelor rotoarelor LR + 5R, realizate experimental se prezintă în fig.94.

Rezultatele experimentale prezentate și analizate anterior, duc la următoarele concluzii:

- aparatul director, respectiv poststatorul are o importanță hotărâtoare asupra comportării energo-cavitaționale a rotorului. Astfel, încercând în același traseu hidraulic 5 variante de rotoare, s-au obținut rezultatele analizate în fig.89, care scot în evidență existența unui optim energetic și cavitațional realizat de rotorul LR. Aceasta se explică prin influența aparatului director utilizat, care corespunde din punct de vedere hidrodinamic numai variantei LR. Aparatul director împreună cu restul elementelor traseului hidraulic impune condiții de curgere ce determină o variație precisă  $\lambda = f(n_g)$  (fig.93) și care se realizează prin modificarea corespunzătoare a unghiului  $\varphi$  optim față de poziția  $\varphi = 0^\circ$ .

În aceste condiții varianta LR prezintă și cele mai mici abateri de la regimul de calcul. Pentru toate celelalte variante neconcordanța aparat director - rotor - poststator amplifică abaterile debitelor unitare optime realizate experimental, față de cele de calcul. De asemenea, diferențele  $\eta^T - \eta^P$  și  $\sigma^T - \sigma^P$  cresc pe măsură ce variantele de rotoare se depărtează de zona optimă ( $n_g^T = 540$  rot/min,  $n_g^P = 870$  rot/min);

- rotorul reversibil prezintă un domeniul de funcționare cu randamente ridicate, în regim de pompare, mai puțin extins decât în regim de turbinare. Astfel, în regim de turbinare, diferența dintre randamentul minim realizat și cel maxim este de 2 %, în timp ce în regim de pompare este de 7,2 %. Varianta 1R care are cel mai ridicat randament la pompare are și cea mai mică abatere a regimului optim față de cel de calcul ( $\varphi_{opt} = 1^{\circ}$ ). Cele mai mici randamente  $\eta^P$  le au variantele 4R și 5R care prezintă și abaterile mai mari față de regimul de calcul;
- pentru toate variantele regimurile optime s-au realizat la  $\varphi^T > \varphi^P$ ;
- nomenclatura formată din cele 5 variante de rotoare, poate fi îmbogățită cu altele de turații specifice diferite de cele obținute în cadrul prezentei lucrări. Aceasta se realizează prin adoptarea unor parametrii geometrici, pentru rețelele de profile în acord cu diagramele din fig.91, 92 și 93. Desigur rotoarele astfel obținute și încadrate în traseul hidraulic din fig.76 vor avea randamente și coeficienți de cavitație ce se plasează pe curbele  $\eta = f(n_g)$ , și  $\sigma = f(n_g)$  din fig.89. Trebuie remarcat randamentul mai mic în regim de pompare, care se va obține;
- performanțele energo-cavitaționale ale variantelor 2R + 5R pot fi îmbunătățite prin racordarea lor cu aparate directoare (poststatoare) corespunzătoare. Este indicată dimensionarea aparatului director în așa fel încât regimul la pompare să se realizeze la  $\varphi^P = 0^{\circ}$ . Procedînd în acest fel rezultă o optimizare a caracteristicilor  $\eta = f(n_g)$  și  $\sigma = f(n_g)$  și cinci variante de rotoare și aparate directoare care încadrate în traseul hidraulic din fig.76 formează tot atitea variante de mașini hidraulice axiale reversibile;
- se pot dimensiona variante noi de rotoare pentru turații specifice diferite de cele realizate de 1R + 5R. Se pornește de la rețele de turbină, sau pompă axială după cum regimul preferat la mașini reversibile este de turbinare sau de pompare. Rețelele de turbină, sau

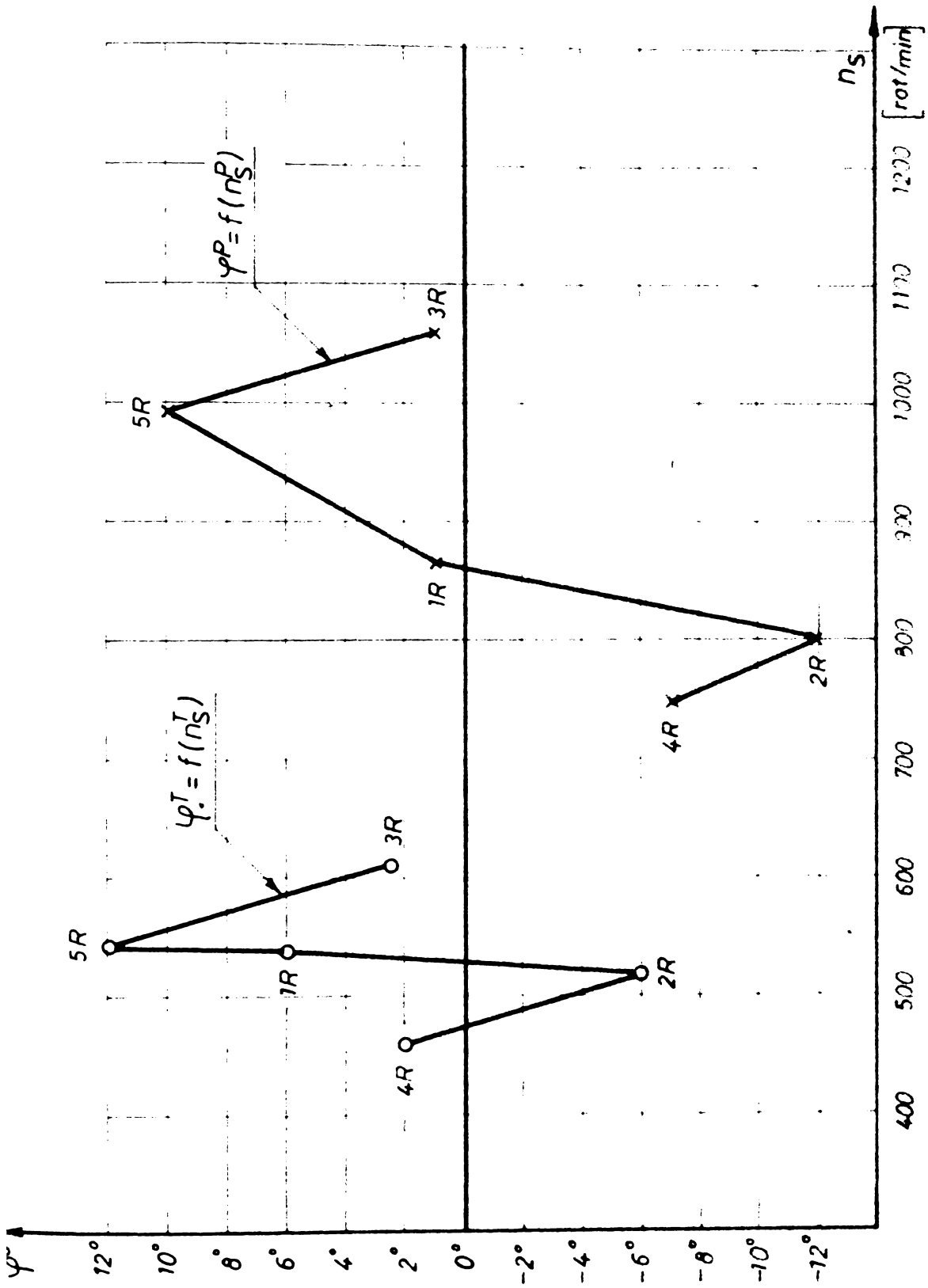


fig. 94

pompă se obține după metoda prezentată în cap.2. Pentru fiecare rotor este necesar să se dimensioneze și un aparat director corespunzător. Se recomandă proiectarea în ansamblu a aparatului director - rotor - poststator în așa fel încât regimul optim de pompare să se realizeze la  $\varphi^P = 0^\circ$ . La turbinare optiul va rezulta la  $\varphi^T = \varphi^P + \theta$ ;

- în vederea aprecierii deplasării regimurilor optime experimentale față de cele de calcul, se ia în considerare numai varianta 1R (singura variantă care corespunde aparatului director). Debitul unitar a scăzut cu 5 - 4 % în ambele regimuri, iar turațiile unitare se păstrează constante pentru același diametru de butuc. Creșterea diametrului butucului scade turația unitară în regim de pompare;
- pierderile hidraulice în regim de pompare sînt mai mari decît în regimul de turbinare,  $\eta^T > \eta^P$ .

\* \* \*

Din cele prezentate în acest capitol, dezvoltat și în lucrarea [69], rezultă următoarele contribuții și concluzii:

- s-a construit prima metodă de concepție a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile din literatura tehnică de specialitate. Această metodă constituie obiectul brevetului de invenție nr.68.687 [92] †
- s-a stabilit o nouă metodă de determinare a elementelor asimptotice asociate rotoarelor axiale cu funcționare reversibilă;
- se analizează, pentru prima dată, corelația elementelor asimptotice în strînsă legătură cu profilarea paletelor. În acest fel rezultă clar legătura între cădere și înălțime de pompare, precum și modul de profilare al paletelor pentru controlul raportului dintre regimurile optime,  $\frac{n_1^P}{n_1^T}$  ;

- se pun bazele unei clase de profile reversibile, profile laminare cu simplă curbură și contur eliptic. Aceste profile au pierderi hidraulice scăzute, permițând obținerea unor randamente ridicate în ambele regimuri. De asemenea, au și o comportare cavitațională corespunzătoare;
- lucrarea pune bazele primei nomenclaturi unificate de modele de mașini hidraulice axiale reversibile de tip bulb. Modelele ce compun această nomenclatură depășesc prin performanțe realizările mondiale cunoscute;
- se demonstrează influența traseului hidraulic asupra rotorului, rezultă clar necesitatea corelării rotorului cu aparatul director și poststatorul, element esențial în obținerea unor performanțe optime;
- rotorul reversibil cu palete din profile cu simplă curbură realizează întotdeauna o diferență între turațiile unitare optime ale celor două regimuri de funcționare. Raportul  $\frac{n_1^P}{n_1^T}$  crește odată cu creșterea turațiilor specifice;
- între pozițiile optime de funcționare ale paletelor în regimurile de turbinare și pompare există o diferență unghiulară mică;
- se poate controla influența tuturor parametrilor geometriei și hidrodinamiei asupra performanțelor energo-cavitaționale ale rotorului;
- se poate cunoaște precis deplasarea regimului optim;
- metoda de proiectare concepută este complet programabilă pe calculatoare numerice;
- rezultatele experimentale obținute confirmă valabilitatea acestei metode. Se oferă posibilitatea obținerii unor rotoare reversibile cu înalte performanțe energetice și cavitaționale, într-un timp scurt, eliminând experimentări laborioase și costisitoare;
- metoda de proiectare construită este rezultatul îmbinării cercetărilor teoretice cu cele experimentale

în domeniul profilelor izolate și a rețelelor de profile;

- se face analiză a posibilităților de realizare a funcționării reversibile pe bază de măsurători experimentale stabilindu-se soluția optimă;
- cercetările teoretice și experimentale prezentate în această lucrare permit următoarea generalizare: turbina bulb și pompa axială pot fi considerate cazuri particulare ale mașinii hidraulice axiale reversibile, reversibilitatea realizându-se prin inversarea sensului rotației rotorului.

Rotorul reversibil rotit în sens de turbinare, profilat în mod corespunzător și asociat cu aparatul director de asemenea profilat corespunzător compun, împreună cu restul traseului hidraulic, turbina bulb. Pompa axială rezultă din aceeași mașină reversibilă prin profilarea corespunzătoare a rotorului, poststatorului și modificarea necesară a traseului.

Atât pentru turbina axială cât și pentru pompa axială profilările se obțin prin modificarea distribuțiilor de grosimi. Se recomandă profile laminare pentru toate tipurile de palete.

#### Cap.4 METODA TEORETICA DE CALCUL A FORTELOR SI MOMENTELOR DE NATURA HIDRAULICA CE SE DEZVOLTA PE PALETELE ROTORULUI DE MASINI HIDRAULICE AXIALE SI AXIALE REVERSIBILE

Pentru dimensionarea corespunzătoare a mecanismelor de reglare ale mașinilor hidraulice axiale și a verificărilor de rezistență este necesar să se cunoască forțele și momentele ce se dezvoltă pe paletele rotoarelor acestor mașini în funcționare. Ele sînt de natură hidraulică și centrifugală.

Forțele și momentele centrifugale se determină prin calcule simple necesitînd numai cunoașterea paletei și a materialului din care este confecționată [70].



Forțele și momentele de natură hidraulică nu au putut fi determinate prin calcul cu o precizie suficientă pînă în prezent [70], singura cale fiind cea experimentală. Dar experimentările sînt costisitoare, au un ciclu lung de desfășurare și necesită multă experiență [51].

Urmărindu-se evitarea acestor experimentări laborioase pentru fiecare model de mașină hidraulică axială în parte și ținînd cont de rezultatele bune obținute la calculul teoretic al forțelor și momentelor hidraulice ce apar pe paletele aparatelor directoare cilindrice [71], în acest capitol se dezvoltă o metodă analitică de determinare a forțelor și momentelor hidraulice ce apar pe paletele rotoarelor de turbine axiale, pompe axiale și mașini hidraulice reversibile.

În vederea verificării metodei propuse, s-au efectuat calcule teoretice pentru un rotor de turbină axială la care se cunosc, din experimentări, forțele și momentele pe palete.

**4.1 Prezentarea forțelor și momentelor sub formă de caracteristici, relații de similitudine**

Forțele ce se dezvoltă pe paleta rotorului axial în funcționare, se prezintă schematic în fig.95.

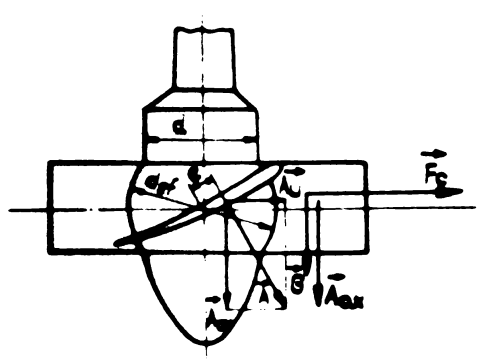


Fig.95 Forțe pe paleta rotorului axial

- unde:
- $\vec{A}$  - forța totală pe paletă
  - $\vec{A}_{ax}$  - forța axială pe paletă (împingeră axială)
  - $\vec{A}_u$  - forța tangențială pe paletă
  - $\vec{F}_c$  - forța centrifugă pe paletă
  - $\vec{G}$  - greutatea paletelor
  - $e$  - brațul forței totale față de axa paletelor

Pornind de la mărimile unitare pentru turbine și pompe

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \\ Q_{11} = \frac{Q}{D^3\sqrt{H}} \\ P_{11} = \frac{P}{D^5\sqrt{H}} \end{array} \right. \quad (4.1)$$

s-au dedus relațiile de similitudine cunoscute [70], [51], [72], [73] pentru turbine:

$$A_u = A_{u11} \cdot D^2 \cdot H \tag{4.2}$$

$$A_{ax} = A_{ax11} \cdot D^2 \cdot H \tag{4.3}$$

$$A = \sqrt{A_u^2 + A_{ax}^2} = A_{11} \cdot D^2 \cdot H \tag{4.4}$$

$$M = M_{11} \cdot D^3 \cdot H \tag{4.5}$$

unde  $A_{u11}$ ,  $A_{ax11}$ ,  $A_{11}$  și  $M_{11}$  sînt forțele și momentul raportate la un rotor cu diametrul  $D = 1$  m și care funcționează la căderea  $H = 1$  m.

Aceste mărimi unitare se reprezintă sub formă de caracteristici pentru a putea fi utilizate mai ușor în calcule, fig. 96, 97 și 98.

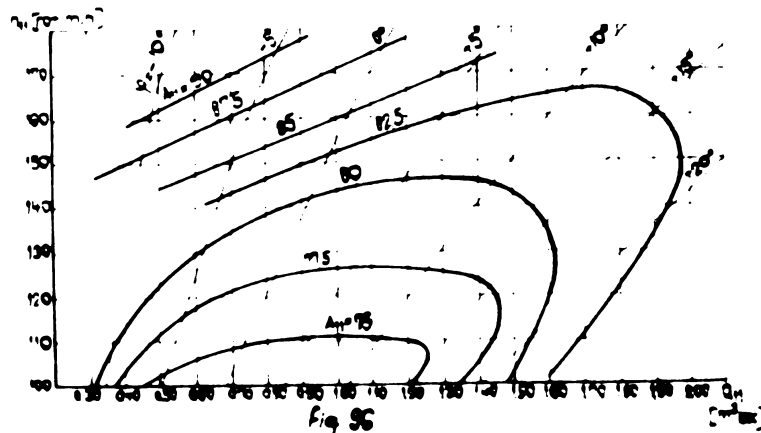


Fig. 96  
Forțe necese să un rotor pe partea unui rotor de turbină raportat [73], în [dec]

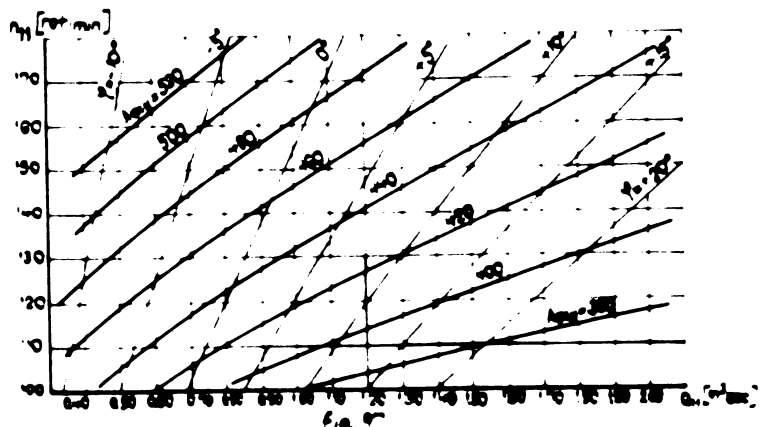
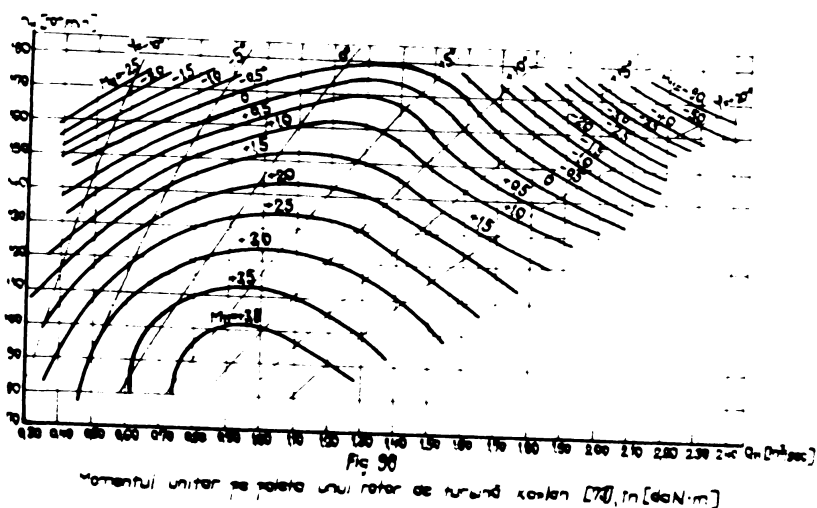


Fig. 97  
Impulsuri necese să un rotor de turbină raportat [73], în [dec]



Momentul  $\vec{M}$ , măsurat experimental, reprezintă un moment global:

$$\vec{M} = \vec{M}_c + \vec{M}_h \quad (4.6)$$

unde,  $\vec{M}_h$  este momentul forțelor de natură hidraulică, iar  $\vec{M}_c$  este momentul forțelor centrifugale.

Și pentru aceste momente se admit exprimări de forma:

$$M_c = M_{c11} \cdot D^3 \cdot H \quad (4.7)$$

$$M_h = M_{h11} \cdot D^3 \cdot H \quad (4.8)$$

În ipoteza neglijării rezistenței la înaintare, forța totală  $\vec{A}$  se confundă cu forța portantă. În această situație relațiile de similitudine (4.4) și (4.8) se pot obține într-un mod diferit față de cel prezentat în literatura tehnică de specialitate amintită. Se pornește de la coeficienții de portanță și moment ai profilului hidrodinamic, definiți de teoria hidrodinamică a rețelelor sub formele (2.125) și (2.132):

$$C_A = \frac{A}{\frac{\rho}{2g} w_\infty^2 \cdot S}$$

$$C_{M_h} = \frac{M_h}{\frac{\gamma}{2g} \cdot w_\infty^2 \cdot s \cdot l}$$

unde suprafața  $S = 1 \cdot l$ , profilul avînd coarda 1 și grosimea unitară.

Atunci:

$$A = C_A \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot w_\infty^2 \cdot s = \frac{\gamma}{2g} (k_{w_\infty} \cdot \sqrt{2gH})^2 \cdot s \cdot C_A =$$

$$= C_A \cdot \gamma \cdot k_{w_\infty}^2 \cdot k_1 \cdot D^2 \cdot H = A_{11} \cdot D^2 \cdot H \quad (4.9)$$

$$M_h = C_{M_h} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot w_\infty^2 \cdot s \cdot l = \frac{\gamma}{2g} (k_{w_\infty} \sqrt{2gH})^2 \cdot s \cdot l \cdot C_{M_h} =$$

$$= C_{M_h} \cdot \gamma \cdot k_{w_\infty}^2 \cdot H \cdot k_1 \cdot D^2 \cdot k_2 \cdot D = M_{h11} \cdot D^3 \cdot H \quad (4.10)$$

unde s-au efectuat următoarele notații:

$$\begin{cases} w_\infty = k_{w_\infty} \sqrt{2gH} \\ s = k_1 D^2 \\ l = k_2 D \end{cases} \quad (4.11)$$

Momentul de natură centrifugală se poate determina, pentru fiecare unghi de rotire al paletelor rotorului, cu relații simple oferite de mecanica clasică și depinde numai de forma geometrică a paletelor, axa de rotație și materialul din care este confecționată paleta.

Momentul forțelor de natură hidraulică depinde în exclusivitate de condițiile hidrodinamice care se realizează înainte și după rotor și de parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile ce constituie paletajul rotorului.

Din aceste motive considerăm a fi mai reprezentative caracteristicile de momente hidraulice unitare  $M_{h11} = f(n_{11}, Q_{11})$  și le propunem pentru utilizare în locul celor globale din fig. 98.

#### 4.2. metodă teoretică de determinare a forțelor și momentelor de natură hidraulică

Dezvoltarea metodei de calcul presupune următoarele ipoteze simplificatoare:

- curgerea apei prin rotorul mașinii hidraulice axiale este potențială;
- unghiul de instalare al profilelor în rețea  $\lambda$ , sau unghiul de așezare  $\beta\alpha$ , se modifică cu numărul de grade cu care se face rotirea paletelor;
- rotirea paletelor în limita  $\pm 10^\circ$  nu modifică esențial geometria profilelor rețelelor, cunoscută pentru  $\varphi = 0^\circ$  și nici caracteristicile  $C_A = f(\alpha_\infty)$  și  $C_{M_H} = f(\alpha_\infty)$ ;
- pentru același unghi de rotire  $\varphi$ , al paletelor rotitoare, randamentul hidraulic nu se modifică în lungul razei;
- randamentele hidraulice utilizate în calcule sînt cele realizate pe model (randamente interioare).

Observînd expresiile (4.9) și (4.10), problema determinării forțelor și momentelor hidraulice se reduce la calculul coeficienților de portanță și moment,  $C_A$  respectiv  $C_{M_H}$ .

Pentru aceasta se construiesc pe cale teoretică, caracteristicile  $C_A = f(\alpha_\infty)$  și  $C_{M_H} = f(\alpha_\infty)$  ale profilelor dispuse în rețele de turbină, sau pompă corespunzătoare secțiunilor de calcul prin rotor în acest sens se folosește metoda expusă în cap.2, paragraful 2.3. Fiind vorba de profile diferite, în funcție de palete, se necesită și aproximarea matematică a conturilor lor. Aceasta se face după metoda prezentată în cap.3, paragraful 3.4.

De asemenea, se determină și o caracteristică  $C_A = f(\alpha_\infty)$  pe baza metodelor expuse în paragrafele 2.2 și 3.3.

Intersectînd cele două curbe  $C_A = f(\alpha_\infty)$ , determinate după metodele prezentate în paragrafele (2.3), respectiv (2.2) și (3.3), se obține unghiul de incidență  $(\alpha_\infty)_R$  la care funcționează profilele rețelei și coeficientul de portanță realizat  $(C_A)_R$  (fig.99).

Caracteristica  $C_A = f(\alpha_\infty)$ , determinată după metodele expuse în paragrafele (2.2) și (3.3), necesită cunoașterea diagramei universale de funcționare energo-cavitațională a rotorului

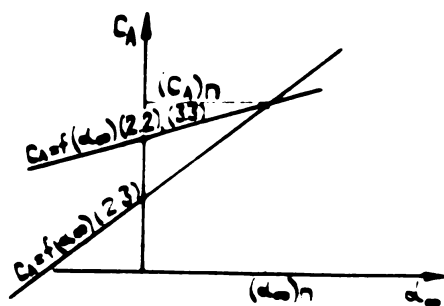


Fig. 99

Determinarea unghiului de incidență și a punctului de funcționare a profilului în rețea

analizat. Astfel, pentru o valoare dată a turației unitare  $n_{11}$ , se determină din diagrama universală valorile debitelor unitare  $q_{11}$  și a randamentelor hidraulice la diferite poziții ale paletelor rotative  $\varphi^0$ , cuprinse în limita admisă de  $\pm 10^0$  și se calculează elementele asimptotice pe baza cărora se obține caracteristica  $C_A = f(\alpha_\infty)$

căutată.

Calculul caracteristicilor  $C_A = f(\alpha_\infty)$ , pe baza diagramelor universale de funcționare, fiind soluționată atât pentru rețeaua de turbină cât și pentru rețeaua de pompă, metoda este utilizabilă și la calculul forțelor și momentelor ce se dezvoltă pe paletetele rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile.

În sfârșit, cunoscînd unghiul de incidență și coeficientul de portanță pentru fiecare secțiune de calcul, se poate trece la determinarea efectivă a forțelor și momentelor.

#### Calculul forțelor hidraulice pe paleta rotorului

Forța portantă a profilului din secțiunea „i” se calculează pe baza relației (4.9):

$$\vec{A}_i = C_{A_i} \frac{\gamma}{2g} W_{\infty i}^2 \vec{S}_i \quad (4.12)$$

Forța portantă pe întreaga paletă este:

$$\vec{A} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i \quad (4.13)$$

unde, n este numărul secțiunilor cilindrice prin rotorul axial, iar  $S = L_1 \cdot l_1$  (fig.100).  $L_1$  reprezintă anvergura porțiunii de paletă considerată a fi generată de profilul de coardă  $l_1$ .

Forța axială ce se exercită asupra paletetei, reprezintă proiecția forței portante pe direcția axei rotorului, așa cum se vede din fig.95.

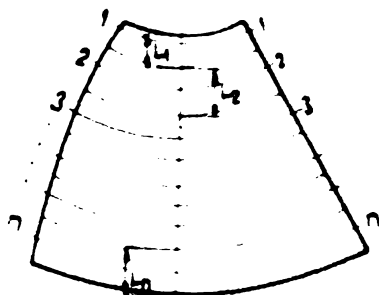


Fig 100

Secțiune de cocu prin paleta  
rotorului axie

Calculul momentului hidraulic pe paleta rotorului

Așa cum s-a arătat în paragraful 2.3, metoda teoretică de calcul ce se utilizează oferă, pentru unghiul de incidență  $\alpha_{\infty}$  determinat ca în fig.99, coeficientul momentului hidraulic față de originea sistemului de axe și coordonate, ceea ce corespunde cu bordul de atac al profilului.

Dar, cum pentru necesități practice interesează momentul hidraulic în raport cu axa de rotație a paletii, se va opera această transpunere pe baza relațiilor cunoscute din mecanica clasică, pentru  $\alpha_{\infty} \ll 0$ . Acest calcul precum și prezentarea mai amănunțită a metodei se găsește în lucrarea [74].

Și acum, pe baza notațiilor din fig.100, momentul hidraulic în raport cu axa de rotație a porțiunii de paletă de anvergură  $L_1$ , este:

$$M_{hi} = C_{M_{hi}} \cdot \frac{\gamma}{2g} W_{\infty i}^2 \cdot l_i^2 \cdot L_i \tag{4.14}$$

unde,  $C_{M_{hi}}$  este coeficientul momentului hidraulic în raport cu centrul de rotație al profilului din secțiunea „i”.

momentul hidraulic ce se dezvoltă pe întreaga paletă în raport cu axa de rotație este:

$$M_h = \sum_{i=1}^n C_{M_{hi}} \frac{\gamma}{2g} W_{\infty i}^2 \cdot l_i^2 \cdot L_i \tag{4.15}$$

#### 4.3. Rezultate teoretice. Comparatii cu date experimentale

Calcululele s-au efectuat pentru un rotor de turbină axială de tip bulb, la care s-au determinat experimental caracteristicile de forțe și momente pe paleta rotor [75], [76], [77].

Volumul de calcule fiind foarte mare, s-au efectuat cu ajutorul calculatorului electronic din dotarea I.C.P.E.H. Neștița.

În cele ce urmează se procedează la compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale.

#### Coefficientul de torsionare al curentului după rotor

În vederea confruntării cu indicațiile din literatura de specialitate, s-au extras din calcule și reprezentat în fig. 101 valorile coeficientului de torsionare după rotor  $k_T$ , la diferite raze.

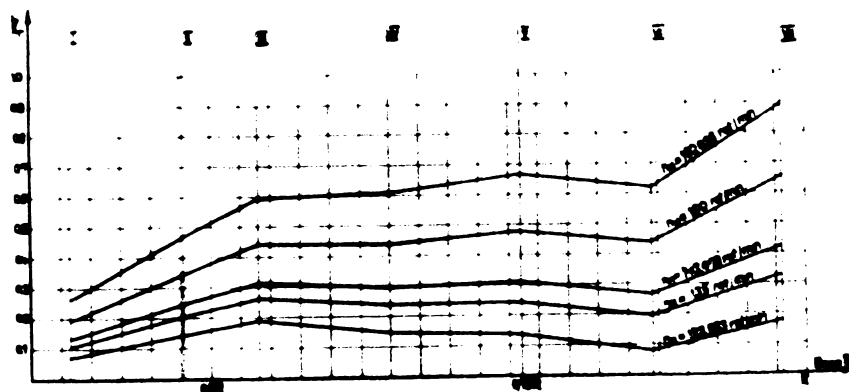


Fig. 101  
Coefficients of twisting of current after rotor in case of bulb of rotor

Valorile calculate pentru coeficientul  $k_T$  variază de la butuc la periferia rotorului în limita  $0 \rightarrow 0,9$ , pentru  $n_{11} = 123,263 \rightarrow 180,038$  rot/min. Ele se încadrează în domeniul de valori indicat în literatura de specialitate [1], [27]. Astfel în [1] se indică la butuc  $k_T = -0,032$  și la periferie  $k_T = 0,2 \rightarrow 0,6$ , iar în [27] la butuc  $k_T = -0,2$  și la periferie  $k_T = +0,2$ .



Apreciind domeniul dat în [1] a fi cel mai realist, coeficienții  $k_p$  calculați cu metoda expusă se încadrează bine în acest domeniu.

De asemenea, din fig.101 se constată că pentru turații unitare apropiate de cea optimă ( $n_{11} = 135$  rot/min), coeficientul  $k_p$  poate fi considerat, cu bună aproximație, constant în lungul razei. Aceasta numai pentru turbine bulb.

### Forțe hidraulice pe paleta rotorului

Așa cum rezultă din cap.2, un parametru important pentru determinarea condițiilor asimptotice rotorului este diametrul butucului, respectiv raportul dintre diametrul butucului și diametrul rotorului  $\psi$ .

Acest raport poate avea două valori, după cum se ia în considerare partea cilindrică, sau partea sferică a butucului.

Pentru a decide care din aceste valori, în condițiile prezentei metode, dă rezultatele cele mai bune, s-au efectuat calcule în ambele situații, adică  $\psi = 0,30$  (luând în considerare diametrul părții cilindrice a butucului) și  $\psi = 0,35$  (pentru partea sferică a butucului).

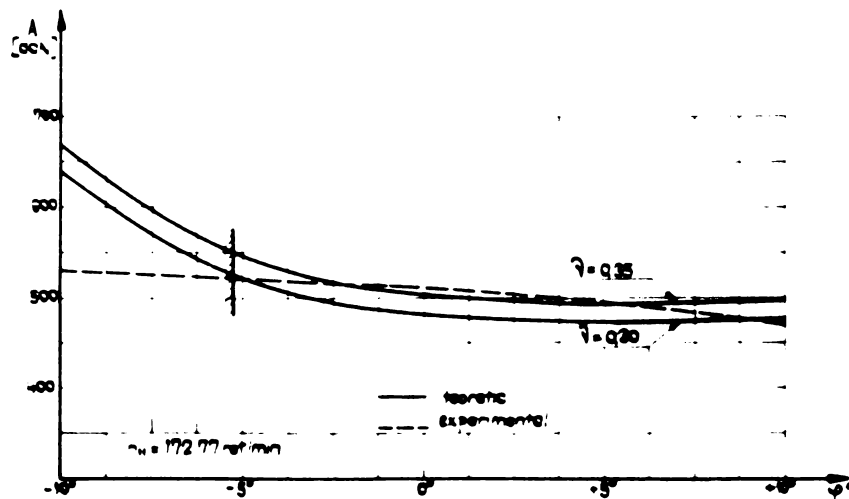


fig 102  
Forțe  $A = f(\varphi)$  pentru diametre cilindric și sferic ale butucului

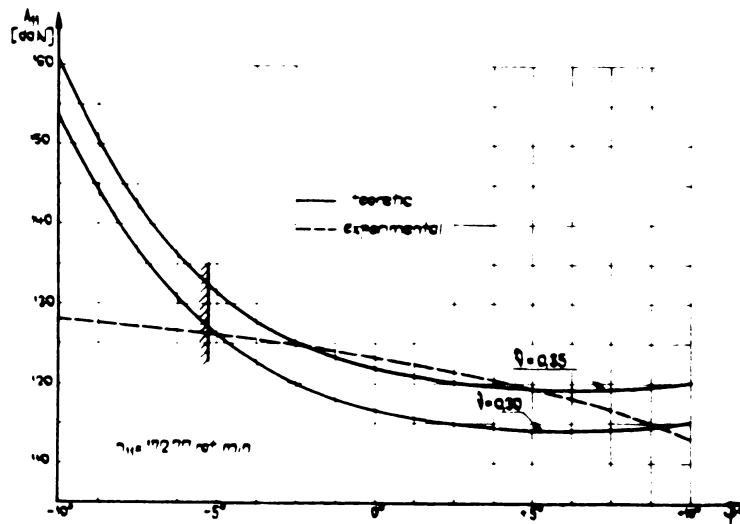


Fig. 103  
Forțe unitare  $A_{11} = f(\varphi)$  hemisferă dintr-un rotor și sfere de butuciu.

Fig. 102 și 103 prezintă comparativ rezultatele teoretice cu cele experimentale, pentru  $n_{11} = 172,77$  rot/min, sub forma curbelor  $A = f(\varphi)$  și  $A_{11} = f(\varphi)$ .

Cele mai bune rezultate s-au obținut utilizând în calcul condițiile asimptotice rotorului, diametrul părții sferice a butucului ( $v = 0,35$ ).

Pentru această valoare a raportului  $v$  s-au efectuat, în continuare, toate calculele teoretice.

Diagrama din fig. 104 reprezintă, pentru comparație, curbele  $A = f(\varphi)$  determinate teoretic și experimental într-un domeniu mare de rotații unitare ( $n_{11} = 123,263 \pm 180,038$  rot/min).

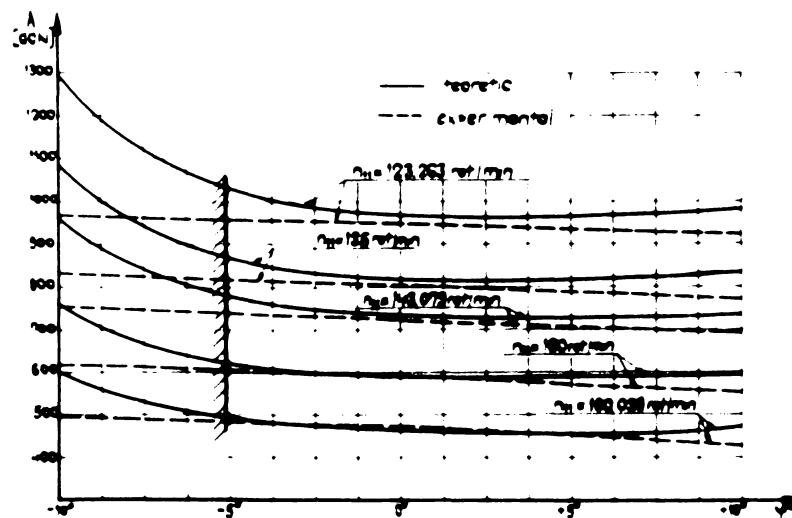


Fig. 104  
Diagramă comparativă  $A = f(\varphi)$

Se observă că valorile calculate ale forței portante redau cu aproximație bună pe cele experimentale, în limita de unghiuri  $\varphi = -5^\circ \div +10^\circ$ .

Abateră cea mai mare este 7 % pentru  $\varphi = -5^\circ$ , la  $n_{11} = 123,263$  rot/min. La  $\varphi = -10^\circ$  rezultatele teoretice se depărtază mult de cele experimentale, abateră este de aproximativ 34 %. Se știe că rotirea paletei la unghiuri  $\varphi \leq -10^\circ$  duce la creșterea apreciabilă a incidenței, care determină departarea regimului real de curgere față de cel presupus în ipoteze, ceea ce explică aceste rezultate.

Pe baza datelor calculate și prezentate în fig.104, s-au construit diagrama  $A_{11} = f(n_{11})$ , fig.105 și caracteristica teoretică de forțe unitare pe paleta rotorului, fig.106.

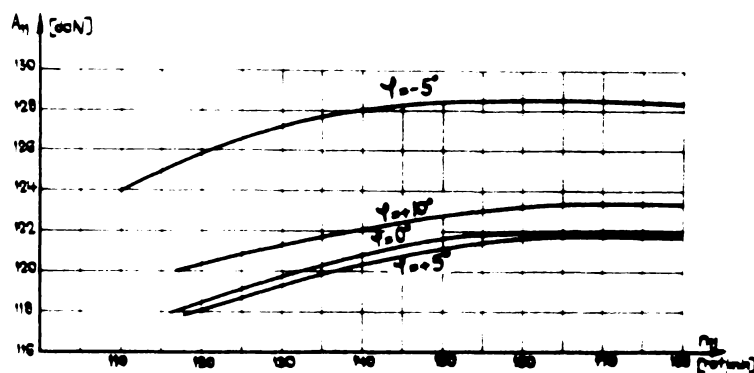


Fig 105  
Forțe unitare  $A_{11} = f(n_{11})$  pentru  $\varphi$  parametru

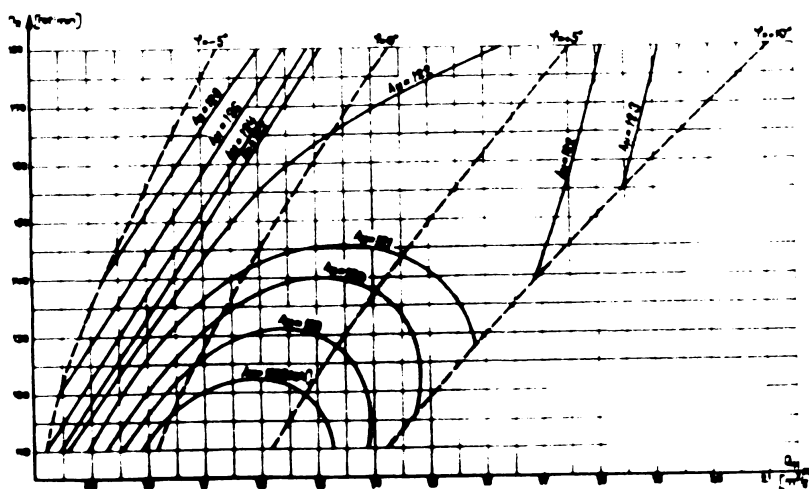


Fig 106  
Caracteristică teoretică de forțe unitare pe paleta rotorului

În mod similar s-a procedat și pentru forța axială pe paletă, rezultând diagramele din fig. 107, 108, 109. În aceste figuri forța  $A_{ax}$  reprezintă împingerea axială a întregului rotor (forța axială pe o paletă înmulțită cu numărul de palete ale rotorului).

Analizând fig. 107 se constată că domeniul de valori ale unghiului  $\varphi$  pentru care rezultatele teoretice reproduc cu bună aproximație pe cele experimentale este tot cel cuprins între  $\varphi = -5^\circ$  și  $+10^\circ$ . Abateră maximă a rezultatelor <sup>teoretice</sup> față de cele experimentale este de 0,5 %, la  $n_{11} = 123,263$  rot/min și  $\varphi = +10^\circ$ .

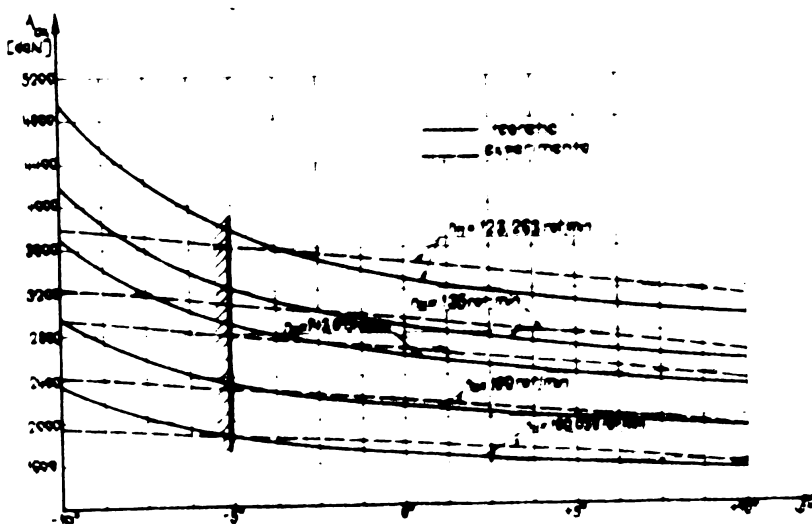


Fig 107  
Diagramă constructivă  $A_{ax} = f(\varphi)$

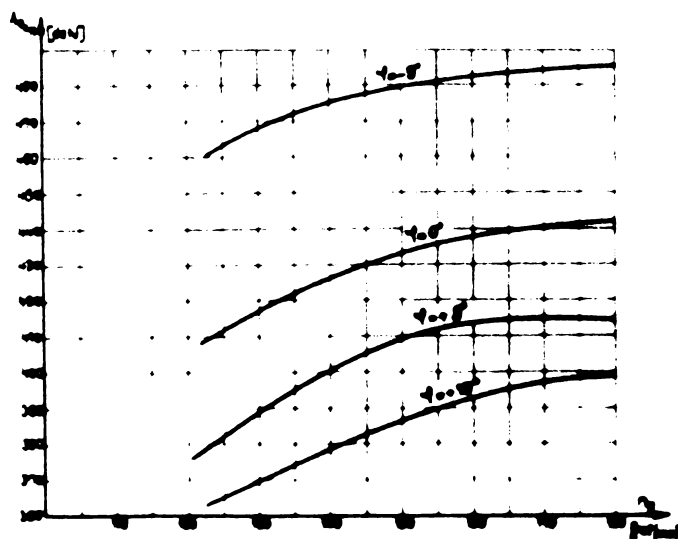
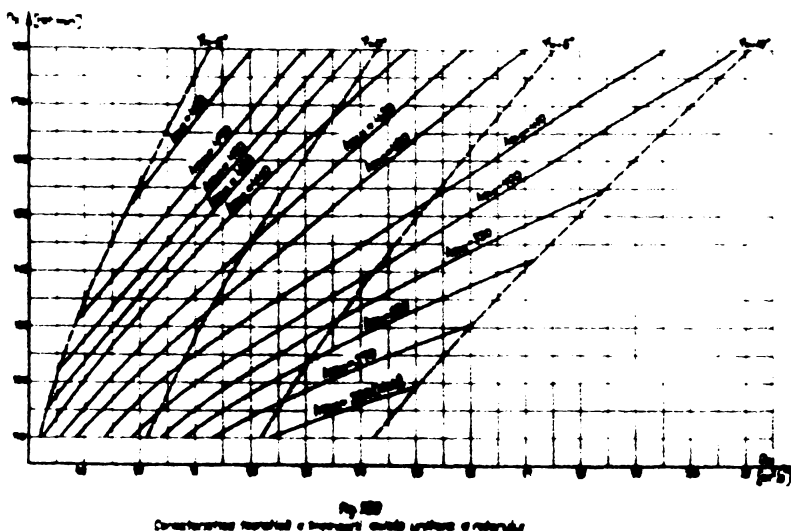


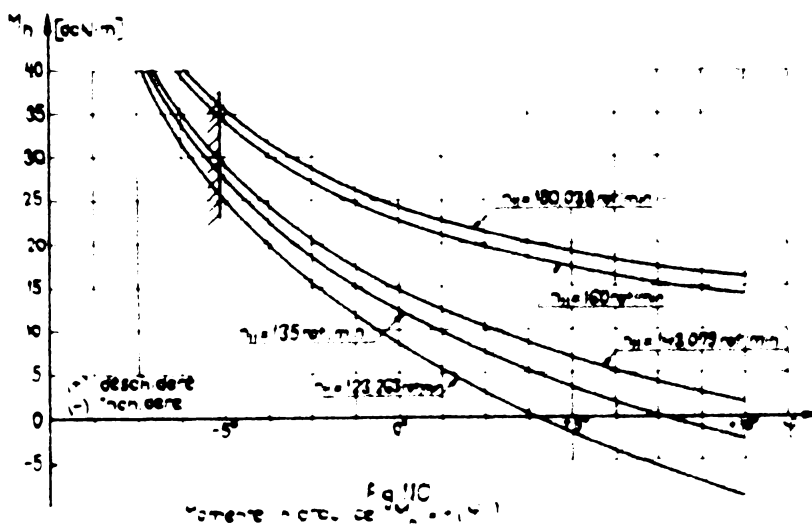
Fig 108  
Diagramă constructivă  $A_{ax} = f(\varphi)$



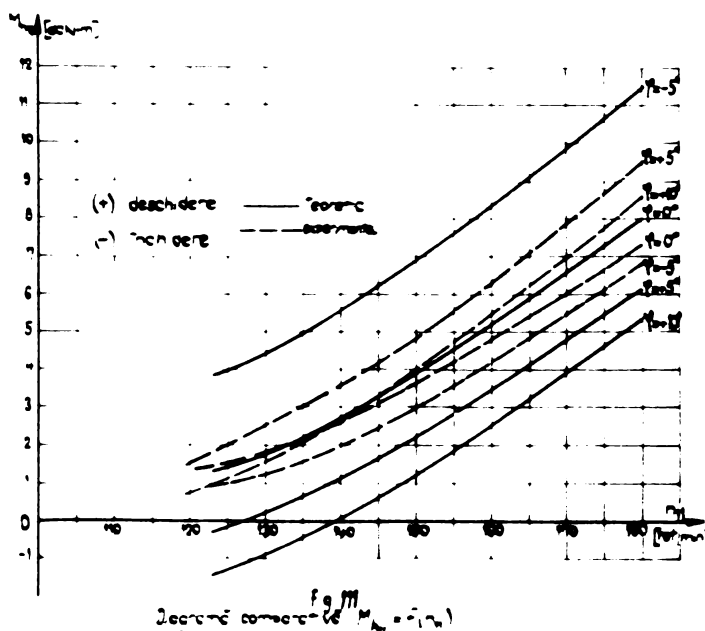
Deci în domeniul  $\varphi = -5^\circ \text{ } + 10^\circ$  rezultatele teoretice pot înlocui pe cele experimentale cu bună aproximație, deoarece însăși determinările experimentale de natură tensometrică sînt afectate de erori în jur de 5% [72], [76].

### Momentul hidraulic pe paleta rotorului

Momentul hidraulic s-a calculat teoretic pentru  $\varphi = -5^\circ \text{ } + 10^\circ$  la turații unitare  $n_{11} = 123,263 \text{ } + 180,038 \text{ rot/min}$  (fig.110).



Prelucrînd aceste rezultate pentru comparare cu datele experimentale, s-a obținut diagrama din fig.111.



Din această diagramă se observă că momentele calculate sînt comparabile cu cele experimentale numai pentru  $\varphi = 0^\circ$ . Diferența maximă 8 %, care este neglijabilă dacă se ia în considerare faptul că măsurătorile experimentale tensometrice sînt afectate de erori de pînă la 10 % [72], [76].

Pentru celelalte unghiuri ale paletii rotorului ( $\varphi = -5^\circ, +5^\circ, +10^\circ$ ), momentele hidraulice calculate arată corect tendința de rotire a paletii, dar diferă mult valoric față de momentul hidraulic măsurat experimental (peste 100 % la  $n_{11} < 160$  rot/min).

Așa cum s-a arătat, forțele hidraulice ce se dezvoltă pe paleta rotorului se determină, pe cale teoretică, cu o precizie suficientă în domeniul  $\varphi = -5^\circ \text{ } + 10^\circ$ .

Faptul că momentele calculate sînt corecte numai pentru  $\varphi = 0^\circ$  se explică prin aceea că modificarea parametrilor geometrici ai rețelelor de profile prin rotirea paletii cu unghiul  $\varphi^\circ$ , nu schimbă sensibil mărimea forței portante, ci numai punctul ei de aplicație. Dar, poziția punctului de aplicație al portanței, are o importanță hotărîtoare asupra valorii momentului hidraulic [72]. Aceasta se vede și din fig. 112, unde s-au reprezentat momentele hidraulice calculate pentru trei poziții ale axului paletii; decalate între ele cu cîte  $4^\circ$ . În această figură, așa cum s-a arătat se vor considera corecte din punct de vedere cantitativ numai valorile momentelor hidraulice la  $\varphi = 0^\circ$ .

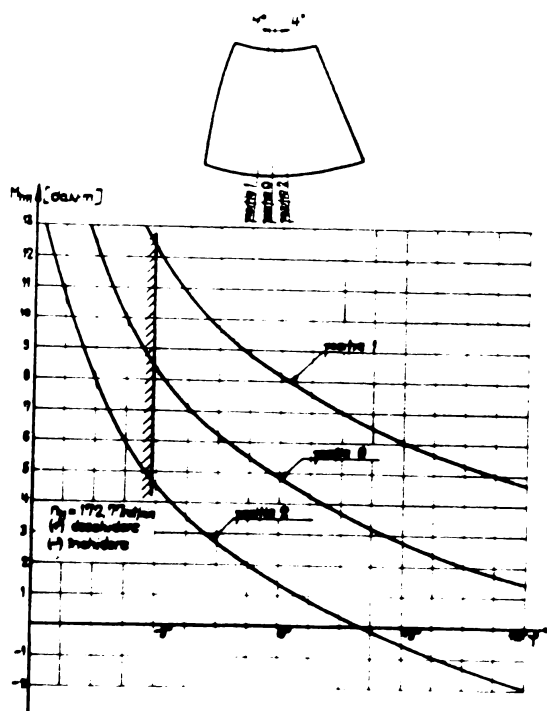


Fig. 112  
Influența unghiului de rotație asupra momentului hidraulic

■ ■ ■

Din acest capitol rezultă următoarele contribuții și concluzii:

- s-a construit prin metodă teoretică de calcul a forțelor și momentelor de natură hidraulică ce se dezvoltă pe paletetele rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile;
- s-a oferit o nouă interpretare a relațiilor de similitudine în domeniul forțelor și momentelor pe paleta rotorului, pornind de la coeficienții de portanță și moment, ceea ce a permis elaborarea metodei de calcul;
- domeniul unghiurilor  $\varphi$ , de rotație a paletetelelor rotative, pentru care se poate aplica metoda de calcul este cuprins între  $-5^\circ$  și  $+10^\circ$  pentru forțe și se reduce la  $\varphi = 0^\circ$  pentru momente;
- pentru extinderea calculului forțelor hidraulice la valori ale unghiului  $\varphi > +10^\circ$  și a momentelor hidrau-

lice pentru  $\varphi \neq 0^\circ$ ; este necesar sã se determine profilele rețelelor corespunzãtoare secțiunilor de calcul pentru fiecare unghi de poziție  $\varphi$  al paletelor rotorului.

Aceasta se face prin intersectarea paletelor, la unghiurile  $\varphi$  corespunzãtoare, cu cilindri de razã egalã cu cea a secțiunilor de calcul și desfășurarea în plan a rețelelor de profile astfel obținute.

Este posibilã efectuarea acestor intersecții pe cale analiticã, deoarece în condițiile metodelor dezvoltate în aceastã lucrare se poate determina ecuația paletelor la  $\varphi = 0^\circ$ , într-un sistem de coordonate adecvat.

Calculul nu poate fi extins la valori  $\varphi \leq -10^\circ$  din cauza ipotezelor care se fac asupra curgerii pentru a o încadra într-un model matematic și care nu corespund cu fenomenele reale ce au loc în rotor la deschideri mici ale paletelor;

- rezultatele experimentale obținute certificã valabilitatea tuturor elementelor care au stat la baza construirii acestei metode de calcul a forțelor și momentelor hidraulice ce se dezvoltã pe paleta rotorului axial;
- calculele teoretice asigurã o precizie suficientã și înlãturã experimentãri costisitoare și de lungã duratã;
- metoda de calcul construitã este complet programabilã pe calculatoare numerice.

## Cap.5 INCERCARILE EXPERIMENTALE

Fiecare capitol din cele prezentate pînã acum a constituit, din punct de vedere al concepției, un tot unitar. S-au dezvoltat teoretic metodele de proiectare a rotoarelor axiale, axiale reversibile și de calcul a forțelor și momentelor de naturã hidraulicã ce apar pe paletele rotoarelor și apoi au fost prezentate încercãrile experimentale care sã susținã elementele teoretice enunțate.



Am considerat fireso acest mod de prezentare , deoarece numai experimentul este acela care poate confirma, sau infirma o ipoteză, sau o întreagă teorie.

Atît pentru caracterul unitar al lucrării, cît și pentru a demonstra înalta precizie a cercetărilor experimentale, în cele ce urmează se va face o scurtă prezentare a stațiunilor experimentale folosite și a metodelor de încercare și prelucrare a rezultatelor.

### 5.1. Prezentarea sumară a stațiunilor experimentale

Toate cercetările experimentale s-au efectuat în stațiunile laboratorului I.C.P.B.H. Meșița a căror prezentare este făcută în lucrările [75], [76], [79], [80], [81], [82], [85].

Încercările modelului de turbină Kaplan al cărui traseu hidraulic este dat în fig.27 și cele ale variantelor de mașini hidraulice axiale reversibile în traseul hidraulic din fig.76, s-au efectuat într-una dintre cele mai moderne stațiuni cunoscute - standul I.C.P.B.H.  $\varnothing$  500 în circuit închis pentru încercări de garanție.

Măsurarea forțelor și momentelor ce se dezvoltă pe paleta rotorului de turbină bulb de referință s-a făcut în standul energetic în circuit deschis al laboratorului I.C.P.B.H. Meșița.

Din lucrările amintite extragem elementele mai importante ale acestor două stațiuni:

#### Standul $\varnothing$ 500 în circuit închis pentru încercări de garanție

Acest stand a fost conceput pentru încercarea pe modele a tuturor tipurilor de turbine cu reacțiune și a mașinilor reversibile.

Circuitul hidraulic al acestui stand este prezentat în fig.113 și cuprinde:

- stația de pompare, echipată cu două pompe ce pot funcționa în serie sau în paralel. Pompele sînt acționate în curent continuu și au turație variabilă;

- reabsorbitorul format din patru coloane verticale cu o lungime totală de 44 m. El are rolul înglobării în apă a aerului degajat în timpul încercărilor;
- coloana de refulare pe care sînt montate debitmetrele;
- rezervorul amonte;
- modelul supus încercărilor, cuplat cu generatorul frînă și suspendat pe lagăre hidrostactice;
- rezervorul aval;
- coloana de aspirație.

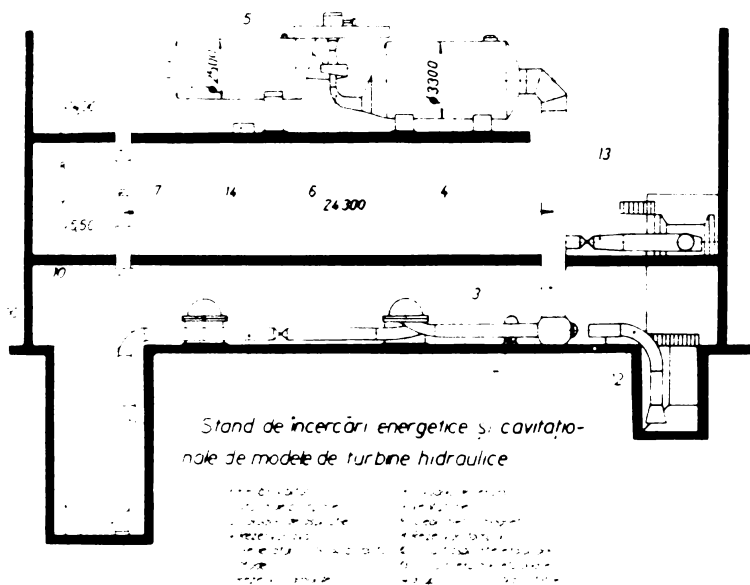


fig.113

Pentru etalonarea debitmetrelor, standul funcționează în circuit deschis, racordându-se prin intermediul canalului de tarare, la bazinul de etalonare.

Standul este prevăzut cu sisteme de reglare automată pentru:

- căderea de încercare a modelului prin intermediul turăției pompelor;
- turăția modelului prin generatorul frînă;
- sarcina de aspirație, temperatura apei din stand și nivelul apei din rezervorul tampon prin care se realizează presiunea în stand.

Toate comenzile și sistemele de reglare automată sînt centralizate la pupitrul de comandă din fig.114.

Măsurarea și prelucrarea rezultatelor sînt complet automatizate, folosindu-se în acest scop un calculator electronic de tip R.D.P. 8/L.

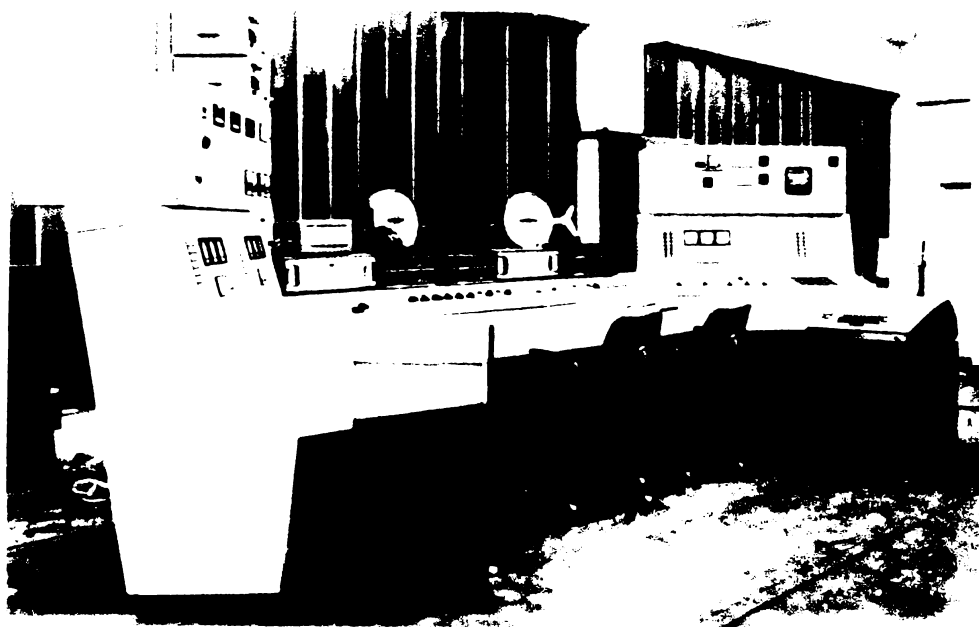


fig.114

Principalele performanțe și precizii de măsurare ale standului sînt:

- căderea de încălzire	$H = 4 - 80 \text{ m}$
- debitul maxim asigurat	$Q_{\text{max}} = 2,7 \text{ m}^3/\text{s}$
- turația modelului	$n = 0 - 3000$ rot/min
- puterea generatorului frînă	$P = 600 \text{ kW}$
- lungimea circuitului hidraulic	$L = 163 \text{ m}$
- diametrul maxim al modelului	$D_{\text{max}} = 0,500 \text{ m}$
- volumul de apă	$V = 256 \text{ m}^3$
- precizia de măsurare a căderii	0,1 %
- precizia de măsurare a debitului	0,2 %
- precizia de măsurare a turației	0,01 %

- precizia de măsurare a cuplului 0,01 %

Se asigură următoarele precizii globale:

- randament  $\pm 0,3$  %
- coeficient de cavitație  $\pm 0,3$  %

### Standul în circuit deschis pentru încercări energetice

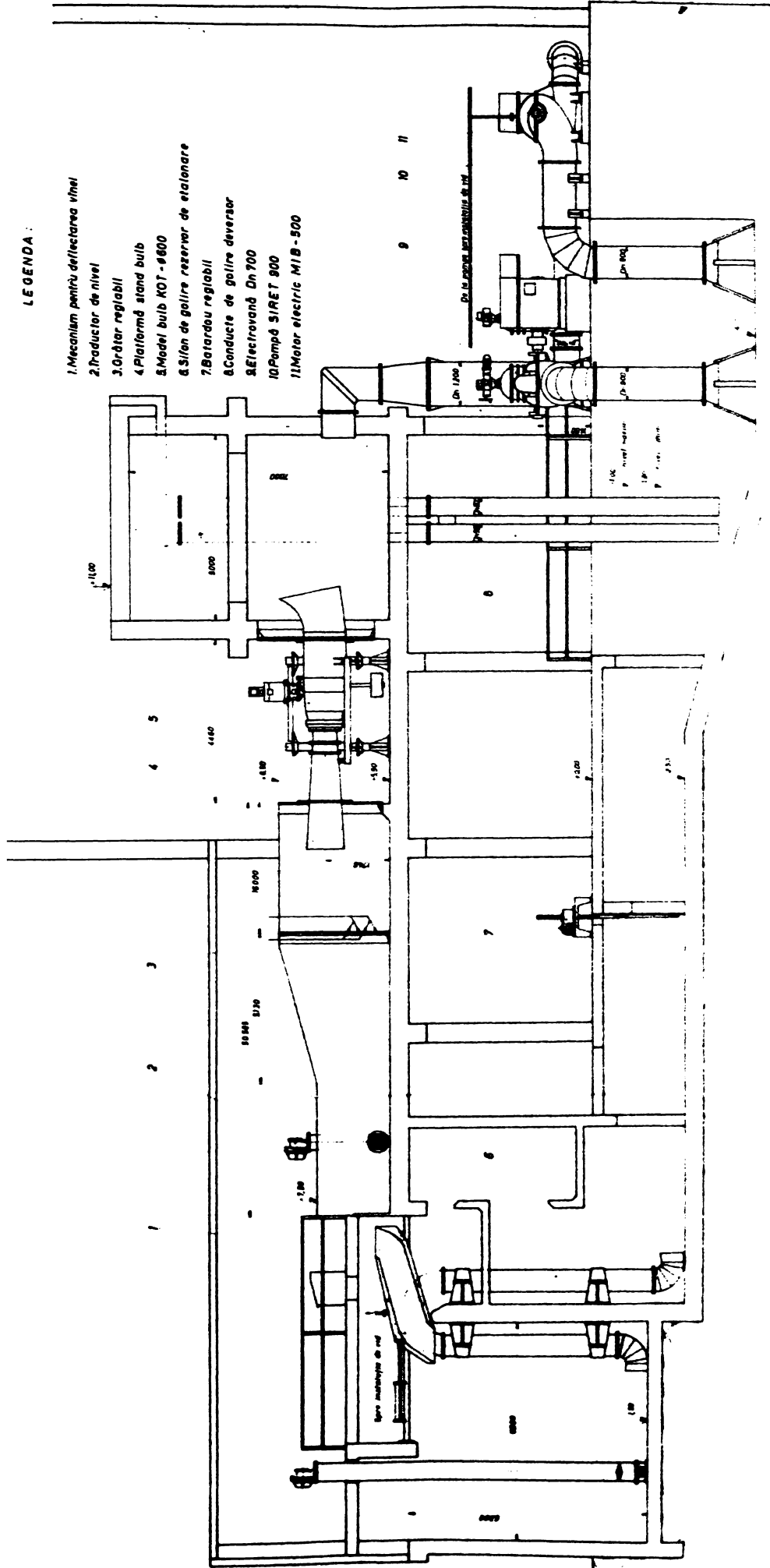
Traseul hidraulic al standului în circuit deschis se prezintă în fig.115. El cuprinde:

- rezervorul amonte cu un volum de  $120 \text{ m}^3$ , prevăzut cu un deversor de prea plin pentru păstrarea constantă a nivelului amonte;
- turbina model cuplată cu generatorul frână;
- canalul de fugă, care se continuă cu canalul de tarare, deversorul, bazinul de tarare, canalul de întoarcere și bazinul de aspirație;
- stația de pompare ce alimentează rezervorul amonte.

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

Principalele performanțe și precizii de măsurare sînt:

- căderea de încercare  $H = 4,5 \text{ m}$
- debitul maxim asigurat  $Q_{\text{max}} = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$
- turația modelului  $n = 100 \div 1500$   
rot/min
- puterea generatorului frână  $P = 75 \text{ kW}$
- lungimea traseului hidraulic  $L = 120 \text{ m}$
- diametrul maxim al modelului  $D_{\text{max}} = 0,600 \text{ m}$
- precizia de măsurare a căderii 0,1 %
- precizia de măsurare a debitului 0,3 %
- precizia de măsurare a turației 0,1 %



**LEGENDA :**

- 1. Mecanism pentru detectarea vinului
- 2. Produsor de nivel
- 3. Orător reglabil
- 4. Platformă stand bulb
- 5. Model bulb ROT - 4600
- 6. Sifon de galire rezervor de etalonare
- 7. Batardou reglabil
- 8. Conducte de galire deversor
- 9. Electrovană Dn 700
- 10. Pompă S/RET 900
- 11. Motor electric MIB - 500

**fig. 115**

- precizia de măsurare a  
cuplului

0,5 %

Toate acestea asigură o precizie pentru randament de 0,6 %.

La ambele stațiuni frînarea este recuperativă, energia obținută fiind livrată în sistemul energetic.

De asemenea, trebuie amintit faptul că ambele stațiuni respectă prescripțiile codului internațional CEI privind încercările de recepție pe modele de turbine hidraulice [83]. În vederea măsurătorilor de garanție pentru mașini hidraulice reversibile, standul № 500 în circuit închis respectă și normele codului CEI pentru pompe [84].

## 5.2. Metodele de încercare și prelucrare a rezultatelor

Încercările energetice și cavitaționale ale modelelor prezentate, s-au efectuat în standul de garanție № 500 în circuit închis. La acest stand măsurarea și prelucrarea datelor este complet automatizată cu ajutorul calculatorului electronic de proces P.D.P. 8/L.

Pentru mărirea preciziei măsurătorilor, la fiecare regim stabilizat, se execută un număr de „n” citiri asupra mărimilor primare ( cuplu, debit, cădere, turație ) de către calculator. Se face media aritmetică a acestor citiri și cu aceste medii se calculează mărimile necesare trasării diagramei universale.

Acest sistem de măsurare și prelucrare a datelor experimentale asigură o mare operativitate, iar standul prin dotarea sa permite urmărirea tuturor mărimilor măsurate.

Pentru creșterea gradului de automatizare, valorile mărimilor citite se introduc funcție de două variabile: numărul de citiri și intervalul dintre două citiri succesive.

Influența acestora asupra mărimilor primare, cit și a mărimilor rezultate prin calcul este evidențiată în lucrarea [85].

Prelucrarea rezultatelor experimentale și prezentarea lor s-a făcut conform procedurii cunoscute [86], [87], [88] și prescripă de cedurile internaționale C&I [83], [84].

În vederea explorării întregului domeniu de funcționare al modelului, măsurătorile turbinei model aplan prezentată în cap.2, cât și modelelor axiale reversibile din cap.3, s-au efectuat în două serii: energetice și cavitaționale.

Măsurătorile energetice ale turbinei model aplan, precum și ale modelelor axiale reversibile în regim de turbinare s-au făcut la cădere constantă. Pentru obținerea diagramei universale energetice (curbe de egale randamente la diferite poziții ale paletelor rotor și aparat director), la aceeași poziție  $\varphi$  a paletelor rotor s-au determinat dependențele funcționale  $\eta = f(a_{11})$ , pentru  $a_0$  parametru. Înălțurătoarea acestor curbe este curba  $\eta_{opt} = f(a_{11})$ , curba de randamente maxime la același unghi  $\varphi$  și diferite poziții  $a_0$ . Din  $\eta_{opt} = f(a_{11})$  și dependența  $a_0 = f(\varphi_{11})$  rezultă curba de  $\varphi = ct$  în coordonate reduse, sau unitare  $(a_{11}, \varphi_{11})$  pe care se marchează și valorile optime pentru  $a_0$ . Procedul se repetă pentru toate unghiurile  $\varphi$ . Intersecțiile curbelor  $\varphi_{opt} = f(a_{11})$ , pentru toate valorile unghiurilor  $\varphi$ , cu  $\eta = const.$  dau curbele de randamente egale în diagrama universală.

Măsurătorile energetice ale modelelor axiale reversibile în regim de pompare s-au bazat pe adaptarea metodei clasice de determinare a suprafeței energetice a unei pompe axiale, ținând seama de existența a două organe de reglare: paleta aparat director (poststator), respectiv paleta rotor. S-au determinat suprafețele energetice  $\eta = H = \dots$ , respectiv  $\eta = a_{11} = \varphi_{11}$  pentru fiecare combinație  $a_0 = \varphi$ , urmând ca prin înălțurarea acestor suprafețe caracteristice parțiale să rezultă suprafața energetică a modelului reversibil cu dublu reglaj  $a_0 = \varphi$ . Fundamentarea unei astfel de metode se găsește în lucrarea [89].

Încercările de cavitație s-au efectuat după cele energetice. În principiu ele s-au efectuat la valori parametrice  $\varphi$  și  $a_{11}$  pentru valorile optime ale deschiderilor paletelor director rezultate în urma încercărilor energetice. Pentru definirea coeficientului critic de cavitație  $\sigma_{cr}$ , conform normelor C&I [83]

[84], s-au urmărit variațiile  $\eta = f(\bar{G})$ ,  $Q_{11} = f(\bar{G})$ ,  $G = f(\bar{G})$  în regim de turbinare și  $\eta = f(\bar{G})$ ,  $Q_{11} = f(\bar{G})$ ,  $M_{11} = f(\bar{G})$  în regim de pompare. Mărimea notată cu  $G$  este indicația balanței automate de măsurare a cuplului hidraulic, care rezultă din  $G$  prin intermediul unei constante.

Aceste încercări, energetice și cavitaționale, atât pentru modelul Kaplan cât și pentru modelele reversibile, au necesitat un volum foarte mare de muncă și au putut fi efectuate într-un timp ce poate fi considerat record numai datorită standului de garanție ø 500 de înalte performanțe, a I.C.P.L.H. Reșița.

Autorul acestei lucrări a participat la toate fazele cercetărilor experimentale ale modelelor amintite, în calitate de conducător al tezei de cercetare [90] și proiectant al variantelelor de rotoare prezentate [90], [55].

Forțele și momentele ce apar pe paleta rotorului axial în funcționare, utilizate pentru aprecierea metodei de calcul propusă (cap.4), s-au măsurat în standul în circuit deschis. Pentru măsurarea și prelucrarea rezultatelor s-a adoptat metoda prezentată în [91]. În acest scop s-au realizat montaje speciale cu traductori de forță.

Metodica se prezintă în lucrările [75], [76] și [77].

#### Cap.6. VALORIFICAREA ȘI EFICIENȚA ECONOMICĂ A REZULTATELOR OBTINUTE ÎN CADRUL TEZEI

Așa cum s-a arătat în cap.1, cercetările teoretice și experimentale efectuate în domeniul mașinilor hidraulice axiale și axiale reversibile, prezentate în teza de doctorat, au rezultat din activitatea desfășurată de autor în cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice a I.C.P.L.H. Reșița. Lucrările [55], [77], [90] în cadrul cărora s-au desfășurat aceste cercetări rezultând din planul de cercetare al institutului nostru, plan racordat la necesitățile economiei naționale.

În aceste condiții aplicarea, respectiv valorificarea rezultatelor obținute a fost imediată.



În acest capitol se vor prezenta primele aplicări în producție a rezultatelor obținute. Noile metode de proiectare dezvoltate în cap.2, 3 și 4 constituie, de fapt, principalele realizări ale tezei și care permit obținerea altor variante de rotoare necesare amenajărilor hidroenergetice din țara noastră, respectiv realizarea unei nomenclaturi complete de modele de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile, la I.C.P.U.H. Regița. De asemenea, metodele obținute permit tratarea nu numai a rotoarelor mașinilor hidraulice axiale. Astfel, cu ajutorul unei transformări conforme a rețelelor de profile plane circulare în rețele de profile plane rectilinii se soluționează dimensionarea tuturor tipurilor de aparate directe. În general, se pot studia toate părțile profilate ale unor mașini hidraulice axiale și axiale reversibile prin transformări ce realizează mișcări plane și rețele de profile rectilinii.

#### 6.1. Modernizarea hidroagregatelor de la C.H.E. Roznov II și Bacău II

În cadrul paragrafului 2.6 s-a prezentat, pentru exemplificare, rotorul proiectat pentru îmbunătățirea parametrilor funcționali ai turbinelor hidraulice de la centralele Roznov II și Bacău II. Performanțele energo-cavitacionale ale acestui rotor depășesc cu mult pe cele ale rotoarelor existente, 91,5 % față de 87 % [90] (valorile randamentelor corespund curbelor de randamente maxime în diagramele universale).

Pentru estimarea economiilor realizate prin înlocuirea rotoarelor existente cu cel realizat în cadrul tezei, extragem din [90] curbele de garanție  $\eta = f(P)$ , fig.116.

Din această figură se observă că sporul mediu de randament este de 3,5 % pe întreg domeniu de puteri. Transpunerea randamentului de la model la prototip s-a făcut cu relația lui Hutton [83], [87].

Pentru un calcul estimativ, considerând în jur de 2.000 ore de funcționare în medie pe an a celor 6 agregate de la C.H.E. Roznov II și Bacău II, la  $P_{max} = 7,5$  MW și un spor de randament de 3,5 %, rezultă un câștig anual de energie de circa:

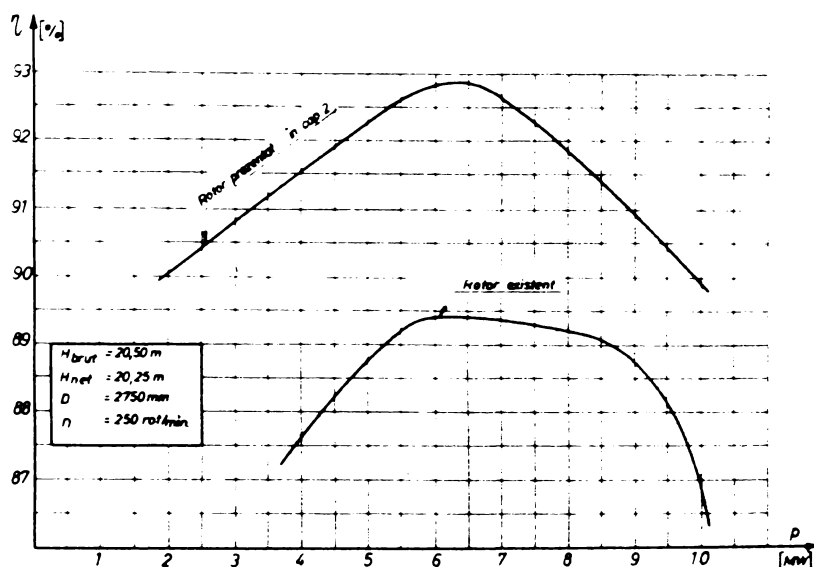


fig. 116.  
Curbe de garanție pentru C.H.E. Razneș II și Bacău II

3,15 milioane kW.h

ceea ce aduce economii anuale de peste:

1 milion lei

Precizăm că lucrările de modernizare a centralelor amintite necesită investiții minime. Modelul încercat și prezentat în cap.2.6 are traseul hidraulic al turbinelor în cauză, așa că totul se reduce la simpla înlocuire a paletelor.

În prezent se lucrează la înlocuirea paletelor rotoarelor de la C.H.E. Razneș II. Lucrările sînt în fază de execuție a paletelor la I.C.M. Reșița.

**6.2. Realizarea modelului pentru hidroagregatele reversibile ce vor echipa C.H.E. de pe râul Olt, Slatina și sectorul Slatina - Dunăre**

Cercetările teoretice și experimentale efectuate asupra rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile au avut drept scop realizarea de rotoare necesare amenajărilor hidroenergetice de pe râul Olt [55].

Așa cum arată rezultatele experimentale prezentate în paragraful 3.7, acest obiectiv a fost atins. Mai mult decît atît, pe baza realizărilor din cadrul tezei s-au dimensionat toate părțile profilate ale modelului, aparat director, stator, coloana

de acces și pila postament [55], reprezentate înagrit în fig.117.

Pentru acest model rotorul adoptat este varianta 1R, care prezintă cele mai bune performanțe din cadrul nomenclaturii create.

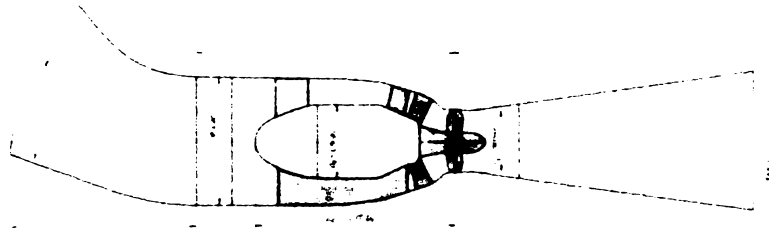


Fig. 117  
Schema rotorului hidraulic și metodele de lucru  
OIE Sibiu și Institutul Științific de Hidraulică și Mecanica Fluidelor

Aparatul director a fost special dimensionat pentru aceste mașini reversibile. Metoda de dimensionare nu face obiectul acestei lucrări și de aceea se prezintă în continuare numai schematic. Ea s-a dezvoltat după cum urmează:

- intrarea în aparatul director este axială;
- ieșirea din aparatul director corespunde intrării în rotor;
- secțiunile de calcul se obțin prin intersecții cu conuri cu generatoarele perpendiculare pe axele paletelor;
- intersecțiile conice deasfășurate în plan dau naștere la rețele de profile plane circulare;
- rețelele de profile plane circulare se transformă conform în rețele plane rectilinii, care se dimensionează după metoda prezentată în cap.2;
- se respectă condiția de închidere a paletelor directoare.

Profilarea paletelor directoare a fost astfel concepută, încât să satisfacă în bune condiții ambele regimuri (turbina-re - pompare), posibilă pe baza rezultatelor obținute în cap.3.

Celelalte elemente ale traseului hidraulic, coloana statorului, coloana de acces și pila postament au fost profilate

în mod corespunzător, pentru funcționare reversibilă, pe baza metodelor dezvoltate în cap.2 și 3.

În felul acesta s-a creat modelul mașinii reversibile axiale necesare amenajărilor hidroenergetice de pe râul Olt, care din punct de vedere al performanțelor, se găsește la nivelul superior al realizărilor mondiale și înlătură importul acestor mașini pentru amenajările amintite.

Crearea acestui model a dus la economii valutare foarte mari. Pentru estimarea lor s-a considerat cea mai avantajoasă formă de import și anume colaborarea, importul constând din licența mașinii, încercări pe modele, furnitură minimă obligatorie (1 - 2 agregate complete) și drepturi de reproducere. În aceste condiții, pe baza ofertelor străine de care dispune I.C.P.L.H. Reșița, valoarea acestor importuri s-a ridicat la circa:

65 milioane lei valută.

În prezent, pe baza modelului creat (fig.117), la I.C.P.L.H. Reșița a fost elaborat și lansat în fabricație proiectul de execuție pentru mașina hidraulică axială reversibilă de 13,7 MW destinată C.H.E. Slatina - Olt.

Această mașină, reprezentând o premieră tehnică națională de o importanță deosebită, a obținut premiul I pe întreaga economie la expoziția organizată la București de C.A.S.R. în cadrul „Săptămânii științei și tehnicii românești” din 3-10 aprilie 1978.

Pentru centralele din sectorul Slatina - Dunăre de la Ipotești, Drăgănești, Frunzaru, Rucănești și Izbiceni cu câte 4 agregate fiecare și termene de punere în funcțiune în cincinalul 1981 - 1985, s-au întocmit deja studiile de echipare.

## Cap.7 CONTRIBUȚII PERSONALE. CONCLUZII

Lucrarea prezintă prima tratare în ansamblu a turbinelor axiale și a mașinilor hidraulice axiale reversibile, pornind de la generalizarea făcută în cap.3 și anume că, turbina axială și pompa axială reprezintă cazuri particulare ale mașinii hidraulice axiale reversibile.

Metodele de dimensionare concepute pentru rotoarele axiale și axi-

ale reversibile reflectă această concepție.

Toate rezultatele obținute au fost deja aplicate în cadrul lucrărilor de proiectare de la I.C.F.E.N. Meșița, rezolvând importante probleme ridicate de amenajarea potențialului hidroenergetic al țării noastre.

Sintetizând aceste rezultate, obținute în cadrul lucrărilor expuse în prezenta teză de doctorat, rezultă următoarele contribuții și concluzii:

### 1. În domeniul turbinelor hidraulice axiale

- s-a construit o nouă metodă de proiectare a rotoarelor, prin îmbinarea celor mai noi concepții asupra determinării elementelor asimptotice cu cercetările teoretice și experimentale recente, în domeniul profilelor singulare și dispuse în rețele;
- pentru turbinele bulb s-a stabilit un nou mod de determinare a dimensiunilor principale și elementelor asimptotice, pe baza dependențelor funcționale  $a_{11} = f(a_2)$  și  $Q_{11} = f(a_2)$  obținute din realizările în acest domeniu;
- s-au stabilit domeniile de valori optime pentru parametrii geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile plane rectilinii provenite de la paletajul rotorului, pe baza corectărilor teoretice și experimentale ale profilelor izolate și funcționând în rețea. În felul acesta, se desparte calculul teoretic al rețelelor de profile de determinarea parametrilor geometrici ai acestora. Parametrii geometrici și hidrodinamici impuși în felul arătat apropie rezultatele teoretice de cele experimentale reducând erorile obținute din idealizarea curgerii prin rotorul turbinei hidraulice axiale;
- s-a introdus o concepție nouă în profilarea paletelor de turbine hidraulice axiale prin folosirea profilelor de tipul laminar, care asigură randamente supe-

ricare față de profilele clasice. Pentru aceasta s-a elaborat o metodă teoretică de profilare pe baza celor mai noi realizări ale școlii timișorene de mașini hidraulice în domeniul teoriei hidrodinamice a rețelelor de profile. S-au definit ecuații ce pot genera orice tip de profile existând posibilitatea unui control riguros asupra tuturor parametrilor ce descriu conturul profilului;

- studiul sensibilității la cavitație a fost introdus ca o etapă nouă, necesară a se parcurge în proiectarea unui rotor. S-au stabilit corelațiile optime dintre parametrii geometrici ai rețelelor de profile și comportarea lor cavitațională evidențiată de curbele de sensibilitate la cavitație. În felul acesta se definitivează criteriile de determinare a acestor parametri și se poate estima încă din faza de proiectare comportarea cavitațională a noului rotor;
- metoda de proiectare construită este complet programabilă pe calculatoare electronice, putându-se proiecta un număr mare de variante într-un timp scurt. Ea asigură construirea paletelor fără dificultăți, deoarece profilele secțiunilor de calcul rezultă din funcții matematice continue și uniforme. De asemenea permite controlul influenței tuturor parametrilor geometrici și hidrodinamici asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului, cât și controlul deplasării regimului optim de proiectare;
- s-a demonstrat necesitatea corclării tuturor fazelor ce trebuie parcurse pentru dimensionarea unui rotor de turbină hidraulică axială, îmbinarea lor optimă și interdependența dintre rotor și celelalte elemente constructive ale turbinei (aparatură directoră, stator, cameră spirală, tub de aspirație);
- rezultatele experimentale obținute confirmă valabilitatea metodei în ansamblu, precum și valabilitatea tuturor elementelor care stau la baza ei ( metode de determinare a dimensiunilor principale ale rotorului și a elementelor asimptotice, metodă teoretică de di-

menționare a rețelelor de profile plane rectilinii, profilarea paletelor, determinarea parametrilor geometrici ai rețelelor de profile, studiul sensibilității la cavitație etc.).

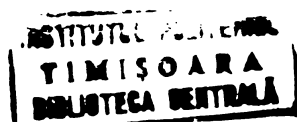
## 2. In domeniul mașinilor hidraulice axiale reversibile

- s-a construit prima metodă de concepție a rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile din literatura tehnică de specialitate. Această metodă a fost brevetată la OSIM cu nr.68.687 [92] și este rezultatul îmbinării cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul profilelor izolate și a rețelelor de profile;
- s-a stabilit o nouă metodă de determinare a elementelor asimptotice rotoarelor axiale cu funcționare reversibilă;
- se analizează, pentru prima dată, elementele asimptotice în strinsă legătură cu profilarea paletelor. În acest fel rezultă legătura dintre cădere și înălțime de pompare, precum și modul de profilare al paletelor pentru controlul raportului turațiilor unitare ale regimurilor optime  $n_{11}^P$  !
- se pun bazele unei clase de profile reversibile, profile laminare cu simplă curbură și contur eliptic. Aceste profile au pierderi hidraulice scăzute, care favorizează obținerea unor randamente ridicate în ambele regimuri. De asemenea, au și o comportare cavitațională corespunzătoare. Motorul reversibil cu palete din astfel de profile, realizează întotdeauna o diferență între turațiile unitare optime ale celor două regimuri de funcționare. Raportul  $n_{11}^P$  crește o dată cu creșterea turațiilor specifice. Intre pozițiile de funcționare optime,  $n_{11}^T$  există o diferență unghiulară mică;

- lucrarea pune bazele primei nomenclaturi unificate de modele de mașini hidraulice axiale reversibile de tip bulb. Modelele ce compun această nomenclatură depășesc prin performanțe realizările cunoscute;
- se demonstrează influența traseului hidraulic asupra rotorului reversibil. Rezultă clar necesitatea corelării rotorului cu aparatul director, respectiv post-satorul, în vederea obținerii unor performanțe optime;
- metoda de proiectare concepută este complet programabilă pe calculatoare numerice. Ea permite controlul influenței tuturor parametrilor geometrici și hidrodinamici ai rețelelor de profile asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale rotorului. De asemenea, se poate estima precis deplasarea regimului optim de proiectare;
- rezultatele experimentale obținute confirmă valabilitatea metodei. Se oferă posibilitatea obținerii unor rotoare reversibile cu înalte performanțe, într-un timp scurt, eliminând experimentări laborioase și costisitoare;
- cercetările în ansamblul lor, prin rezultatele furnizate, permit interpretarea turbinei axiale și a pompei axiale ca și cazuri particulare ale mașinii hidraulice axiale reversibile.

**3. În domeniul forțelor și momentelor ce se dezvoltă pe paletele rotoarelor axiale și axiale reversibile:**

- s-a construit prima metodă teoretică de calcul a forțelor și momentelor de natură hidraulică ce se dezvoltă pe paletele rotoarelor axiale și axiale reversibile. Metoda este complet programabilă pe calculatoare electronice și asigură o precizie suficientă rezultatelor, înlăturând experimentări costisitoare și de lungă durată;





- s-a prezentat o nouă interpretare a relațiilor de similitudine a forțelor și momentelor pornind de la coeficientii de portanță și moment;
- domeniul de unghiuri  $\varphi$ , de rotire a paletelor rotorice, pentru care se poate aplica metoda de calcul este cuprins între  $-5^\circ$  și  $+10^\circ$  pentru forțe și  $\varphi = 0^\circ$  pentru momente;
- rezultatele experimentale obținute certifică valabilitatea metodei de calcul concepută. Această metodă, având la bază rezultatele teoretice din cadrul cap.2 și 3, confirmă și pe această cale valabilitatea tuturor elementelor care au stat la baza construirii metodelor de proiectare a rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile.

#### 4. În domeniul încercărilor experimentale și analizei rezultatelor:

- încercările efectuate asupra variantelor prezentate au contribuit la asimilarea metodologiilor de experimentare și prelucrare a rezultatelor în domeniul turbinelor Kaplan și a mașinilor hidraulice axiale reversibile la I.C.P.S.H. Reșița;
- lucrarea prezintă un model de analiză riguroasă a rezultatelor experimentale, prin studierea influenței tuturor parametrilor utilizați la proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile. Acest lucru a fost posibil ca urmare a păstrării unei concepții unitare în dimensionarea variantelor, concepție oferită de metodele construite în cap.2, 3 și 4.

Metodele de proiectare a rotoarelor axiale și axiale reversibile, și de calcul a forțelor și momentelor ce apar pe paletele acestor rotoare, dezvoltate în cadrul lucrării, reprezintă

o etapă nouă în studiul sistematic al mașinilor hidraulice axiale simple și reversibile.

S-au obținut rotoare cu înalte performanțe energetice și cavitaționale.

S-au creat condițiile proiectării și a celorlalte organe profilate ale mașinilor hidraulice axiale și axiale reversibile: aparat director, stator, coloane de acces, pile postament, etc. În felul acesta a fost posibilă dimensionarea modelului mașinii hidraulice axiale reversibile destinată centralelor de pe râul Olt.

Calculul de forțe și momente se execută și asupra paletelor aparatului director.

Pentru depășirea acestor performanțe atinse se necesită perfecționarea în continuare a metodelor de proiectare și calcul prezentate. În acest sens, în cadrul activității de cercetare viitoare în domeniu, autorul și-a propus următoarele obiective, care au fost deja incluse în temele de cercetare pe care le conduce, sau la care colaborează:

- perfecționarea metodelor de proiectare și calcul prezentate în cap. 2, 3 și 4 prin introducerea influenței stratului limită și a turbulenței. Deoarece aceste influențe se pot estima până la apariția desprinderilor pe profil este necesară corelarea cercetărilor teoretice asupra rețelelor de profile cu cele experimentale. Astfel, se vor continua, în colaborare cu Catedra de Mașini Hidraulice a I.P. „Traian Vuia” Timișoara cercetările experimentale asupra rețelelor de profile plane rectilinii pentru mașini hidraulice axiale și axiale reversibile;
- se va extinde calculul forțelor hidraulice la valori ale unghiului  $\varphi > + 10^\circ$  și a momentelor hidraulice la  $\varphi + 0^\circ$  prin determinarea profilelor corespunzătoare secțiunilor de calcul pentru fiecare unghi de poziție  $\varphi$  al paletelor rotorului. Aceasta se face prin intersectarea paletelor, la unghiurile  $\varphi$  corespunzătoare, cu cilindri de rază egală cu cea a secțiunilor de calcul și desfășurarea în plan a rețelelor de pre-

file astfel obținute.

Este posibilă efectuarea acestor intersecții pe cale analitică, deoarece, în condițiile metodelor prezentate se poate determina ecuația paletelor la  $\varphi = 0^\circ$ ;

- se vor extinde rezultatele teoretice ale școlii timișorene în proiectarea rotoarelor axiale reversibile și îmbina cu elemente prezentate în această lucrare;
  - se vor continua și cercetările în domeniul aparatelor directoare pentru perfecționarea metodei de proiectare prezentată schematic în cap.6, în vederea dimensionării tuturor tipurilor de aparate directoare și a îmbunătățirii metodei de calcul a forțelor și momentelor de natură hidraulică ce apar pe paletelor directoare [7]. Aceste cercetări se vor corela de asemenea cu rezultatele teoretice și experimentale ale școlii timișorene în domeniul rețelelor de profile plane circulare;
  - studiul teoretic și a celorlalte părți profilate ale traseului hidraulic al mașinii hidraulice axiale simple și reversibile, în afară de rotor și aparatul director și îmbinarea lui cu experimentări în standurile I.C.R.L.H. Reșița, în apă și aer;
  - în colaborare cu Laboratorul de Mașini Hidraulice al I.P. „Traian Vuia” Timișoara se va perfecționa nomenclatura de mașini hidraulice prezentată în această lucrare și extinde pentru căderi și înălțimi de pompare  $H < 10 m$ .
- Se va construi o nomenclatură completă de turbine bulb atât de necesară amenajărilor hidroenergetice din țara noastră.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Anton, Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale ale turbinelor axiale, studii și cercetări de mecanică aplicată, tom.30, nr.3, 4, 1971.
2. V. Anton, Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale, Teză de doctorat, 1972, I.P. „Traian Vuia” Timișoara.
3. O. Popa, The determination of a general relation between the aerodynamic properties of a single airfoil and those of the same airfoil arranged in an arbitrary cascade, Proceedings of the fourth conference on fluid machinery, Budapest, 1972.
4. A. Bürglössen, Mașini hidraulice, Institutul Politehnic Timișoara, 1951.
5. A.Iu. Kolton, I.L. Ltinberg, Osnovi teorii i gidrodinamiceskogo raspeta vodianih turbin, Izdat. Mașinostroitelnoi literaturi, Moskva, 1958.
6. I.L. Ltinberg, Teoria i raspiset protecinai ciasti povorotnolopastnih gidroturbin, Mașinostreenis, Moskva - Leningrad, 1965.
7. M. Mochleba, Hydraulic turbines, Artia Pragae, 1957.
8. L. Vivier, Turbines hydrauliques et leur regulation, Editions Albin Michel, Paris, 1966.
9. D. Pavel, St. Zarea, Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice, Editura didactică și Pedagogică, București, 1965
10. G.F. Proskura, Gidrodinamika turbomășin, Laghis, 1954.

11. G.V. Viktorov, Ghidrodinamiceskaja teoria rešetok, Izdat. "Vysšaja Skola", Moskva, 1969.
12. L.V. Gutovskii, Teoria i ghidrodinamiceskii rassčet ghidroturbin, A.Ju. Kolton, Mašinostroenie, Leningrad, 1974.
13. V.V. Barlit, Ghidravliceškije turbini, Izdateliskogo obiedinenia "Vysšaja Skola", Kiev, 1977.
14. G.A. Svinarev, Gorizontalinie kapsulinie ghidroturbini ossevoje tipa, Naukova Dumka, Kiev, 1969.
15. F.H. Kiegels, Aerodynamische Profile, R. Oldenbourg, München, 1958.
16. B. Sişak, Ghidrodinamiceskoe issledovanie kavitačii na lopastih turbinnoi rešetki profilei, Autoreferat, Moscova, 1953.
17. K. Fleiderer, Lopatocinje magini dlea židkosti i gasov, Izdat. Mašinostroitelinoi literaturi, Moskva, 1960.
18. S. Casacci, Les groupes bulbes. Projets et perspectives, La Houille Blanche, nr. 2/3, 1973.
19. L.B. Bernstein, Kreenotecinie i pogruiennje ghidroagregati, FINTILAS, Moskva, 1962.
20. V.P. Guriev, Obratimii ghidroagregat (turbina-naos), Energomašinostroenie, nr.1, 1958.
21. R.H. Kar, Reversed flow through a Kaplan runner, Water Power, July - August 1962.
22. I. Anton, V. Anton, A. Mathe, Airfoil cascades working under normal and reversed flow, Revue Roumaine des Sciences Techniques, série de Mécanique Appliquée, tom 22, nr.1, 1977.
23. L. Kammerlecher, Innovations technologiques dans la conception des groupes bulbe - turbine pompe - axiaux, Cinquièmes journées de l'hydraulique, Aix-en-Provence, 26, 27, 28 juin 1958.

24. T.A. Alexandrova, A.N. Papir, K voprosu o metodike vibora parametrov obratimih gidroagregatov, Trudi M.K.I., nr. 231, 1964.
25. F. de Siervo, F. de Leva, Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines, Water Power, decembrie 1977.
26. I. Anton, Diametrul optim al butucului la turbinele Kaplan, Construcția de Mașini 23, 1971 număr jubiliar, București.
27. G.A. Ovinarev, Visokonapornie povotetaelopastnaie gidroturbini osevoje tipa, Kiev, 1964.
28. x x x x x x x, Prospecte și liste de referință ale firmelor străine în domeniul turbinelor bulb, Documentația I.C.P.E.H. Reșița. (uz intern).
29. J. Cotillon, Advantages of bulb units for low-head developments, Water Power, nr.1, 1977.
30. C.V. Câmpian, I. Anton, Calculul forțelor și momentelor ce se dezvoltă pe paletetele rotoarelor de mașini hidraulice axiale, sesiunea de comunicări tehnico-științifice a cadrelor didactice și studenților din I.P. „TV” Timișoara, 13-15 mai 1977.
31. W. Traupel, Die Theorie der Strömung durch Radial - maschinen, Verlag G. Braun Karlsruhe, 1962.
32. I. Voia, C.V. Câmpian, St. Zecubinski, Aplicarea hidrodinamicii rețelelor de profile la proiectarea rotoarelor de turbine hidraulice, Construcția de Mașini, nr.4, 1973, București.
33. H. Schlichting, Berechnung der reibungalosen inkompressiblen strömung für ein vorgegebenes ebenes schaufelgitter, V.D.I. - Forsch 447, 1955.
34. I. Anton, O. Popa, Asupra caracteristicilor de cavitație ale unui profil izolat, Studii și cercetări, Academia R.S.R. Baia Timișoara 10, 1963.

35. I. Anton,  
O. Popa,  
Cîmpul de viteze pe conturul rețelelor de profile subțiri și determinarea sensibilității la cavitație, Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
36. O. Popa,  
Contribuții teoretice la calculul rețelelor de profile folosite în construcția mașinilor hidraulice, Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
37. O. Popa,  
Asupra mișcării potențiale în jurul rețelelor de profile Carafoli, Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
38. O. Popa,  
Formula de inversiune a integralei de tip Cauchy prin care se definește cîmpul de viteze în exteriorul rețelelor de profile subțiri, Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
39. E. Sîșak,  
Considerații asupra coeficientului de influență al rețelelor de profile hidrodinamice de curbură redusă, Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
40. I. Anton,  
O. Popa,  
The determination of sensitivity to cavitation of a cascade of hydrofoils of arbitrary shape, Problems of fluid-flow machines, Jubilee edition commemorating forty years of scientific activity of professor Robert Szewalski, Warszawa, 1968.
41. O. Popa,  
Extinderea teoremei cercului la reprezentarea integrală Cauchy a funcțiilor omonorfe, Buletin Științific și Tehnic al I.P., IV<sup>o</sup> Timișoara, Seria Matematică-Fizică-Mecanică teoretică și aplicată<sup>o</sup> Tom 15 (29), fasc.1, 1970.
42. O. Popa,  
Teoria plăcii echivalente în mișcare potențială. Determinarea mișcării potențiale în prezența rețelelor de profile de formă os-recare, sesiunea de comunicări științifice, Institutul Politehnic Timișoara, 24 - 25 aprilie 1971.

43. O. Popa,  
V. Ancușă,  
M. Tămaș,  
Determinarea caracteristicilor hidrodinamice și cavitaționale ale unui profil izolat de formă arbitrară, utilizând un calculator electronic numeric, Buletin I.P. „IV” Timișoara, Seria Mecanică, Tom 18(32), Fasc.2, 1973.
44. B. Gheorghiu,  
Studiul teoretic și experimental al caracteristicilor energetice ale rețelelor circulare de profile pentru aparate directe de turbină, Teză de doctorat, 1976, I.P. „IV” Timișoara.
45. I. Santăn,  
Studiul influenței pasului relativ și al unghiului de așezare al rețelei de profile asupra caracteristicilor energetice ale turbinelor de foraj, Teză de doctorat, 1977, I.P. „IV” Timișoara.
46. I. Raabe,  
Hydraulische Maschinen und Anlagen, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1970.
47. A.J. Stepanoff,  
Pompes centrifuges et pompes hélices, Dunod, Paris, 1961.
48. R. Conolet,  
Mécanique expérimentale des fluides, Masson et C<sup>ie</sup> Editeurs, Paris, 1963.
49. I. Anton,  
Curbe caracteristice de cavitație la mașinile hidraulice (turbină și pompe), Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1964.
50. F. Nunachi,  
K. Tsunoda,  
I. Chia,  
Cavitation tests on clark Y profiles of several thickness ratios, Rep. Inst. Sp. Mech. Tohoku Univ. vol.8, 47, 1957.
51. H.S. Kovalev,  
Ghidroturbini, Isdat. 2-e, Moskva-Leningrad, Mashiz, 1971.
52. C.V. Câmpian,  
N. Kintsch,  
Utilizarea metodelor analitice în proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice I.C.P.L.H. Reșița, 1974.



53. C.V. Câmpian Proiectarea rotoarelor de turbine axiale, referat I.I. „IV” Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice și I.C.P.E.H. Reșița, 1976.
54. x x x x x x x, La Rance - Comparaison entre les rendements industriels et modèle, pour le fonctionnement en turbinage inversé des groupes bulbes de Cambeyrac et Saint-Malo, La Houille Blanche, nr.2, 1962.
55. x x x x x x x, Cercetări hidroagregate experimentale bulb reversibile de 13,7 și 8,85 MW, Temă de cercetare I.C.P.E.H. Reșița (documentație uz intern).
56. A. Bitang,  
L. Gheorghită, Considerații cu privire la adoptarea unor parametri de bază la turbine pompe de tip axial (T.P.A.) necesare unor amenajări hidroenergetice și de hidrosmeliorații din R.S.R., Sesiunea de comunicări tehnico-stiințifice I.C.P.E.H. Reșița, 1974.
57. L.B. Bernstein, Kistogubskaja prilivnaja electrostanția, Energhia, Moskva, 1972.
58. Iu.A. Leschin, Vibor rassetaih parametrov i nekotorie osobennosti rabočevo proțesa obratnih gidronașia s povorotnini lopastiani, Izvestia VUZ Energhetika, nr.1, 1968.
59. Iu.A. Leschin, K rasseta obratnogo agregata diagonalinogo tipa, Trudi LPI, nr. 231, 1964.
60. O. Popa, Determinarea condițiilor asimptotice asociate mișcării potențiale în prezența rotoarelor de mașini axiale cu funcționare reversibilă, Sesiunea de comunicări tehnico-stiințifice, I.C.P.E.H. Reșița, 1975.
61. I.A. Cineaev, Lopastnie nasosı, Mașinostroenie, Leningrad, 1973.
62. S.N. Papir, Vodometnie avijiteli nalih sudov, Leningrad, Sudostroenie, 1970.

63. A.N. Lonakin, *Tentrobejnie i oesvie masosai, Izdat. Masinostroenie, Moskva, 1966.*
64. C.V. Cămpian, *Considerații privind condițiile asimptotice asociate rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile, Referat I.P. „IV” Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice și I.C.P.S.M. Reșița, 1978.*
65. A.M. Kralov, *Leții de calcule prin aproximații, Editura Tehnică, București, 1957.*
66. G.M. Svinarev, *K voprosu o povigenii ekonomičnosti obraťtinsk għidrozapin osovogo tipa, Għidrovlićeskie mașini vopusk 5, 1971.*
67. L.B. Berstein, *kapula.i għidroagregat Sosialo, Energomashinostroenie nr.5, 1972.*
68. L.Z. Kungiski, *Prelucrarea matematică a datelor experimentale, Editura Tehnică, București, 1974.*
69. C.V. Cămpian, *Proiectarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale reversibile, Referat I.P. „IV” Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice și I.C.P.S.M. Reșița, 1978.*
70. V.M. Maligev, *Modelnie issledovanie għidoturbina, Masinostroenie, Leningrad, 1971.*
71. Vl. Vidrașcu,  
C.V. Cămpian, *Despre eforturile ce apar pe paletela aparatelor directoare, Construcția de Mașini, nr.7, 1975, București.*
72. L.V. Gușcin,  
V.G. Makarov, *Metod opredelenia silovnikh karakteristic rasbich kolez povrotolopastnikh għidoturbina, Għidoturbostroenie nr.1, L.M.Z., Magħis 1955.*
73. I.M. Kovalev, *Opisocinik konstruktsora għidoturbina, Izdat. Masinostroenie, Leningrad, 1971.*

74. C.V. Campian, Determinarea teoretică a forțelor și momentelor de natură hidraulică ce apar pe paletetele rotoarelor de mașini hidraulice axiale, Referat I.P. „TV” Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice și I.C.P.L.H. Meșița, 1976.
75. I. Voia, Cercetări asupra fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale, Teză de doctorat, 1977, I.P. „TV” Timișoara.
76. St.Zembinski, I. Voia, V. Avram, eforturile hidrodinamice în partea de scurgere a turbinei bulb, Energetica, nr.6, 1977.
77. x.x x x x x, Studii și cercetări în vederea realizării modelului de turbină bulb pentru CHE PdP II - Gruia, Teză de cercetare I.C.P.L.H. Meșița (documentație us intern).
78. A. Bitang, A. Anghel, D. Fernenghel, Stand universal pentru încercări de garanție pe modele de turbine hidraulice, Construcția de Mașini nr. 5-6, 1974, București.
79. A. Bitang, I. Voia, H. Krutsch, F. Ghera, Stațiunea I.C.P.L.H. în circuit deschis pentru încercarea energetică a turbinelor hidraulice de tip bulb, Conferința Energeticienilor, București, 17-18 octombrie, 1975.
80. A. Bitang, I. Voia, H. Krutsch, Contribuții la studiul pe model a turbinelor hidraulice de tip bulb, Sesiunea de comunicări I.C.P.L.H. Meșița, 10-11 decembrie, 1974.
81. I. Voia, și colaboratorii, Laboratorul de cercetări mașini hidraulice I.C.P.L.H. Meșița, Meșița, 1974.
82. I. Voia, H. Krutsch, I. Grando, G.Hellschwandner, Studiul pe modele ale turbinelor hidraulice Realizări ale laboratorului ICPH, Sesiunea de comunicări I.C.P.L.H. Meșița, 10-11 decembrie 1974.

83. x x x x x x x, Code d'essai international pour les essais de reception sur modèle des turbines hydrauliques, publ. 193, ed.I, 1965.
84. x x x x x x x, Code international concernant les essais de reception sur modele reduit des pompes d'accumulation, septembre 1971.
85. N. Kintsch,  
G.Hollschwandner, Probleme și soluții în exploatarea instalațiilor pentru măsurarea și prelucrarea automată a datelor pe standul de garanție Ø 500,  
Sesiunea de comunicări tehnico-științifice I.C.P.L.N. Reșița, 1974.
86. A. Bărglăsan,  
I. Anton,  
V. Anton,  
I. Preda, Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice, Editura Tehnică, București, 1959.
87. I. Preda, Centrale hidroelectrice și stații de pompare, vol.I, I.R. „IV” Timișoara, 1978.
88. I. Preda, Contribuții la definirea și determinarea caracteristicilor cavitaționale la turbinele Kaplan,  
Teză de doctorat 1972, I.R. „IV” Timișoara.
89. I. Preda,  
E. Kiss,  
M. Stoicovici,  
M. Adrian, Prezentarea caracteristicilor energetice în coordonate reduse a unei mașini axiale reversibile, Sesiunea de comunicări tehnico-științifice, I.C.P.L.N. Reșița, 1975.
90. x x x x x x x, Încercări de garanție pe turbine model privind oportunitatea înlocuirii rotoarelor turbinelor A.V.O. 7,5-20 de la S.M. Bacău II și Roznov II, Teză de cercetare I.C.P.L.N. Reșița (documentație uz intern).
91. L.F.Abdurahmanov, K. voprosu experimentalno opredelenia silo - vîh harakteristik povorotnolopastnih sistem, Hidroturbostroenie nr.12, Trudî IIZ, Leningrad, 1969.
92. C.V. Cămpian, Procedeu de reversibilizare a rotoarelor de turbine și pompe axiale, Brevet de invenție nr.68.687 - RSR.