

UNIVERSITATEA TEHNICA TIMISOARA FACULTATEA DE MECANICA

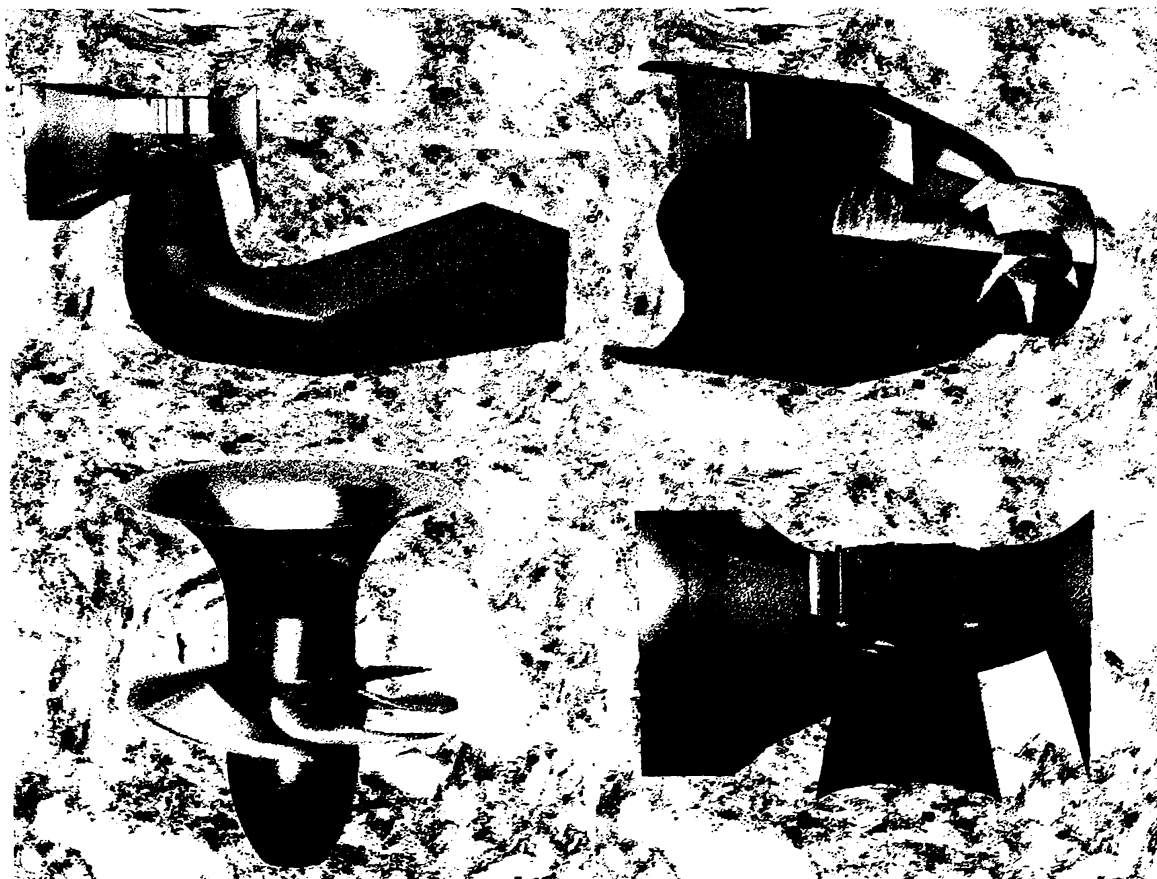
C.P.E. 187
102. G.

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Ing. DORIAN NEDELCU

**Modelarea matematica a fenomenelor hidrodinamice,
cu aplicatie la proiectarea asistata de calculator
a turbinelor si turbinelor-pompe axiale si radial-axiale**

TEZA DE DOCTORAT



Conducator științific:

Acad.prof.dr.doc.ing. IOAN ANTON

1996

CUVINT INAINTE

Studiul si cercetarea masinilor hidraulice in tara noastra au fost initiate de colectivul catedrei de Masini Hidraulice a Institutului Politehnic Timisoara sub conducerea profesorului Aurel Barglazan.

Activitatea a fost continuata sub conducerea eminentului dascal si om de stiinta acad. prof. dr. doc. ing. I. Anton, sub a carui competenta indrumare s-au format generatii de specialisti in domeniul masinilor hidraulice., atit prin absolvirea sectiei de Masini Hidraulice a scolii timisorene, cit si prin perfectionarea specializarii ulterioare prin doctorat. In acest sens mentionam lucrarile [12], [17], [27], [28], [34], [61], [62], [67], [70], [75], elaborate avindu-l drept conducator stiintific pe acad. I. Anton.

Crearea in anul 1966 a Institutului de Cercetare si Proiectare pentru Echipamente Hidroenergetice la Resita, iar ulterior, in anul 1972, in cadrul acestuia a Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice au permis formarea nucleului de specialisti care au asigurat conceptia echipamentului hidroenergetic in tara noastra. Laboratorul a fost conceput , ca performante si functionalitate, la nivelul celor mai recente realizari pe plan mondial in domeniu. Dotarea laboratorului permite efectuarea de cercetari pe modele asupra tuturor tipurilor de turbine, masini reversibile turbina-pompa, pompe, cercetari asupra rezistentei subansamblelor, studiul constructiv si functional al unor subansamble ale turbinelor hidraulice si cercetari asupra agregatelor din exploatare.

Format la scoala timisoreana, autorul acestei lucrari participa din anul 1983 la activitatea de cercetare in domeniul masinilor hidraulice in cadrul Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice al U.C.M.Resita.

Prezenta teza a rezultat ca urmare a cunostintelor dobindite pe bancile facultatii si din experienta dobindita in decursul celor 13 ani de activitate in domeniu, experienta obtinuta prin cercetarile teoretice si experimentale pe care le-am efectuat asupra masinilor hidraulice in aceasta perioada.

Un cuvint special de multumire doresc sa adresez domnului academician I. Anton, pentru sugestiile de o inalta competenta stiintifica, pentru conducerea, indrumarea si ajutorul acordat in toate fazele realizarii acestei lucrari.

Pentru realizarile obtinute, concretizate prin prezenta teza de doctorat, autorul ramine profund recunoscator tuturor profesorilor sai de la catedra de Masini Hidraulice a Universitatii Tehnice Timisoara si in mod deosebit distinsului profesor O. Popa, ale carei lucrari au constituit indemn si punct de plecare ale acestei teze.

Mulumesc conducerii Laboratorului de Cercetari Masini Hidraulice Resita si a U.C.M. Resita - S.A. pentru bunavointa si sprijinul pe care l-au acordat tuturor solicitarilor mele referitoare la finalizarea acestei teze si in mod deosebit dr. ing. Constantin Viorel Campian, care a constituit pentru mine un permanent si inestimabil sprijin.

Exprim pe aceasta cale multumirile mele colegilor din colectivul de experimentare din cadrul Laboratorului de masini hidraulice al U.C.M.Resita S.A., de ale carui rezultate am beneficiat prin bogatul material experimental pus la dispozitie: dr. ing. C.V.Campian, ing. Gheorghita Leonida, ing. Zsembinski Stefan, sing. Kintsch Nicolae, tehn. Hollschwandtner Gunther.

De asemenea tin sa multumesc tuturor colegilor de munca pentru sprijinul acordat in toate fazele realizarii acestei lucrari.

Tuturor acestora autorul le exprima multumirile sale cele mai profunde.

Resita, 1996



CUPRINS

| | |
|---|----|
| &1. INTRODUCERE | 5 |
| &2. IPOTEZE DE CALCUL | 6 |
| &3. PROFILE HIDRODINAMICE | 8 |
| &3.1 DESCRIEREA MATEMATICA A PROFILELOR HIDRODINAMICE | 8 |
| &3.2 CALCULUL COEFICIENTILOR POLINOMULUI TRIGONOMETRIC DE INTERPOLARE ASOCIAT PROFILULUI HIDRODINAMIC | 9 |
| &3.3 CARACTERISTICI GEOMETRICE ALE PROFILELOR | 15 |
| 3.3.1 Determinarea ariei profilului | 15 |
| 3.3.2 Determinarea centrului de greutate al profilului | 16 |
| &3.3 CONCLUZII | 20 |
| &4. CALCULUL DISTRIBUTIEI DE VITEZE SI PRESIUNI PENTRU PROFIL HIDRODINAMIC DISPUS IN RETEA | 21 |
| &4.1 DISTRIBUTIA DE VITEZE SI PRESIUNI PTR. PROFIL HIDRODINAMIC DISPUS IN RETEA | 21 |
| &4.2 CONCLUZII | 23 |
| &5. ELEMENTE ASIMPTOTICE | 36 |
| &5.1 ELEMENTE ASIMPTOTICE ALE CURENTULUI IN ROTOR | 36 |
| &5.2 CALCULUL ELEMENTELOR ASIMPTOTICE IN PUNCTUL DE FUNCTIONARE AL ROTORULUI | 38 |
| &5.3 CONCLUZII | 41 |
| &6. VARIATIA VITEZEI MERIDIANE IN ZONA ROTORULUI | 48 |
| &7 CALCULUL PROFILELOR CORESPUNZATOARE UNGHIULUI Φ DE ROTIRE AL PALETELOR ROTORICE | 50 |
| &7.1 INTRODUCERE | 50 |
| &7.2 CALCULUL COORDONATELOR TRIDIMENSIONALE ALE PALETEI | 50 |
| &7.3 CALCULUL COORDONATELOR PALETEI ROTITE CU UNGHIUL Φ | 51 |
| &7.4 INTERSECTIA PALETEI ROTITE CU CILINDRII SECTIUNILOR DE CALCUL | 51 |
| &7.5 CALCULUL COORDONATELOR PROFILELOR PE DESFASURATA CILINDRILOR | 53 |
| &7.6 CALCULUL COORDONATELOR PROFILELOR IN SISTEMUL DE REFERINTA PROPRIU | 53 |
| &7.7 CALCULUL COEFICIENTILOR SERIEI FOURIER ASOCIATE PROFILELOR | 54 |
| &7.8 ANALIZA PARAMETRILOR PROFILELOR REZULTATE PRIN ROTATIA PALETEI | 55 |
| &7.9 CONCLUZII | 55 |



| | |
|---|-----|
| <u>&8. CALCULUL CENTRULUI DE GREUTATE SI VOLUMULUI PALETELOR AXIALE</u> | 60 |
| <u>&9. CALCULUL COEFICIENTILOR DE CAVITATIE</u> | 64 |
| &9.1 COEFICIENTI DE CAVITATIE | 64 |
| &9.2 CALCULUL TERMENILOR DIN EXPRESIA COEFICIENTULUI DE CAVITATIE | 65 |
| &9.2.1 Calculul termenului $K_{p \max 3r}$ | 65 |
| &9.2.2 Calculul termenului a_M | 66 |
| &9.2.3 Calculul termenului η_{rA} | 66 |
| &9.3 ALGORITMUL DE CALCUL AL COEFICIENTULUI DE CAVITATIE AL TURBINEI | 67 |
| &9.4 CONCLUZII | 69 |
| <u>&10. ANALIZA TEORETICA SI EXPERIMENTALA A COMPORTARII CAVITATIONALE A ROTOARELOR AXIALE</u> | 74 |
| &10.1 PARAMETRII MODELELOR ANALIZATE | 74 |
| &10.2 REZULTATE EXPERIMENTALE | 74 |
| &10.3 ANALIZA REZULTATE TEORETICE/EXPERIMENTALE | 90 |
| &10.4 CONCLUZII | 112 |
| <u>&11. APLICAREA METODEI DE CALCUL A ROTOARELOR AXIALE</u> | 114 |
| <u>&12. INFLUENTA UNOR PARAMETRII GEOMETRICI ASUPRA COEFICIENTULUI DE CAVITATIE</u> | 132 |
| <u>&13. ALGORITMI SI PROGRAME DE CALCUL</u> | 136 |
| &13.1 MODULE DE CALCUL SI RUTINE | 136 |
| &13.2 DATE INITIALE DE CALCUL | 140 |
| &13.3 MODULUL "ROTOR1" | 142 |
| &13.4 MODULUL "ANALIZA" | 143 |
| &13.5 RUTINA "ROTIPAL" | 144 |
| &13.6 RUTINA "FOURIER" | 149 |
| &13.7 RUTINA "PGPROFIL" | 150 |
| &13.8 RUTINA "MMIC" | 152 |
| &13.9 RUTINA "VITEZEFI" | 153 |
| &13.10 RUTINA "BMSPLPAS" | 156 |
| <u>&14. CONCLUZII. CONTRIBUTII PERSONALE</u> | 161 |
| <u>BIBLIOGRAFIE</u> | 164 |



&1. INTRODUCERE

In ultima perioada, modelarea numerica a curgerii prin masinile hidraulice a devenit o metoda puternica in proiectarea si analiza masinilor hidraulice (pompe, turbine si turbine-pompe) [18], [29], [30], [38], [65], [78]. Anterior au fost construite masini eficiente datorita cunostintelor acumulate de catre proiectanti, inasa, in prezent, procesul de proiectare poate fi cu greu conceput fara a lua in considerare metode de modelare numerica a curgerii. Perfectionarea metodelor numerice si a tehnologiei calculatoarelor au avut ca efect cresterea preciziei predictiilor caracteristicilor turbomasinilor [12], [13], [14], [19], [31], [32], [39], [64], [69] permitind proiectarea unor masini noi, mai compacte, in domenii de utilizare mai extinse.

Utilizarea metodelor moderne de analiza si proiectare permite reducerea duratei de dezvoltare si asimilare a unor noi masini. Cercetarile experimentale pe modele sint inca indispensabile, dar numarul si volumul lor poate fi redus datorita metodelor de simulare numerica.

Perfectionarea continua a aparatului matematic face posibila apropierea tot mai buna intre calcul si experiment. Studiarea pe calculator a mai multor modele fizice si optimizarea lor, duce la diminuarea considerabila a eforturilor de cercetare experimentală si la reducerea cheltuielilor.

Doua tipuri de probleme pot fi tratate prin utilizarea metodelor de modelare numerica a curgerii :

- problema directa - utilizata atunci cind geometria si conditiile de curgere sint cunoscute, urmarindu-se determinarea caracteristicilor masinii si studiul diferitelor fenomene specifice curgerii
- problema inversa - cunoscind vitezele sau distributia de presiuni, se urmareste proiectarea si optimizarea elementelor hidraulice; problema directa poate fi folosita si in procesul de proiectare pentru verificarea caracteristicilor proiectate in diverse conditii, astfel incit informatiile rezultate din calcul sa poata fi folosite in modificarea proiectului in vederea imbunatatirii performantelor.

Procesul de lucru specific masinilor hidraulice se bazeaza pe transformarea energiei din hidraulica in mecanica, sau invers, prin intermediul unui fluid de lucru, care de regula este apa sau ulei. Masinile care realizeaza prima transformare se numesc turbine hidraulice, cele care realizeaza al doilea tip de transformare se numesc pompe, iar cele functioneaza in conditii optime pentru ambele tipuri de transformari energetice, se numesc turbine-pompe sau masini hidraulice reversibile. Functie de structura curentului, masinile hidraulice se clasifica in axiale respectiv radial-axiale. Problemele corespunzatoare acestor tipuri de masini acopera un vast domeniu teoretic si experimental, domeniu care nu poate fi cuprins intr-o teza de doctorat. Prezenta teza este axata pe masinile axiale; cu toate acestea unele rezultate se pot aplica si celorlalte tipuri de masini.

In general metodele de proiectare a paletelor rotoarelor de turbina axiale au la baza fie cercetarile experimentale asupra profilelor aerodinamice izolate, fie cercetari teoretice si experimentale asupra retelelor de profile. Mentionam in acest sens referintele bibliografice [1], [4], [6], [9], [10], [11], [25], [33], [40], [48], [52], [56], [57], [68], [70], [72], [74]. Metoda portantei implica alegerea, din considerente de hidrodinamica si de rezistenta mecanica, a profilelor din cataloage, [23], [58] care contin rezultatele incercarilor efectuate asupra profilelor singulare sau utilizind diagramele universale ale unor profile incercate in retea. Dezavantajele metodei portantei pe baza profilelor singulare sint : lipsa informatiilor necesare calculului exact al coeficientului de influenta al retelei, nu exista un control riguros al profilarii paletii, transpunerea caracteristicilor de la anvergura finita la cea infinita. Extinderea metodei bazate pe profile incercate in retea este limitata de cercetarile experimentale asupra retelelor de profile, care sint laborioase si de lunga durata, intocmirea cataloagelor de retele de profile necesare proiectarii paletelor necesita importante resurse materiale si umane.



Dintre partile componente ale unei turbine axiale, cea care prezinta importanta maxima este rotorul, elementul care prelucreaza si transfera energia apei. De el depinde, in cea mai mare masura, comportarea energetica si cavitationala a masinii. Prezenta teza de doctorat se concentreaza asupra rotorului de tip axial si in mod deosebit asupra paletelor rotorice.

In cadrul tezei se prezinta o metoda de modelare matematica in hidrodinamica turbinelor axiale, realizata pe baza unor algoritmi concretizati in programe complexe de calcul, metoda care vizeaza urmatoarele obiective :

- construirea unei metode de proiectare hidrodinamica a rotoarelor masinilor hidraulice axiale
- construirea unei metode de calcul a coeficientilor de cavitate al turbinei axiale in tot domeniul de functionare al acesteia
- verificarea rezultatelor teoretice pe baza cercetarilor experimentale.

Dupa cum rezulta din [2]: "*Presiunile cele mai joase apar de regula pe dosul paletelor rotorului atit la regimul optim de functionare, cit mai ales la regimurile diferite de acesta. Problema cunoasterii coeficientului de cavitate al turbinei se impune in special in afara regimului optim de functionare, deoarece acolo pericolul cavitatiei este mai iminent.*" Metoda prezentata in cadrul tezei raspunde acestui deziderat, in sensul ca **permite calculul coeficientilor de cavitate in tot domeniul de functionare al turbinei**, daca se cunoaste geometria paletei rotorice si diagrama universala energetica obtinuta experimental.

Dupa enuntarea ipotezelor de calcul, capitolul dedicat profilelor hidrodinamice prezinta descrierea matematica a profilelor utilizata in cadrul metodei, modul de calcul a coeficientilor polinomului trigonometric de interpolare asociat profilelor, pentru profile generate din conditii hidrodinamice si geometrice si pentru profile cu frontiera data sub forma tabelara, calculul caracteristicilor geometrice ale profilelor. Capitolul urmat este dedicat modului de calcul a distributiei de viteze si presiuni pentru un profil hidrodinamic dispus in retea. Teza continua cu un capitol dedicat elementelor asimptotice si modul de calcul a acestora in punctul de functionare a rotorului, fiind prezentate diagrame de variatii ale elementelor asimptotice pentru un rotor in diferite puncte de functionare. Un capitol separat este rezervat modului de calcul a vitezei meridiane in zona rotorului. De asemenea, intr-un capitol distinct, se expune modalitatea de obtinere a profilelor rezultate din intersectia paletei rotorice dispuse la unghiul Φ cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul. Capitolele urmatoare se refera la modul de calcul a volumului si centrului de greutate a paletelor axiale, respectiv a coeficientului de cavitate. Teza continua cu o analiza comparativa a rezultatelor teoretice/experimentale efectuate pe patru rotoare pentru care se dispune de cercetari experimentale, cu exemplificarea metodei prin proiectarea unui rotor si cu un capitol in care se studiaza influenta unor parametrii asupra coeficientului de cavitate. Capitolul urmat prezinta algoritmi si programe de calcul elaborate; lucrarea se incheie cu un capitol de concluzii, urmat de bibliografie.

&2. IPOTEZE DE CALCUL

Curgerea prin retelele de profile fixe si rotitoare din masinile hidraulice este neuniforma, tridimensionala, variabila in timp, viscoasa cu regimuri laminare si turbulente si este influentata de fenomene secundare, astfel incit ea poate fi aproximata prin calcul numai facind apel la ipoteze simplificatorii. Reducerea continua a numarului de ipoteze precum si corectarea lor pe baza experimentului constituie principala metoda de perfectionare a modelului matematic. In cadrul prezentei metode s-au acceptat urmatoarele ipoteze de calcul :



1. Miscarea fluidului incompresibil ideal in zonele paletate este o miscare plana de tip axial simetric

Metoda de calcul porneste de la intersectiile paletei rotorice, dispuse la un unghi oarecare Φ , cu suprafete cilindrice, intersectii care, prin desfasurare, pun in evidenta retele axiale rectilinii de profile. Pentru toate regimurile de functionare ale masinii hidraulice miscarea este de tip 3D, atat in regimul optim cit si la regimurile departate de cel optim. Viteza are trei componente : dupa directie radiala, tangentiala respectiv axiala. Curgerea tridimensionala se reduce la o curgere plana , prin neglijarea componentei radiale a vitezei. Deci tratarea problemei se va face in 2D pentru toate regimurile de functionare a masinii hidraulice.

2. Curgerea apei prin rotorul masinii hidraulice axiale este potentiala

Aceasta ipoteza va permite utilizarea metodei reprezentarilor conforme O. Popa pentru dimensionarea si analiza retelelor plane rectilinii de profile, metoda care ofera, prin solutii matematice exacte, elementele necesare calculului caracteristicilor energetice si cavitationale.

3. Suprafetele de curgere din zona rotorului sint suprafete cilindrice

Aceasta ipoteza permite aproximarea suprafetelor reale de curgere din zona rotorului cu suprafete cilindrice, suprafete care prin desfasurare genereaza retele rectilinii plane de profile.

4. Pentru acelasi unghi de rotire al paletei, randamentul hidraulic si caderea nu variaza cu raza

Independenta dintre variatia caderii si raza este confirmata experimental, conform masuratorilor lui Kviatkovski si Saito [1].

De asemenea tot experimental rezulta ca, in afara stratului limita de linga butuc si de la periferie, randamentul hidraulic este constant de-a lungul razei.

5. Randamentele hidraulice utilizate in calcule sint cele corespunzatoare modelului.

In cadrul acestei lucrari, analiza tuturor rezultateelor obtinute se va face pentru model si nu pentru turbina prototip.

Vom mentiona de asemenea faptul ca analiza cavitationala a unui rotor in tot domeniul de functionare a acestuia se poate face plecind de la diagrama universala energetica, diagrama care poate fi determinata prin cercetari experimentale pe model.



&3. PROFILE HIDRODINAMICE

&3.1 DESCRIEREA MATEMATICA A PROFILELOR HIDRODINAMICE

In aceasta lucrare reprezentarea matematica a frontierei profilului hidrodinamic se va face prin polinom trigonometric, conform metodei O.Popa respectiv C.V.Campian [17], [53], conditie necesara pentru utilizarea metodei O. Popa de calcul a retelelor de profile, valabila pentru profile subtiri si relativ putin curbate.

Vom considera ca ordonata Y a profilului hidrodinamic admite , conform **fig. 3.1**, urmatoarea descompunere :

$$Y = Y_S \pm Y_G \quad (3.1)$$

si ca profilul poate fi descris prin suprapunerea a doua functii : Y_S - functia de schelet respectiv Y_G - functia de grosime, astfel incit ordonatele Y^E corespunzatoare extradodusului profilului se vor exprima prin :

$$Y^E = Y_S - Y_G \quad (3.2)$$

iar cele corespunzatoare intradosului prin :

$$Y^I = Y_S + Y_G \quad (3.3)$$

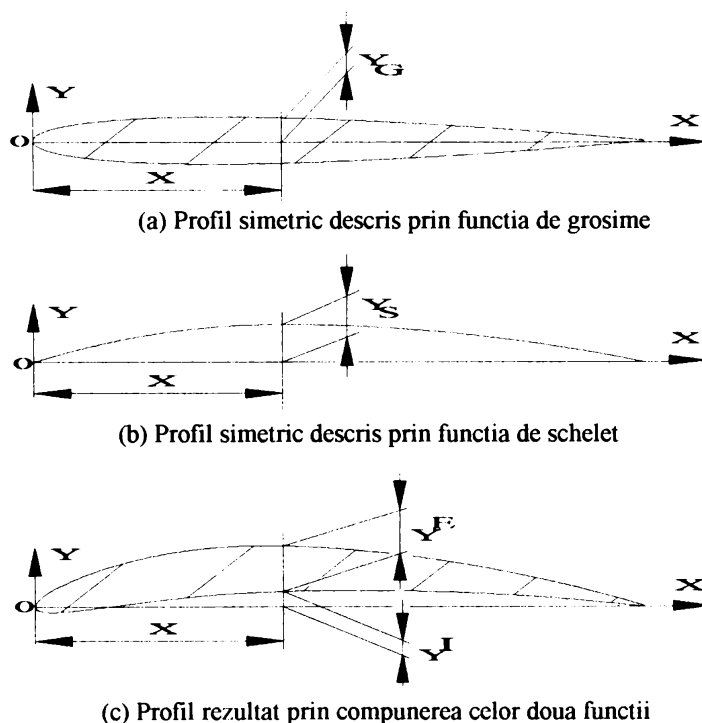


Fig 3.1



Pentru frontiera profilului hidrodinamic vom admite urmatoarea reprezentare parametrica :

$$x = \frac{X}{L} = \frac{1}{2} \cdot [1 + \cos(\varphi)] \quad (3.4)$$

$$y = \frac{Y}{L} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1..N_0} [a_n \cdot \cos(n \cdot \varphi) + b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi)]$$

unde :

- (x,y) - coordonatele adimensionalizate ale frontierei profilului
- (X,Y) - coordonatele dimensionalizate ale frontierei profilului
- L - coarda profilului
- a_n, b_n - coeficientii polinomului trigonometric de interpolare asociat profilului hidrodinamic
- φ - argumentul reprezentarii parametrice cu valorile :
 - φ = 0°=360° - bord de fuga profil
 - φ ∈ (0°÷180°) - extradados profil
 - φ = 180° - bord de atac profil
 - φ ∈ (180°÷360°) - intrados profil.

Conform teoremei 2.19.1 [53], orice profil admite o astfel de reprezentare parametrica, iar conform 2.19.44-45 [53], rezulta pentru functia de schelet expresia :

$$y_S(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1..N_0} [a_n \cdot \cos(n \cdot \varphi)] \quad (3.5)$$

respectiv, pentru functia de grosime, expresia :

$$y_G(\varphi) = \sum_{N=1..n_0} [b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi)] \quad (3.6)$$

&3.2 CALCULUL COEFICIENTILOR POLINOMULUI TRIGONOMETRIC DE INTERPOLARE ASOCIAT PROFILULUI HIDRODINAMIC

In cadrul reprezentarii parametrice (3.4) se retin numai primii $2N_0 + 1$ coeficienti ai seriei trigonometrice. Coeficientii seriei Fourier a_n, b_n descresc repede ca valoare si odata cu ei scade si influenta armonicilor de ordin superior. Calculul acestor coeficienti se face diferit, functie de modalitatea de generare a profilului :

- profil generat din conditii hidrodinamice si geometrice
- profil cu frontiera data sub forma analitica sau numerica (prin puncte) - la analiza unei palete

Pentru profile generate din conditii hidrodinamice si geometrice se va utiliza reprezentarea C. V. Campian [17] deoarece permite un control riguros asupra tuturor parametrilor ce descriu conturul profilului, control necesar in faza de proiectare a unei palete. In conditiile acestei metode $N_0=3$ si se retin 7 coeficienti [17]. Prin impunerea urmatoarelor parametrii :

- d/L - grosimea maxima relativa a profilului
- Xd - pozitia grosimii maxime relative
- Xf - pozitia sagetii maxime relative
- ε - parametrul rotunjirii bordului de fuga a profilului



t/L - pasul relativ al retelei de profile

C_A - coeficientul de portanta care urmeaza a fi realizat de profil

α_∞ - unghiul de incidenta al curentului

λ - unghiul de instalare al retelei de profile

W_∞ - viteza asimptotica a curentului

coeficientii polinomului Fourier se pot calcula din urmatoarele relatii [1], [6], [17] :

$$\begin{aligned} a_0 &= A_0 & b_1 &= B_0 + B_2/4 \\ a_1 &= A_1/8 & b_2 &= B_1/2 \\ a_2 &= -A_0/2 & b_3 &= B_2/4 \\ a_3 &= -A_0/8 \end{aligned} \quad (3.7) \quad (3.8)$$

unde :

$$A_0 = \frac{f}{L} \cdot \frac{1 - 12 \cdot X_f^2}{(1 - 4 \cdot X_f^2)^2} \quad ; \quad A_1 = \frac{f}{L} \cdot \frac{8 \cdot X_f^2}{(1 - 4 \cdot X_f^2)^2} \quad (3.9)$$

$$B_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{1}{(1 - 4 \cdot X_d^2)^{\frac{3}{2}}} - \frac{3}{2} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{4 \cdot X_d^2}{(1 - 4 \cdot \varepsilon \cdot X_d - 4 \cdot X_d^2) \cdot (1 + 2 \cdot X_d) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot X_d^2}}$$

$$B_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{d}{L} \cdot \frac{2 \cdot X_d}{(1 - 4 \cdot \varepsilon \cdot X_d + 4 \cdot X_d^2) \cdot \sqrt{1 - 4 \cdot X_d^2}} \quad (3.10)$$

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

Din relatia (3.9) rezulta ca, pentru calculul coeficientilor A_0 si A_1 , trebuie calculata sageata relativa maxima f/L , care rezulta din conditia realizarii portantei de catre profil [1] :

$$C_A = \frac{2 \cdot \Gamma}{W_\infty} \quad (3.11)$$

Rezolvind aceasta ecuatie in f/L se obtine expresia :

$$f/L = f/L(X_f, X_d, \varepsilon, d/L, \alpha_\infty, C_A, W_\infty, t/L, \lambda, m, M) \quad (3.12)$$

sub forma :

$$\frac{f}{L} = \frac{G1 \cdot S1 - H2 \cdot T3 \cdot \sin(\alpha_\infty)}{2 \cdot B3 \cdot (R2 - R1) \cdot [2 \cdot G1 \cdot P - H2 \cdot \cos(\alpha_\infty)]} \quad (3.13)$$

unde :

$$G1 = \frac{C_A \cdot W_\infty}{2} \quad (3.14)$$

$$S1 = 1 + 2 \cdot B3 \cdot Q \cdot \sum n \cdot b_n \quad (3.15)$$



$$B3 = + \sqrt{\frac{\pi}{t/L} \cdot \frac{M}{m}} \quad (3.16)$$

$$Q = \left(\frac{m}{M}\right)^2 \cdot [m^2 + \cos(2 \cdot \lambda)] \quad (3.17)$$

$$M = \sqrt{1 + m^4 + 2 \cdot m^2 \cdot \cos(2 \cdot \lambda)} \quad (3.18)$$

$$H2 = 4 \cdot W_{\infty} \cdot \frac{t}{L} \cdot \frac{m}{M} \quad (3.19)$$

$$T3 = 1 + B3 \cdot \sum n \cdot b_n \quad (3.20)$$

$$R1 = \frac{X_f}{(1 - 4 \cdot X_f^2)^2} \quad (3.21)$$

$$R2 = -\frac{1 - 12 \cdot X_f^2}{2 \cdot (1 - 4 \cdot X_f^2)^2} \quad (3.22)$$

$$P = \left(\frac{m}{M}\right)^2 \cdot \sin(2 \cdot \lambda) \quad (3.23)$$

In continuare vom aborda problema determinarii coeficientilor polinomului Fourier pentru profile cu frontiera data sub forma analitica sau numerica. O astfel de exprimare este necesara in urmatoarele situatii :

- pentru profile adoptate din cataloage de profile pentru aviatie sau din literatura de specialitate, cu frontiera definita analitic sau prin puncte

- necesitatea exprimarii matematice a conturului unor profile cunoscute sub forma numerica prin intermediul coordonatelor, profile rezultate printr-un algoritm de calcul, cum ar fi de exemplu profilele generate din intersectia paletei rotite cu cilindrii sectiunilor de calcul.

In aceste situatii numarul coeficientilor Fourier care pot fi calculati este teoretic nelimitat, dar pentru necesitatile uzuale este suficienta limitarea $N_0=6$ si respectiv retinerea primilor 13 coeficienti in cadrul reprezentarii parametrice (3.4).

Pentru profile cunoscute sub forma analitica, coeficientii se pot determina din relatiile :

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{Y(\varphi)}{L} \cdot \cos(n \cdot \varphi) \cdot d\varphi \quad ; \quad b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{Y(\varphi)}{L} \cdot \sin(n \cdot \varphi) \cdot d\varphi \quad (3.24)$$

daca integralele pot fi evaluate analitic. In caz contrar se poate utiliza metoda expusa mai jos, aplicabila profilelor cu frontiera data sub forma numerica [53].

Fiind date o serie de coordonate (X_k, Y_k) ale frontierei profilului, pentru calculul coeficientilor seriei Fourier se utilizeaza metodele analizei armonice [26], parcurgandu-se urmatoarele etape :

- adimensionalizare coordonate in raport cu coarda profilului L, rezultind coordonatele (x_k, y_k)
- din relatia (3.4) se calculeaza, pentru fiecare punct (x_k, y_k) , argumentul reprezentarii parametrice, corespunzator extradosului (E), respectiv intradosului (I), prin relatiile :

$$\varphi_k^E = \arccos(2 \cdot x_k - 1) \quad \varphi_k^I = 360^\circ - \arccos(2 \cdot x_k - 1) \quad (3.25)$$

obtinindu-se astfel corespondenta $y=y(\varphi)$

- prin interpolarea corespondentei $y=y(\varphi)$ cu functii spline cubice [15], [44], [60], [47] conform fig 3.2, se determina $2N_0$ valori ale ordonatei y_i corespunzatoare valorilor echidistante ale argumentului φ (vezi tabelul 3.1)

- se calculeaza coeficientii seriei Fourier prin relatiile (vezi tabelul 3.2):



$$a_n = \frac{1}{N_0} \sum_{i=0 \dots 2 \cdot N_0} \left[y_i \cdot \cos \left(i \cdot \frac{n}{N_0} \cdot \pi \right) \right] \quad \text{pentru } 0 \leq n < N_0 \quad (3.26)$$

$$b_n = \frac{1}{N_0} \sum_{i=0 \dots 2 \cdot N_0} \left[y_i \cdot \sin \left(i \cdot \frac{n}{N_0} \cdot \pi \right) \right] \quad \text{pentru } 0 \leq n < N_0 \quad (3.27)$$

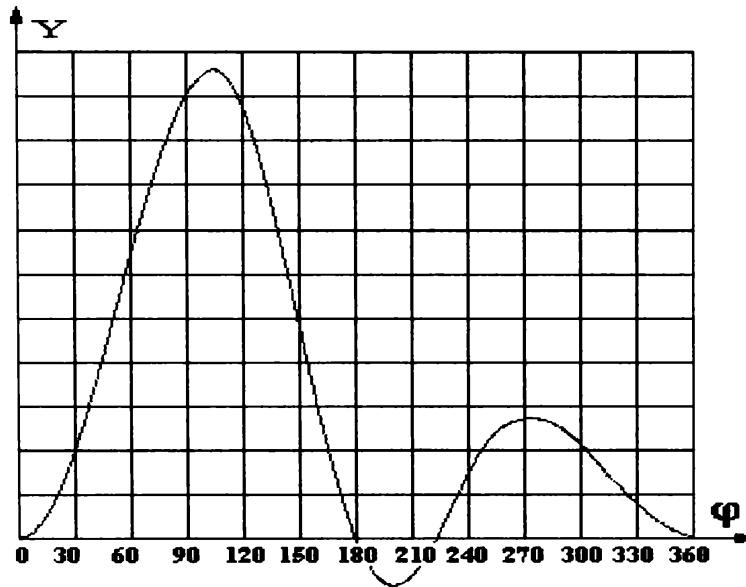


Fig. 3.2

Coeficientii astfel determinati trebuie sa satisfaca relatia de inchidere a lui Parseval [26] :

$$\sum_{i=0 \dots 2 \cdot N_0} y_i^2 = 2 \cdot N_0 \cdot \left(\frac{a_0^2}{4} + a_{N_0}^2 \right) + \sum_{i=1 \dots N_0-1} N_0 \cdot (a_i^2 + b_i^2) \quad (3.28)$$

Astfel, profilul NACA 8410, definit prin parametrii geometrici : $f/L = 8 \%$, $d/L = 10 \%$, $X_f/L = 40 \%$, $X_d/L = 30 \%$, are frontiera definita analitic prin urmatoarele relatii [80] :

- functia de grosime

$$\frac{Y_G(X)}{L} = \frac{d}{L} \cdot \left[1.4845 \sqrt{\frac{X}{L}} - 0.63 \cdot \frac{X}{L} - 1.758 \cdot \left(\frac{X}{L} \right)^2 + 1.4215 \cdot \left(\frac{X}{L} \right)^3 - 0.5075 \cdot \left(\frac{X}{L} \right)^4 \right] \quad (3.29)$$

- functia de schelet, formata din doua arce de parabola racordate in punctul X_f :

$$\frac{Y_S(X)}{L} = \frac{fL}{(X_f/L)^2} \left[2 \cdot \frac{X_f}{L} \cdot \frac{X}{L} - \left(\frac{X}{L} \right)^2 \right] \quad (3.30)$$

$$\frac{Y_S(X)}{L} = \frac{fL}{(1 - X_f/L)^2} \cdot \left[\left(1 - 2 \cdot \frac{X_f}{L} \right) + 2 \cdot \frac{X_f}{L} \cdot \frac{X}{L} - \left(\frac{X}{L} \right)^2 \right] \quad (3.31)$$



Pentru acest profil, **tab. 3.1** prezinta ordonatele Y/L corespunzatoare valorilor echidistante ale argumentului φ calculate prin interpolarea corespondentei $Y/L=Y/L(\varphi)$ cu functii spline cubice, **tab. 3.2** prezinta coeficientii polinomului Fourier pentru $N_0=6$.

Tabelul 3.1

| Nr. | φ° | Y/L [-] |
|-----|-----------------|-----------|
| 1 | 0 | 0 |
| 2 | 30 | 0.025438 |
| 3 | 60 | 0.079114 |
| 4 | 90 | 0.121895 |
| 5 | 120 | 0.118260 |
| 6 | 150 | 0.058006 |
| 7 | 180 | 0.000000 |
| 8 | 210 | -0.008903 |
| 9 | 240 | 0.019224 |
| 10 | 270 | 0.033661 |
| 11 | 300 | 0.026442 |
| 12 | 330 | 0.008294 |

Tabelul 3.2

| n | a_n | b_n |
|---|-----------|-----------|
| 0 | 0.080416 | 0.000000 |
| 1 | -0.004706 | 0.043605 |
| 2 | -0.034103 | -0.013873 |
| 3 | 0.005499 | -0.000697 |
| 4 | -0.001057 | -0.000493 |
| 5 | -0.000269 | -0.000185 |
| 6 | 0.000476 | 0.000000 |

Tabelul 3.3 prezinta :

- comparatia valorilor ordonatei profilului calculate analitic (Y_{analitic}) cu cele calculate prin polinom Fourier ($Y_{\text{polinom Fourier}}$) prin relatia (3.4) , erorile absolute (ΔY) respectiv relative (ϵ), pentru o coarda a profilului de 1000 mm.

Din tabel se poate observa precizia ridicata a exprimarii frontierei profilului prin polinom Fourier, precizie care se incadreaza in general sub 3 %, exceptind zona bordului de atac pe intrados, unde erorile cresc pina la maxim 10 %, ceea ce se traduce printr-o eroare absoluta corespunzatoare acestei portiuni de maxim 8 zecimi, pentru un profil cu o coarda de 1 m.



| Nr.crt. | φ | X | y_{analitic} | $y_{\text{polinom Fourier}}$ | ΔY | Eroare ϵ | Tabelul 3.3 |
|----------------|------------|-------------|-----------------------|------------------------------|-------------|-------------------|--|
| [-] | [°] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [%] | |
| 1 | 0 | 1,000.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | - | E X T R A D O S |
| 2 | 10 | 992.4000 | 3.9468 | 3.9686 | -0.0218 | -0.5523 | |
| 3 | 20 | 969.8500 | 12.3501 | 12.4884 | -0.1383 | -1.1198 | |
| 4 | 30 | 933.0100 | 25.4380 | 25.4315 | 0.0065 | 0.0256 | |
| 5 | 40 | 883.0200 | 41.9619 | 41.8980 | 0.0639 | 0.1523 | |
| 6 | 50 | 821.3900 | 60.3986 | 60.3741 | 0.0245 | 0.0406 | |
| 7 | 60 | 750.0000 | 79.1137 | 79.1259 | -0.0122 | -0.0154 | |
| 8 | 70 | 671.0100 | 96.5119 | 96.5678 | -0.0559 | -0.0579 | |
| 9 | 80 | 586.8200 | 111.1620 | 111.3541 | -0.1921 | -0.1728 | |
| 10 | 90 | 500.0000 | 121.8950 | 122.1974 | -0.3024 | -0.2481 | |
| 11 | 100 | 413.1800 | 127.8890 | 127.6999 | 0.1891 | 0.1479 | |
| 12 | 110 | 328.9900 | 127.3390 | 126.5197 | 0.8193 | 0.6434 | |
| 13 | 120 | 250.0000 | 118.2600 | 117.9069 | 0.3531 | 0.2986 | |
| 14 | 130 | 178.6100 | 102.1280 | 102.2833 | -0.1553 | -0.1521 | |
| 15 | 140 | 81.1600 | 81.1649 | 81.4226 | -0.2577 | -0.3175 | |
| 16 | 150 | 66.9900 | 58.0056 | 58.0559 | -0.0503 | -0.0867 | |
| 17 | 160 | 30.1500 | 35.3292 | 35.1316 | 0.1976 | 0.5593 | |
| 18 | 170 | 7.6000 | 15.4592 | 15.1721 | 0.2871 | 1.8571 | |
| 19 | 180 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | - | |
| 20 | 190 | 7.6000 | -9.4400 | -9.2481 | -0.1919 | 2.0328 | I N T R A D O S |
| 21 | 200 | 30.1500 | -12.1155 | -12.1105 | -0.0050 | 0.0413 | |
| 22 | 210 | 66.9900 | -8.9031 | -8.2518 | -0.6513 | 7.3154 | |
| 23 | 220 | 116.9800 | -1.2665 | -1.1292 | -0.1373 | 10.8409 | |
| 24 | 230 | 178.6100 | 8.8567 | 9.1380 | -0.2813 | -3.1761 | |
| 25 | 240 | 250.0000 | 19.2397 | 19.3316 | -0.0919 | -0.4777 | |
| 26 | 250 | 328.9900 | 27.6182 | 27.4075 | 0.2107 | 0.7629 | |
| 27 | 260 | 413.1800 | 32.0338 | 32.3367 | -0.3029 | -0.9456 | |
| 28 | 270 | 500.0000 | 33.6609 | 34.1144 | -0.4535 | -1.3473 | |
| 29 | 280 | 586.8200 | 33.3258 | 33.3154 | 0.0104 | 0.0312 | |
| 30 | 290 | 671.0100 | 30.8452 | 30.5689 | 0.2763 | 0.8958 | |
| 31 | 300 | 750.0000 | 26.4419 | 26.3072 | 0.1347 | 0.5094 | |
| 32 | 310 | 821.3900 | 20.6802 | 20.8559 | -0.1757 | -0.8496 | |
| 33 | 320 | 883.0200 | 14.3445 | 14.6702 | -0.3257 | -2.2706 | |
| 34 | 330 | 933.0100 | 8.2941 | 8.4772 | -0.1831 | -2.2076 | |
| 35 | 340 | 969.8500 | 3.3277 | 3.2457 | 0.0820 | 2.4642 | |
| 36 | 350 | 992.4000 | 0.0788 | 0.0622 | 0.0166 | 21.0660 | |
| 37 | 360 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | - | |



&3.3 CARACTERISTICI GEOMETRICE ALE PROFILELOR

Prin caracteristici geometrice ale profilelor se intelege aria si coordonatele centrului de greutate a profilului. Pentru calculul acestor caracteristici se aplica metoda dezvoltata in [50].

&3.3.1 Determinarea ariei profilului

Profilul descris prin functia de grosime (3.6) este un profil simetric, iar cel descris prin functia de schelet (3.5) este un profil subtire, astfel incit profilul rezultat prin suprapunerea celor doua functii, figura 3.1, descris prin reprezentarea parametrica (3.4) va avea deci aria A' egala cu cea a profilului simetric descris de functia de grosime (3.6). Se mai observa, din figura 3.1, ca, datorita simetriei, aria totala a profilului este dublul ariei extradosului cuprinse intre extradosul profilului si axa absciselor. In aceste conditii, pentru aria adimensionalizata a profilului rezulta urmatoarea expresie :

$$A' = 2 \int_0^1 y_G \cdot dx \quad (3.32)$$

Tinind cont de reprezentarile parametrica (3.6) si (3.4), din ultima rezultind :

$$x = \frac{1}{2} \cdot [1 + \cos(\varphi)] \quad \Rightarrow \quad dx = -\frac{\sin(\varphi)}{2} \cdot d\varphi \quad (3.33)$$

si de schimbarea limitelor de integrare :

$$\begin{aligned} x = 0 & \Rightarrow \varphi = \pi \\ x = 1 & \Rightarrow \varphi = 0 \end{aligned} \quad (3.34)$$

expresia (3.32) devine succesiv :

$$A' = -2 \int_{\pi}^0 \sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) \cdot \frac{\sin(\varphi)}{2} \cdot d\varphi = \int_0^{\pi} \sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi \quad (3.35)$$

Avind in vedere ca :

$$\int \sin(m \cdot \varphi) \cdot \sin(n \cdot \varphi) \cdot d\varphi = \frac{\sin[(m-n) \cdot \varphi]}{2 \cdot (m-n)} - \frac{\sin[(m+n) \cdot \varphi]}{2 \cdot (m+n)} \quad \text{pt. } m \neq n \quad (3.36)$$

rezulta descompunerea :

$$A' = \int_0^{\pi} \left[b_1 \cdot \sin^2(\varphi) + \sum_{n=2}^{N_0} b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) \cdot \sin(\varphi) \right] \cdot d\varphi \quad (3.37)$$

Dar :

$$\int_0^{\pi} b_1 \cdot \sin^2(\varphi) \cdot d\varphi = b_1 \cdot \left[\frac{\varphi}{2} - \frac{\sin(2 \cdot \varphi)}{4} \right]_0^{\pi} = b_1 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.38)$$

iar, conform (3.36) :



$$\int_0^\pi \sum_{n=2}^{N_0} b_n \cdot \sin(n\varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi = \sum_{n=2}^{N_0} b_n \cdot \left\{ \frac{\sin[(n-1)\varphi]}{2 \cdot (n-1)} - \frac{\sin[(n+1)\varphi]}{2 \cdot (n+1)} \right\}_0^\pi = 0 \quad (3.39)$$

Atunci expresia ariei adimensionalizate A' (3.37) se reduce la :

$$A' = b_1 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.40)$$

iar aria dimensionalizata a profilului A ia forma finala :

$$A = b_1 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot L^2 \quad (3.41)$$

exprimata in $[\text{mm}^2]$, daca coarda profilului L se introduce in $[\text{mm}]$.

&3.3.2 Determinarea centrului de greutate al profilului

Fie $C(x_c, y_c)$ centrul de greutate al unei placi plane omogene, marginita de graficele functiilor continue, figura 3.3 :

$$f, g \quad [a, b] \rightarrow R \quad \{f(x) \leq g(x), \forall x \in [a, b]\} \quad (3.42)$$

Atunci coordonatele centrului de greutate se exprima prin [59], [73]:

$$x_c = \frac{\int_a^b x \cdot [g(x) - f(x)] \cdot dx}{\int_a^b [g(x) - f(x)] \cdot dx} \quad (3.43)$$

$$y_c = \frac{\frac{1}{2} \cdot \int_a^b [g^2(x) - f^2(x)] \cdot dx}{\int_a^b [g(x) - f(x)] \cdot dx} \quad (3.44)$$

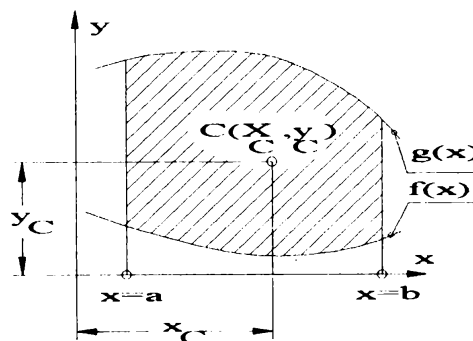


Fig. 3.3



In cazul profilului hidrodinamic, figura 3.4, vom lua :

$$\begin{aligned} g(x) = y^E = y_S + y_G \quad ; \quad f(x) = y^I = y_S - y_G \\ a = 0 \quad ; \quad b = 1 \end{aligned} \tag{3.45}$$

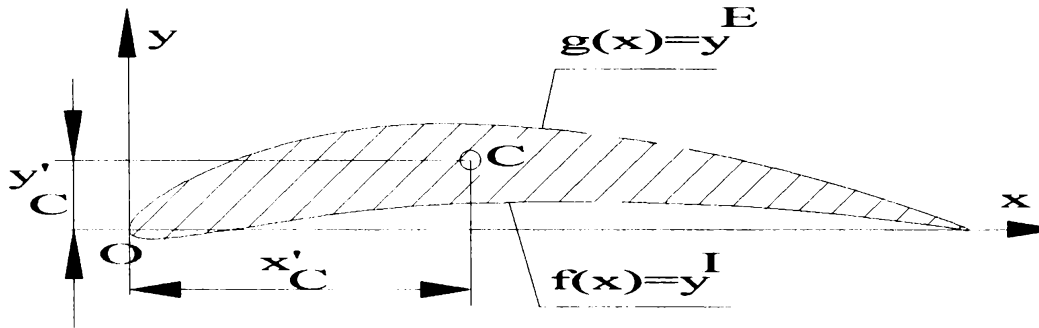


Fig. 3. 4

Avind in vedere ca :

$$g(x) - f(x) = y^E - y^I = y_S + y_G - y_S + y_G = 2 \cdot y_G \tag{3.46}$$

$$\int_a^b [g(x) - f(x)] \cdot dx = \int_0^1 (y^E - y^I) \cdot dx = A' \tag{3.47}$$

din (3.43) rezulta, pentru abscisa adimensionalizata X'_C a centrului de greutate al profilului, urmatoarea expresie :

$$x'_C = \frac{1}{A'} \cdot \int_0^1 x \cdot 2 \cdot y_G \cdot dx \tag{3.48}$$

care, tinind cont de (3.6) , (3.33) , (3.34) , devine :

$$x'_C = -\frac{2}{A'} \cdot \int_{\pi}^0 \frac{1}{2} \cdot [1 + \cos(\varphi)] \cdot \left[\sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) \right] \cdot \frac{\sin(\varphi)}{2} \cdot d\varphi \tag{3.49}$$

care poate fi descompusa in :

$$x'_C = \frac{1}{2 \cdot A'} \int_0^{\pi} \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(\varphi) d\varphi + \frac{1}{4 \cdot A'} \cdot \int_0^{\pi} \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(2\varphi) d\varphi \tag{3.50}$$

Tinind cont de (3.35) , (3.36) , se obtine :



$$x'_C = \frac{1}{2} + \frac{1}{4 \cdot A'} \int_0^\pi \left[b_2 \sin^2(2 \cdot \varphi) + \sum_{n=2}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(2\varphi) \right] d\varphi \quad (3.51)$$

Dar :

$$\int_0^\pi b_2 \cdot \sin^2(2 \cdot \varphi) \cdot d\varphi = \frac{1}{2} \cdot b_2 \cdot \left[\frac{2 \cdot \varphi}{2} - \frac{\sin(4 \cdot \varphi)}{4} \right]_0^\pi = b_2 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.52)$$

$$\int_0^\pi \sum_{n=2}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(2\varphi) d\varphi = \sum_{n=2}^{N_0} b_n \left\{ \frac{\sin[(n-2)\varphi]}{2 \cdot (n-2)} - \frac{\sin[(n+2)\varphi]}{2 \cdot (n+2)} \right\}_0^\pi = 0 \quad (3.53)$$

Cu acestea, expresia (3.50) devine :

$$x'_C = \frac{1}{2} + \frac{1}{4 \cdot A'} \cdot b_2 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.54)$$

Tinind cont de (3.40), expresia abscisei adimensionalizate a centrului de greutate al profilului, se transforma in :

$$x'_C = \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{b_2}{b_1} \right] \quad (3.55)$$

iar abscisa dimensionalizata a centrului de greutate al profilului se exprima prin :

$$X_C = x'_C \cdot L = \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{b_2}{b_1} \right] \cdot l \quad (3.56)$$

exprimata in [mm], daca coarda profilului "L" se introduce in [mm].

Considerind expresiile (3.44) , (3.45) , (3.47) , si relatia :

$$g^2(x) - f^2(x) = y_S^2 + 2 \cdot y_S \cdot y_G + y_G^2 - y_S^2 + 2 \cdot y_S \cdot y_G - y_G^2 = 4 \cdot y_S \cdot y_G \quad (3.57)$$

vom obtine, pentru ordonata adimensionalizata a centrului de greutate al profilului , expresia :

$$y'_C = \frac{1}{2 \cdot A'} \cdot \int_0^1 4 \cdot y_S \cdot y_G \cdot dx \quad (3.58)$$

Tinind cont de expresiile (3.5) , (3.6) , (3.33) , (3.34) relatia (3.58) ia forma :

$$y'_C = -\frac{4}{2 \cdot A'} \int_\pi^0 \left[\frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N_0} a_n \cdot \cos(n \cdot \varphi) \right] \cdot \left[\sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) \right] \cdot \frac{\sin(\varphi)}{2} \cdot d\varphi \quad (3.59)$$

care poate fi descompusa astfel :



$$y'_C = \frac{1}{A'} \int_0^\pi \left[\frac{a_0}{2} \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(\varphi) + \sum_{n=1}^{N_0} a_n \cos(n\varphi) \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(\varphi) \right] d\varphi \quad (3.60)$$

sau :

$$y'_C = \frac{a_0}{2A'} \int_0^\pi \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(\varphi) d\varphi + \frac{1}{A'} \int_0^\pi \sum_{n=1}^{N_0} a_n \cos(n\varphi) \sum_{n=1}^{N_0} b_n \sin(n\varphi) \sin(\varphi) d\varphi \quad (3.61)$$

Avind in vedere relatiile (3.35) ÷ (3.40), prima integrala din (3.61) are valoarea :

$$\int_0^\pi \sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n\varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi = A' = b_1 \cdot \frac{\pi}{2} \quad (3.62)$$

astfel incit expresia ordonatei adimensionalizate a centrului de greutate al profilului (3.61) devine :

$$y'_C = \frac{a_0}{2} + \frac{2}{\pi \cdot b_1} \int_0^\pi \sum_{n=1}^{N_0} a_n \cdot \cos(n\varphi) \cdot \sum_{n=1}^{N_0} b_n \cdot \sin(n\varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi \quad (3.63)$$

iar ordonata dimensionalizata a centrului de greutate al profilului se exprima prin :

$$Y_C = y'_C \cdot L \quad (3.64)$$

exprimata in [mm], daca coarda profilului "L" se introduce in [mm].

Rezolvarea integralei din expresia (3.63) poate fi facuta analitic sau numeric, functie de numarul N_0 al coeficientilor polinomului Fourier care se iau in dezvoltarea reprezentarii parametrice a profilului.

Pentru $N_0=6$ termeni ai polinomului Fourier expresia (3.63) devine prin integrare :

$$y'_C = \frac{a_0}{2} + \frac{1}{2 \cdot b_1} [a_1 \cdot b_2 + a_2 \cdot (b_3 - b_1) + a_3 \cdot (b_4 - b_2) + a_4 \cdot (b_5 - b_3) - a_5 \cdot b_4 - 5 \cdot a_6 \cdot b_5] \quad (3.65)$$

In tabelul 3.3 sint date valorile caracteristicilor geometrice (arie, coordonate centru de greutate) pentru patru profile, calculate prin prezenta metoda prin relatiile (3.41), (3.56) respectiv (3.64) (linia 1), comparativ cu cele date in [80] (linia 2) si erorile relative procentuale intre valori (linia 3), caracteristici calculate pentru o coarda a profilului $L=100$ mm. Se observa ca eroarea maxima relativa este de 1.045 %, ceea ce confirma precizia metodei.

Tabelul 3.3

| Marime | Linie | UM | NACA 23012 | Go 443 | NACA 8410 | NACA-65 |
|-----------------|-------|-----------------|------------|---------|-----------|---------|
| A | 1 | mm ² | 822.319 | 338.904 | 684.944 | 650.862 |
| A | 2 | mm ² | 821.689 | 338.693 | 685.084 | 650.854 |
| ϵ_A | 3 | % | -0.0760 | -0.0620 | 0.0200 | -0.0010 |
| X_C | 1 | mm | 42.0525 | 43.5445 | 42.0462 | 43.0946 |
| X_C | 2 | mm | 42.0621 | 43.7902 | 42.0463 | 43.0866 |
| ϵ_{Xc} | 3 | % | 0.0230 | 0.3330 | -0.0060 | -0.0180 |
| Y_C | 1 | mm | 1.21326 | 0.0 | 6.16606 | 6.85918 |
| Y_C | 2 | mm | 1.22607 | 0.0 | 6.17182 | 6.85500 |
| ϵ_{Yc} | 3 | % | 1.0450 | - | 0.0930 | -0.0610 |



&3.4 CONCLUZII

Aplatizarea intersectiei rotorului axial cu cilindrii sectiunilor de calcul genereaza retele rectilinii de profile definite prin geometria profilului, desimea retelei t/L si unghiul de instalare β_s .

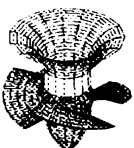
In cadrul prezentei lucrari, geometria profilului este descrisa conform metodei O. Popa sub forma parametrica printr-un polinom trigonometric de tip Fourier, scheletul fiind generat de coeficientii " a_n ", iar grosimea prin coeficientii " b_n ".

Calculul acestor coeficienti difera functie de obiectivul urmarit :

- proiectarea paletei rotorice - in aceasta faza se necesita controlul riguros asupra tuturor parametrilor ce descriu conturul profilului. De aceea s-a adoptat metoda C.V. Campian [17], care, plecind de la parametrii geometrici si hidrodinamici impusi si/sau rezultati din calcule, permite calculul coeficientilor Fourier printr-o dimensionare hidrodinamica.

- analiza unei palete - in aceasta situatie profilele paletei sint cunoscute in general din desenul de executie, deci prin coordonate numerice si nu se dispune de o functie analitica care sa descrie conturul lor. De asemenea, intersectia paletei rotite cu cilindrii sectiunilor de calcul genereaza profile cunoscute tot sub forma numerica, deoarece intersectia se face numeric. Calculul coeficientilor Fourier se face apelind la metodele analizei armonice, prin evaluarea numerica a integralelor care intervin in expresiile acestora. Comparatia coordonatelor obtinute numeric cu cele calculate analitic, pentru un profil la care se dispune de o exprimare analitica a frontierei, demonstreaza precizia acestei metode.

De asemenea, in acest capitol sint demonstrate relatii originale pentru calculul caracteristicilor geometrice (arie, centru de greutate) ale profilelor, relatii validate prin comparatia rezultatelor cu cele din literatura de specialitate..



&4. CALCULUL DISTRIBUTIEI DE VITEZE SI PRESIUNI PENTRU PROFIL HIDRODINAMIC DISPUS IN RETEA

&4.1 DISTRIBUTIA DE VITEZE SI PRESIUNI PTR. PROFIL HIDRODINAMIC DISPUS IN RETEA

In cadrul paragrafului se prezinta, in sinteza, metoda transformarilor conforme O. Popa [53], [54] prin care se obtin analitic caracteristicile hidrodinamice ale unei retele de profile date (geometria profilului singular cu frontiera definita prin intermediul polinomului Fourier, desimea retelei t/L si unghi de instalare λ al retelei cunoscute) si plasate intr-un curent de fluid, pentru care se cunosc limitele de la infinit, obtinandu-se astfel distributiile de viteze si presiuni din jurul profilelor. Metoda utilizeaza functiile complexe de o variabila complexa si permite rezolvarea analitica a miscarii compuse din jurul retelei de profile prin intermediul functiei de transformare conforma corespunzatoare miscarii simple, cum este cea in jurul cercului unitar Weinig. Distributia de viteze rezulta din :

$$\frac{V_t}{V_\infty} = V_0 \cdot \cos(\alpha_\infty) + V_1 \cdot \sin(\alpha_\infty) \quad (4.1)$$

unde :

$$V_0 = \frac{1}{\sqrt{X_{c,\varphi}^2 + Y_{c,\varphi}^2}} \cdot \left[N_{,\varphi} - \frac{1}{2} \cdot \sin(\varphi) - 2 \cdot \gamma_0 \cdot (R_\Gamma + Q \cdot Y_{,\varphi} + P \cdot N_{,\varphi}) \right] \quad (4.2)$$

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{X_{c,\varphi}^2 + Y_{c,\varphi}^2}} \cdot [Y_{,\varphi} - X_{c,\varphi} - 2 \cdot \gamma_1 \cdot (R_\Gamma + Q \cdot Y_{,\varphi} + P \cdot N_{,\varphi})] \quad (4.3)$$

$$X_{,\varphi} = -\frac{1}{2} \cdot \sin(\varphi) \quad (4.4) \quad X_{c,\varphi} = -\frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1-m^4}{M^2} \cdot \text{ctg}(\Psi) + 2 \cdot P \right] \cdot \sin(\varphi) \quad (4.5)$$

$$Y_{,\varphi}(\varphi) = - \sum_{n=1 \dots N_0} n \cdot [a_n \cdot \sin(n \cdot \varphi) - b_n \cdot \cos(n \cdot \varphi)] \quad (4.6)$$

$$N_{,\varphi}(\varphi) = - \sum_{n=1 \dots N_0} n \cdot [a_n \cdot \cos(n \cdot \varphi) + b_n \cdot \sin(n \cdot \varphi)] \quad (4.7)$$

$$2 \cdot \gamma_0 = \frac{N_{,\varphi}(0)}{R_\Gamma(0) + Q \cdot Y_{,\varphi}(0) + P \cdot N_{,\varphi}(0)} \quad (4.8) \quad 2 \cdot \gamma_1 = \frac{Y_{,\varphi}(0) - X_{c,\varphi}(0)}{R_\Gamma(0) + Q \cdot Y_{,\varphi}(0) + P \cdot N_{,\varphi}(0)} \quad (4.9)$$

$$R_\Gamma = \frac{1}{4} \cdot \frac{1-m^4}{M^2} \cdot \frac{\sin(\varphi)}{\sin(\Psi)} \quad (4.10) \quad R_\Gamma(0) = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{t}{L} \cdot \frac{m}{M}} \quad (4.11)$$

Distributia de presiune se exprima prin intermediul coeficientului de presiune, sub forma :

$$C_p = 1 - \left(\frac{V_t}{V_\infty} \right)^2 \quad (4.12)$$

Parametrul "m" rezulta prin rezolvarea numerica a ecuatiei transcendente [22], [24], [51]:

$$\frac{L}{t} = \frac{2}{\pi} \cdot \left| \cos(\lambda) \cdot \text{Arth} \left(\frac{2 \cdot m}{M} \cdot \cos \lambda \right) + \sin \lambda \cdot \arctan \left(\frac{2 \cdot m}{M} \cdot \sin \lambda \right) \right| \quad (4.13)$$

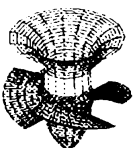


Fig 4.1 prezinta coordonatele adimensionalizate ale frontierei profilului 8410, fig. 4.2 distributia vitezei tangentiale V_t/V_∞ , iar fig. 4.3 distributia coeficientului de presiune C_p pentru profilul 8410, corespunzatoare unui pas relativ $t/L=0.75$, unui unghi de instalare $\lambda = -60^\circ$ si unghi de incidenta $\alpha_\infty=10^\circ$.

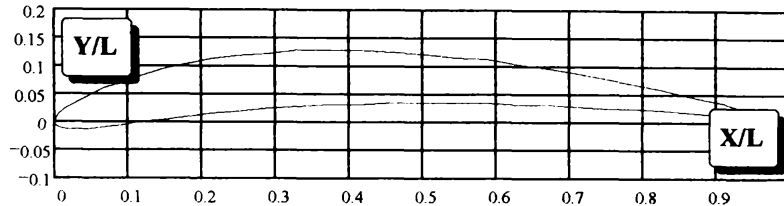


Fig. 4.1

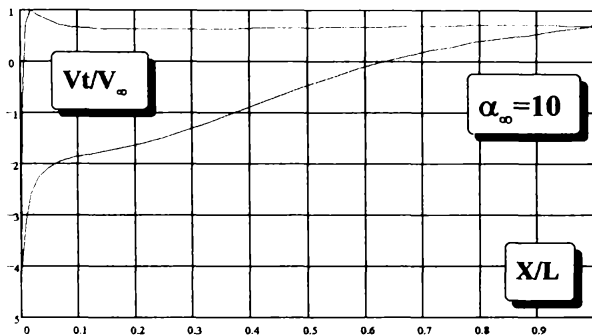


Fig. 4.2

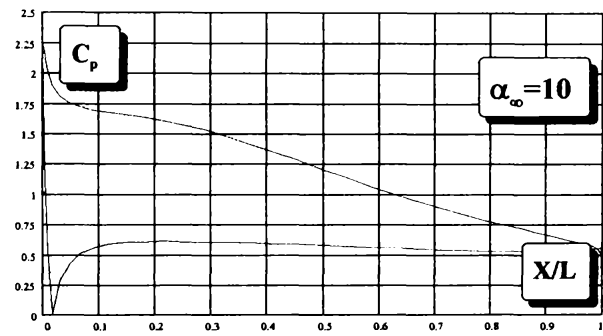


Fig. 4.3

Coeficientul de portanta al profilului rezulta din relatia :

$$C_A = C_{A_0} \cdot \cos(\alpha_\infty) + C_{A_1} \cdot \sin(\alpha_\infty) \quad (4.13)$$

unde :

$$C_{A_0} = 4 \cdot \left(\frac{t}{L}\right) \cdot \left(\frac{m}{M}\right) \cdot (2 \cdot \gamma_0) \quad ; \quad C_{A_1} = 4 \cdot \left(\frac{t}{L}\right) \cdot \left(\frac{m}{M}\right) \cdot (2 \cdot \gamma_1) \quad (4.14)$$

Coeficientul de moment in raport cu bordul de atac al profilului se exprima prin :

$$C_M = C_{M_2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_\infty) + \frac{1}{2} \cdot C_A \cdot \cos(\alpha_\infty) \quad (4.15)$$

unde :

$$C_{M_2} = -\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^2 \cdot Arth(m^2) \quad (4.16)$$

Fig. 4.4 si fig. 4.5 prezinta variatia coeficientului de portanta respectiv de moment in raport cu unghiul de incidenta α_∞ pentru profilul NACA 8410.

Din figurile 4.4 respectiv 4.5 se observa ca alura curbelor este crescatoare si nu reproduce fenomenul de scadere a portantei datorat desprinderii pe extradados profilului si direi de virtejuri din avalul profilului. Aceste caracteristici calculate teoretic nu pot reproduce acest fenomen de scadere a portantei in conditiile ipotezelor mentionate in cap. 2. Dar, deoarece incidenta critica la care apare acest fenomen este cuprinsa in general intre $10...15^\circ$ [1], iar, dupa cum rezulta din fig. 5.9, aceste incidente nu sint depasite pentru un rotor analizat in domeniul sau de functionare, se poate admite ca influenta acestui fenomen nu este majora in domeniul uzual al incidentelor in care lucreaza un rotor de turbina..



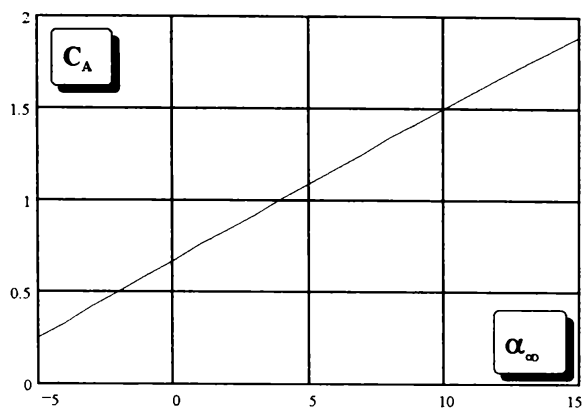


Fig. 4.4

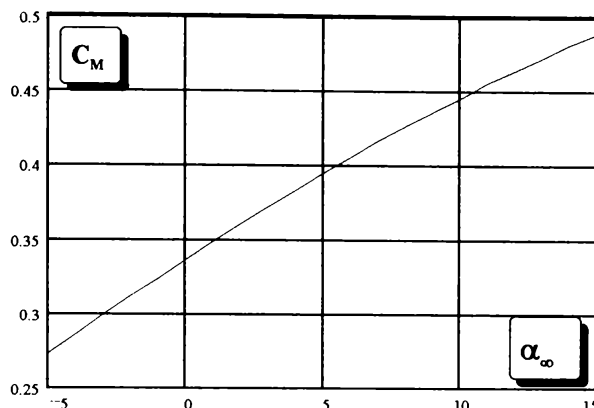


Fig. 4.5

Analiza cimpului de viteze relative si presiuni, corespunzator turatiilor unitare cuprinse intre 110 - 170 rpm, respectiv unghiurilor de rotire a paletelor rotorice de ϕ : -10° , 0° , $+10^\circ$ sint prezentate in **fig. 4.6 - 4.17**, pentru rotorul R2, cu geometria detaliata in **&10**.

Analiza cimpului vitezelor relative pe paleta rotorului R2 , **fig. 4.6 - 4.8** pentru extradados, respectiv **fig. 4.12 - 4.14** pentru intrados, evidentiaza urmatoarele concluzii :

- pentru o pozitie data a paletei rotorice, $\phi = \text{const.}$, se constata cresterea valorilor vitezelor relative cu cresterea turatiei unitare, crestere care se accentueaza spre periferia paletei, in timp ce in apropierea butucului, valorile vitezelor raminind aproximativ constante
- pentru turatie unitara constanta, domeniul de valori, corespunzator vitezelor relative, se ingusteaza in jurul unghiului de rotire a paletelor rotorice $\phi = 0^\circ$
- alura curbelor este mai uniforma pe intrados
- valorile vitezelor relative pe intrados sint mai mari decit cele de pe extradadosul paletei.

Analiza cimpului de presiuni pe paleta rotorului R2 , **fig. 4.9 - 4.11** pentru extradados, respectiv **fig. 4.15 - 4.17** pentru intrados, evidentiaza urmatoarele concluzii :

- variatia valorilor coeficientului de presiune functie de turatia unitara, la unghi de rotire $\phi = \text{const.}$, este nesemnificativa
- zona de presiune minima corespunde zonei butucului rotorului pe extradados, cu valori minimale la unghiul paletei rotorice $\phi = -10^\circ$.

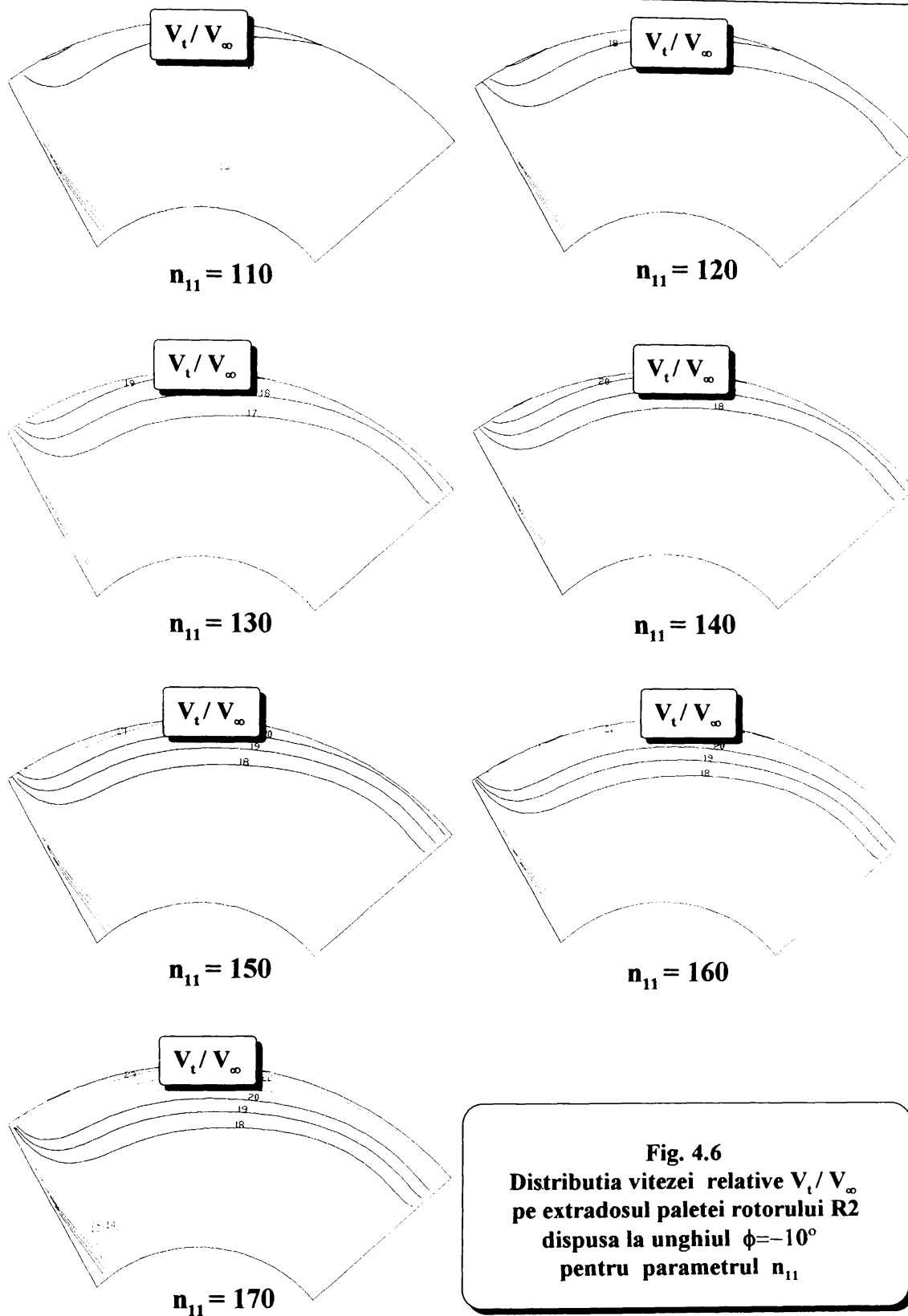
&4.2 CONCLUZII

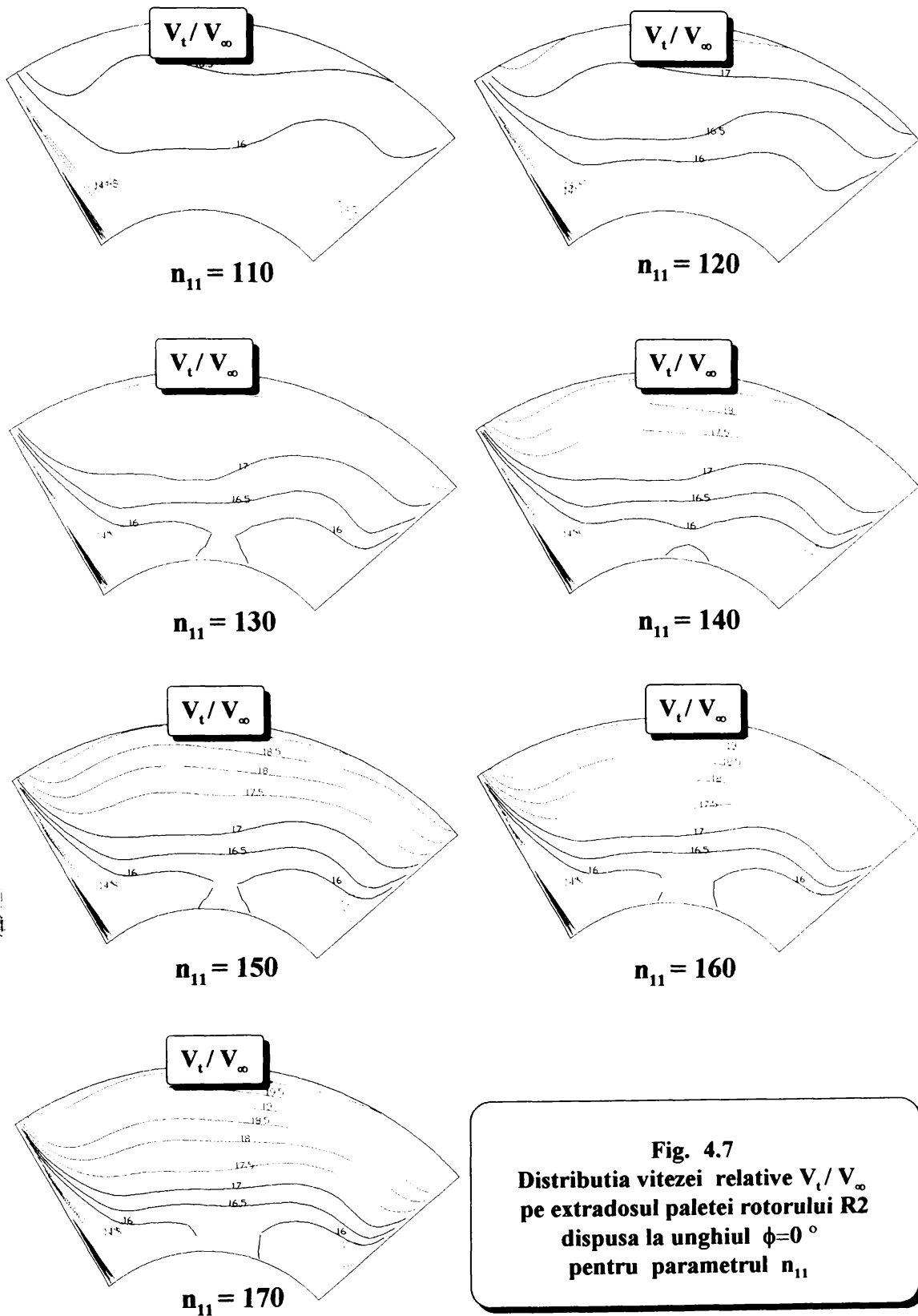
Cimpul de viteze si presiuni sta la baza analizei comportarii hidrodinamice a rotorului. In cadrul prezentei lucrari, distributia de viteze si presiuni se calculeaza prin metoda O. Popa, metoda care rezolva in acelasi timp studiul si proiectarea retelei de profile plane rectilinii si ofera solutii matematice exacte si explicite.

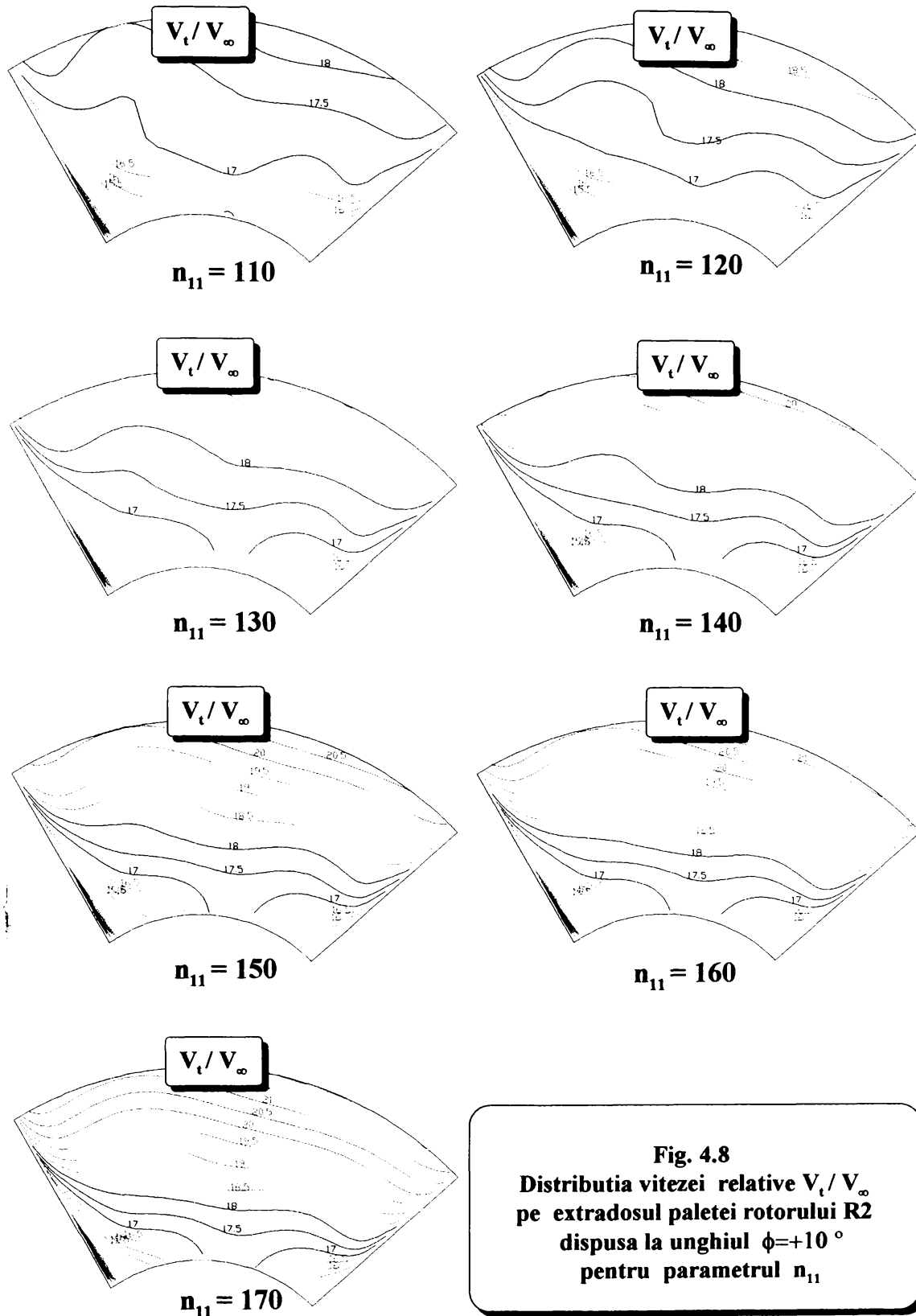
Dupa prezentarea relatiilor corespunzatoare, se ofera distributia de viteze si de presiuni pentru profilul 8410 dispus in retea, precum si variatia coeficientului de portanta respectiv de moment.

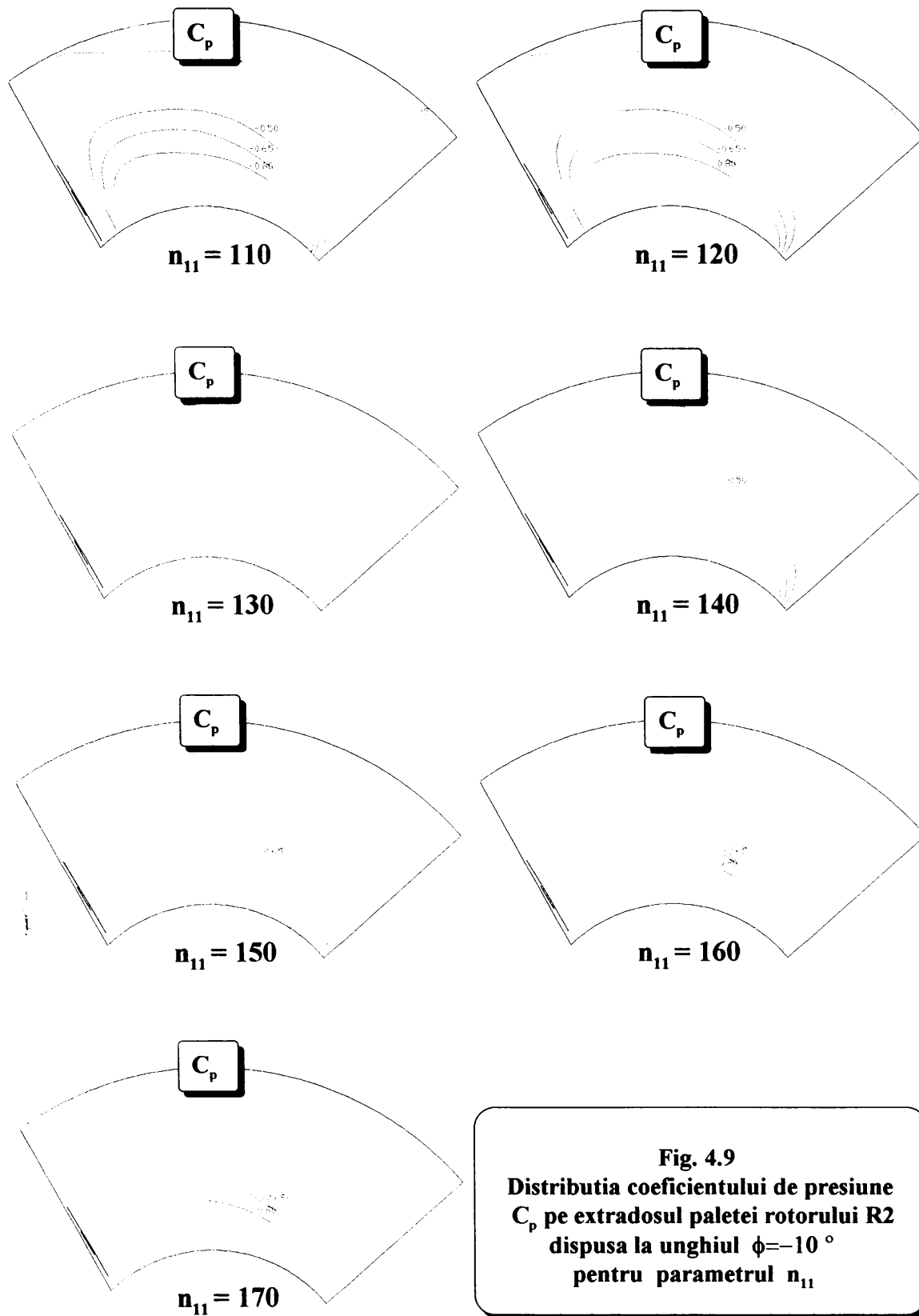
In continuare sint prezentate distributiile de viteze si presiuni sub forma izoliniilor, pentru extradadosul respectiv intradosul unei palete rotor, pentru diferite valori ale unghiului paletei rotorice respectiv ale turatiei unitare n_{11} .











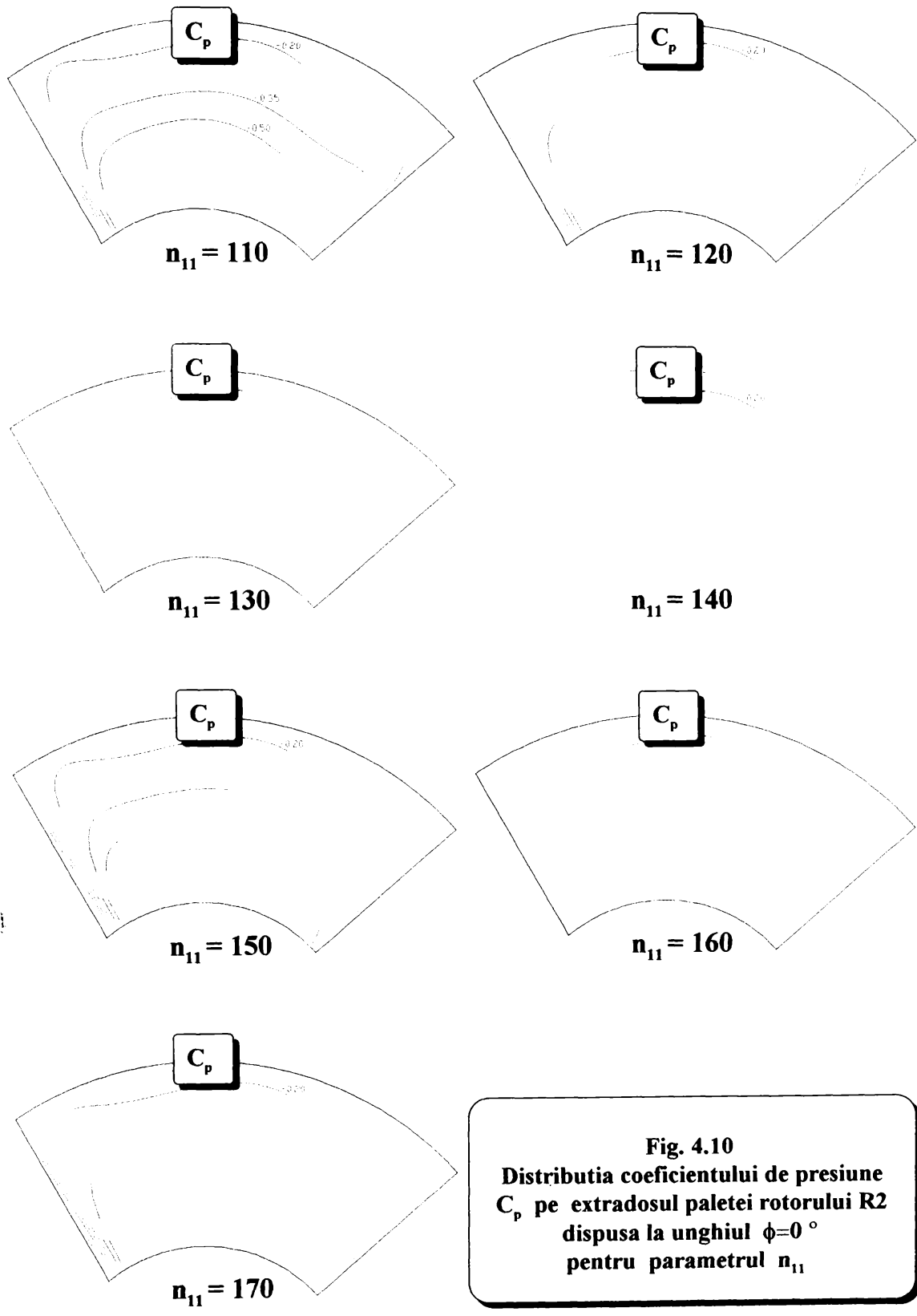
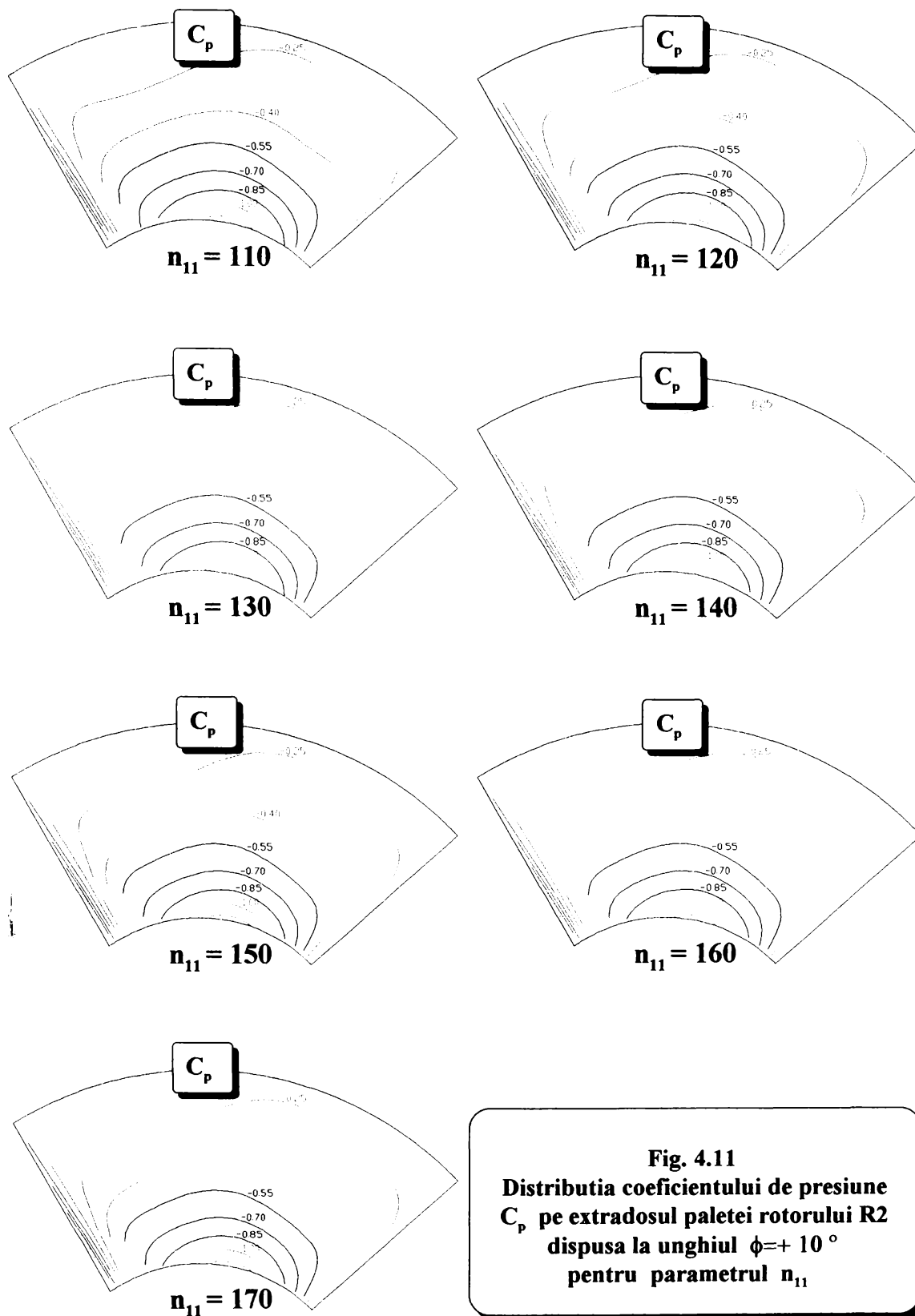
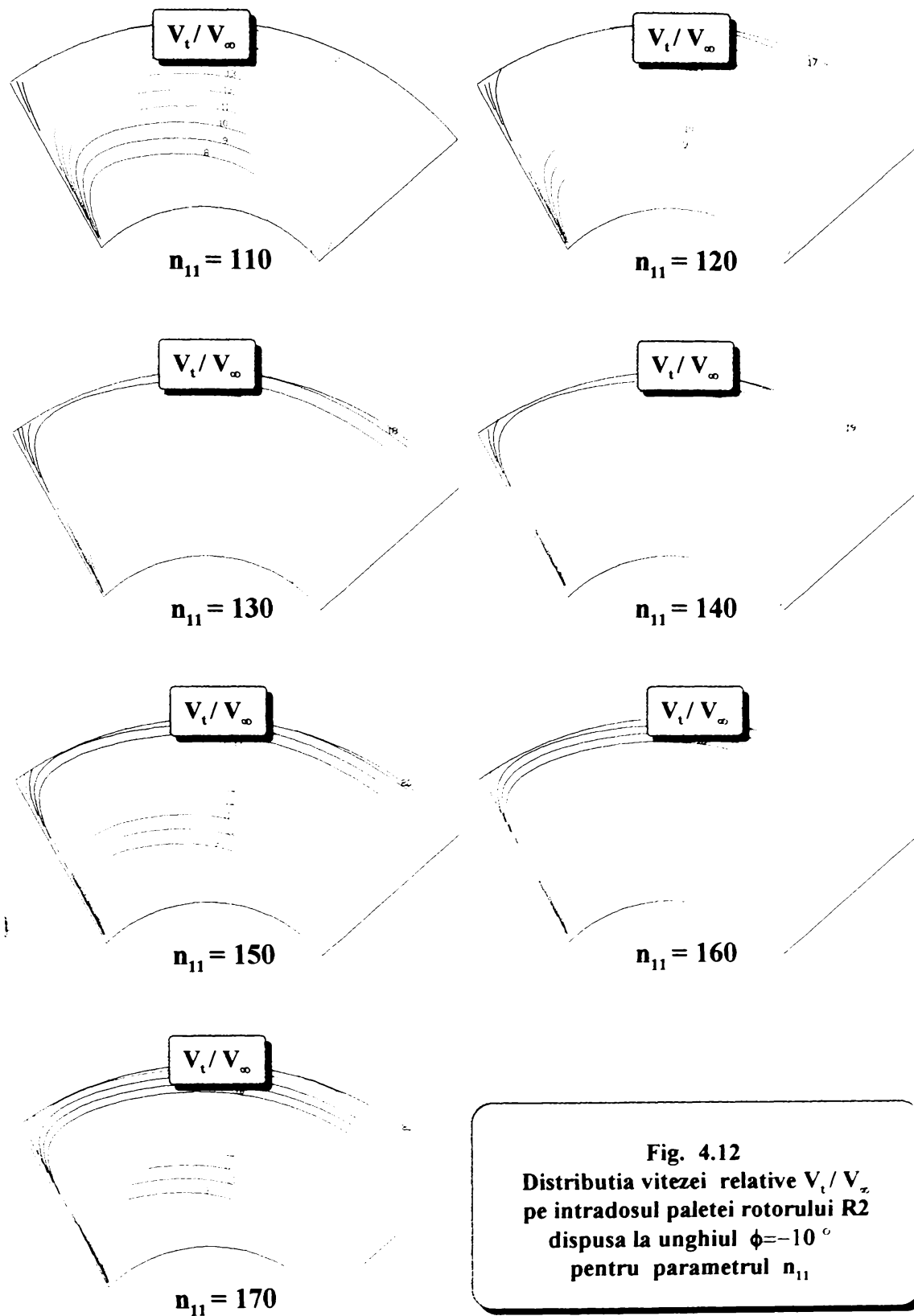
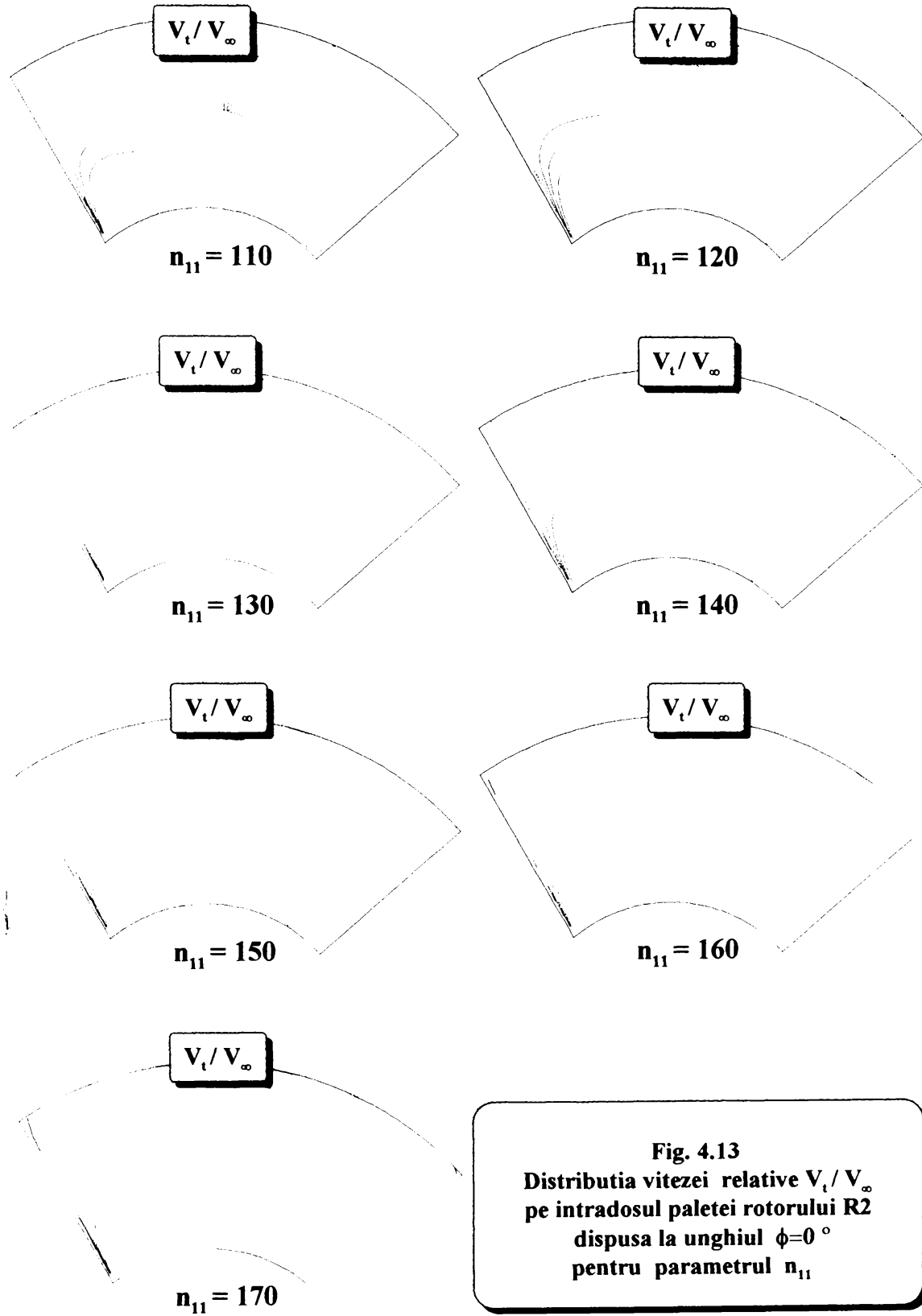


Fig. 4.10
Distributia coeficientului de presiune C_p pe extradosul paletii rotorului R2 dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ pentru parametrul n_{11}









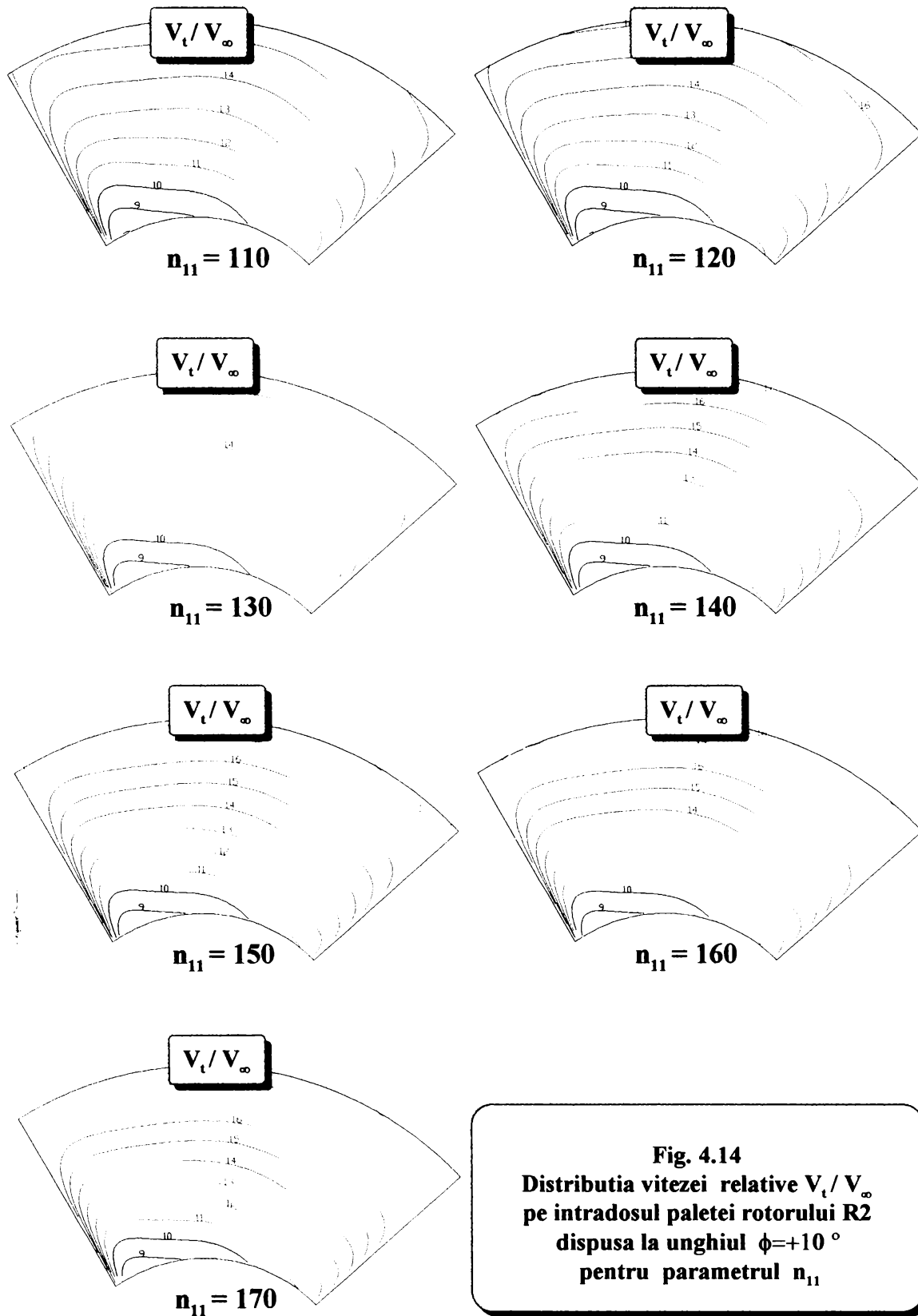


Fig. 4.14
Distributia vitezei relative V_t/V_∞
pe intradosul paletei rotorului R2
dispusa la unghiul $\phi=+10^\circ$
pentru parametrul n_{11}



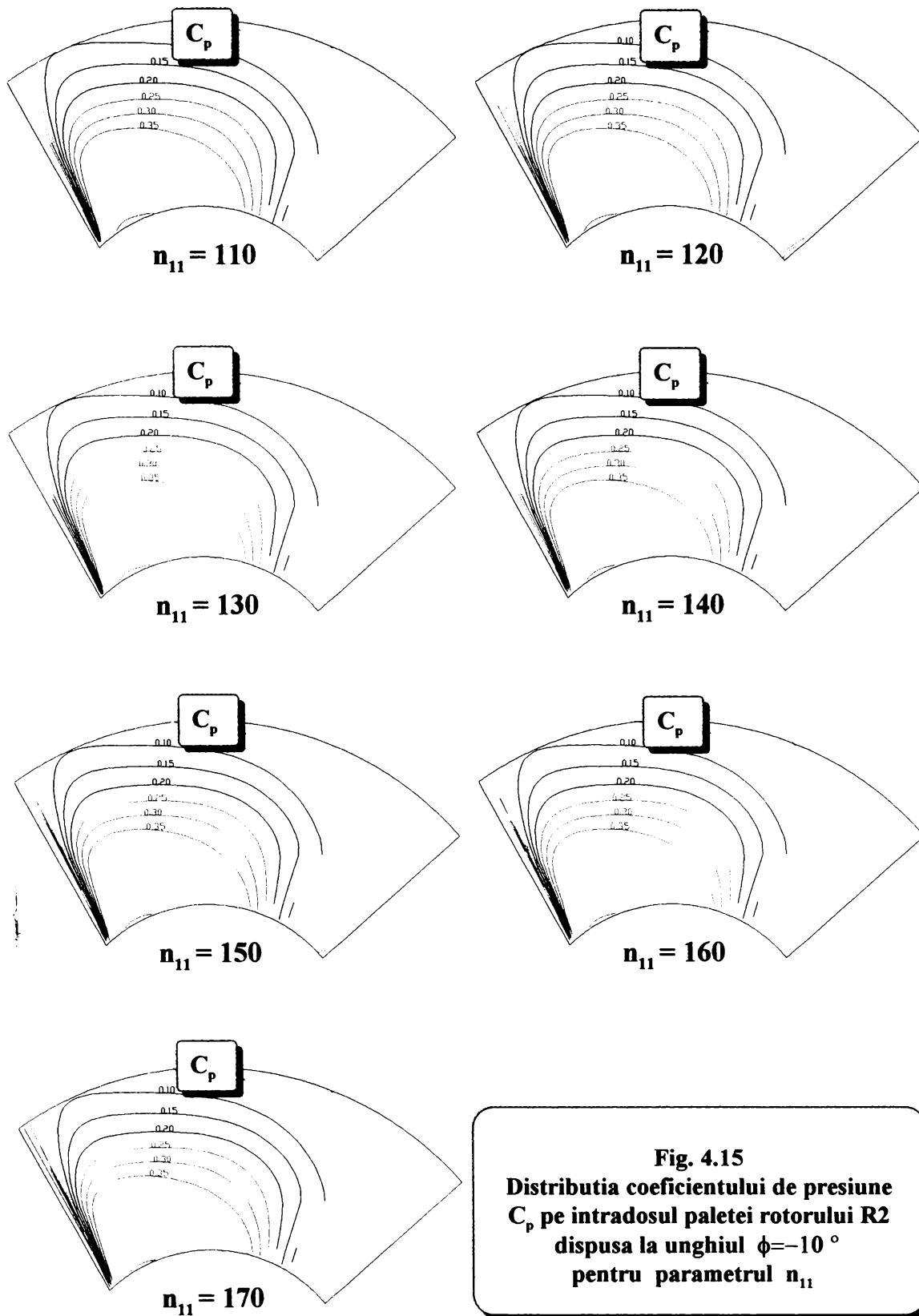
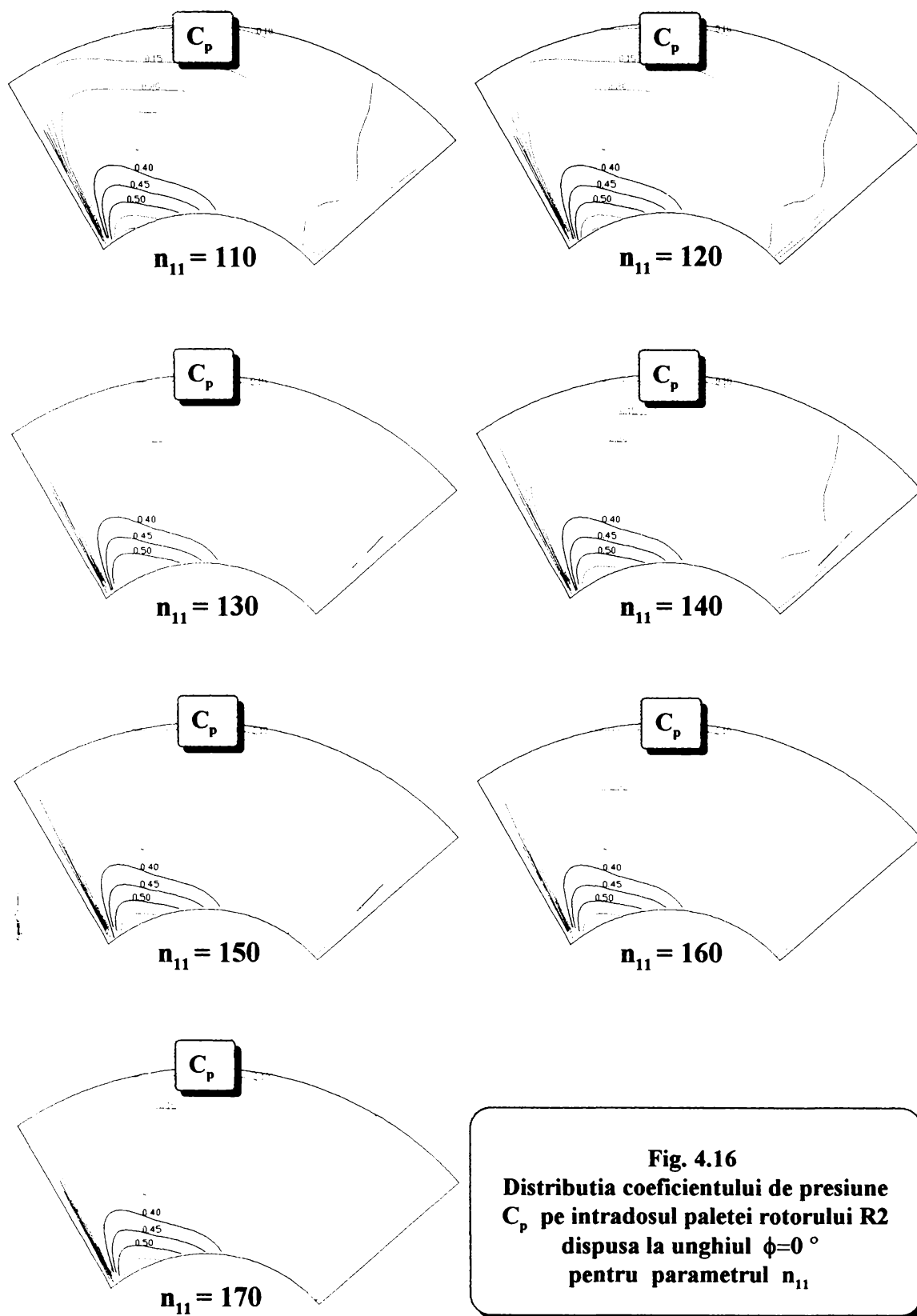
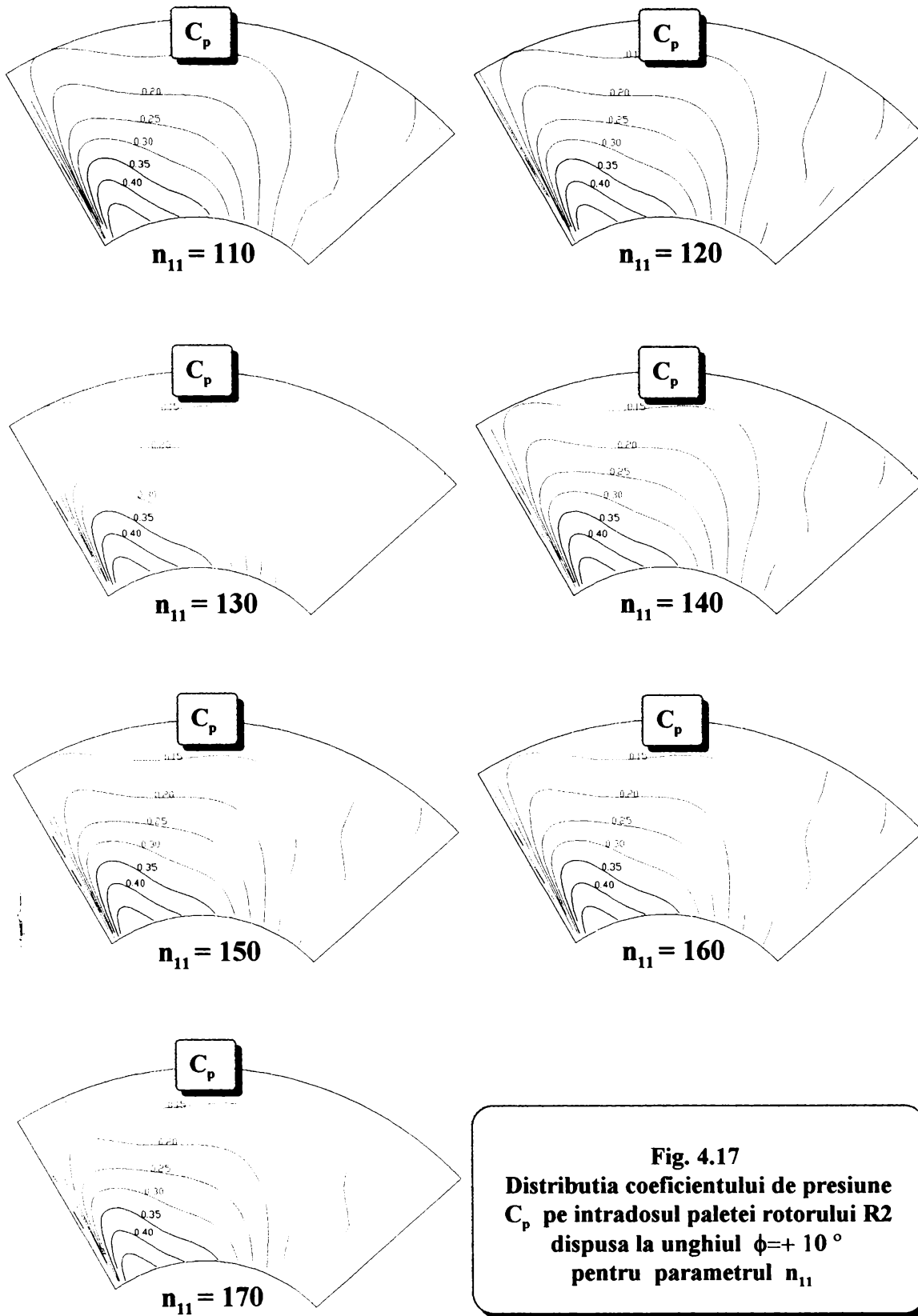


Fig. 4.15
Distributia coeficientului de presiune C_p pe intradosul paletei rotorului R2 dispusa la unghiul $\phi = -10^\circ$ pentru parametrul n_{11}







&5. ELEMENTE ASIMPTOTICE

&5.1 ELEMENTE ASIMPTOTICE ALE CURENTULUI IN ROTOR

Prin sectionarea rotorului turbinelor axiale cu suprafete cilindrice **fig. 5.1** si prin aplatizare rezulta o retea rectilinie plana de profile **fig. 5.2**. La trecerea prin retea, curentul este definit prin viteze si unghiuri, in afara zonei de influenta si in imediata vecinatate a bordului de atac si de fuga. Se intelege prin conditii asimptotice, elementele cinematice (viteze) si unghiulare pe care le realizeaza curentul inainte si dupa retea la o distanta suficient de mare, teoretic infinita, pentru a se putea neglija influenta acesteia. Elementele asimptotice, **fig. 5.3** , formeaza triunghiurile de viteze inainte si dupa retea si se plaseaza in afara zonei de influenta a rotorului deoarece numai acolo se pot face ipoteze simplificatoare asupra cimpului hidrodinamic. Zona de influenta, plasata la distanta $t/2$, se datoreaza rotorului, care modifica spectrul curgerii inainte si dupa el. In continuare vor fi utilizate notatiile consacrate din [1].

Elementele unghiulare si cinematice se pot calcula, pentru o raza oarecare "r" din triunghiul de viteze, functie de urmatoorii parametrii :

- k_r - coeficientul de prostrotatie la iesirea din rotor
- η_h - randamentul hidraulic
- H - caderea turbinei in punctul analizat
- U_r - viteza tangentiala la raza "r"
- V_{mr} - viteza meridiana la raza "r", exprimindu-se prin urmatoarele relatii [1] :

$$V_{3ur} = k_r \cdot \frac{\eta_h \cdot g \cdot H}{U_r} \quad (5.1) \quad V_{0ur} = (1 + k_r) \cdot \frac{\eta_h \cdot g \cdot H}{U_r} \quad (5.2)$$

$$V_{3r} = \sqrt{V_{mr}^2 + V_{3ur}^2} \quad (5.3) \quad V_{or} = \sqrt{V_{mr}^2 + V_{our}^2} \quad (5.4)$$

$$W_{3ur} = U_r - V_{3ur} \quad (5.5) \quad W_{our} = U_r - V_{our} \quad (5.6)$$

$$W_{3r} = \sqrt{V_{mr}^2 + W_{3ur}^2} \quad (5.7) \quad W_{or} = \sqrt{V_{mr}^2 + W_{our}^2} \quad (5.8)$$

$$\tan(\alpha_3) = \frac{V_{mr}}{V_{3ur}} \quad (5.9) \quad \tan(\alpha_0) = \frac{V_{mr}}{V_{our}} \quad (5.10)$$

$$\tan(\beta_3) = \frac{U_r - V_{our}}{V_{mr}} \quad (5.11) \quad \tan(\beta_0) = \frac{U_r - V_{our}}{V_{mr}} \quad (5.12)$$

$$W_{\infty r} = \frac{V_{mr}}{\sin(\beta_{\infty r})} \quad (5.13) \quad \operatorname{tg}(\beta_{\infty r}) = \frac{V_{mr}}{U_r - \frac{V_{0ur} - V_{3ur}}{2}} = \frac{V_{mr}}{U_r - \frac{\eta_h \cdot g \cdot H}{2 \cdot U_r} \cdot (1 + 2 \cdot k_r)} \quad (5.14)$$

$$\beta_{Sr} = \beta_{\infty r} - \alpha_{\infty r} \quad (5.15) \quad \lambda_r = \beta_{Sr} - \frac{\pi}{2} \quad (5.16)$$



Unghiul λ este unghiul de instalare al rețelei de profile, care ia valori între $(0, \pi/2)$ pentru rețele de pompa, respectiv între $(-\pi/2, 0)$ pentru rețele de turbina [53], iar unghiul α_o este unghiul de incidenta al curentului.

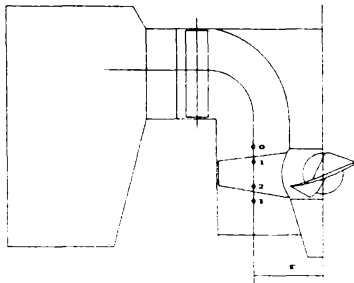


Fig. 5.1

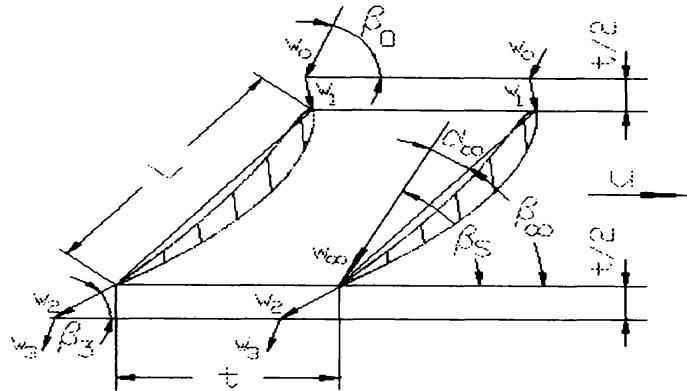


Fig. 5.2

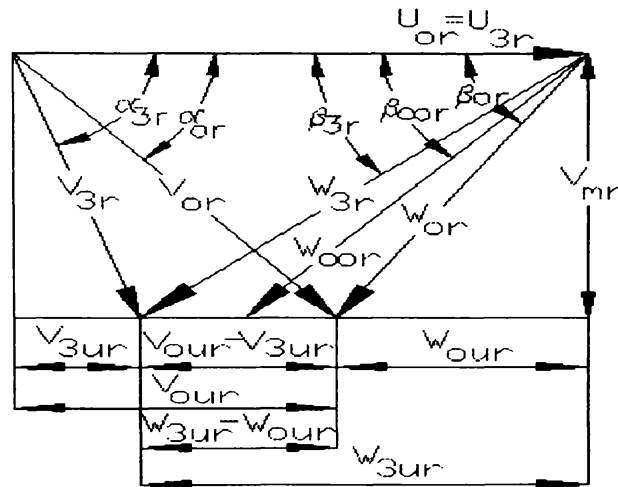


Fig. 5.3

Viteza asimptotică W_∞ este o mărime de calcul impusă din necesitatea exprimării portanței profilului dispus în rețea (similar cu portanța stabilită de Jukovski pentru profilul singular) și reprezintă media vectorială a vitezelor relative de la intrarea și ieșirea din rețeaua de profile, iar unghiul β_∞ este unghiul format de direcția vitezei asimptotice cu direcția vitezei tangențiale, care poate fi exprimat astfel :

- exprimând viteza meridiană prin relația :

$$V_m = C_{1m} \cdot Q = C_{1m} \cdot Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \quad (5.17)$$

unde C_{1m} este coeficientul vitezei meridiene, care rezultă din expresia :

$$C_{1m} = \frac{V_m}{Q} = \frac{V_m}{Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (5.18)$$



- exprimind viteza tangentiala " u_r ", sub forma :

$$u_r = \omega \cdot r = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r = \frac{\pi}{30} \cdot n_{11} \cdot \sqrt{H} \cdot \frac{r}{D} \quad (5.19)$$

- inlocuind relatiile (5.17) si (5.19) in relatia (5.14), rezulta, in urma efectuarii calculelor, urmatoarea expresie :

$$\beta_\infty = \arctan \frac{C_{vm} \cdot Q_{11} \cdot D^2}{\frac{\pi}{30} \cdot n_{11} \cdot \frac{r}{D} - \frac{15 \cdot g}{\pi} \cdot \frac{D}{r} \cdot \frac{\eta_h}{n_{11}} \cdot (1 + 2 \cdot k_r)} \quad (5.20)$$

&5.2 CALCULUL ELEMENTELOR ASIMPTOTICE IN PUNCTUL DE FUNCTIONARE AL ROTORULUI

Analiza din punct de vedere hidrodinamic a functionarii unui rotor cu geometrie cunoscuta impune calcularea elementelor asimptotice, a coeficientului de portanta si unghiului de incidenta corespunzatoare retelelor de profile. Aceasta analiza implica precizarea punctului de functionare a rotorului, punct definit prin parametrii urmatoari :

- n_{11} - turatia unitara
- Q_{11} - debit unitar
- a_0 - deschiderea aparatului director
- η_h - randamentul hidraulic
- ϕ - unghiul de inclinare al paletelor rotorice,

unde :

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{h11}}{\eta_h}} \quad ; \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{h11}}{\eta_h}} \quad (5.21)$$

Datele necesare efectuarii unei astfel de analize in tot domeniul de functionare al rotorului sint urmatoarele :

- geometria paletei, constind in desenul de executie al paletei care sa contina coordonatele profilelor corespunzatoare sectiunilor de calcul ptr. unghiul paletei rotorice $\phi = 0^\circ$
- diametrul rotorului D , razele " r " corespunzatoare sectiunilor de calcul si numarul de palete rotorice Z_r
- diagrama universala de functionare energetica, din care rezulta valorile corespunzatoare punctelor de functionare analizate (n_{11} , Q_{11} , a_0 , η_h , ϕ)
- cimpul hidrodinamic, din care rezulta viteza meridiana corespunzatoare punctului de functionare analizat V_{mr}
- turatia de functionare a masinii " n ".

Avind cunoscute aceste elemente, calcularea elementelor asimptotice, a coeficientului de portanta si unghiului de incidenta implica parcurgerea urmatoarelor etape :

- determinarea caderii si debitului in punctul de functionare, din relatiile (5.21)
- calculul vitezei meridiane in punctul de functionare " V_m ", care rezulta conform &6



- determinarea urmatoarelor variatii, corespunzatoare profilelor rezultate din intersectia paletei rotite (la unghiul ϕ) cu cilindrii sectiunilor de calcul :

= variatia corzii profilelor functie de raza $L=f(r)$

= variatia pasului relativ functie de raza $t/L=f(r)=2 \cdot \pi \cdot r / (Z_r \cdot L)$

= variatia unghiului de instalare a retelelor de profile functie de raza $\lambda =f(r)$

= coordonatele bordului de fuga a profilelor in raport cu axul de rotatie al paletei, care rezulta conform &7

- calculul coeficientilor seriei Fourier " a_n , b_n " asociati profilelor rezultate din intersectia paletei rotite la unghiul ϕ cu cilindrii sectiunilor de calcul, care rezulta conform &7

- calculul coeficientului de portanta C_{APF} si a unghiului de incidenta $\alpha_{\sigma,PF}$ realizate de profile in punctul de functionare, prin intersectia (conform **figurii 5.4**) caracteristicii teoretice $C_A=f(\alpha_{\sigma})$, calculata prin metoda O.Popa, conform &4, si a caracteristicii $C_A=f(\alpha_{\sigma})$, rezultata din ecuatia fundamentala a turbinelor; principiul acestei metode de calcul a fost elaborat de catre C.V.Campian [6] si presupune parcurgerea urmatoarelor etape:

1. Se genereaza N valori ale coeficientului de postrotatie la iesirea din rotor " K_r ", in domeniul valorilor uzuale recomandate [1] pentru acest parametru.

2. Pentru fiecare valoare corespunzatoare parametrului k_r se calculeaza :

= unghiul " β_{σ} " din relatia (5.20)

= unghiul de asezare al profilelor " β_S " din relatia :

$$\beta_S = \frac{\pi}{2} + \lambda \quad (5.22)$$

= unghiul de incidenta " α_{σ} " din relatia :

$$\alpha_{\sigma} = \beta_{\sigma} - \beta_S \quad (5.23)$$

= coeficientul de portanta C_A , calculat prin metoda O.Popa, conform &4

= coeficientul de portanta C_A , din ecuatia fundamentala a turbinelor exprimata prin relatia [1]:

$$C_A \cdot \frac{L}{t} = \frac{2 \cdot g \cdot H \cdot \eta_h}{W_{\infty} \cdot U_r} + C_X \cdot \frac{L}{t} \cdot ctg(\beta_{\sigma}) \quad (5.24)$$

din care, prin neglijarea pierderilor ($C_X=0$) si considerind ecuatiile (5.13), (5.17), (5.19) , rezulta expresia finala :

$$C_A = \frac{60 \cdot \eta_h \cdot g \cdot \frac{t}{L} \cdot \sin(\beta_{\sigma})}{\pi \cdot C_{Vm} \cdot Q_{11} \cdot n_{11} \cdot D \cdot r} \quad (5.25)$$

3. obtinindu-se astfel cele doua corespondente cautate, la a caror intersectie, conform **fig. 5.4**, se obtin urmatoarele valori corespunzatoare punctului de functionare :

- coeficientul de portanta C_{APF}

- unghiul de incidenta $\alpha_{\sigma,PF}$

- coeficientul de postrotatie la iesirea din rotor K_{rPF}

- unghiul vitezei asimptotice $\beta_{\sigma,PF}$.



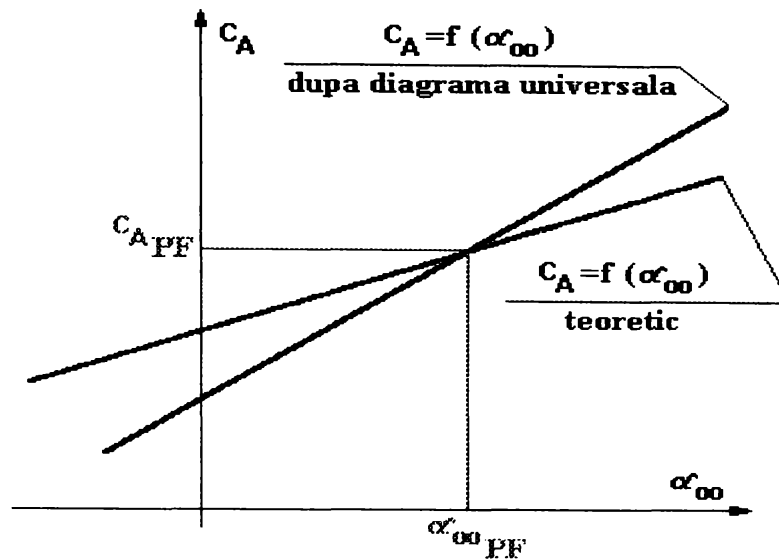


Fig. 5.4

Avind cunoscute aceste elemente, relatiile (5.1) - (5.12) permit calcul elementelor unghiulare si cinematice caracteristice triunghiurilor de viteze la intrare si iesire de pe paleta rotorului, corespunzatoare punctului de functionare.

Figurile 5.5 - 5.10 prezinta urmatoarele variatii calculate :

- variatia vitezei meridiane $V_m = f(r/R)$
- variatia vitezei la infinit $W_\infty = f(r/R)$
- variatia coeficientului de postrotatie la iesirea din rotor $K_r = f(r/R)$
- variatia unghiului $\beta_\infty = f(r/R)$
- variatia unghiului de incidenta $\alpha_\infty = f(r/R)$
- variatia coeficientului de portanta $C_A = f(r/R)$

corespunzator turatiilor unitare cuprinse intre 110 - 170 rpm, respectiv unghiurilor de rotire a paletelor rotorice de ϕ : -10° , 0° , $+10^\circ$, pentru modelul rotorului R2, cu geometria detaliata in &10 si pentru punctele de functionare definite in **tabelele 10.11 -10.17**.

Din aceste grafice rezulta urmatoarele concluzii :

- variata functie de raza

= viteza meridiana are o variatie aproximativ liniara cu raza, inclinarea curbei variind functie de deschiderea relativa a aparatului director

= viteza W_∞ are o variatie aproximativ liniara, crescatoare de la butuc catre periferie

= coeficientul de postrotatie are o variatie parabolica, crescatoare cu raza

= unghiul β_∞ are o variatie parabolica, descrescatoare cu raza

= unghiul de incidenta variaza cu raza, fara a avea o alura general valabila

= coeficientul de portanta are o variatie parabolica, descrescatoare cu raza



- la turatie unitara constanta

- = viteza meridiana creste cu unghiul ϕ de rotire a paletelor rotorice
- = viteza W_∞ creste cu unghiul ϕ de rotire a paletelor rotorice
- = coeficientul de postrotatie ramine aproximativ constant la variatia unghiului ϕ
- = unghiul β_∞ creste cu unghiul ϕ de rotire a paletelor rotorice
- = unghiul de incidenta variaza neregulat functie de unghiul ϕ
- = coeficientul de portanta scade cu cresterea unghiului ϕ

- pentru acelasi unghi de rotire al paletelor rotorice

- = viteza meridiana creste cu turatia unitara
- = viteza W_∞ creste cu turatia unitara
- = coeficientul de postrotatie ramine aproximativ constant la variatia turatiei unitare
- = unghiul β_∞ scade cu cresterea turatiei unitare
- = unghiul de incidenta scade cu cresterea turatiei unitare, la turatii unitare ridicate profilele din zona butucului intrind in regim de pompare
- = coeficientul de portanta scade cu cresterea turatiei unitare.

Din graficele prezentate in fig. 5.10 rezulta ca valorile teoretice ale coeficientului de portanta rezultate din calcul inregistreaza la butuc valori mai ridicate, fata de domeniul de valori recomandat in [8], valori corespunzatoare insa punctului optim de proiectare. Comparatia valorilor calculate cu cele din fig. 7.37 - pag. 193 [1], in care este prezentat domeniul de existenta al coeficientilor de portanta la butuc, corelata cu faptul ca aceste grafice corespund intregului domeniu de functionare pentru rotorul analizat, explica valorile obtinute. De asemenea aceste valori sint datorate si erorilor de calcul acumulate prin neglijarea pierderilor in relatia (5.24), respectiv ipotezelor din cap. 2.

&5.3 CONCLUZII

Prezentul capitol ofera relatiile de calcul corespunzatoare elementelor asimptotice si prezinta algoritmul de calcul a acestora intr-un punct de functionare. De asemenea sint prezentate grafice corespunzatoare variatiilor cu raza a elementelor asimptotice pentru tot domeniul de functionare al unui rotor si pentru diferite pozitii ale paletei rotorice.



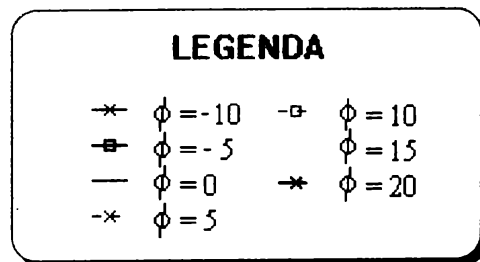
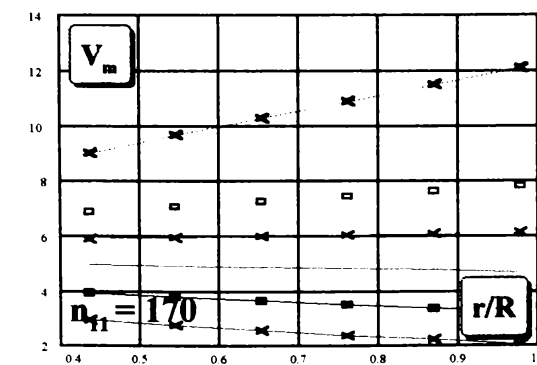
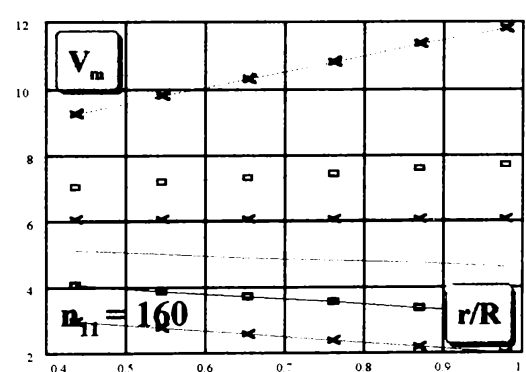
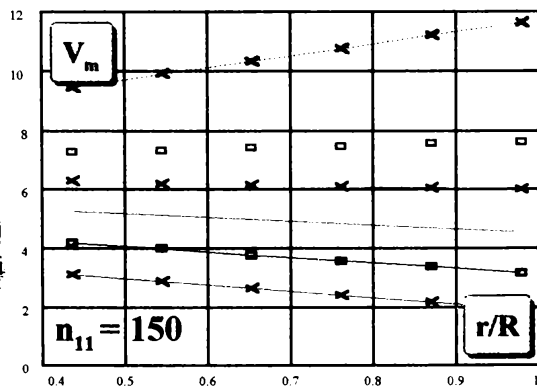
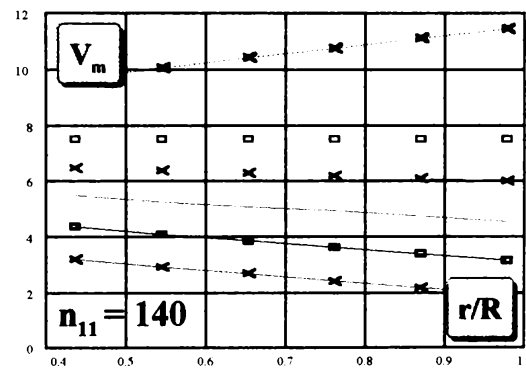
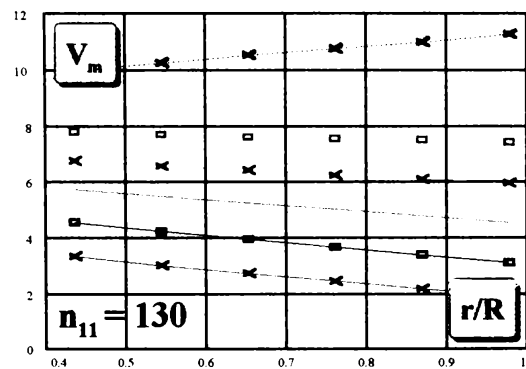
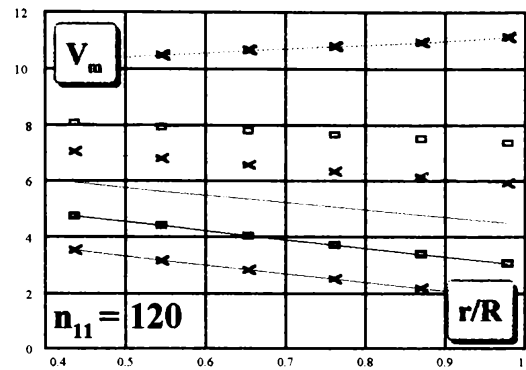
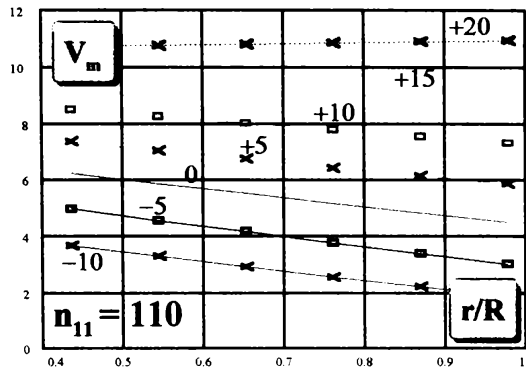
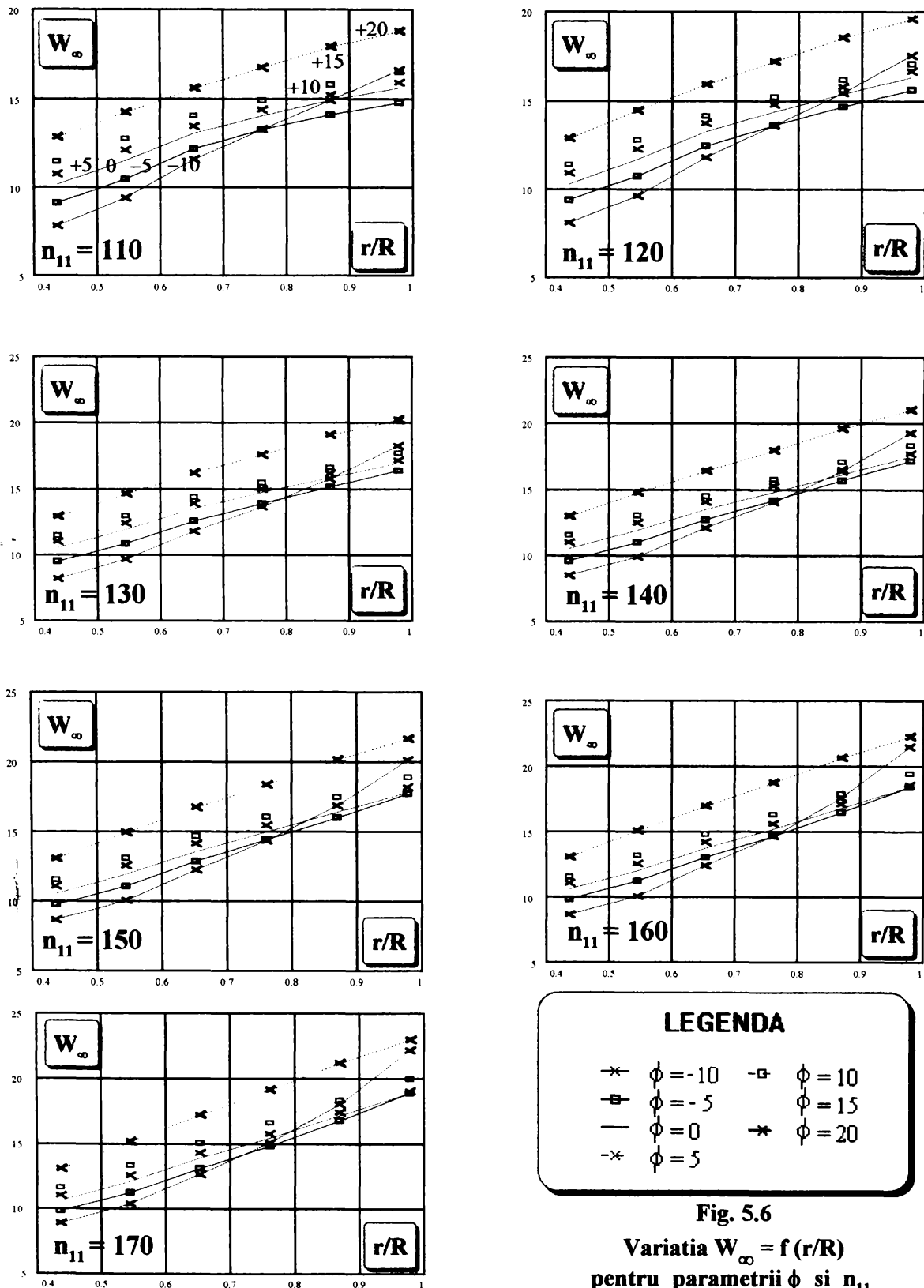


Fig. 5.5
Variatia $V_m = f(r/R)$
pentru parametrii ϕ si n_{11}





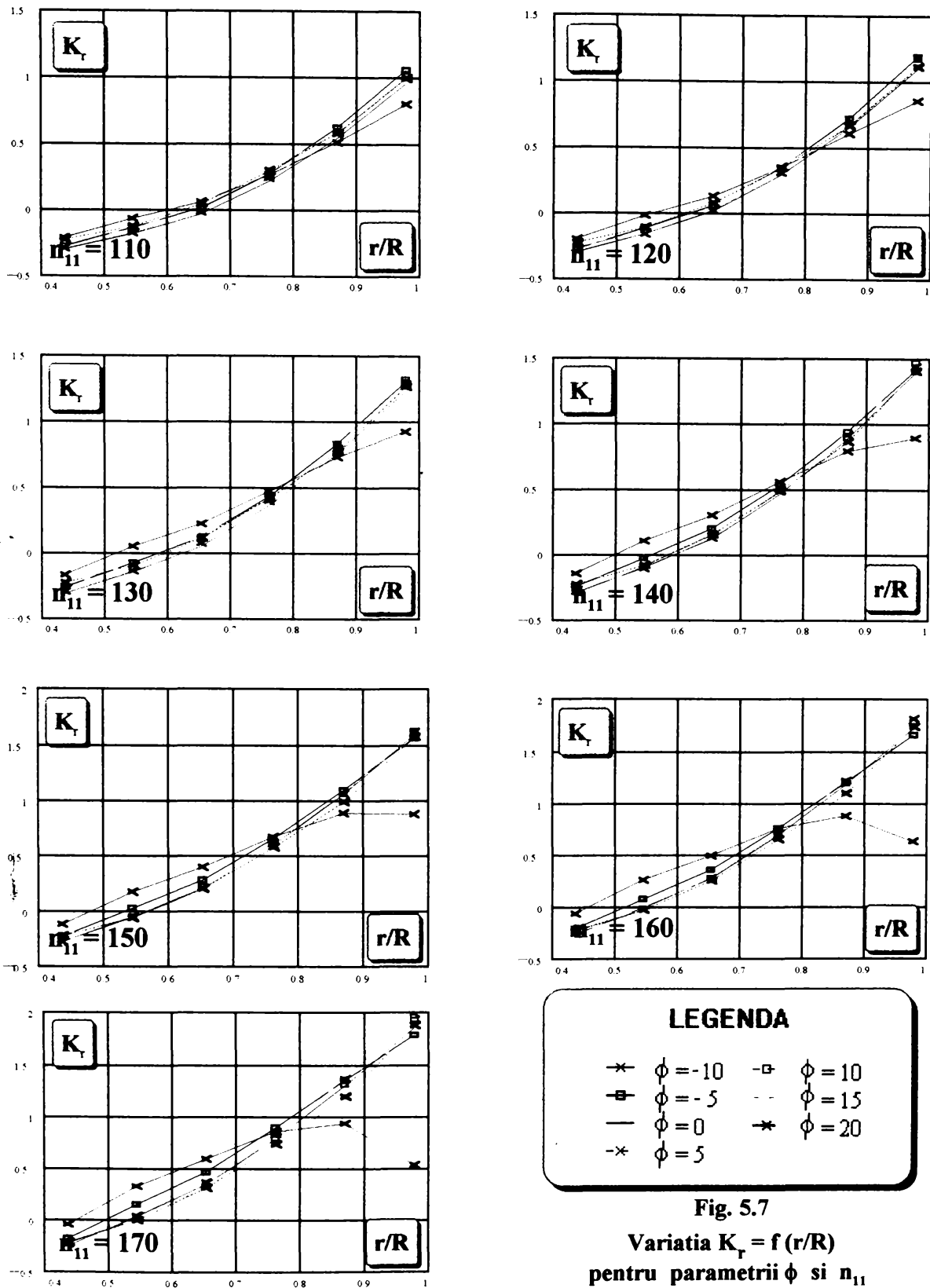
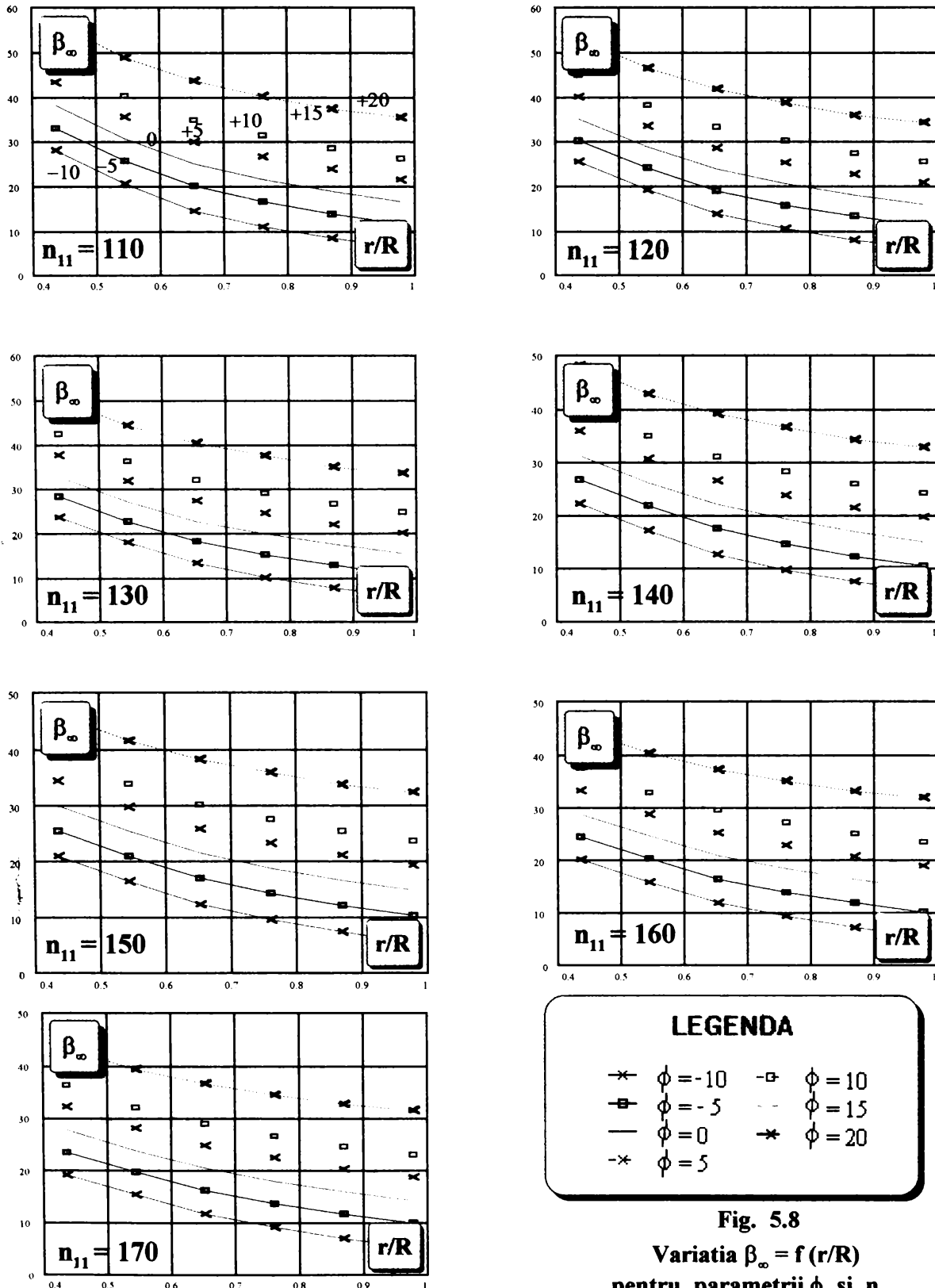


Fig. 5.7
Variatia $K_T = f(r/R)$
pentru parametrii ϕ si n_{11}





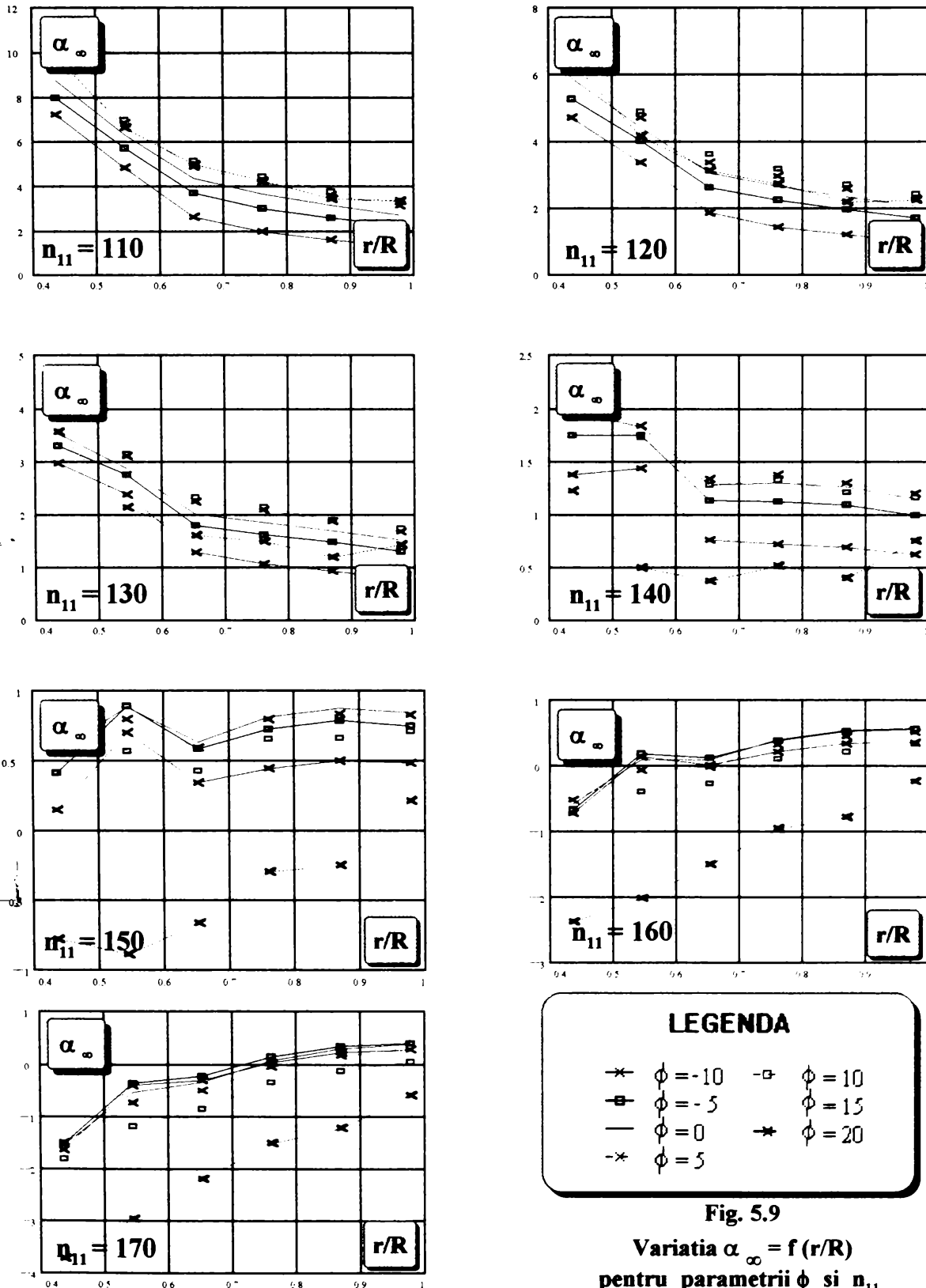


Fig. 5.9
Variatia $\alpha_8 = f(r/R)$
pentru parametrii ϕ si n_{11}



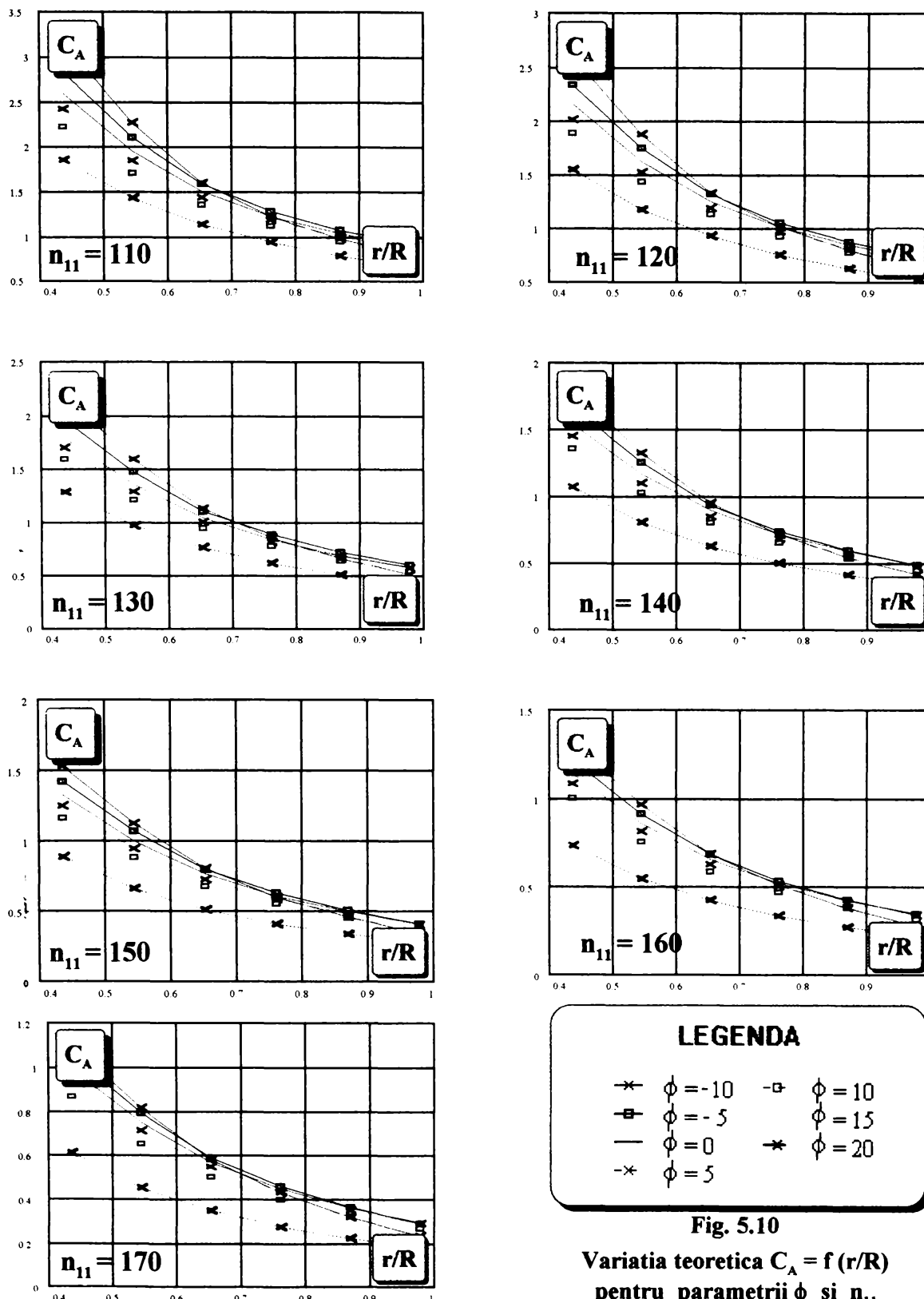


Fig. 5.10
Variatia teoretica $C_A = f(r/R)$
pentru parametrii ϕ si n_{11}



&6. VARIATIA VITEZEI MERIDIANE IN ZONA ROTORULUI

In literatura de specialitate se admite in general ca viteza meridiană rezulta din ecuatia de continuitate prin raportul debitului la sectiunea corespunzatoare rotorului si ca coeficientii "n_i" respectiv "n_e" se pot admite 1 pentru regimul optim, ceea ce se confirma si experimental [1]. Informatii referitoare la variatia vitezei meridiene in alte puncte de functionare sint relativ putine. In cadrul prezentului capitol se propune o relatie mai generala pentru viteza meridiană in zona rotorului, expresie bazata pe urmatoorii factori:

- influenta aparatului director pe baza unor curbe determinate experimental la diferite regimuri
- influenta variatiei in lungul razei
- valabilitatea expresiei pentru tot domeniul de functionare a masinii..

Se propune ca viteza meridiană din zona rotorului sa se exprimate prin relatia generala :

$$V_{mr}(a_{or}, r') = n(a_{or}, r') \cdot V_{mc} \quad (6.1)$$

unde :
 - $n(a_{or}, r')$ - coeficientul vitezei meridiene
 - V_{mc} - viteza mijlocie, exprimata la nivelul axei paletii rotorice prin relatia :

$$V_{mc} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot (1 - v^2)} \quad (6.2) \quad \text{unde :} \quad r' = \frac{r}{D_1/2} \quad (6.3)$$

- r' - raza relativa
- v - diametrul relativ al butucului
- Q - debitul de calcul
- D_1 - diametrul caracteristic al rotorului
- a_{or} - deschiderea relativa a aparatului director, care rezulta din relatia :

$$a_{or} = a_o \left(\frac{\pi \cdot D_o}{Z_o} \right) \quad (6.4)$$

unde :
 - a_o - deschiderea aparatului director
 - D_o - diametrul caracteristic al aparatului director
 - Z_o - numarul de paletae al aparatului director

Coeficientii vitezei meridiene la butuc si la periferie, "n_i" respectiv "n_e", sint functii de deschiderea relativa a aparatului director "a_{or}", determinate experimental de catre L.A.Simonov, R. Jahn si J. Raabe [1] si prezentate in fig. 6.1.

Prelucrarea numerica a curbelor din fig. 6.1 prin metoda celor mai mici patrate [24], [41] a

permis obtinerea urmatoarelor relatii pentru coeficientii vitezei meridiene la butuc ($r'=v$) si la periferie ($r'=1$) :

$$n_i(a_{or}) = -0.647628 \cdot a_{or}^3 + 1.43586 \cdot a_{or}^2 - 1.96535 \cdot a_{or} + 1.7516 \quad (6.5)$$

$$n_e(a_{or}) = .438611 \cdot a_{or}^3 - 1.03222 \cdot a_{or}^2 + 1.4339 \cdot a_{or} + .454651 \quad (6.6)$$



Cu functiile $n_i(a_{or})$, $n_e(a_{or})$ impuse se pune problema determinarii functiei $n(a_{or}, r')$ pentru un punct de functionare $(n_{11}, Q_{11}, \varphi, \eta_h, a_o)$ dat. Functia $n(a_{or}, r')$ trebuie sa satisfaca urmatoarele conditii la limita :

$$n(a_{or}, r')|_{r'=v} = n_i(a_{or}) \quad ; \quad n(a_{or}, r')|_{r'=1} = n_e(a_{or}) \quad (6.7)$$

astfel incit expresia functiei s-a impus sub forma :

$$n(a_{or}, r') = \left(\frac{r'-v}{1-v} \right)^k \cdot [n_e(a_{or}) - n_i(a_{or})] + n_i(a_{or}) \quad (6.8)$$

Constanta "k" din expresia (6.8) se determina din ecuatie de continuitate punind conditia ca distributia vitezei meridiane (6.1) sa asigure acelasi debit ca si cel corespunzator vitezei mijlocii - rezultate prin relatia (6.2) - pe domeniul cuprins intre butucul si periferia rotorului, conditie exprimabila matematic prin relatia :

$$Q = \int_{r_b}^{r_p} 2 \cdot \pi \cdot r \cdot V_{mc} \cdot dr = \int_{r_b}^{r_p} 2 \cdot \pi \cdot r \cdot V_{mr}(a_{or}, r) \cdot dr \quad (6.9)$$

Inlocuind (6.1) in (6.9) si simplificind relatia cu constanta " $2 \cdot \pi \cdot V_{mc}$ ", scoasa de sub semnul integral, rezulta expresia :

$$\int_{r_b}^{r_p} r \cdot dr = \int_{r_b}^{r_p} r \cdot n(a_{or}, r) \cdot dr \quad (6.10)$$

care, exprimata sub forma adimensionalizata, devine :

$$\int_v^1 r' \cdot dr' = \int_v^1 r' \cdot n(a_{or}, r') \cdot dr' \quad (6.11)$$

Inlocuind (6.8) in (6.11) si efectuind integrala din partea stinga a semnului "=", rezulta :

$$\frac{1}{2} \cdot (1 - v^2) = \int_v^1 r' \cdot \left[\left(\frac{r'-v}{1-v} \right)^k \cdot (n_e - n_i) + n_i \right] \cdot dr' \quad (6.12)$$

Constanta "k" se determina din relatia (6.12) printr-un procedeu numeric iterativ.

Exprimarea vitezei meridiane in zona rotorului V_{mr} functie de deschiderea relativa a aparatului director a_{or} si raza relativa corespunzatoare sectiunii de calcul, asigura o corespondenta biunivoca intre oricare punct din domeniul de functionare si alura functiei vitezei meridiane, in sensul dependentei acesteia de raza si de pozitia punctului de functionare in raport cu domeniul de functionare al masinii .



&7 CALCULUL PROFILELOR CORESPUNZATOARE UNGHIIULUI ϕ DE ROTIRE AL PALETELOR ROTORICE

&7.1 INTRODUCERE

Sectionarea paletei rotorului turbinelor axiale cu cilindrii coaxiali cu axa masinii, cilindrii care aproximeaza suprafetele de curgere din zona rotorului, conduc la retele de profile, care, aplatizate, genereaza retele plane rectilinii de profile. Calculul caracteristicilor hidrodinamice pentru diverse pozitii ale paletei rotorice admit in general conservarea profilelor corespunzatoare paletei dispuse la $\Phi=0^\circ$, ceea ce nu corespunde realitatii. Rotatia paletei in jurul axei in domeniu de valori uzual de $-15 \dots +20^\circ$ genereaza noi profile prin intersectia cu cilindrii sectiunilor de calcul, modificind marimile caracteristice retelelor de profile si anume : pasul relativ t/L , unghiul retelei λ respectiv conturul profilelor.

Problema care se pune este determinarea profilelor rezultate din intersectia suprafetelor cilindrice cu paleta rotita la un unghi oarecare ϕ , adica calculul coeficientilor seriei Fourier " a_n , b_n " pentru aceste profile. De asemenea intereseaza calculul , pentru aceleasi conditii, a urmatoarelor variatii, functie de razele corespunzatoare sectiunilor de calcul :

- variatia corzii profilelor functie de raza $L=f(r)$, pentru calculul pasului relativ t/L
- variatia unghiului de instalare a retelelor de profile functie de raza $\lambda =f(r)$
- coordonatele bordului de fuga a profilelor in raport cu axul de rotatie al paletei.

Se considera cunoscuta geometria paletei, constind din desenul de executie al paletei care sa contina coordonatele profilelor (X,Y) corespunzatoare sectiunilor de calcul pentru unghiul paletei rotorice $\phi =0^\circ$, diametrul rotorului D , razele " r " corespunzatoare sectiunilor de calcul, respectiv numarul de palete rotorice Z_r . Coordonatele (X,Y) trebuie sa fie exprimate, functie de parametrul ϕ , conform &3.1, in sistemul de referinta centrat in bordul de atac al profilului, cu directia corzii profilului ca axa X si perpendiculara pe aceasta, ca axa Y , fig. 3.1, respectiv fig. 7.1.

Calculul comporta urmatoarele etape :

&7.2. CALCULUL COORDONATELOR TRIDIMENSIONALE ALE PALETEI

Coordonatele profilelor vor fi exprimate tridimensional din sistemul XOY intr-un sistem de referinta drept $O_s X_s Y_s Z_s$ centrat in intersectia axei paletelor cu axa masinii, cu directia axei Z_s definita de axul paletei , directia axei Y_s definita de axa masinii si axa X_s perpendiculara pe planul format de axele Z_s si Y_s , conform fig. 7.1, prin urmatoarele relatii :

$$\hat{X}_s(r, \phi) = (X - L) \cdot \cos(\beta_s) - Y \cdot \sin(\beta_s) + X_{BF}$$

$$X_s(r, \phi) = r \cdot \sin\left(\frac{\hat{X}_s}{R}\right) \quad (7.1)$$

$$Y_s(r, \phi) = (L - X) \cdot \sin(\beta_s) - Y \cdot \cos(\beta_s) - Y_{BF}$$

$$Z_s(r, \phi) = \sqrt{r^2 - X_s^2}$$



&7.3 CALCULUL COORDONATELOR PALETEI ROTITE CU UNGHIUL Φ

Rotatia paletei de la unghiul $\Phi=0^\circ$ la un unghi Φ oarecare, implica calcularea coordonatelor tridimensionale rotite ale paletei, prin urmatoarele relatii :

$$\begin{aligned} \gamma_p &= \arctan\left(\frac{y}{x}\right) \\ r_p &= \sqrt{X^2 + Y^2} \\ X_{rot}(r, \Phi) &= r_p \cdot \cos(\gamma_p + \Phi) \\ Y_{rot}(r, \Phi) &= r_p \cdot \sin(\gamma_p + \Phi) \\ Z_{rot}(r, \Phi) &= Z_x \\ r_{rot}(r, \Phi) &= \sqrt{X_{rot}^2 + Y_{rot}^2} \end{aligned} \tag{7.2}$$

&7.4 INTERSECTIA PALETEI ROTITE CU CILINDRII SECTIUNILOR DE CALCUL

Pentru obtinerea noilor profile, rezultate din intersectia paletei rotite cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul, se impune calcularea coordonatelor profilelor, adica calcularea punctelor de intersectie ale curbelor parametrice (parametrul Φ) in lungul paletei

$$X_{rot}(r, \Phi) = f_1(r_{rot}) \quad , \quad Y_{rot}(r, \Phi) = f_2(r_{rot}) \tag{7.3}$$

cu cilindrii de raza "r" corespunzatori sectiunilor de calcul ale paletei

In figura 7.2 este marcata una din curbele parametrice, corespunzatoare parametrului $\Phi=CONST.$, curba care incepe de pe profilul corespunzator intruziunii periferice paletei in lung pina la profilul corespunzator periferiei paletei

Datorita complexitatii functiilor care intervin in expresiile parametrice (7.3) rezultate nu se pot obtine numai prin metode numerice. In cadrul prezentei metode, s-a apelat la metoda de interpolare de tip Lagrange [77], obtinand coordonatele

$$X_{int} = X_{int}(r, \Phi) \quad , \quad Y_{int} = Y_{int}(r, \Phi)$$

coordonate care aparțin noilor profile dispuse pe cilindrii, corespunzatori sectiunilor de calcul

$$Z_{int}(r, \Phi) = \sqrt{r^2 - X_{int}^2} \tag{7.4}$$



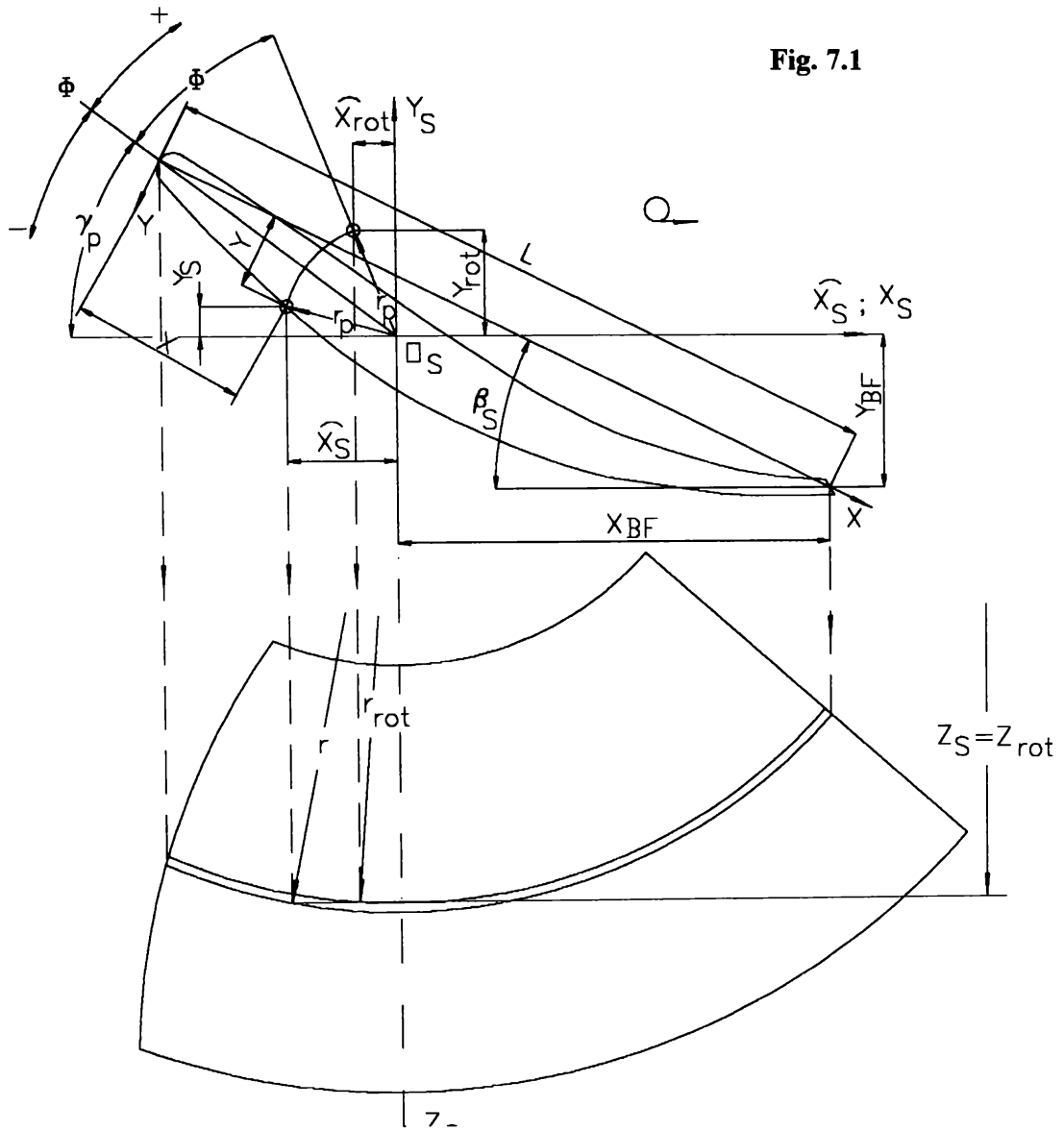


Fig. 7.1

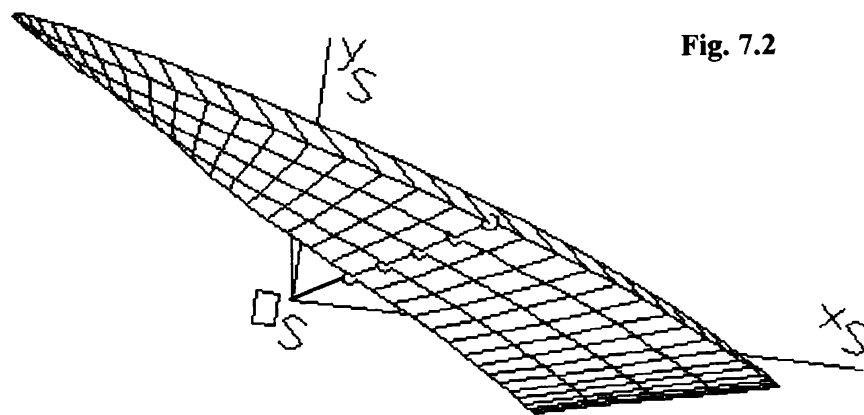


Fig. 7.2



&7.5 CALCULUL COORDONATELOR PROFILELOR PE DESFASURATA CILINDRILOR

Avind la dispozitie coordonatele tridimensionale ale profilelor obtinute din intersectia paletii rotite cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul, (X_{Lag} , Y_{Lag} , Z_{Lag}) se impune calcularea coordonatelor profilelor pe desfasurata cilindrilor. Avind in vedere **fig. 7.1**, relatiile de transpunerea din spatiu pe desfasurata cilindrilor , de raza "r", sint :

$$\begin{aligned} X_d(\varphi) &= r \cdot \arctan\left(\frac{X_{Lag}}{Y_{Lag}}\right) \\ Y_d(\varphi) &= Y_{Lag} \end{aligned} \quad (7.5)$$

De asemenea se pot calcula, pentru fiecare sectiune, (**fig. 7.3**) urmatoarele :

- coordonatele bordului de atac in raport cu axul de rotatie al paletii :

$$\begin{aligned} X_{BA} &= X_d(180) \\ Y_{BA} &= Y_d(180) \end{aligned} \quad (7.6)$$

- coordonatele bordului de fuga in raport cu axul de rotatie al paletii

$$\begin{aligned} X_{BF} &= X_d(0) \\ Y_{BF} &= Y_d(0) \end{aligned} \quad (7.7)$$

- lungimea corzii profilului

$$L = \sqrt{[X_d(0) - X_d(180)]^2 + [Y_d(0) - Y_d(180)]^2} \quad (7.8)$$

- unghiul de instalare al profilului

$$\beta_S = \arctan\left[\frac{Y_d(180) - Y_d(0)}{X_d(0) - X_d(180)}\right] \quad (7.9)$$

- unghiul retelei de profile

$$\lambda = \beta_S - 90^\circ \quad (7.10)$$

- pasul retelei de profile

$$\frac{t}{L} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{Z_r \cdot L} \quad (7.11)$$

&7.6 CALCULUL COORDONATELOR PROFILELOR IN SISTEMUL DE REFERINTA PROPRIU

In vederea calcularii coeficientilor seriei Fourier asociate profilelor, se impune transpunerea coordonatelor in sistemul de referinta propriu al profilelor, $Y_p O_i X_p$, care se realizeaza prin intermediul urmatoarelor relatii (**fig. 7.3**):

$$\begin{aligned} X_e(\varphi) &= X_i(\varphi) = X_d(\varphi) + |X_d(180)| \\ Y_e(\varphi) &= |Y_d(0)| + Y_d(\varphi) \quad ; \quad Y_i(\varphi) = |Y_d(180)| - Y_d(\varphi) \end{aligned} \quad (7.12)$$

$$\begin{aligned} Y_{Pe}(\varphi) &= [L \cdot \sin(\beta_S) - Y_e(\varphi)] \cdot \cos(\beta_S) - X_e(\varphi) \cdot \sin(\beta_S) \\ X_{Pe}(\varphi) &= [X_e(\varphi) + Y_{Pe}(\varphi) \cdot \sin(\beta_S)] / \cos(\beta_S) \end{aligned} \quad (7.13)$$



$$X_{Pi}(\varphi) = X_i(\varphi) \cdot \cos(\beta_S) + Y_i(\varphi) \cdot \sin(\beta_S) \cdot \sin(\beta_S)$$

$$Y_{Pi}(\varphi) = [X_{Pi}(\varphi) \cdot \cos(\beta_S) + X_i(\varphi)] / \sin(\beta_S) \quad (7.14)$$

&7.7 CALCULUL COEFICIENTILOR POLINOMULUI FOURIER ASOCIATE PROFILELOR

Calculul coeficientilor polinomului Fourier prin metoda prezentata in &3.2, pentru profile cu frontiera data sub forma numerica implica adimensionalizarea coordonatelor in raport cu coarda profilelor, calcularea unghiurilor φ corespunzatoare punctelor, determinarea coordonatelor pentru argumentul φ echidistant si calculul coeficientilor polinomului Fourier:

- adimensionalizarea coordonatelor in raport cu coarda profilelor :

$$x_{Pe}(\varphi) = X_{Pe}(\varphi)/L \quad ; \quad y_{Pe}(\varphi) = Y_{Pe}(\varphi)/L$$

$$x_{Pi}(\varphi) = X_{Pi}(\varphi)/L \quad ; \quad y_{Pi}(\varphi) = Y_{Pi}(\varphi)/L \quad (7.15)$$

- calcularea unghiurilor φ corespunzatoare punctelor :

$$\varphi^E = \arccos(2 \cdot x_{Pe}(\varphi) - 1) \quad ; \quad \varphi^I = \arccos(2 \cdot x_{Pi}(\varphi) - 1) \quad (7.16)$$

- determinarea coordonatelor corespunzatoare argumentului φ echidistant se realizeaza prin interpolarea SPLINE cubic a curbei $Y_p=f(\varphi)$ corespunzatoare profilului

- calculul coordonatelor seriei Fourier asociate profilelor se realizeaza prin intermediul metodei prezentate in &3.2.

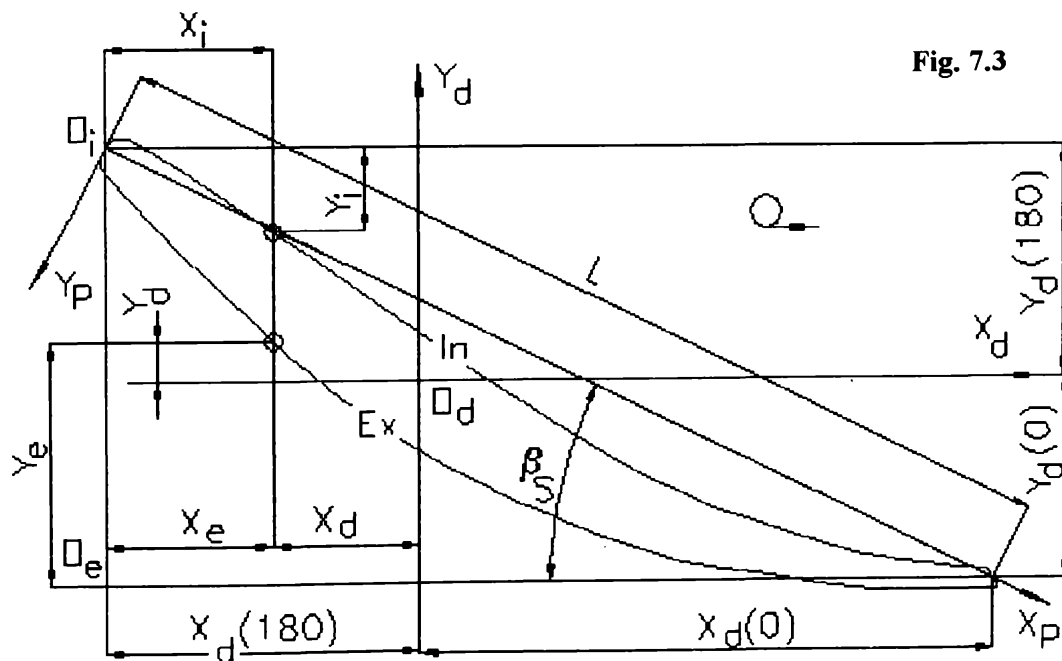


Fig. 7.3



&7.8 ANALIZA PARAMETRILOR PROFILELOR REZULTATE PRIN ROTATIA PALETEI

Parametrii geometrici respectiv conturul profilele rezultate din intersectia paletei rotite la unghiul ϕ cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul, pasul relativ t/L si unghiul λ al retelelor de profile sint marimile care se modifica prin rotatia paletei. Pentru a evidentia sub aspect cantitativ aceste modificari, acestor marimi au fost calculate pentru rotatia paletei rotorului R2 (cu geometria detaliata in &10) in domeniul $\phi = -10^\circ \dots \phi = +20^\circ$.

Tabelul 7.1 prezinta variatiile pasului relativ t/L , respectiv ale unghiului retelei λ , corespunzatoare retelelor de profile rezultate din intersectia paletei, dispuse la diferite unghiuri Φ , cu cilindrii sectiunilor de calcul, variatii reprezentate grafic in **fig. 7.4** respectiv **fig. 7.5**.

In **tabelul 7.1** marimea ϵ reprezinta abaterea relativa procentuala a pasului relativ t/L la diverse pozitii in raport cu pozitia $\Phi=0^\circ$ a paletei rotorice. Se observa insa scaderea acestui parametru la unghiuri mari ale paletei rotorice, scadere care insa nu este substantiala, deoarece pasul "t" se conserva pentru diferite pozitii, iar coarda "L" variaza putin datorita domeniului mic de variatie a unghiurilor de rotatie a paletei. Diferentele devin semnificative insa pentru parametrul λ , care creste la unghiuri mari ale paletei rotorice, dupa cum rezulta si din **figura 7.5**.

Fig. 7.6 prezinta, suprapus respectiv succesiv, paleta dispusa la pozitiiile corespunzatoare unghiurilor Φ din **tabelul 7.1**, precum si profilele rezultate din intersectia paletei, dispuse la aceeasi raza dar la diferite unghiuri Φ , cu cilindrii sectiunilor de calcul. Referitor la parametrii geometrici ai profilelor, din analiza rezultatelor numerice au rezultat urmatoarele concluzii :

1. Variatia parametrilor sageata maxima relativa f/L , grosime maxima relativa d/L si pozitie grosime maxima relativa X_d/L variaza este nesemnificativa.

2. Variatia pozitiei sagetii maxime relative X_r/L este substantiala, in sensul ca pentru o raza constanta se produce o crestere a valorilor acestui parametru odata cu cresterea unghiului ϕ , dupa cum rezulta si din **tabelul 7.1** respectiv **figura 7.7**.

3. Conturul profilelor se modifica semnificativ in zona bordului de atac si de fuga, in restul profilului diferentele fiind mici, ceea ce rezulta si din **figura 7.8**.

Dupa cum rezulta din literatura de specialitate, pozitiei sagetii maxime relative X_r/L respectiv forma bordului de atac si de fuga influenteaza caracteristicile energetice si cavitationale ale profilelor.

&7.9 CONCLUZII

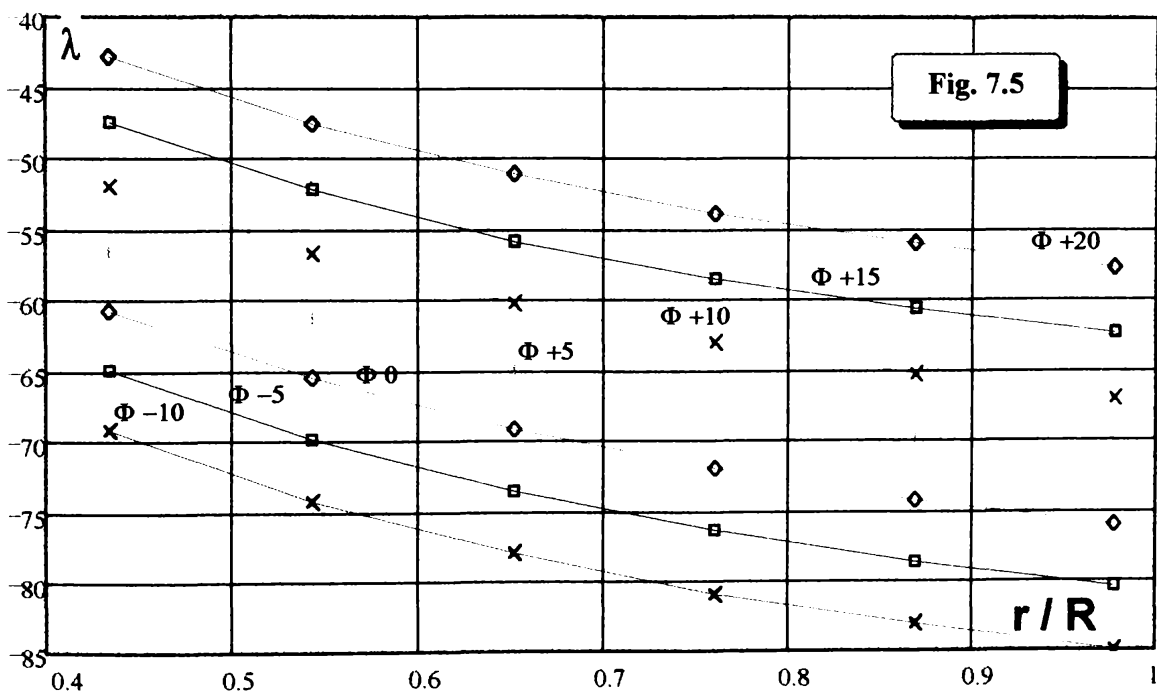
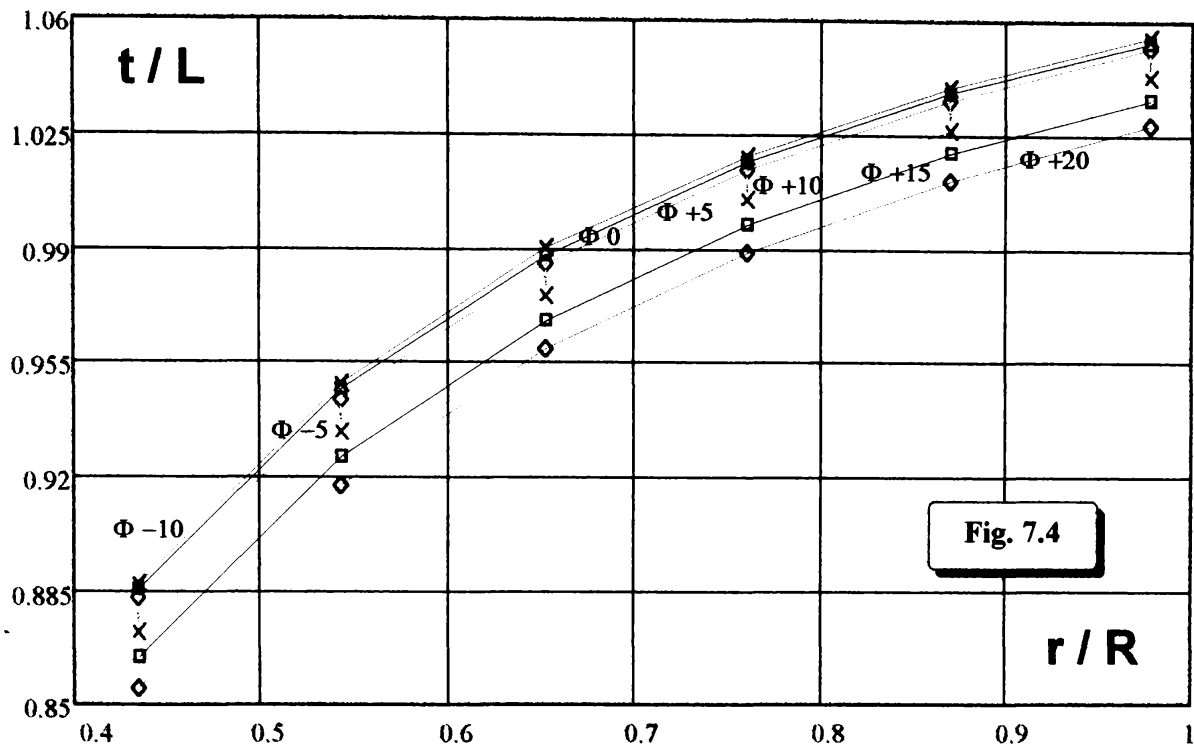
Elementele caracteristice retelelor de profile : pasul relativ t/L , unghiul retelei λ respectiv parametrii geometrici si conturul profilelor se modifica pentru diverse pozitii ale paletei rotorice, influentind distributia de viteze si presiuni pe profile si implicit coeficientul de portanta respectiv comportarea cavitationala. Cea mai mare influenta este datorata unghiului retelei λ , pozitiei sagetii maxime relative X_r/L respectiv forma bordului de atac/fuga a profilelor, modificarile pasul relativ fiind mult mai mici. Metoda de calcul din prezentul capitol cuantifica cantitativ aceste modificari. Astfel marimile t/L si λ intervin in expresia (4.13) din care se calculeaza parametrul "m", parametru care defineste pozitia punctelor singulare in planul cercului generator Weing, iar modificarea parametrilor geometrici si a conturului profilelor afecteaza coeficientii a_n , b_n ai reprezentarii parametrica (3.4), coeficienti care intra in expresiile (4.1) - (4.12) ale vitezei tangentiala respectiv coeficientului de presiune pe profil.

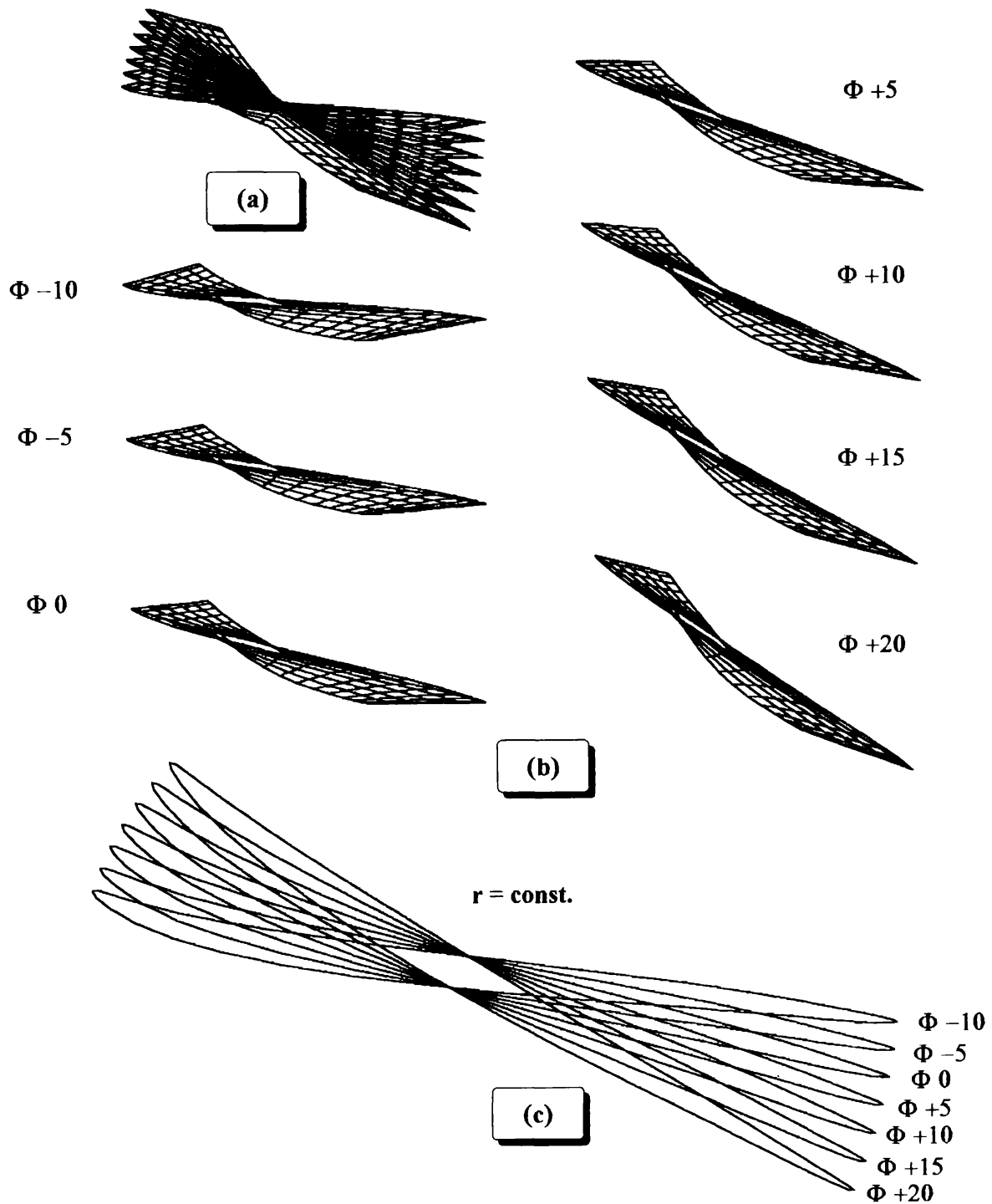


Tabel 7.1

| $r/R [-]$ | | 0.4348 | 0.5434 | 0.6522 | 0.7608 | 0.8694 | 0.9782 |
|------------------|-------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $\phi -10^\circ$ | t/L | 0.8869 | 0.9487 | 0.9899 | 1.0185 | 1.0392 | 1.0548 |
| | ε [%] | 0.5000 | 0.5085 | 0.4669 | 0.4239 | 0.3670 | 0.3233 |
| | λ | -69.2028 | -74.2560 | -78.0120 | -80.8814 | -83.1434 | -84.9690 |
| | X_r/L [%] | 38.7500 | 32.0800 | 28.8700 | 26.5300 | 22.7700 | 19.2200 |
| $\phi -5^\circ$ | t/L | 0.8853 | 0.9469 | 0.9881 | 1.0169 | 1.0378 | 1.0537 |
| | ε [%] | 0.3173 | 0.3178 | 0.2842 | 0.2662 | 0.2318 | 0.2188 |
| | λ | -64.9555 | -69.9302 | -73.6300 | -76.4600 | -78.6900 | -80.4970 |
| | X_r/L [%] | 41.2000 | 35.3000 | 32.2000 | 30.6000 | 27.1000 | 21.0000 |
| $\phi 0^\circ$ | t/L | 0.8825 | 0.9439 | 0.9853 | 1.0142 | 1.0354 | 1.0514 |
| | λ | -60.6596 | -65.5722 | -69.2284 | -72.0281 | -74.2390 | -76.0248 |
| | X_r/L [%] | 43.5000 | 38.7000 | 36.0000 | 36.6000 | 38.6000 | 44.6000 |
| $\phi 5^\circ$ | t/L | 0.8782 | 0.9397 | 0.9811 | 1.0103 | 1.0317 | 1.0479 |
| | ε [%] | -0.4873 | -0.4450 | -0.4263 | -0.4141 | -0.3573 | -0.3329 |
| | λ | -56.3061 | -61.1675 | -64.7885 | -67.5640 | -69.7570 | -71.5290 |
| | X_r/L [%] | 45.7000 | 42.0000 | 40.0000 | 42.8000 | 47.4000 | 53.7000 |
| $\phi 10^\circ$ | t/L | 0.8724 | 0.9339 | 0.9755 | 1.0049 | 1.0266 | 1.0429 |
| | ε [%] | -1.1445 | -1.0594 | -0.9946 | -0.9169 | -0.8499 | -0.8085 |
| | λ | -51.8920 | -56.7069 | -60.2975 | -63.0530 | -65.2319 | -66.9921 |
| | X_r/L [%] | 47.6000 | 44.5000 | 43.4000 | 47.5000 | 52.3000 | 58.2000 |
| $\phi 15^\circ$ | t/L | 0.8647 | 0.9263 | 0.9681 | 0.9978 | 1.0198 | 1.0363 |
| | ε [%] | -2.0170 | -1.8646 | -1.7457 | -1.6170 | -1.5067 | -1.4362 |
| | λ | -47.4178 | -52.1866 | -55.7476 | -58.4838 | -60.6496 | -62.3990 |
| | X_r/L [%] | 49.0000 | 46.4000 | 46.0000 | 50.7000 | 55.3000 | 60.8000 |
| $\phi 20^\circ$ | t/L | 0.8553 | 0.9169 | 0.9589 | 0.9888 | 1.0111 | 1.0277 |
| | ε [%] | -3.0822 | -2.8605 | -2.6794 | -2.5044 | -2.3469 | -2.2541 |
| | λ | -42.8900 | -47.6078 | -51.1365 | -53.8517 | -56.0029 | -57.7440 |
| | X_r/L [%] | 50.1000 | 47.7000 | 48.0000 | 52.9000 | 57.1000 | 62.4000 |







(a) Paleta rotor dispusa suprapus la diferite unghiuri Φ
 (b) Paleta rotor dispusa succesiv la diferite unghiuri Φ
 (c) Profile rezultate din intersectia cilindrului de raza "r" cu paleta dispusa la diferite unghiuri Φ
Fig. 7.6



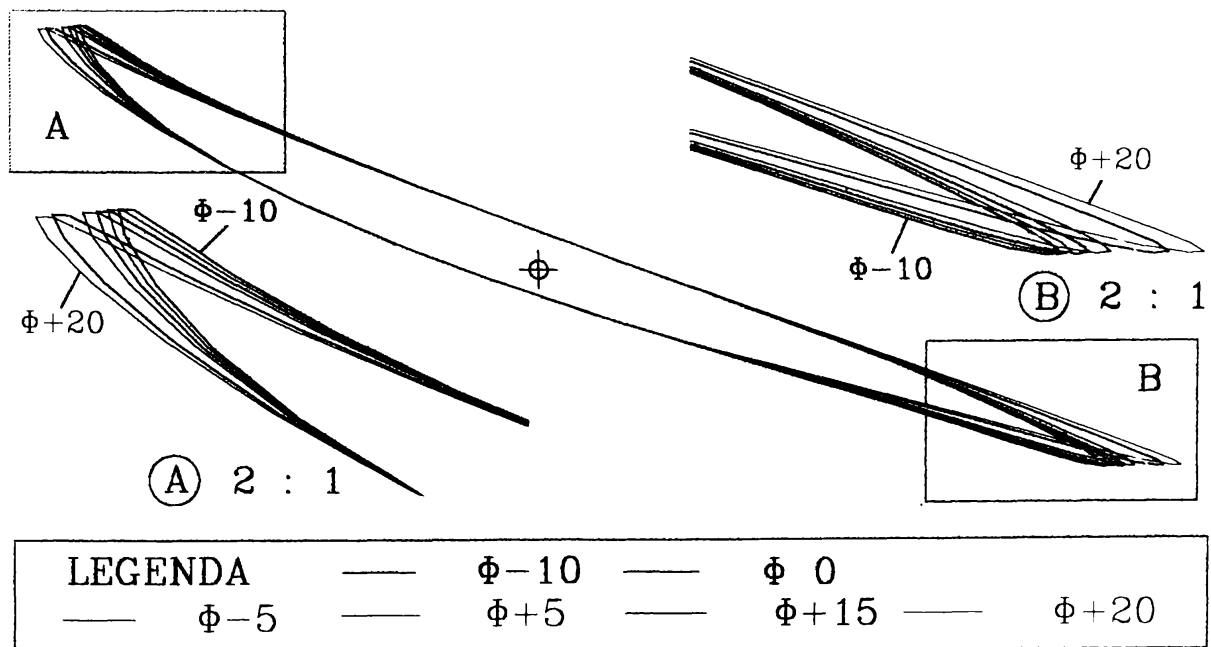
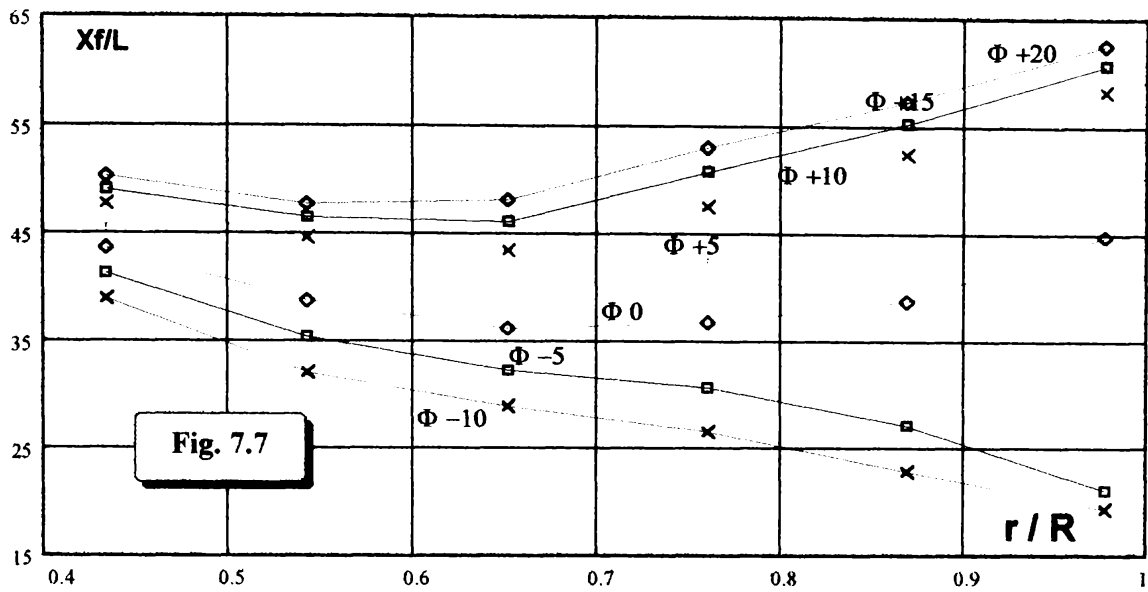


Fig. 7.8 Profile suprapuse rezultate din intersectia cilindrului de raza "r" cu paleta dispusa la diferite unghiuri Φ



&8. CALCULUL CENTRULUI DE GREUTATE SI VOLUMULUI PALETELOR AXIALE

Pentru calculul functional al rotorului este necesara determinarea fortei servomotorului destinat actionarii paletelor rotorice, forta care rezulta din ecuatia de momente (hidraulice, a fortelor de frecare si centrifuge) ce actioneaza asupra paletei. Pentru determinarea fortelor centrifuge se impune calculul pozitiei centrului de greutate si masa paletei rotorice. Se va expune metoda dezvoltata in [49].

In cele ce urmeaza vom admite descompunerea (3.1) a ordonatei profilului hidrodinamic si ca profilul este constituit dintr-o infinitate de elemente de arie :

$$dA(x) = g(x) \cdot dx \quad (8.1)$$

centrate pe schelet, unde $g(x)$ reprezinta grosimea profilului corespunzatoare abscisei "x" :

$$g(x) = Y^E(x) - Y^I(x) = 2 \cdot Y_G(x) \quad (8.2)$$

Vom considera sistemul de referinta $O_1X_1Y_1Z_1$, **fig. 8.1**, cu :

- axa Z_1 - axa paletei orientata pozitiv dinspre butuc spre periferie
- axa Y_1 - axa masinii orientata pozitiv in sens antigravitational
- axa X_1 - orientata pozitiv astfel ca sistemul de referinta sa fie drept.

In **fig. 8.1** este prezentata proiectia in planul $O_1X_1Y_1$ a profilului dispus la raza "r", de coarda "L", dispus la unghiul de instalare " β_s ", considerind profilul format dintr-o infinitate de elemente de arie $dA(x)$, centrate pe schelet. Coordonatele $(\hat{X}_O ; Y_O)$ reprezinta coordonatele bordului de fuga ale profilului in raport cu axul de rotatie al paletei. Caracteristicile : $L = L(r)$; $\beta_s = \beta_s(r)$; $\hat{X}_O = \hat{X}_O(r)$; $Y_O = Y_O(r)$ sint functii de raza.

Proiectia din planul $O_1X_1Z_1$ a paletei este delimitata de raza butucului " R_b ", raza periferica " R_p " si de muchiile de intrare/iesire, a caror pozitie este definita de unghiurile :

$$\gamma_1(r) = \frac{L \cdot \cos(\beta_s) - \hat{X}_O}{r} \quad (8.3)$$

$$\gamma_2(r) = \frac{\hat{X}_O}{r} \quad (8.4)$$

Pentru profilul dispus la raza "r" se poate stabili corespondenta dintre unghiul " θ " si abscisa "x", prin intermediul abscisei curbilinii \hat{X}_θ , elementului de unghi infinitezimal " $d\theta$ " corespunzandu-i elementul "dx" :



$$\theta = \theta(X, r) = \frac{\hat{X}_0}{r} = \frac{\hat{X}_0 + (X-L) \cdot \cos(\beta_S) - Y_S(X) \cdot \sin(\beta_S)}{r} \quad (8.5)$$

sau :

$$\theta = \theta(X, r) = \alpha \cdot X - \gamma \cdot Y_S(X) - \gamma_1(r) \quad (8.6)$$

unde :

$$\alpha = \frac{\cos(\beta_S)}{r} \quad ; \quad \gamma = \frac{\sin(\beta_S)}{r} \quad (8.7)$$

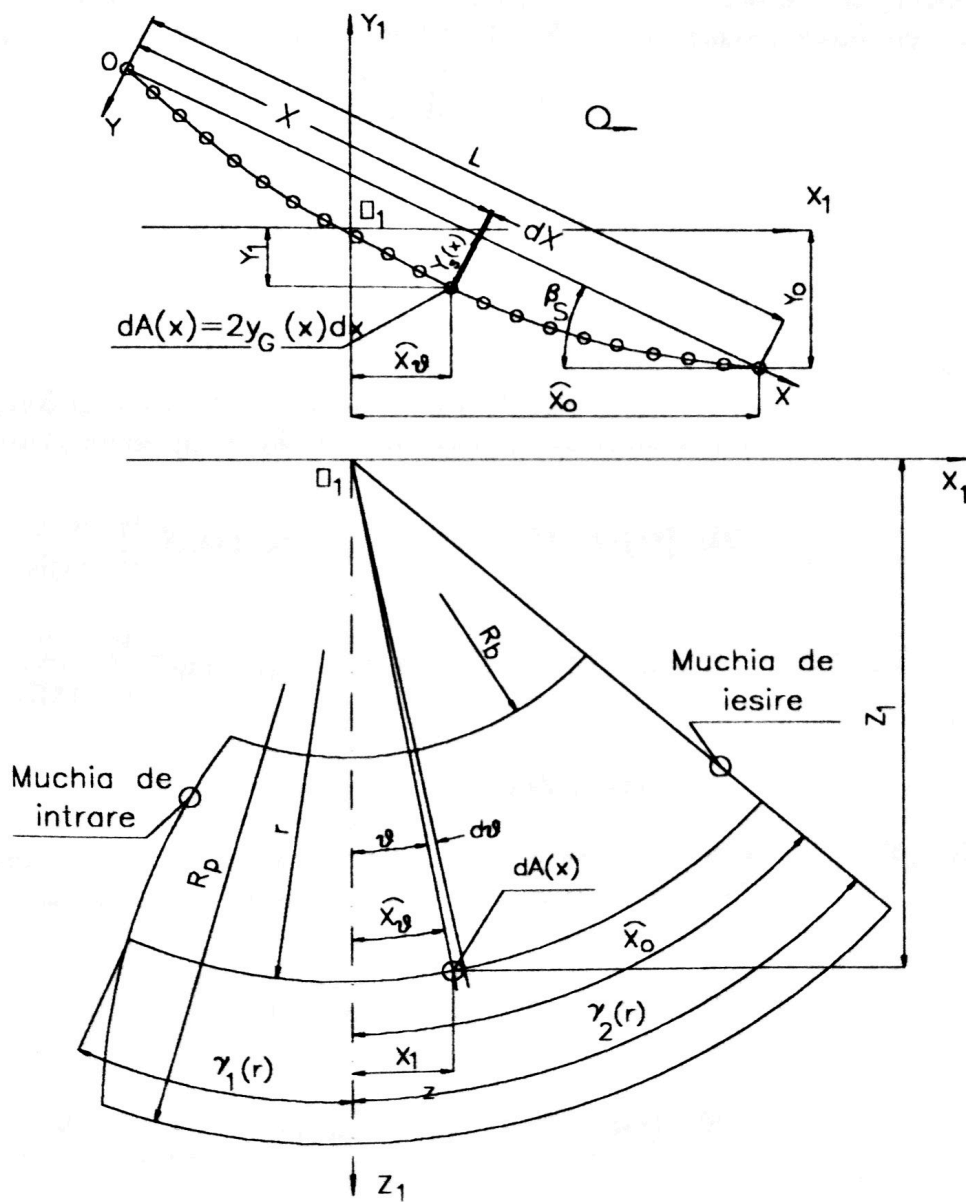


Fig. 8.1



Coordonatele $X_1 = X_1(x, r)$; $Y_1 = Y_1(x, r)$; $Z_1 = Z_1(x, r)$ reprezinta pozitia centrului de greutate al elementului de arie "dA(x)" in raport cu sistemul de referinta ales si rezulta din :

$$X_1 = X_1(X, r) = r \cdot \sin(\theta)$$

$$Y_1 = Y_1(X, r) = (L - X) \cdot \sin(\beta_S) - Y_S(X) \cdot \cos(\beta_S) - Y_0 \quad (8.8)$$

$$Z_1 = Z_1(X, r) = r \cdot \cos(\theta)$$

Pentru a afla coordonatele $X_C(r)$; $Y_C(r)$; $Z_C(r)$ ale centrului de greutate corespunzator profilului dispus la raza "r", in sistemul de referinta $O_1 X_1 Y_1 Z_1$, vom aplica relatiile din mecanica [73] :

$$X_C(r) = \frac{1}{A(r)} \cdot \int_0^L X_1 \cdot dA$$

$$Y_C(r) = \frac{1}{A(r)} \cdot \int_0^L Y_1 \cdot dA \quad (8.9)$$

$$Z_C(r) = \frac{1}{A(r)} \cdot \int_0^L Z_1 \cdot dA$$

unde : A(r) reprezinta raza profilului dispus la raza "r", care rezulta din (3.41).

Tinind cont de (8.1) , (8.2) , (8.5) , (8.8) , relatiile (8.9) devin :

$$X_C(r) = \frac{2 \cdot r}{A(r)} \cdot \int_0^L Y_G(x) \cdot \sin[\alpha \cdot X - \gamma \cdot Y_S(X) - \gamma_1(r)] \cdot dX$$

$$Y_C(r) = \frac{2}{A(r)} \cdot \int_0^L Y_G(x) \cdot [(L - X) \cdot \sin[\beta_S - Y_S(X) \cdot \cos(\beta_S) - Y_0] \cdot dX \quad (8.10)$$

$$Z_C(r) = \frac{2 \cdot r}{A(r)} \cdot \int_0^L Y_G(x) \cdot \cos[\alpha \cdot X - \gamma \cdot Y_S(X) - \gamma_1(r)] \cdot dX$$

Pentru aflarea coordonatelor centrului de greutate al paletii (X_G , Y_G , Z_G) in raport cu sistemul de referinta $O_1 X_1 Y_1 Z_1$, vom face o noua integrare dupa raza "r" :

$$X_G = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} X_C(r) \cdot dV = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} X_C(r) \cdot A(r) \cdot dr$$

$$Y_G = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} Y_C(r) \cdot dV = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} Y_C(r) \cdot A(r) \cdot dr \quad (8.11)$$

$$Z_G = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} Z_C(r) \cdot dV = \frac{1}{V} \int_{R_b}^{R_p} Z_C(r) \cdot A(r) \cdot dr$$



unde "V" reprezinta volumul paletei, definit de :

$$V = \int_{R_1}^{R_p} A(r) \cdot dr \quad (8.12)$$

Integralele pot fi evaluate analitic sau numeric ; avind insa in vedere complexitatea functiilor care intervin in aceste integrale, singura cale reala de rezolvare este cea numerica, care devine posibila numai apelind la calculatorul electronic.



&9. CALCULUL COEFICIENTILOR DE CAVITATIE

&9.1 COEFICIENTI DE CAVITATIE

Comportarea cavitationala a turbinelor este caracterizata de coeficientul de cavitatie al instalatiei σ_{inst} si de coeficientul de cavitatie al turbinei σ_T .

Coeficientul de cavitatie al instalatiei este definit prin [1], [2], [3], [5], [8]:

$$\sigma_{inst} = \frac{A - A_t \pm H_s}{H} \quad (9.1)$$

unde :

$$A = \frac{p_{at}}{\gamma} ; p_{at} - \text{presiunea atmosferica} \quad (9.2)$$

$$A_t = \frac{p_{vap}}{\gamma} ; p_{vap} - \text{presiunea de vaporizare a apei in conditiile de lucru ale turbinei} \quad (9.3)$$

Acest coeficient exprima coeficientul de cavitatie al instalatiei, deoarece termenii de care depinde (presiunea atmosferica, presiunea de vaporizare, inaltimea de aspiratie, caderea turbinei) sint independenti si caracterizeaza centrala, instalatia in care se monteaza.

Coeficientul de cavitatie al turbinei la raza "r", exprimat prin [1], [2] :

$$\sigma_{Tr} = K_{p \max 3r} \cdot \frac{w_3^2}{2 \cdot g \cdot H} - K_{ur} \cdot \frac{U_3^2}{2 \cdot g \cdot H} + \eta_{TA} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g \cdot H} + \frac{a_M \cdot D}{H} \quad (9.4)$$

defineste coeficientul de cavitatie al turbinei sau coeficientul interior, deoarece depinde de elementele cinematice ale curentului din punctul M (punct de minima presiune pe paleta) si din zona de iesire din rotor si turbina, de pierderile hidraulice dintre punctul M si zona de la iesire din centrala. De asemenea mai depinde si de distanta adimensionala $a_M D/H$ dintre planul ce trece prin punctul M si axa paletelor rotorului (planul de referinta pentru masurarea inaltimei de aspiratie). Prin intermediul pierderilor hidraulice, coeficientul de cavitatie mai depinde si de numarul "Re" (deci de natura fizica a lichidului) precum si de regimul de functionare . Coeficientul σ_T depinde numai de elemente interioare turbinei, specifice constructiei si hidrodinamicii ei. Daca :

- $p_{min} = p_{vap} \Rightarrow \sigma_{inst} = \sigma_T$ - apare vaporizarea apei in punctul M, deci apare cavitatia
- $p_{min} > p_{vap} \Rightarrow \sigma_{inst} > \sigma_T$ - functionarea este normala din punct de vedere cavitational
- $p_{min} < p_{vap} \Rightarrow \sigma_{inst} < \sigma_T$ - functionarea in cavitatie extinsa sau supercavitatie.

In momentul aparitiei cavitatiei, cei doi coeficienti au valori egale, dar semnificatii fizice total diferite.

In cazul turbinelor axiale , $K_{ur}=0$, relatia (9.4) dobindeste o forma particulara :

$$\sigma_{Tr} = K_{p \max 3r} \cdot \frac{w_3^2}{2 \cdot g \cdot H} + \eta_{TA} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g \cdot H} + \frac{a_M \cdot D}{H} \quad (9.5)$$

- unde :
- $K_{p \max 3r}$ - coeficientul vitezei maxime
 - η_{TA} - randamentul tubului de aspiratie
 - H - caderea turbinei
 - D - diametrul caracteristic al rotorului.



&9.2 CALCULUL TERMENILOR DIN EXPRESIA COEFICIENTULUI DE CAVITATIE

In expresia coeficientului de cavitatie al turbinei pentru cazul turbinelor axiale (9.5) intra urmatorii termeni : $K_{p \max 3r}$, a_M , η_{TA} , a caror semnificatie va fi analizata in cele ce urmeaza.

&9.2.1 Calculul termenului $K_{p \max 3r}$

Calculul exact al coeficientului de cavitatie al turbinei implica cunoasterea valorica a coeficientului vitezei maxime pe profil $K_{p \max 3r}$. Literatura de specialitate nu ofera, pina in prezent, relatii relatii care sa permita calculul exact al acestui coeficient. Expriamarea sa nu este unitara, in sensul ca viteza din punctul de minima presiune W_M , se poate raporta la viteza asimptotica W_0 , W_3 sau W_∞ , astfel :

$$\begin{aligned}
 K_{p \max 0} &= \left(\frac{W_M}{W_0}\right)^2 - 1 \\
 K_{p \max 3} &= \left(\frac{W_M}{W_3}\right)^2 - 1 \\
 K_{p \max \infty} &= \left(\frac{W_M}{W_\infty}\right)^2 - 1
 \end{aligned}
 \tag{9.6}$$

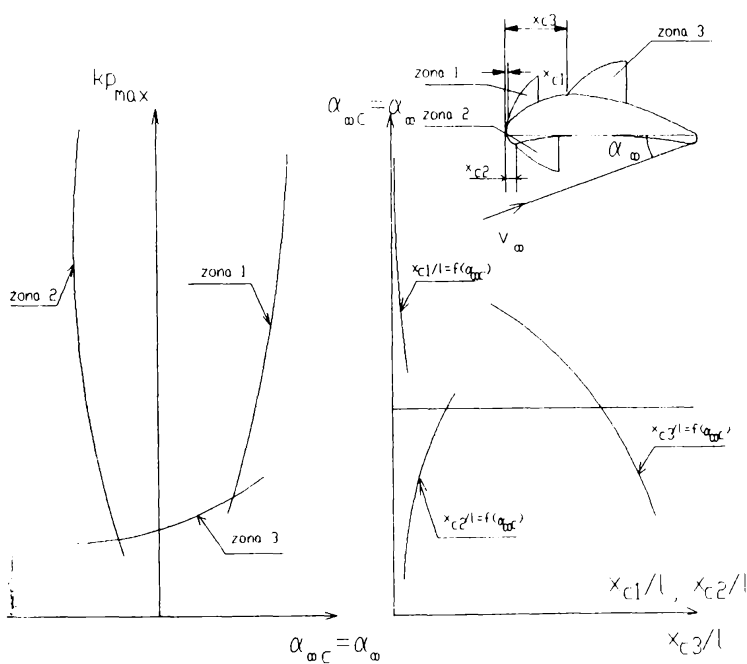


Fig. 9.1

unde W_0 , W_3 , W_∞ au semnificatiile din paragraful &5.1.

O analiza completa a comportarii cavitationale a profilor hidrodinamice implica determinarea curbelor de sensibilitate la cavitatie, definite prin relatiiile :

$$K_{p \max} = f(\alpha_\infty) \tag{9.7}$$

$$\alpha_{\infty c} = f\left(\frac{x_c}{L}\right) \tag{9.8}$$

Cele trei zone posibile de aparitie a cavitatiei sint evidentiata in fig. 9.1.

Dupa cum rezulta din [2], coeficientul are expresia :

$$C_{p \min 3} = \frac{P_{\min} - p_3}{\frac{\rho}{2} \cdot W_3^2} = 1 - \frac{W_{\max}^2}{W_3^2} = -K_{p \max 3} \tag{9.9}$$

Deci coeficientul $K_{p \max 3r}$ caracteristic vitezei maxime este egal in valoare absoluta cu coeficientul presiunii minime (depresiune maxima) ce se manifesta pe profil.

Se va considera ca punctul de incipienta cavitationala coincide cu punctul in care distributia de viteze realizeaza un maxim absolut, respectiv distributia de presiuni un minim absolut. Deci :

$$K_{p \max \infty} = -\left(\frac{p_{\min} - p_\infty}{\frac{\rho}{2} \cdot W_\infty^2}\right)_{\min \text{ im absolut}} = \left(\frac{W_l}{W_\infty}\right)_{\max \text{ im absolut}}^2 - 1 \tag{9.10}$$



Coeficientul vitezei maxime se calculeaza prin intermediul metodei de calcul a retelelor de profile (paragraful &4), parcurgind urmatoarele etape :

- avind cunoscuta geometria retelei si profilelor, pentru punctul de functionare dat prin coordonatele $(n_{11}, Q_{11}, a_0, \eta_h, \phi)$, se calculeaza distributia de viteze tangentiala prin relatia (4.1) corespunzator unghiului de incidenta α_∞ , determinat conform paragrafului &5.2

- prin functii de interpolare de tip SPLINE CUBIC, se determina maximul distributiei de viteze, din relatia (9.10) rezultind valoarea coeficientului $K_{p \max \infty}$

- se efectueaza transpunerea :

$$K_{p \max 3r} = \left(\frac{W_\infty}{W_3} \right)^2 \cdot (1 + K_{p \max \infty}) - 1 \quad (9.11)$$

rezultind valoarea coeficientului vitezei maxime care intervine in expresia coeficientului de cavitate (9.5).

&9.2.2 Calculul termenului a_M

Termenul a_M caracterizeaza pozitia punctului M de presiune minima in care apare cavitatea (figura 9.1) in raport cu planul de referinta [2].

La masinile orizontale, planul de referinta contine axa masinii si este paralel cu suprafata apei din aval, termenul considerat avind valoarea : $a_M \cong \frac{1}{2}$. La turbinele Kaplan verticale, planul de referinta este planul perpendicular pe ax care contine axa paletelor rotorice (fig. 9.2).

Considerind desfasurata profilului dispus la raza "r" si sistemul de referinta $O_1 X_1 Y_1$ centrat la intersectia axei paletelor cu axa masinii, valoarea termenului $a_M D$ poate fi calculata exact. Astfel, considerind punctul M ca punct de minima presiune pe paleta, dar si ca punct ce apartine profilului dispus la raza "r", de coordonate (X,Y), unde s-a determinat viteza absoluta maxima conform &9.2.1, valoarea termenului a_M rezulta din :

$$a_M = \frac{(L-X) \cdot \sin(\beta_S) - Y \cdot \cos(\beta_S) - Y_{BF}}{D} \quad (9.12)$$

&9.2.3 Calculul termenului η_{TA}

Acest termen inglobeaza pierderile din tubul de aspiratie : prin frecare, de difuzor si cele datorate curgerii cinetice de la iesire din turbina. Cercetarile intreprinse pina in prezent asupra hidrodinamicii si constructiei tuburilor de aspiratie evidentiaza complexitatea curentilor, precum si importanta pierderilor din aspirator in bilantul energetic al turbinei, dar pina in prezent nu este posibila modelarea matematica a fenomenului si determinarea valorica a randamentului tubului de aspiratie [2]. Exista relatii empirice de calcul a acestui parametru, dar aceste relatii sint nu pot fi aplicate in cazul general al unei analize pe intreg domeniul de functionare al unei turbine. Insa, din calculele efectuate in cadrul prezentei lucrari, a rezultat faptul ca valoarea randamentului tubului de aspiratie η_{TA} poate varia in limite de 0.7 - 0.85, fara a afecta *in mod substantial* valoarea finala calculata prin relatia (9.5) a coeficientului de cavitate. De aceea, in cadrul prezentei metode, se admite o valoare estimata cuprinsa intre limitele precizate. Un calcul mai exact ar impune determinarea acestui parametru luind in considerare miscarea axiala si de rotatie la diferite regimuri.



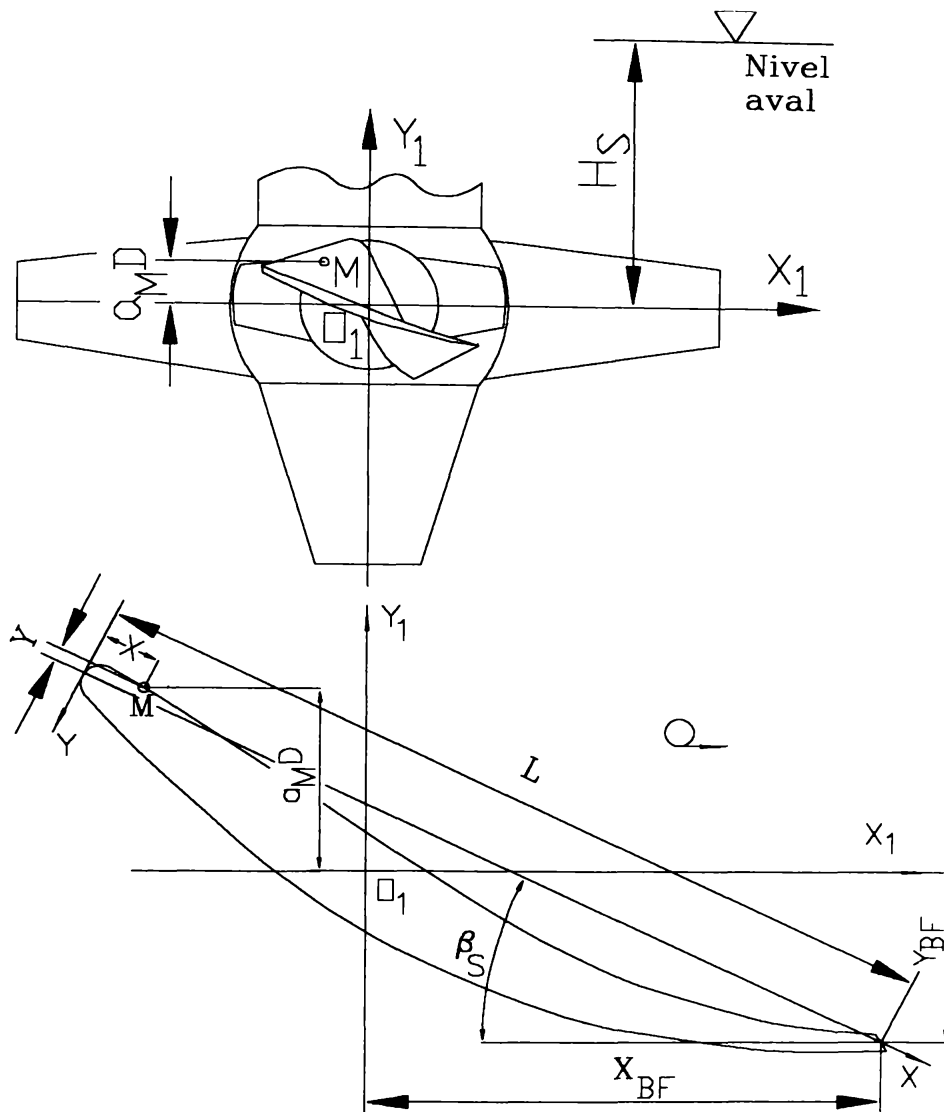


Fig. 9.2

&9.3 ALGORITMUL DE CALCUL AL COEFICIENTULUI DE CAVITATIE AL TURBINEI

Algoritmul de calcul propus in cadrul prezentei metode permite calculul coeficientului de cavitate pentru turbine axiale, *in tot domeniul de functionare al acestora*, daca este cunoscuta geometria paletei rotorice dispuse la unghiul $\Phi=0^\circ$ precum si diagrama de functionare energetica, imbinind, intr-o metoda originala si unitara de calcul, metode specifice hidrodinamicii retelelor de profile, metode ale matematicii clasice, metode specifice calcului numeric precum si rezultate oferite de cercetarile experimentale efectuate pe model.



Algoritmul de calcul necesita cunoasterea urmatoarelor elemente :

- geometria paletei, constind in desenul de executie al paletei care sa contina coordonatele profilelor sectiunilor de calcul pentru unghiul paletei rotorice $\phi = 0^\circ$
- diametrul rotorului D , razele "r" sectiunilor de calcul si numarul de palete rotorice Z_r
- diagrama universala de functionare energetica, din care rezulta valorile corespunzatoare punctelor de functionare analizate (n_{11} , Q_{11} , a_0 , η_h , ϕ)
- cimpul hidrodinamic, din care rezulta viteza meridiana corespunzatoare punctului de functionare analizat V_{mr}
- turatia de functionare a masinii "n"
- diametrul caracteristic si numarul de palete al aparatului director D_0 respectiv Z_0 si implica parcurgerea urmatoarelor etape :

1. Stabilirea punctului de functionare

Din diagrama universala de functionare energetica, obtinuta experimental pe model, se extrag valorile corespunzatoare punctului de functionare analizat (n_{11} , Q_{11} , a_0 , η_h , ϕ), rezultind astfel urmatoarele elemente :

- parametrii punctului de functionare : turatia si debitul unitar n_{11} , Q_{11}
- deschiderea aparatului director a_0
- pozitia paletei rotorice, prin unghiul ϕ
- randamentul hidraulic in punctul de functionare η_h .

2. Calculul parametrilor fundamentali in punctul de functionare

- determinarea caderii si debitului in punctul de functionare, din relatiile (5.22), (5.23)
- determinarea vitezei mijlocii din relatia (6.2)
- calcul deschiderii relative a aparatului director, prin relatia (6.4)

3. Calculul profilelor corespunzatoare unghiului Φ de rotire al paletei

Metoda dezvoltata in &7 permite calculul profilelor rezultate din intersectia paletei rotite cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul, rezultind astfel urmatoarele elemente :

- valorile coeficientilor a_n , b_n ai seriilor Fourier asociate profilelor
- variatia corzii profilelor functie de raza $L=f(r)$
- variatia unghiului de instalare a retelelor de profile functie de raza $\lambda =f(r)$
- coordonatele bordului de fuga a profilelor in raport cu axul de rotatie al paletei.

4. Calcul viteza meridiana in punctul de functionare

Calcul vitezei meridiane in punctul de functionare se realizeaza conform &6, functie de deschiderea relativa a aparatului director a_{or} si de raza relativa corespunzatoare sectiunii de calcul, ceea ce asigura respectarea ecuatiei de continuitate si o alura a curbei vitezei meridiane dependenta de raza si de pozitia punctului de functionare in raport cu domeniul de functionare al masinii .



5. Calculul parametrilor functionali C_{APF} , $\alpha_{\infty PF}$, K_{rPF} , $\beta_{\infty PF}$ in punctul de functionare

In punctul de functionare, parametrii functionali :

- coeficientul de portanta C_{APF}
- unghiul de incidenta $\alpha_{\infty PF}$
- coeficientul de postrotatie la iesirea din rotor K_{rPF}
- unghiul vitezei asimptotice $\beta_{\infty PF}$

rezulta prin metoda dezvoltata in &5.2.

6. Calculul elementelor asimptotice din triunghiurile de viteze la intrare/iesire din rotor

Elementele asimptotice rezulta conform relatiilor din &5.1.

7. Calculul distributiei de viteze tangentiala pe profile

Se realizeaza prin metoda O. Popa, descrisa in &4.

8. Calculul coeficientului $K_{p \max 3r}$ si a lui a_M

Coeficientul $K_{p \max 3r}$ rezulta din curbele de sensibilitate la cavitate a profilului dispus in retea calculat pentru zona 3 [7] conform &9.2.1, iar coeficientul a_M rezulta conform &9.2.2.

Figurile 9.3 - 9.9 prezinta variatiile functie de raza ale coeficientului $K_{p \max}$ determinate pentru rotorul R3 cu geometria descrisa in &10, pentru paleta dispusa la diferite unghiuri ϕ si pentru marimea n_{11} ca parametru in domeniul valorilor cuprinse intre 110 - 170 rot/min, valorile fiind prezentate in **tabelele 9.1 - 9.4**. Din aceste grafice rezulta scaderea acestui coeficient de la butuc spre periferie, respectiv scaderea valorilor odata cu cresterea turatiei unitare.

9. Calculul coeficientului de cavitate al turbinei σ_T in punctul de functionare

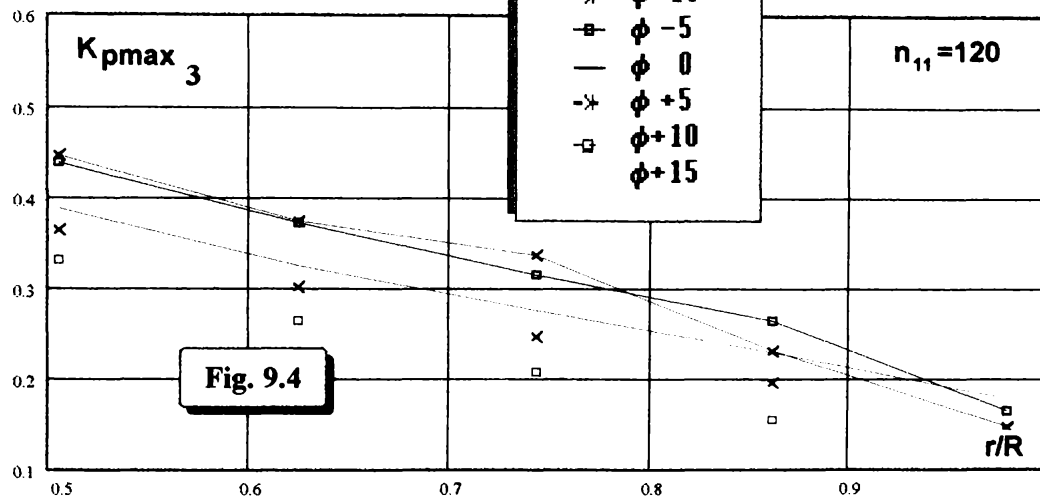
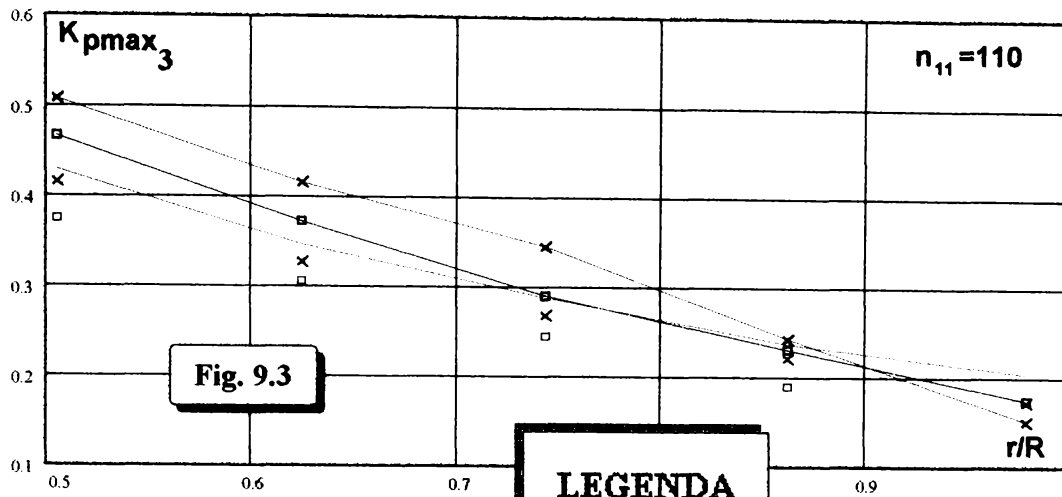
Valoarea coeficientilor de cavitate σ_{Tr} corespunzatori sectiunilor de calcul rezulta prin relatia (9.5), admitindu-se o valoare estimata a randamentului tubului de aspiratie. Valoarea finala a coeficientului de cavitate in punctul de functionare σ_T se admite ca fiind maximul valorilor coeficientilor de cavitate corespunzatori sectiunilor de calcul, maxim determinat prin interpolarea SPLINE CUBIC a variatiei $\sigma_{Tr}=f(r)$.

&9.4 CONCLUZII

Relatia (9.5) defineste coeficientul de cavitate pentru o turbina axiale. Termenii care intervin in aceasta relatie se calculeaza conform algoritmului din &9.3, algoritm aplicabil pentru :

- calculul coeficientului de cavitate in punctul de proiectare si optimizarea pe baza acestui criteriu
- analiza cavitationala a unui rotor pe intreg domeniu de functionare a masinii, daca se dispune de diagrama universala energetica.





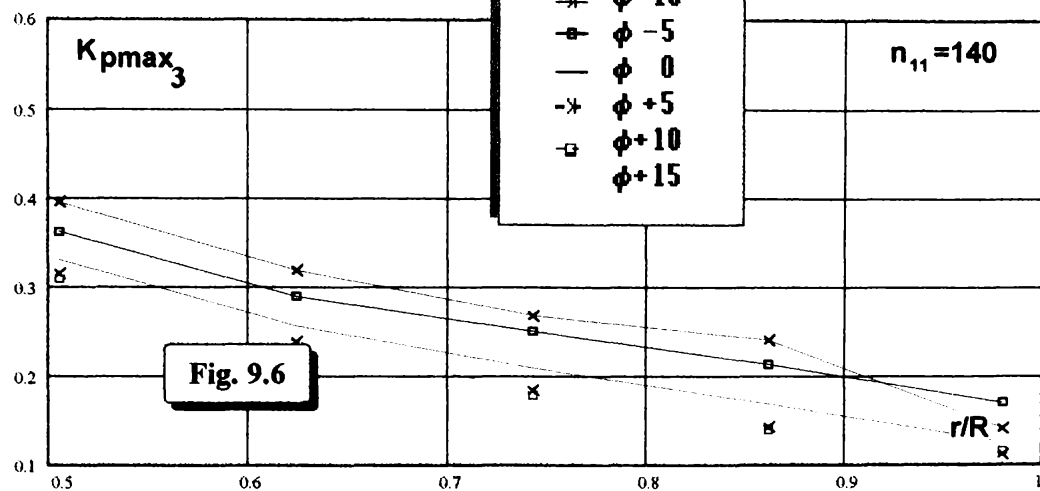
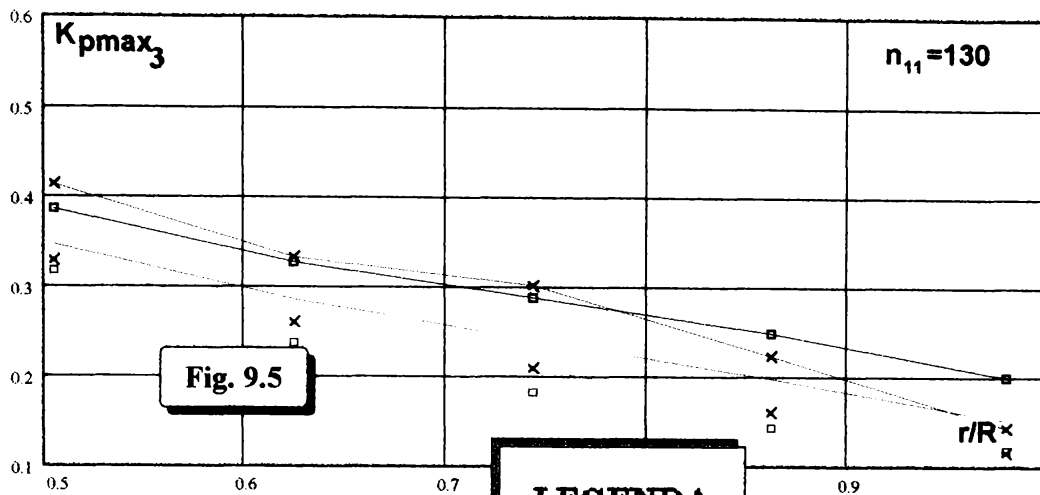
LEGENDA

- $\phi - 10$
- $\phi - 5$
- $\phi 0$
- $\phi + 5$
- $\phi + 10$
- $\phi + 15$

Tabelul 9.1

| K_{pmax} | $n_{11} = 110 \text{ r/m}$ | | | | | $n_{11} = 120 \text{ r/m}$ | | | | |
|-----------------------|----------------------------|------|------|------|------|----------------------------|------|------|------|------|
| r/R | .506 | .624 | .743 | .862 | .980 | .506 | .624 | .743 | .862 | .980 |
| $\varphi = -10^\circ$ | .506 | .414 | .344 | .243 | .151 | .446 | .372 | .336 | .231 | .147 |
| $\varphi = -5^\circ$ | .464 | .372 | .289 | .231 | .174 | .438 | .372 | .315 | .263 | .164 |
| $\varphi = 0^\circ$ | .428 | .345 | .287 | .237 | .203 | .387 | .325 | .276 | .229 | .178 |
| $\varphi = 5^\circ$ | .415 | .326 | .268 | .221 | .173 | .364 | .301 | .247 | .196 | .144 |
| $\varphi = 10^\circ$ | .374 | .305 | .245 | .189 | .136 | .330 | .263 | .207 | .154 | .121 |
| $\varphi = 15^\circ$ | .352 | .283 | .223 | .167 | .135 | .329 | .247 | .192 | .155 | .132 |





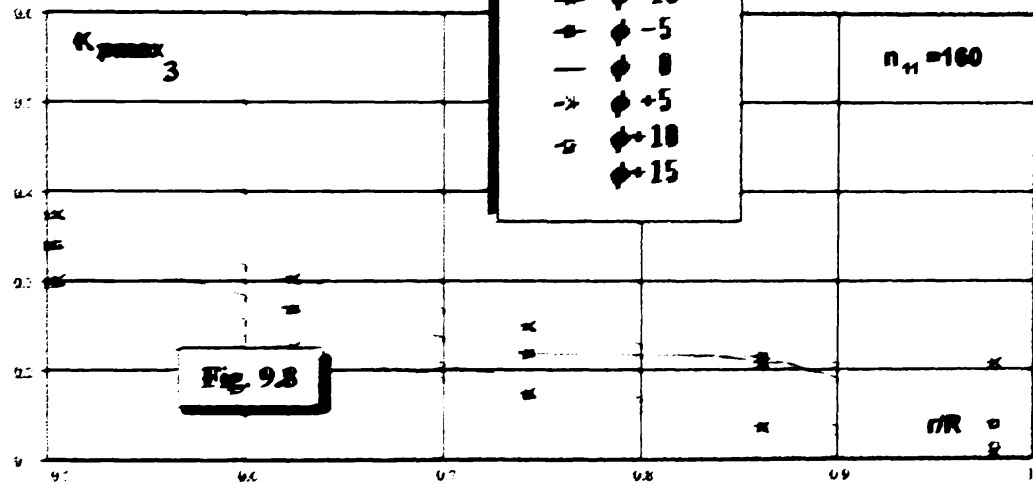
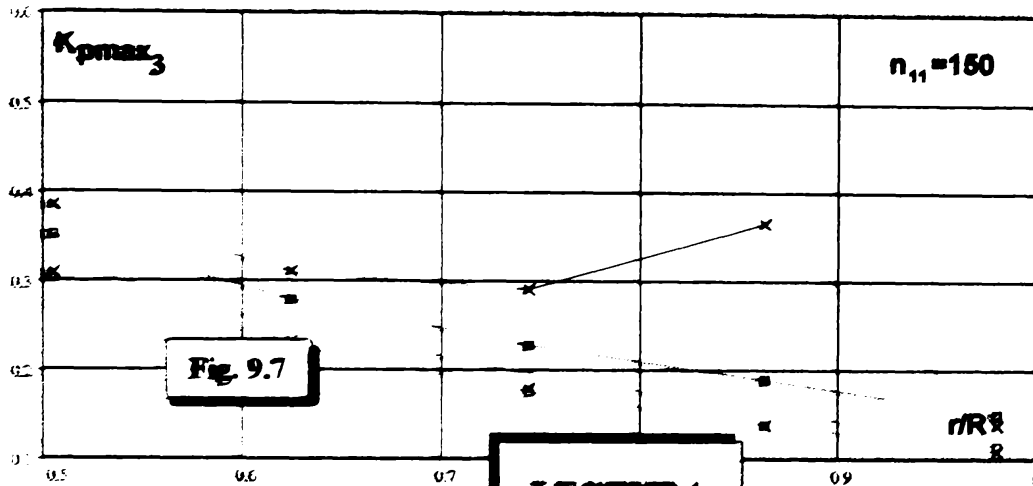
LEGENDA

- *— $\phi = -10$
- $\phi = -5$
- — $\phi = 0$
- *— $\phi = +5$
- $\phi = +10$
- *— $\phi = +15$

Tabelul 9.2

| K_{pmax} | $n_{11}=130$ r/m | | | | | $n_{11}=140$ r/m | | | | |
|-----------------------|------------------|------|------|------|------|------------------|------|------|------|------|
| r/R | .506 | .624 | .743 | .862 | .980 | .506 | .624 | .743 | .862 | .980 |
| $\varphi = -10^\circ$ | .413 | .332 | .301 | .223 | .143 | .395 | .319 | .269 | .241 | .140 |
| $\varphi = -5^\circ$ | .384 | .326 | .288 | .248 | .199 | .362 | .289 | .249 | .214 | .169 |
| $\varphi = 0^\circ$ | .345 | .285 | .241 | .197 | .150 | .331 | .257 | .209 | .169 | .125 |
| $\varphi = 5^\circ$ | .328 | .260 | .208 | .160 | .116 | .315 | .238 | .184 | .142 | .111 |
| $\varphi = 10^\circ$ | .317 | .237 | .182 | .143 | .118 | .308 | .230 | .177 | .140 | .116 |
| $\varphi = 15^\circ$ | .319 | .238 | .186 | .151 | .130 | .311 | .232 | .182 | .148 | .128 |





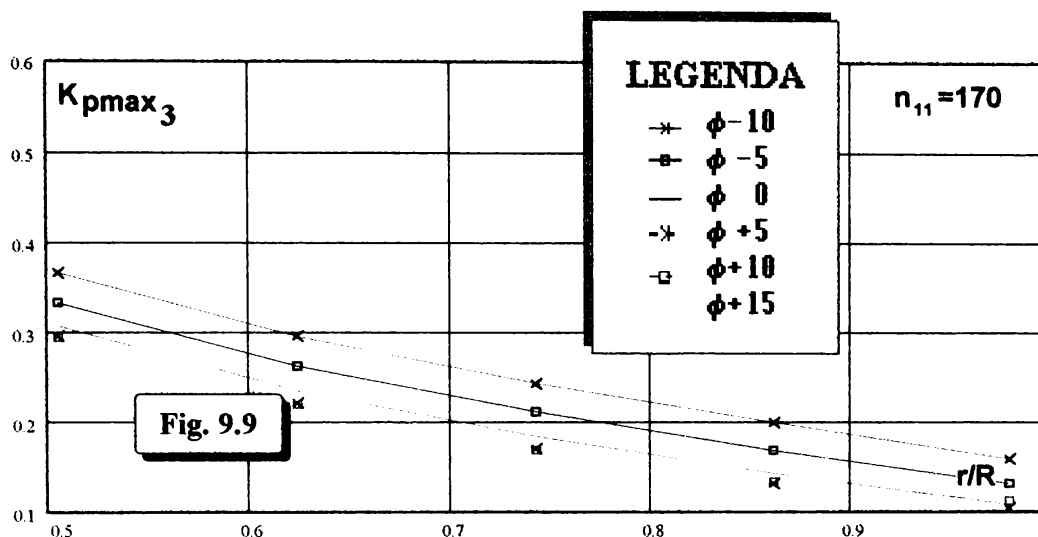
LEGENDA

- φ -10
- ← φ -5
- φ 0
- φ +5
- ← φ +10
- ← φ +15

Tabelul 9.3

| K_{pmax_3} | $n_{11} = 150 \text{ r/m}$ | | | | | $n_{11} = 160 \text{ r/m}$ | | | | |
|--------------|----------------------------|-----|-----|-----|-----|----------------------------|-----|-----|-----|-----|
| | r/R_2 | 506 | 624 | 743 | 862 | 980 | 506 | 624 | 743 | 862 |
| φ -10° | 383 | 309 | 289 | 363 | 138 | 373 | 301 | 249 | 206 | 207 |
| φ -5° | 349 | 277 | 227 | 189 | 148 | 339 | 267 | 217 | 213 | 137 |
| φ 0° | 321 | 247 | 195 | 153 | 117 | 313 | 240 | 188 | 146 | 112 |
| φ 5° | 306 | 231 | 177 | 137 | 108 | 300 | 225 | 173 | 133 | 105 |
| φ 10° | 302 | 225 | 173 | 137 | 114 | 297 | 221 | 171 | 136 | 113 |
| φ 15° | 306 | 228 | 179 | 147 | 127 | 300 | 225 | 176 | 145 | 126 |





Tabelul 9.4

| K_{pmax} | $n_{11} = 170$ r/m | | | | |
|-----------------------|--------------------|------|------|------|------|
| | r/R | .506 | .624 | .743 | .862 |
| $\varphi = -10^\circ$ | .366 | .296 | .243 | .199 | .158 |
| $\varphi = -5^\circ$ | .333 | .263 | .211 | .169 | .131 |
| $\varphi = 0^\circ$ | .307 | .236 | .183 | .142 | .109 |
| $\varphi = 5^\circ$ | .296 | .222 | .169 | .131 | .103 |
| $\varphi = 10^\circ$ | .292 | .218 | .168 | .134 | .112 |
| $\varphi = 15^\circ$ | .297 | .222 | .175 | .144 | .126 |



&10. ANALIZA TEORETICA SI EXPERIMENTALA A COMPORTARII CAVITATIONALE A ROTOARELOR AXIALE

&10.1 PARAMETRII MODELELOR ANALIZATE

Validarea metodei de calcul a coeficientilor de cavitate implica comparatia rezultatelor calculate teoretic cu cele determinate experimental pe model. In vederea acestei analize s-au luat in considerare **patru variante de modele de masini axiale de tip Kaplan**, simbolizate prin **R1, R2, R3** respectiv **R4**, ai caror parametrii principali sint prezentati in **tabelul 10.1**, modele pentru care exista caracteristici cavitationale obtinute experimental, pe model in stand. Analiza cavitationala se va efectua pentru tot domeniul de functionare al masinii, prin programe originale, elaborate in concepie proprie pe baza algoritmului prezentat in &9.3. In prezentul paragraf se vor analiza comparativ parametrii modelelor analizate, accentul fiind pus pe rotoare.

Tabelul 10.2 prezinta comparativ valorile pasului relativ t/L respectiv unghiul retelelor de profile λ pentru pozitia $\Phi=0^\circ$ a paletelor rotorice, valori reprezentate grafic in **fig. 10.1, 10.2**. Dupa cum rezulta din tabele respectiv figuri, pasul relativ are, pentru toate rotoarele, o variatie apropiata de cea liniara crescatoare cu raza, valorile pentru rotoarele **R2, R3, R4** fiind mai grupate in zona valorilor 0.8 ... 1.25, in timp ce pentru rotorul R1 domeniul de valori se incadreaza intre 0.65 ... 0.9. Referitor la unghiul λ se constata ca domeniul valorilor este cuprins intre -55° ... -77° , valorile pentru toate rotoarele fiind destul de apropiate, variatia fiind descrescatoare cu raza si de tip parabolic.

Figurile 10.3, 10.4, 10.5, 10.6 prezinta comparativ variatiile functie de raza ale parametrilor profilelor f/L , X_f/L , d/L , X_d/L pentru cele 4 rotoare analizate si pozitia $\Phi=0^\circ$ a paletelor rotorice. Se observa ca variatia sagetii relative f/L este descrescatoare de la butuc la periferie, de tip parabolic, valorile fiind grupate intre 5 % la butuc respectiv 1 % la periferie, exceptie facind rotorul **R2** pentru care valoarea la butuc atinge 7.5 %. Pozitia sagetii relative X_f/L este constanta pentru rotoarele **R3** si **R4** si situata la valoarea 45 % corespunzatoare profilelor laminare, in timp ce pentru rotorul **R1** respectiv **R2** se constata variatii diferite. Grosimea maxima relativa a profilelor d/L parcurge domeniul normal pentru masinile axiale intre 11 % ... 1%, iar variatia este de tip parabolic sau liniar descrescator de la butuc spre periferie. Pozitia sagetii maxime X_d/L se incadreaza in domeniul valorilor 20 % ... 45 %, forma si sensul variatiei fiind complet diferite de la un rotor la altul.

Figurile 10.7, 10.8, 10.9, 10.10 prezinta profilele corespunzatoare paletii rotorice dispusa la unghiul $\Phi=0^\circ$, iar **fig. 10.11, 10.12, 10.13, 10.14** vederile spatiale tridimensionale ale paletii/rotorului.

&10.2 REZULTATE EXPERIMENTALE

Cele 4 modele supuse analizei au fost incercate pe standul de incercari energetice si cavitationale de modele de turbine hidraulice al U.C.M.Resita - S.A [6], [81], stand destinat incercarilor de garantie pentru toate tipurile de turbine cu reactiune si masini reversibile, nivelul de precizie al masuratorilor plasindu-se spre limitele minime ale erorilor prevazute de codul C.E.I.

Standul schematizat in **fig. 10.15**, este dispus pe o inaltime totala de cca. 27 in cladirea din **foto 1**, este de tip universal in circuit inchis si se compune in principal din :

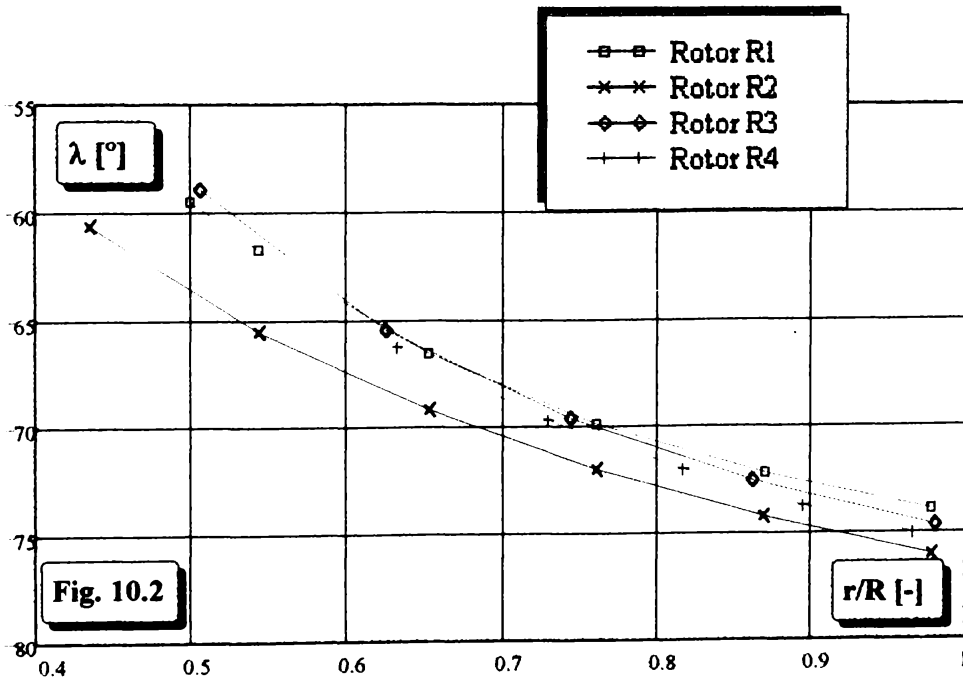
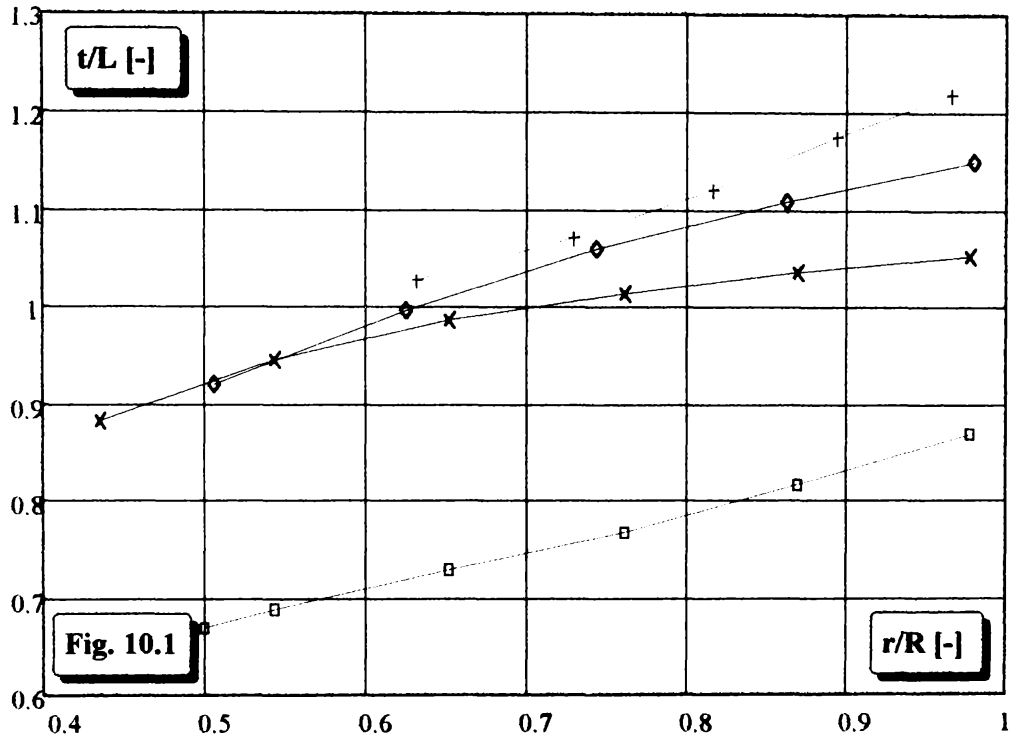
-statia de pompare 2 formata din doua pompe centrifugale cu turatie variabila, ce pot fi cuplate in serie sau in paralel functie de debitul si caderea necesitate de modelul supus testarii; pompele sint actionate de curent continuu si au turatie variabila;

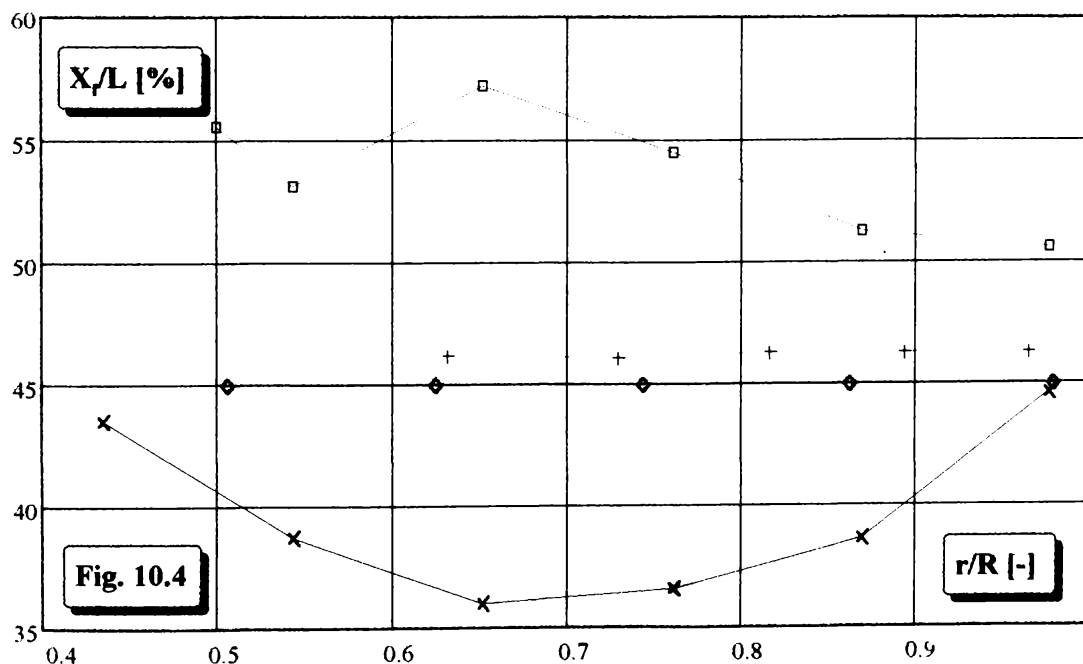
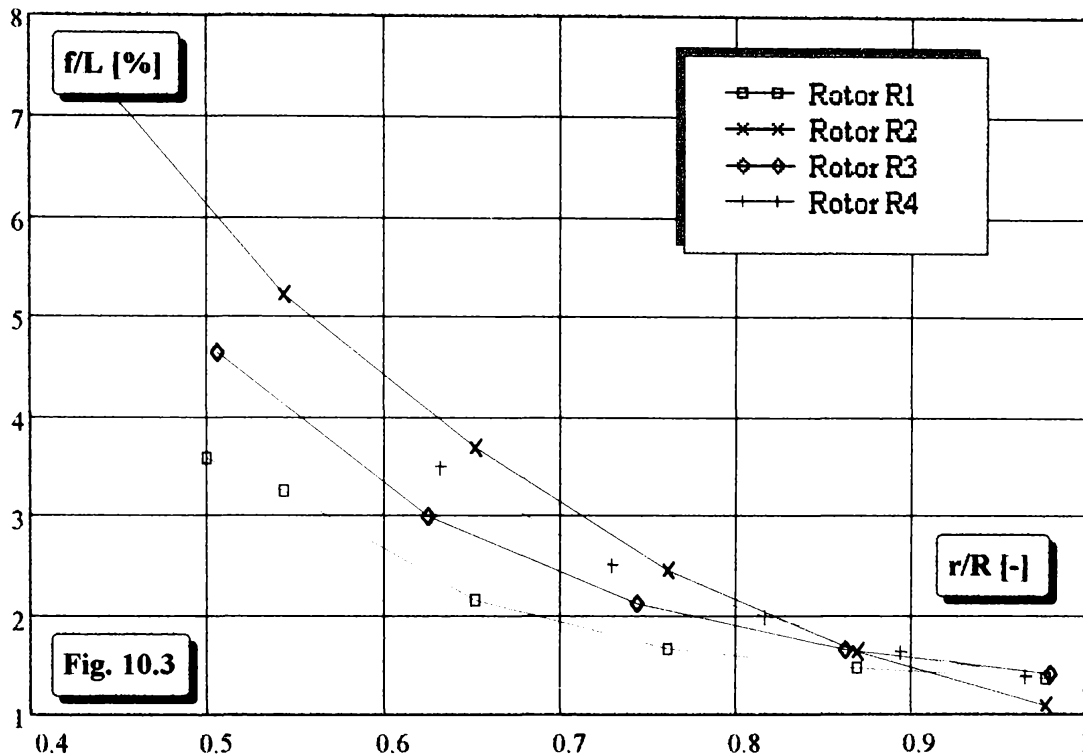


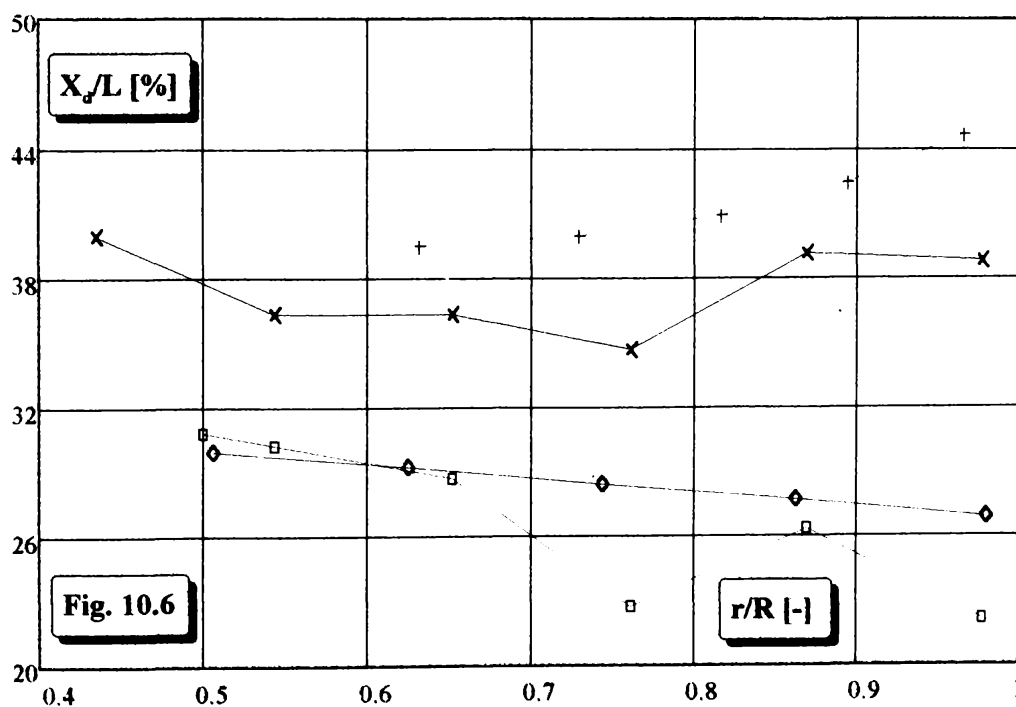
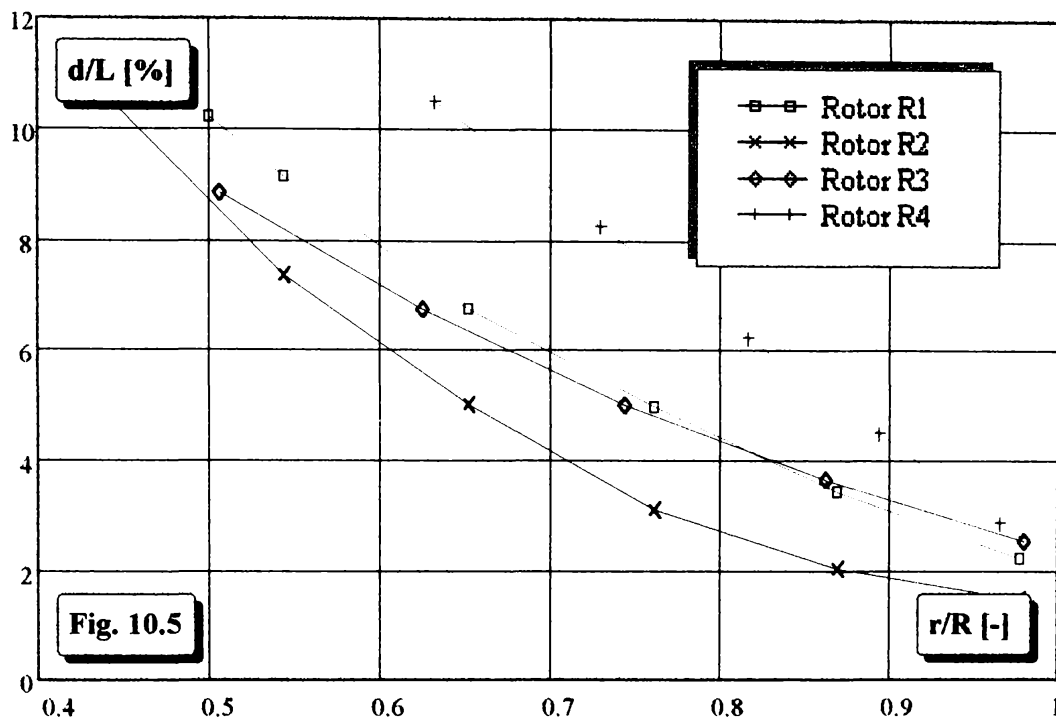
| PARAMETRII PRINCIPALI MODELE | | | Tabelul 10.1 | | | |
|------------------------------|---|---------------------|--------------|-------|-------|-------|
| VARIANTA MODEL | | | R1 | R2 | R3 | R4 |
| PARAMETRII MODEL | Turatie unitara optima $n_{11 \text{ optim}}$ | [rpm] | 120 | 130 | 140 | 134 |
| | Debit unitar optim $Q_{11 \text{ optim}}$ | [m ³ /s] | 1 | 0.9 | 1.2 | 0.95 |
| | Caderea de incercare H | [m] | 9 | 3.5 | 5 | 9 |
| ROTOR | Diametru D | [mm] | 500 | 460 | 500 | 500 |
| | Nr. palete Z_r | [-] | 6 | 4 | 4 | 5 |
| | Diametru relativ butuc v | [-] | 0.447 | 0.4 | 0.390 | 0.520 |
| APARAT DIRECTOR | Diametru relativ D_o | [-] | 1.16 | 1.16 | 1.22 | 1.16 |
| | Inaltime relativa b_o | [-] | 0.38 | 0.4 | 0.42 | 0.4 |
| | Nr. palete Z_o | [-] | 32 | 32 | 24 | 24 |
| TUB ASPIRATIE | Inaltime relativa h/D | [-] | 2.7 | 1.915 | 2.79 | 2.22 |
| | Lungime relativa L/D | [-] | 4.4 | 4 | 4 | 4.614 |

| Tabelul 10.2 | | | | | | | | |
|--------------|-----------|------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Rotor | Marime | U/M | Sect. 1 | Sect. 2 | Sect. 3 | Sect. 4 | Sect. 5 | Sect. 6 |
| R1 | r/R | [-] | 0.5 | 0.5436 | 0.6524 | 0.7608 | 0.8696 | 0.9780 |
| | t/L | [-] | 0.6680 | 0.6880 | 0.7280 | 0.7660 | 0.8150 | 0.8690 |
| | λ | [gr] | -59.519 | -61.801 | -66.642 | -69.895 | -72.206 | -73.971 |
| R2 | r/R | [-] | 0.4348 | 0.5434 | 0.6522 | 0.7608 | 0.8694 | 0.9782 |
| | t/L | [-] | 0.8825 | 0.9439 | 0.9853 | 1.0142 | 1.0354 | 1.0514 |
| | λ | [gr] | -60.659 | -65.572 | -69.228 | -72.028 | -74.238 | -76.024 |
| R3 | r/R | [-] | 0.5058 | 0.6245 | 0.7432 | 0.8619 | 0.98 | - |
| | t/L | [-] | 0.9190 | 0.9970 | 1.0590 | 1.1090 | 1.1490 | - |
| | λ | [gr] | -58.978 | -65.436 | -69.620 | -72.541 | -74.673 | - |
| R4 | r/R | [-] | 0.63 | 0.7294 | 0.816 | 0.8938 | 0.9654 | - |
| | t/L | [-] | 1.02576 | 1.0694 | 1.11872 | 1.17355 | 1.2171 | - |
| | λ | [gr] | -66.340 | -69.750 | -72.020 | -73.770 | -75.100 | - |









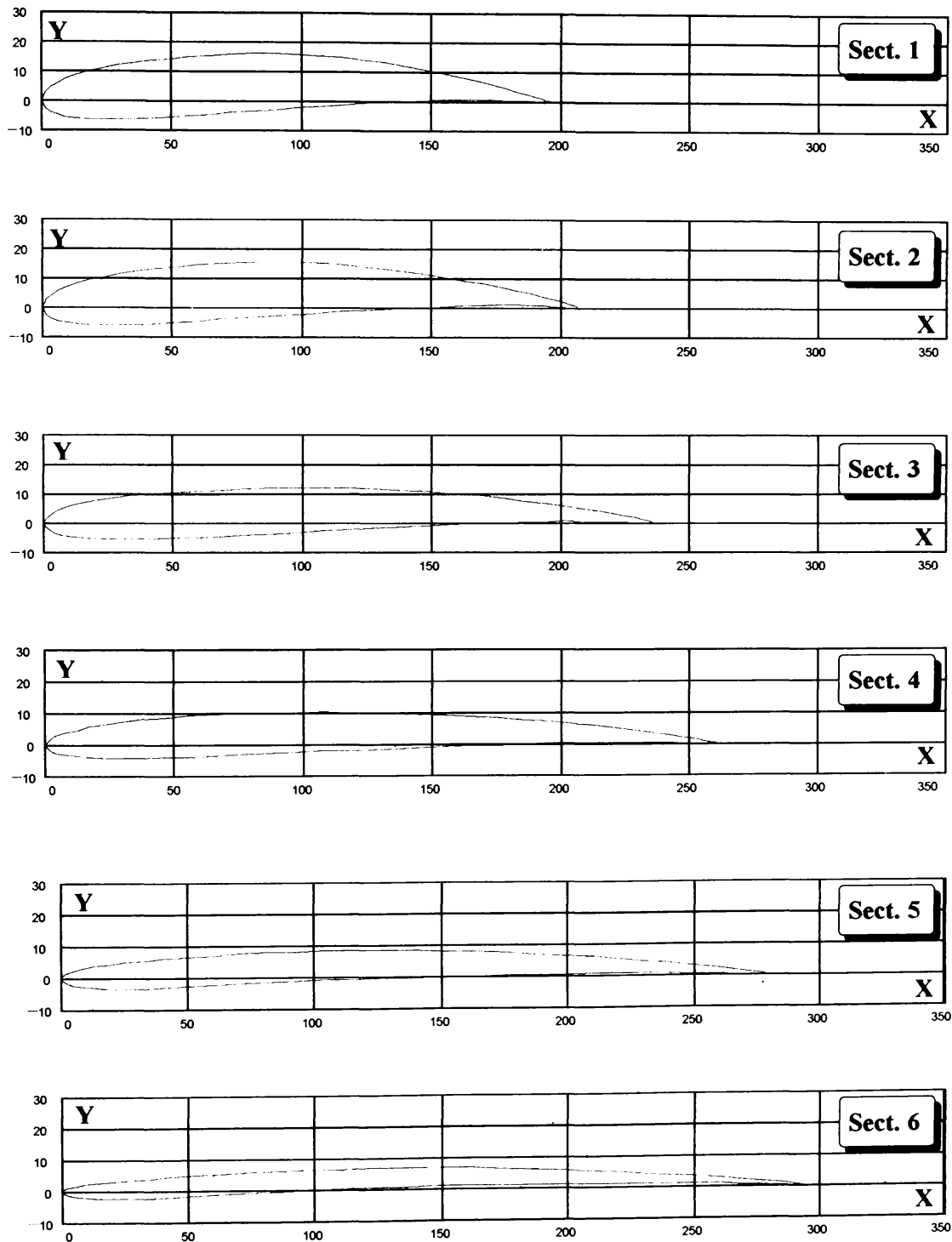


Fig. 10.7 Profile paleta rotor R1 pentru unghiul $\Phi=0^\circ$



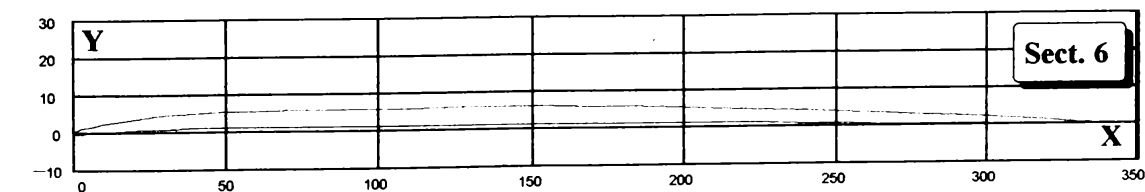
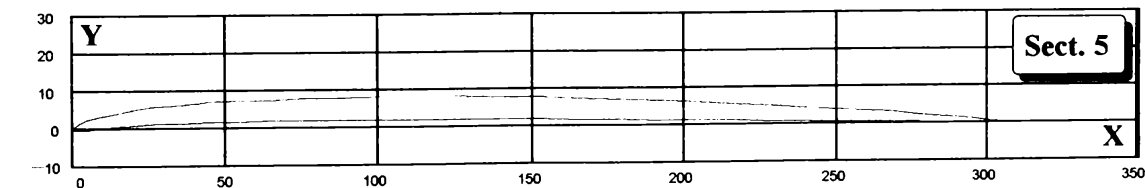
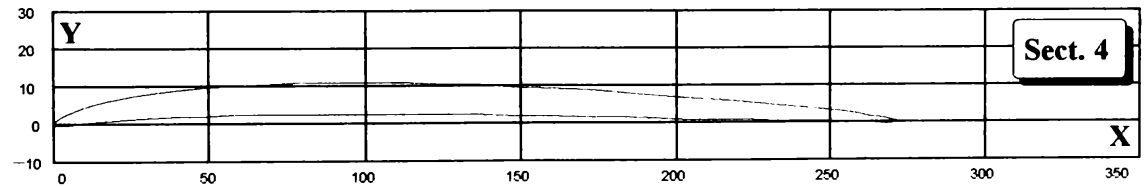
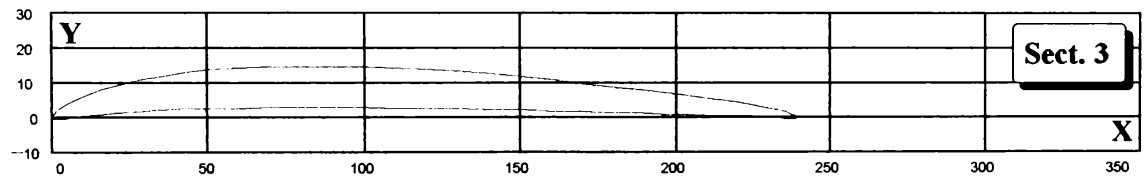
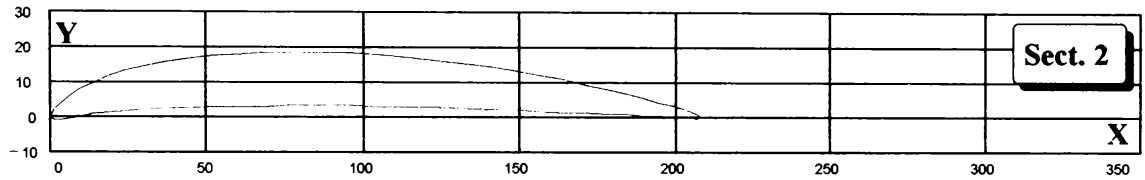
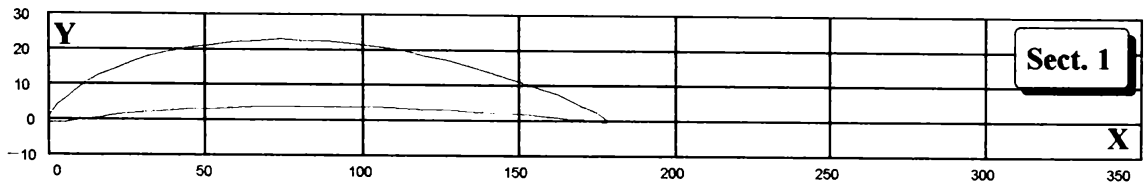


Fig. 10.8 Profile paleta rotor R2 pentru unghiul $\Phi=0^\circ$



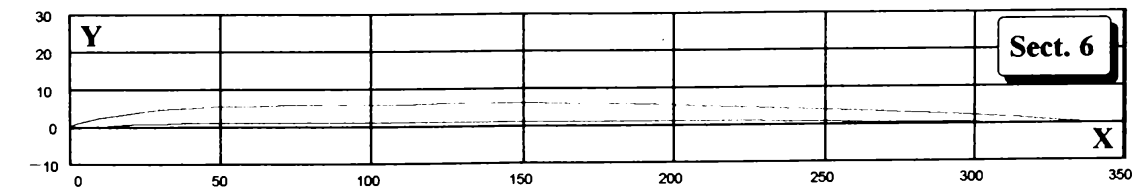
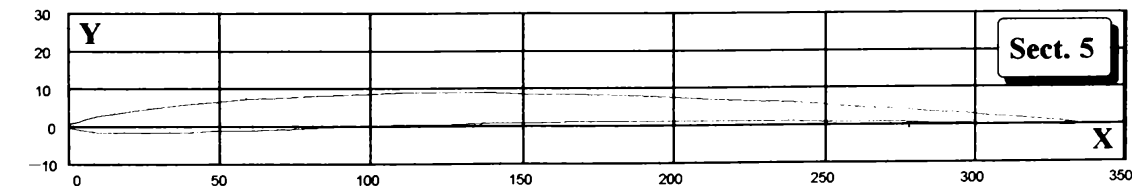
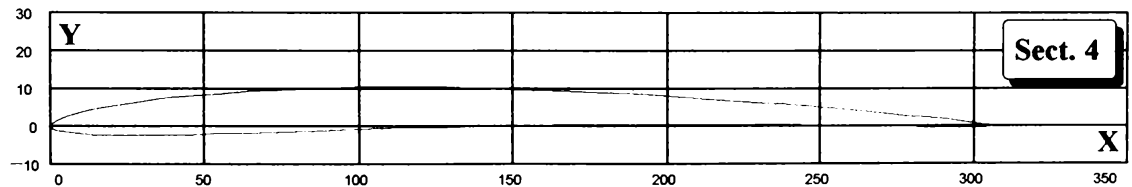
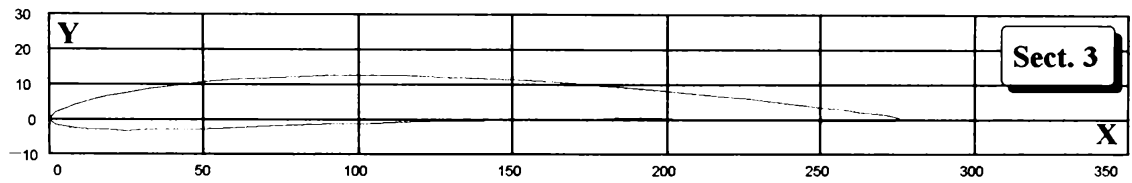
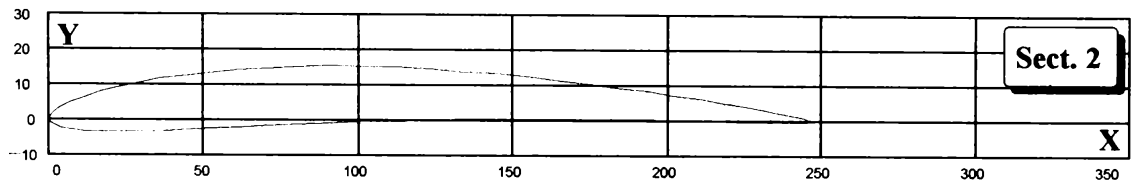
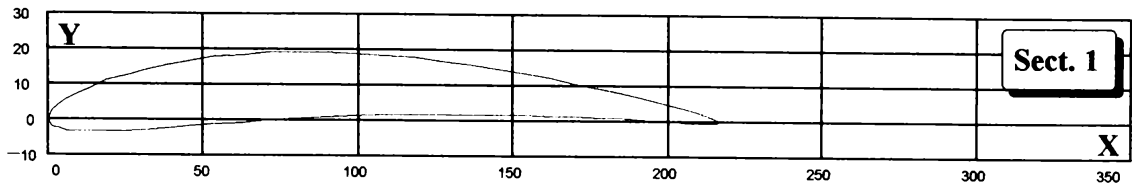


Fig. 10.9 Profile paleta rotor R3 pentru unghiul $\Phi=0^\circ$



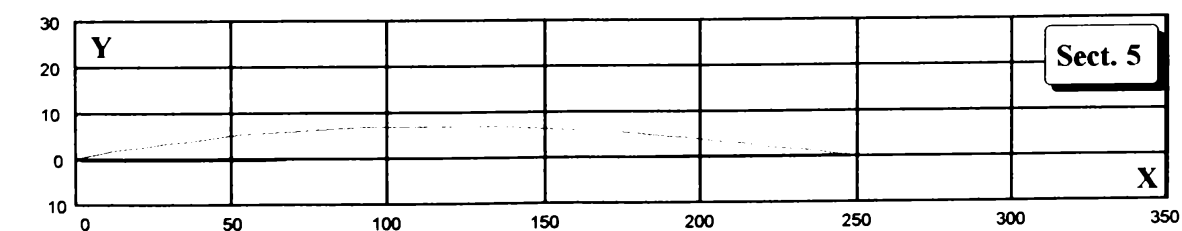
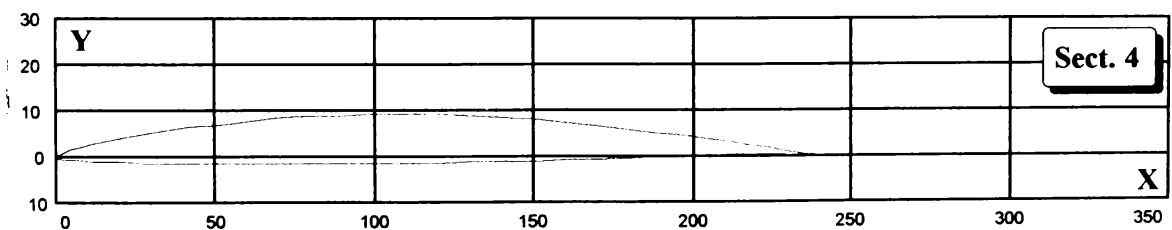
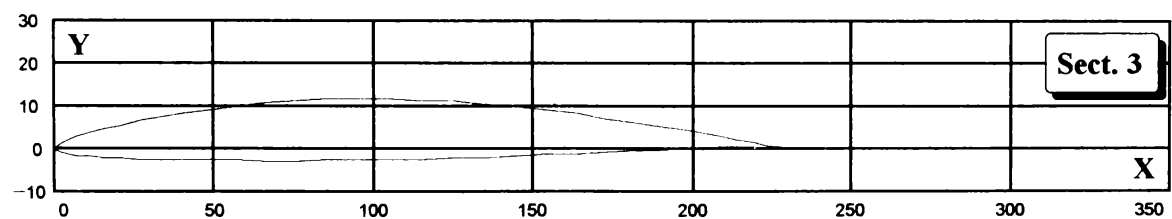
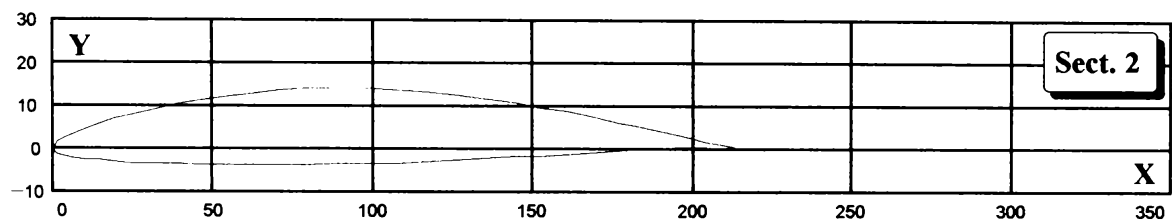
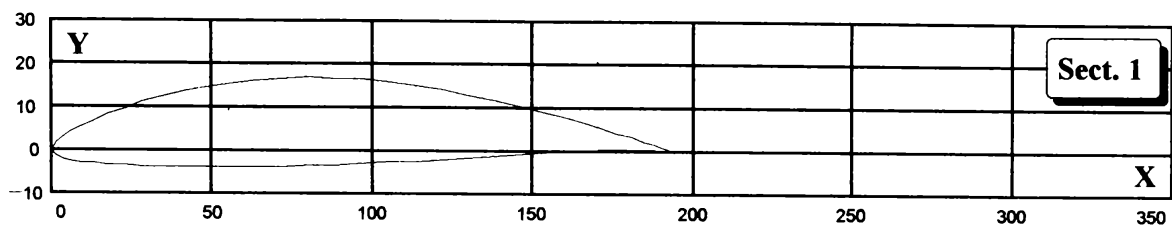


Fig. 10.10 Profile paleta rotor R4 pentru unghiul $\Phi=0^\circ$



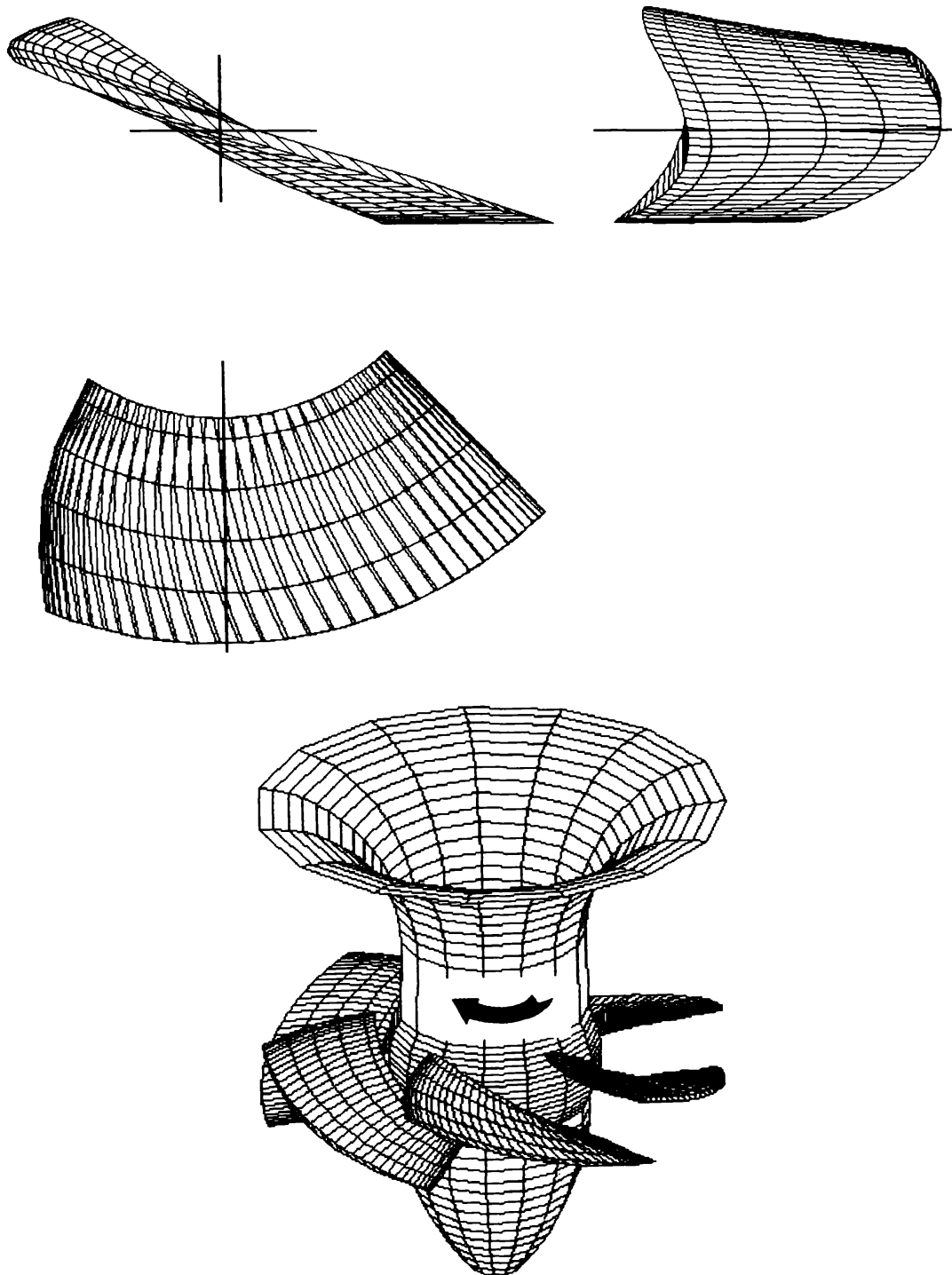


Fig. 10.11 Paleta si rotor R1



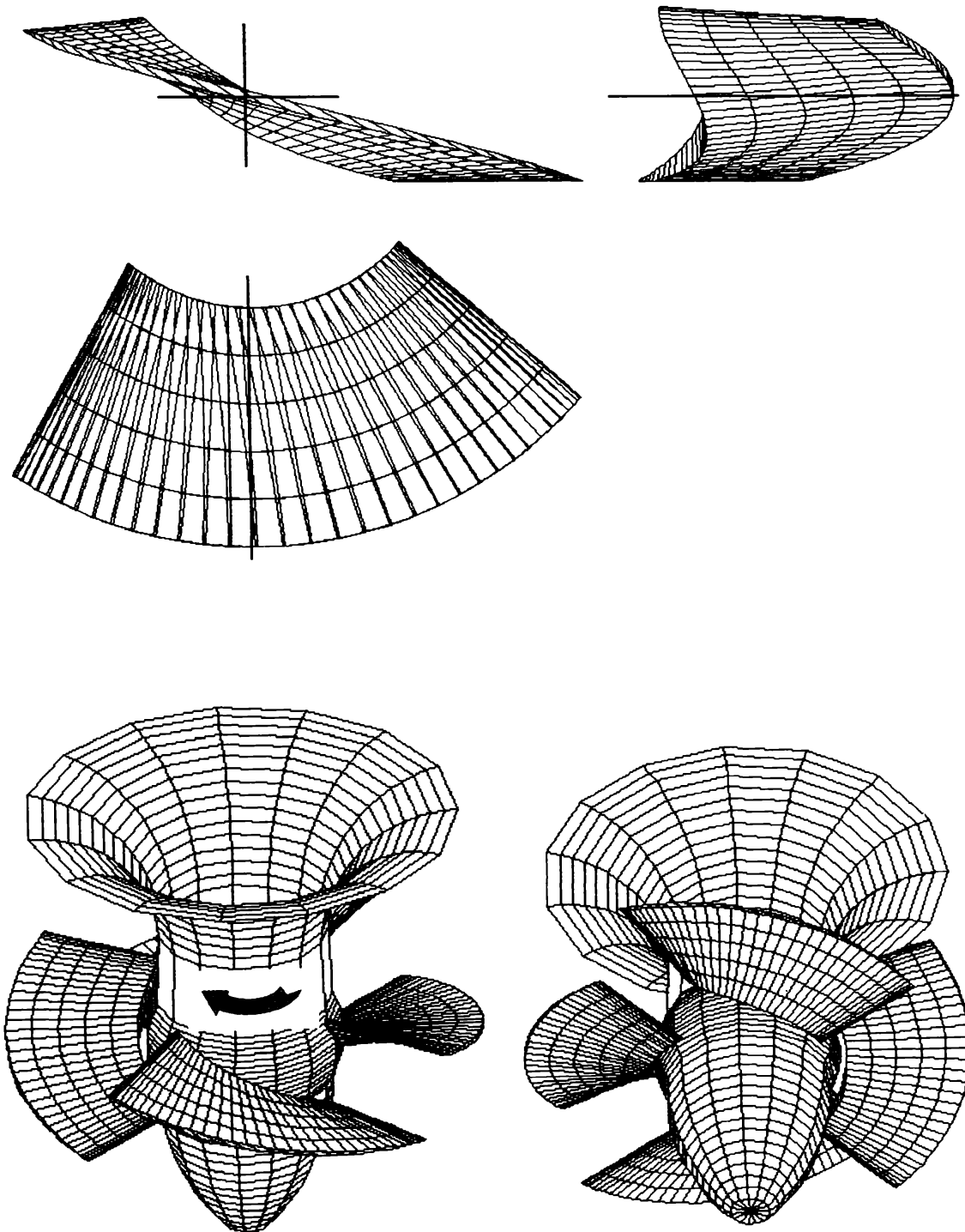


Fig. 10.12 Paleta si rotor R2



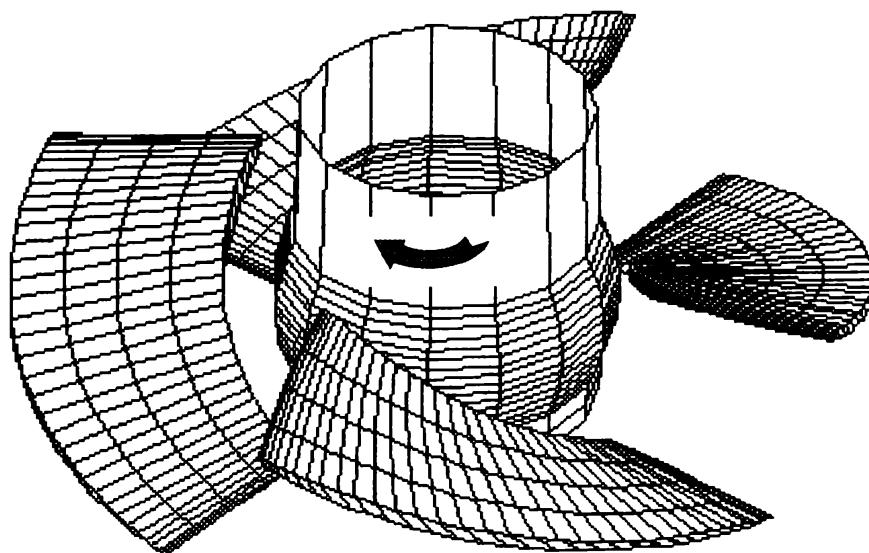
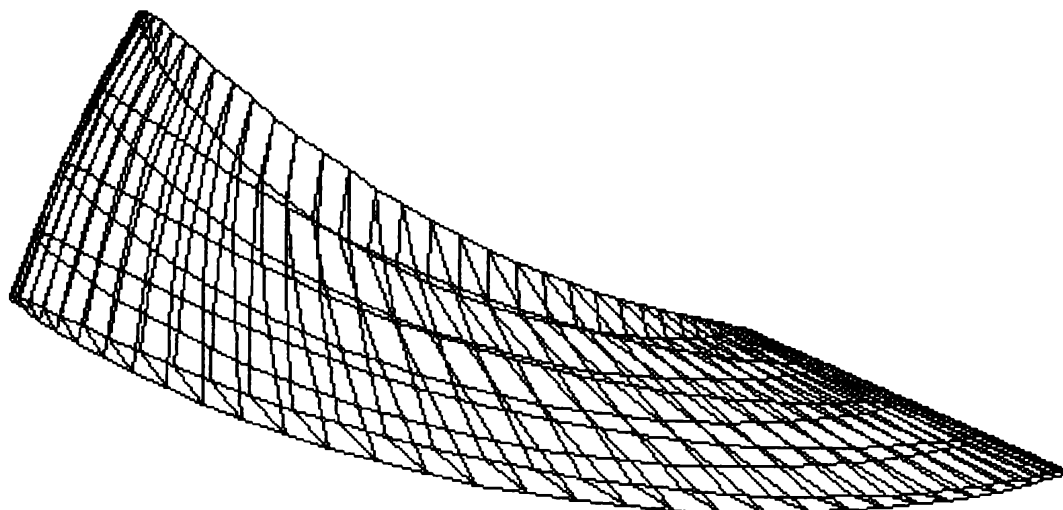


Fig. 10.13 Paleta si rotor R3



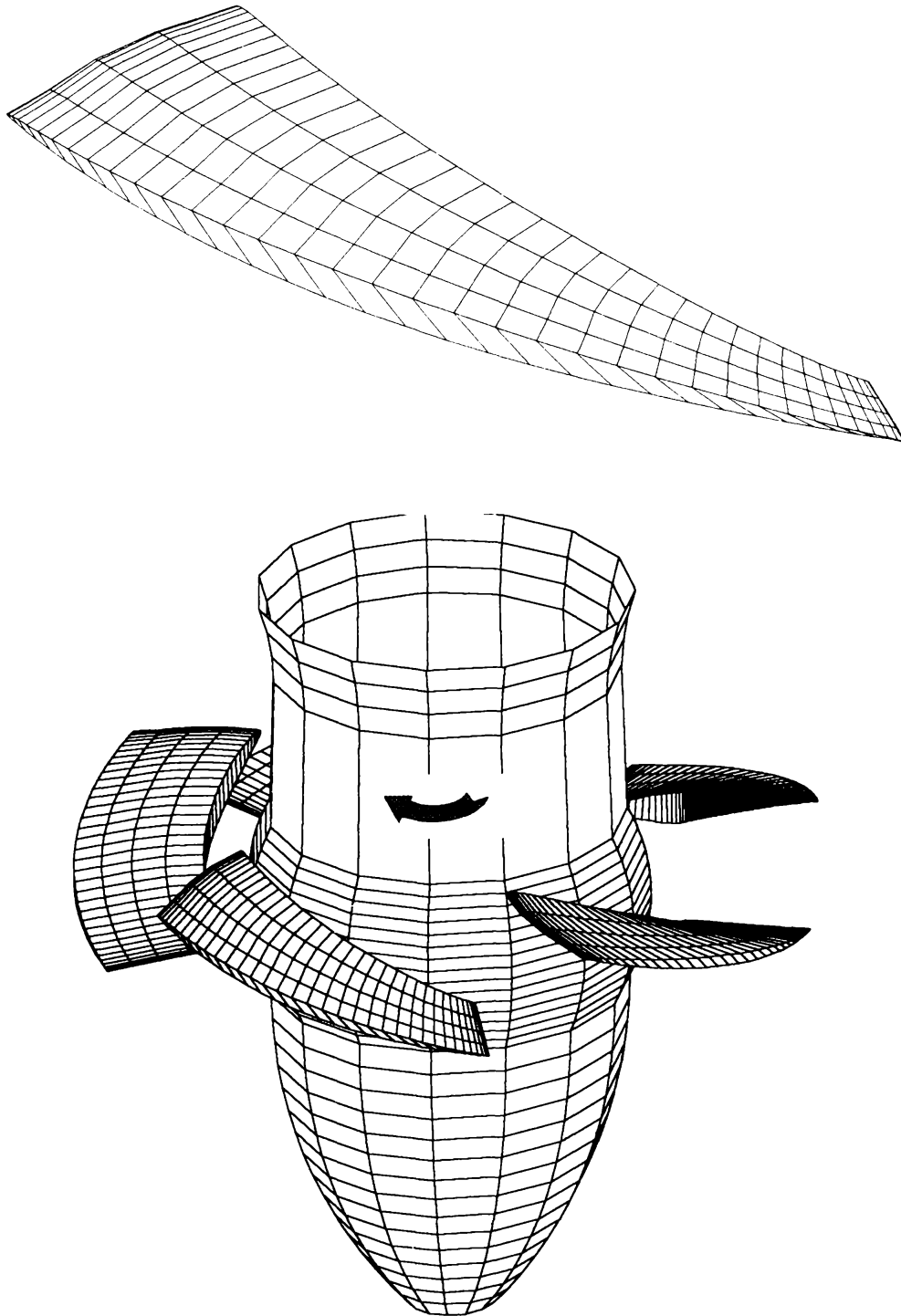


Fig. 10.14 Paleta si rotor R4



-reabsorbitorul 1 compus dintr-un circuit hidraulic Φ 1,2 X 44 m dimensionat in vederea mentinerii unei calitati corespunzatoare a apei, avind rolul de inglobare a aerului degajat in timpul incercarilor;
-rezervoarele amonte si aval 7, 4 avind rolul de realizarea a conditiilor de presiune la intrarea respectiv iesirea din model; **foto 2** prezinta o vederea a rezervorului aval;
-coloana de refulare 8 pe care sint montate debitmetrele 9, 10;
-coloana de aspiratie 3;
-generatorul frina si balanta 5 pentru masurarea puterii debitate de turbina model;
-modelul supus incercarilor 6 cuplat cu generatorul frina si suspendat pe lagare hidrostatice **foto 3**.
Comenzile si sistemele de reglare automata sint centralizate la pupitrul de comanda din **foto 4**.
Standul este prevazut cu sisteme de reglare automata pentru:
-caderea de incercare a modelului prin intermediul turatiei pompelor;
-turatia modelului prin generatorul frina;
-sarcina de aspiratie, temperatura apei din stand si nivelul apei din rezervorul tampon 11 prin care se realizeaza presiunea in stand.

Aparatura de precizie cu care este dotat standul permite masurarea parametrilor astfel:

-**debitul** de masoara simultan cu tub Venturi 9 si debitmetru cu flux magnetic 10 (Veriflux Kent); pentru etalonarea si verificarea in timp a acestora, laboratorul este dotat cu o instalatie de tarare dimensionata in vederea asigurarii unei precizii ridicate; pentru etalonarea debitmetrelor, standul poate functiona in circuit deschis, racordindu-se, prin intermediul canalului de tarare, la bazinul de etalonare;

-**caderea de incercare si sarcina de aspiratie** se masoara cu manometre cu piston rotativ ASTRO

-**turatia** se masoara cu numarator electronic

-**cuplul** se masoara cu o balanta electronica automata cuplata la statorul unui generator frina suspendat pe lagare hidrostatice; solutia constructiva permite masurarea numai a cuplului hidraulic, fara a inregistra frecarile din lagare.

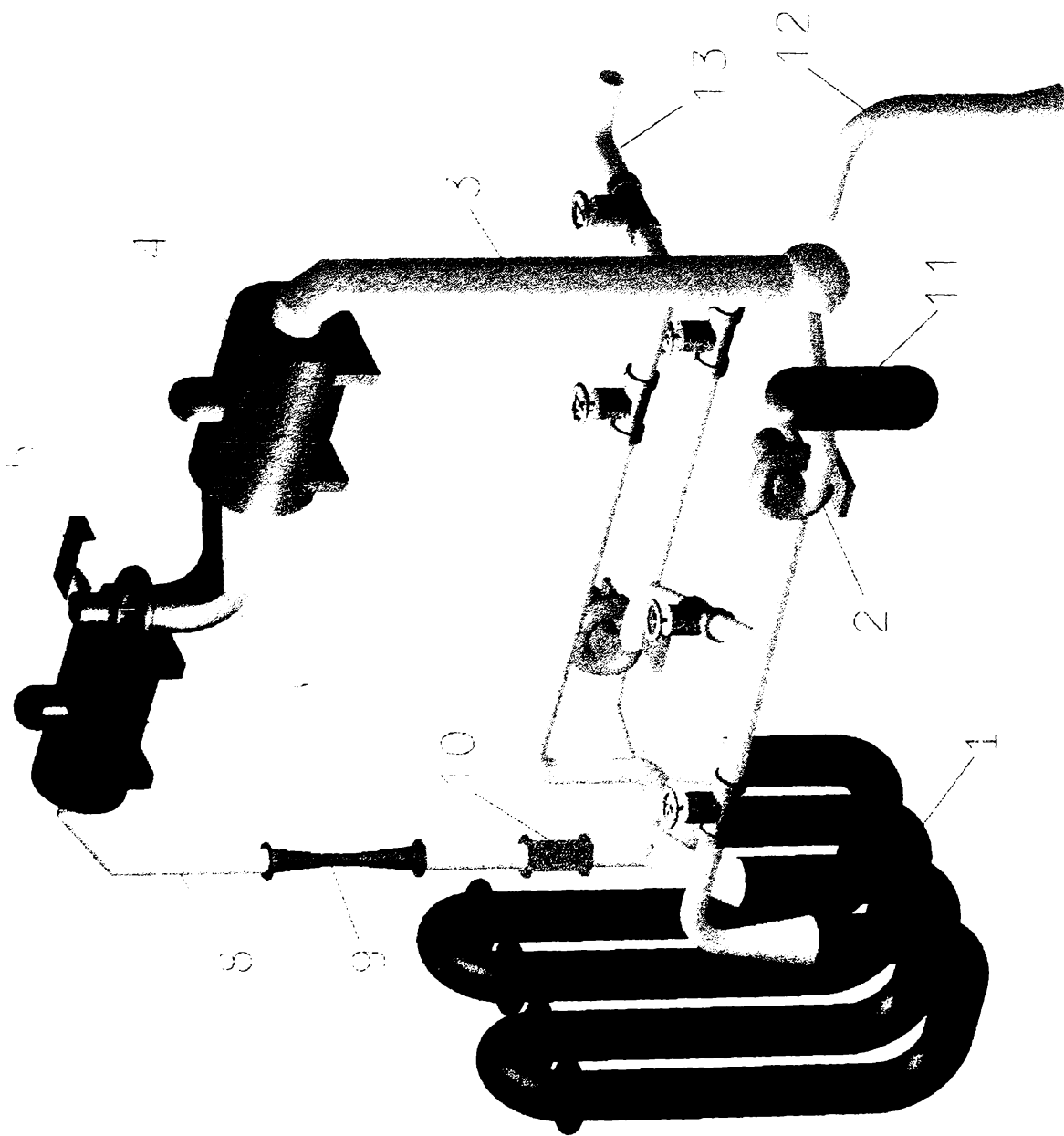
Principalele performante si precizii ale standului sint prezentate in **tabelul 10.3**:

| Tabelul 10.3 | | | |
|---------------------------|-------------------|----------------|--------------------------|
| Marime | U/M | Domeniu valori | Precizie de masurare [%] |
| Cadere de incercare | m | 4 ... 80 | 0.05 |
| Debit maxim asigurat | m ³ /s | max. 2.7 | 0.15 |
| Turatie model | rot/min | 0 ... 3000 | 0.1 |
| Putere generator frina | kW | 600 | - |
| Diametru maxim model | mm | 500 | - |
| Randament | - | - | +/- 0.2 |
| Coefficienti de cavitatie | - | - | +/- 0.2 |

Figurile 10.16, 10.17, 10.18, 10.19 prezinta diagramele universale rezultate din masuratorile experimentale pe stand, corespunzatoare celor 4 modele analizate. Pe aceste diagrame sint dispuse de asemenea curbele de $\sigma = \text{const.}$ rezultate din incercarile experimentale.



Fig. 10.15



FOTONDA

- REABSORBITOR
- 2 STATIE DE POMPARE
- 3 COLCANA DE ASPIRATIE
- 4 REZERVOR AVAL
- 5 GENERATOR FRANA SI BALANTA
- 6 MEBLL
- 7 REZERVOR AMONTE
- 8 COLOANA DE REFULARE
- 9 VENTURIMETRU
- 10 DEBITMETRU MAGNETIC
- 11 REZERVOR TAMPON
- 12 CIRCUIT ASPIRATIE ETALONARE
- 13 CIRCUIT REFULARE ETALONARI



Foto 1

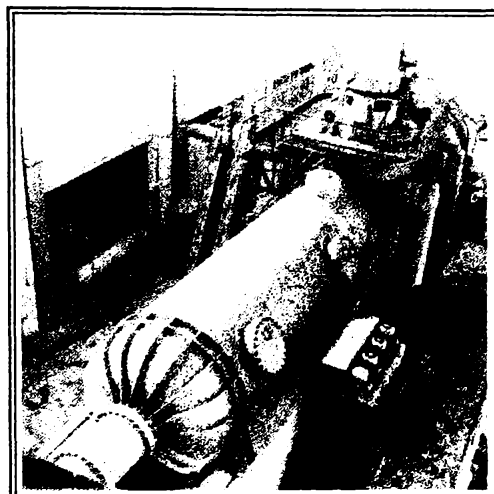


Foto 2

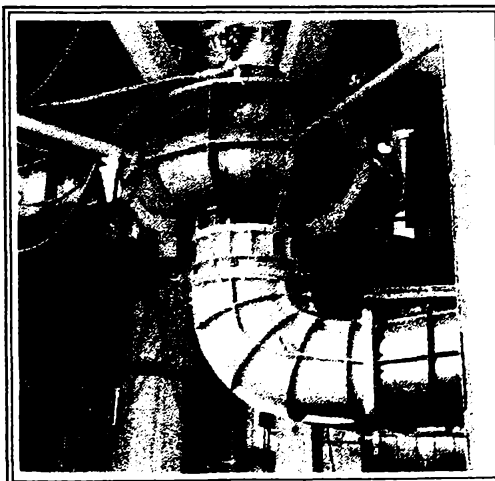


Foto 3

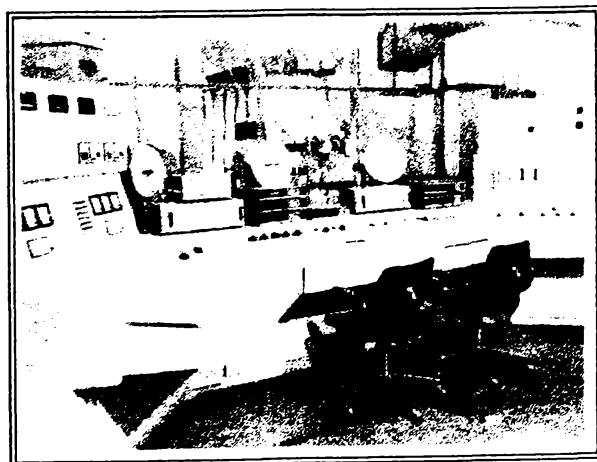


Foto 4



&10.3 ANALIZA REZULTATE TEORETICE/EXPERIMENTALE

Tabelele 10.4-10.11 , 10.13-10.19, 10.21-10.34, 10.36-10.44, respectiv figurile 10.20-10.27, 10.28-10.34, 10.35-10.48, 10.49-10.57 prezinta valorile punctelor de functionare si a coeficientilor de cavitatie obtinuti experimental comparativ cu valorile calculate teoretic, sub forma curbelor $\sigma = f(\Phi)$ pentru parametrul $n_{11} = \text{const.}$, corespunzatoare rotoarelor R1, R2, R3 respectiv R4. In **tabelele 10.4-10.41** marimea ε_r [%] reprezinta eroarea relativa intre valorile experimentale respectiv calculate ale coeficientului de cavitatie, valorile maxime respectiv minime ale erorilor fiind evidentiate in raport cu restul valorilor.

Figurile 10.58-10.61 prezinta comparativ graficele calculate/experimentale ale turatiei unitare functie de debitul unitar $n_{11} = f(Q_{11})$, pentru coeficient de cavitatie $\sigma = \text{const.}$, corespunzatoare rotoarelor R1, R2, R3 respectiv R4.

Din analiza acestor valori respectiv curbe rezulta urmatoarele concluzii :

Rotorul R1

- analiza erorilor este centralizata in **tabelul 10.12**, din care rezulta ca, din totalul de 55 puncte calculate pentru acest rotor, 25 de puncte (45,5 %) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre 0 - 40 %, iar diferenta reprezinta erori mai mari de 40 % sau puncte la care nu s-a putut calcula eroarea datorita lipsei masuratorilor in zonele corespunzatoare punctelor de functionare selectate pentru calcul;

-eroarea minima relativa este de $\varepsilon_r = -1.86$ % pentru $\phi = -5^\circ$ respectiv $n_{11} = 150$ rot/min;

-eroarea maxima relativa este de $\varepsilon_r = 165$ % pentru $\phi = -10^\circ$ respectiv $n_{11} = 160$ si 170 rot/min;

-din graficele comparative, se observa ca, pentru paleta dispusa la $\phi = 5^\circ$, punctele masurate coincid practic cu cele calculate pentru toate turatiile unitare analizate;

- in stanga punctului de coincidenta valorile calculate sint superioare celor masurate, iar in dreapta lui valorile calculate sint inferioare celor masurate, existind in general tendinta de crestere a diferentelor intre valorile calculate si cele masurate pe masura departarii de punctul de coincidenta;

-pentru acest rotor concluzia generala rezultata din comparatia valorilor calculate cu cele masurate este faptul ca, pentru toate turatiile unitare analizate, calculul se dovedeste foarte exact pentru paleta rotor dispusa la $\phi = 5^\circ$, pentru celelalte pozitii eroarea de calcul crescind odata cu cresterea unghiului, erorile corespunzatoare debitelor mici fiind mult mai mari decit cele corespunzatoare debitelor mari, concluzie care rezulta si din **figura 10.58**.

Rotorul R2

- analiza erorilor este centralizata in **tabelul 10.20**, din care rezulta ca, din totalul de 49 puncte calculate pentru acest rotor, 42 de puncte (85.7 %) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre 0 - 40 %, iar diferenta reprezinta erori mai mari de 40 % sau puncte la care nu s-a putut calcula eroarea datorita lipsei masuratorilor in zonele corespunzatoare punctelor de functionare selectate pentru calcul;

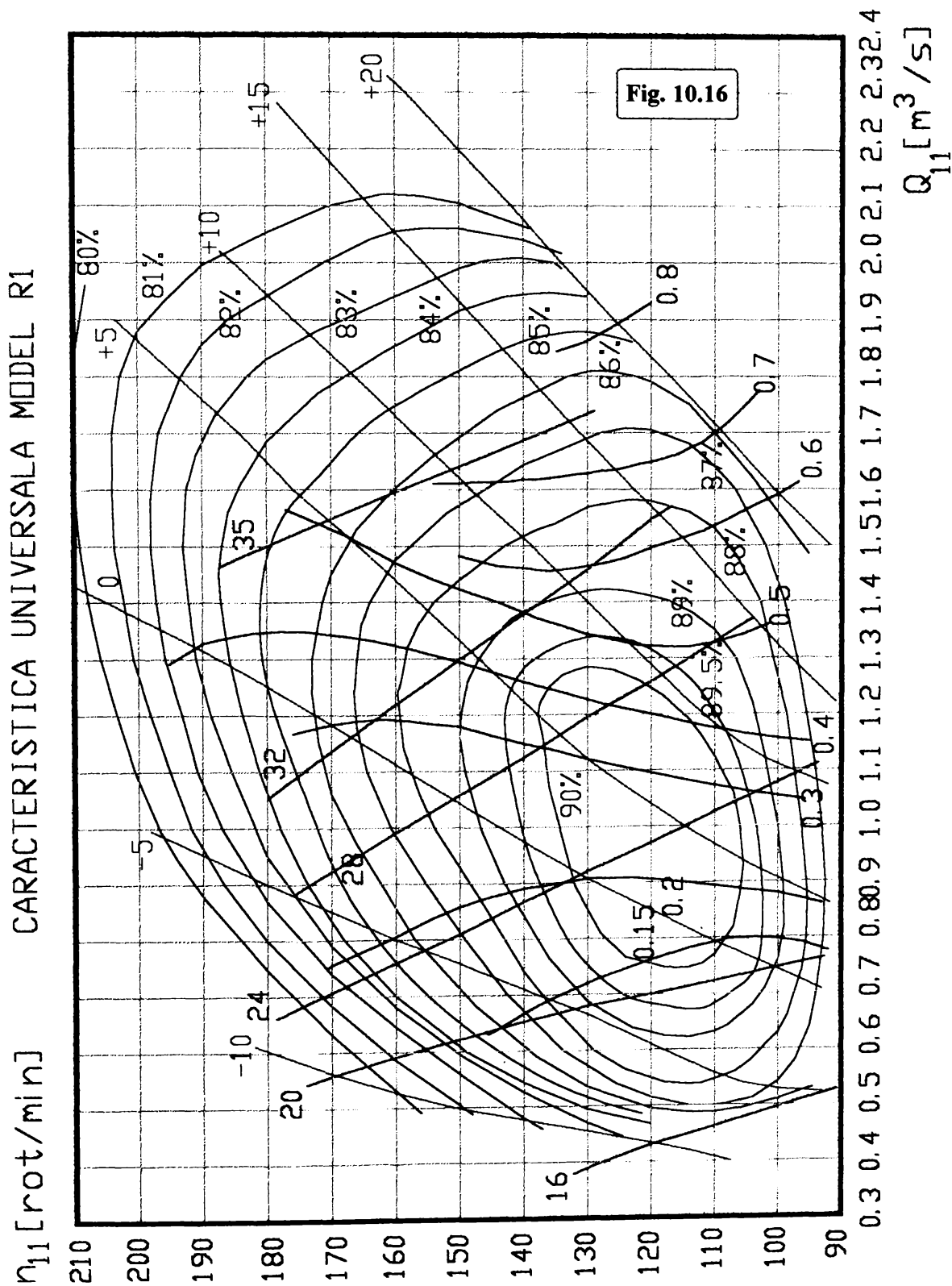
-eroarea minima relativa este de $\varepsilon_r = -0.471$ % pentru $\phi = 0^\circ$ respectiv $n_{11} = 130$ rot/min;

-eroarea maxima relativa este de $\varepsilon_r = 31.429$ % pentru $\phi = -5^\circ$ respectiv $n_{11} = 160$ si 170 rot/min;

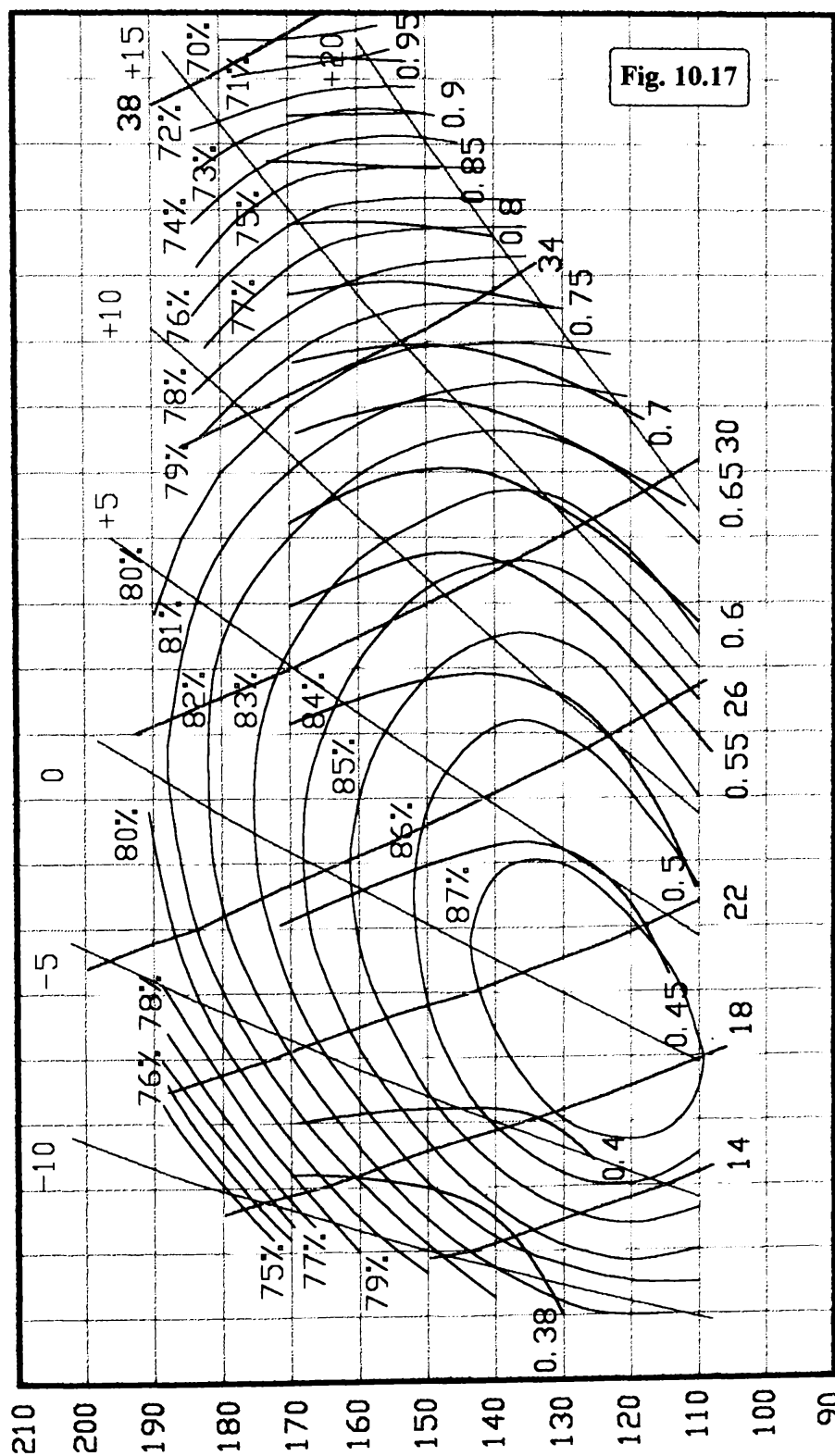
-din graficele comparative, se observa ca in general exista tendinta de paralelism intre curbele masurate si cele calculate pentru toate turatiile unitare analizate;

- pentru acest rotor concluzia generala rezultata din comparatia valorilor calculate cu cele masurate este faptul ca, pentru toate turatiile unitare analizate, calculul teoretic se suprapune peste valorile masurate, cele mai mari erori inregistrindu-se la debite mici, concluzie care rezulta si din **figura 10.59**.



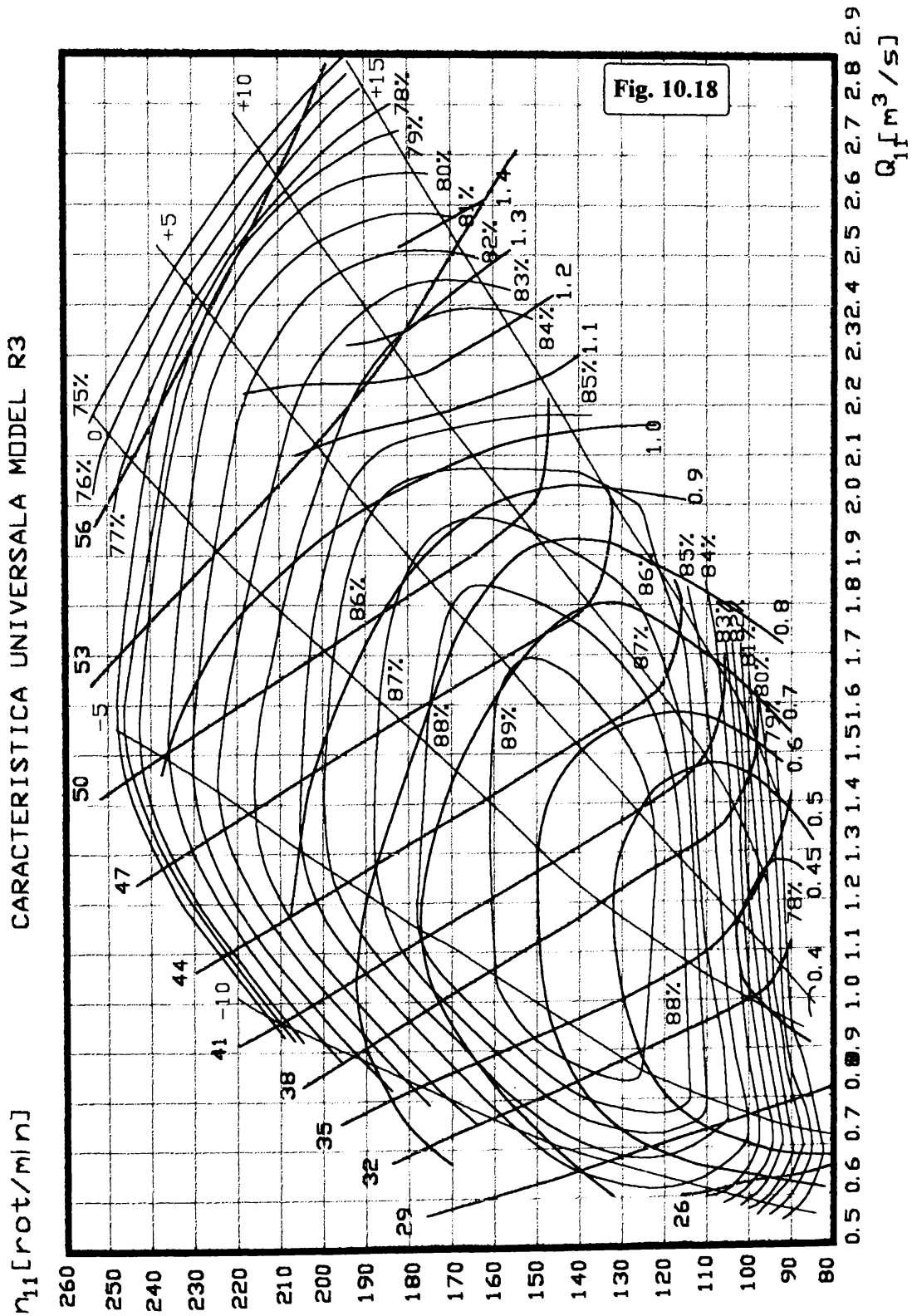


n_1 [rot/min] CARACTERISTICA UNIVERSALA MODEL R2

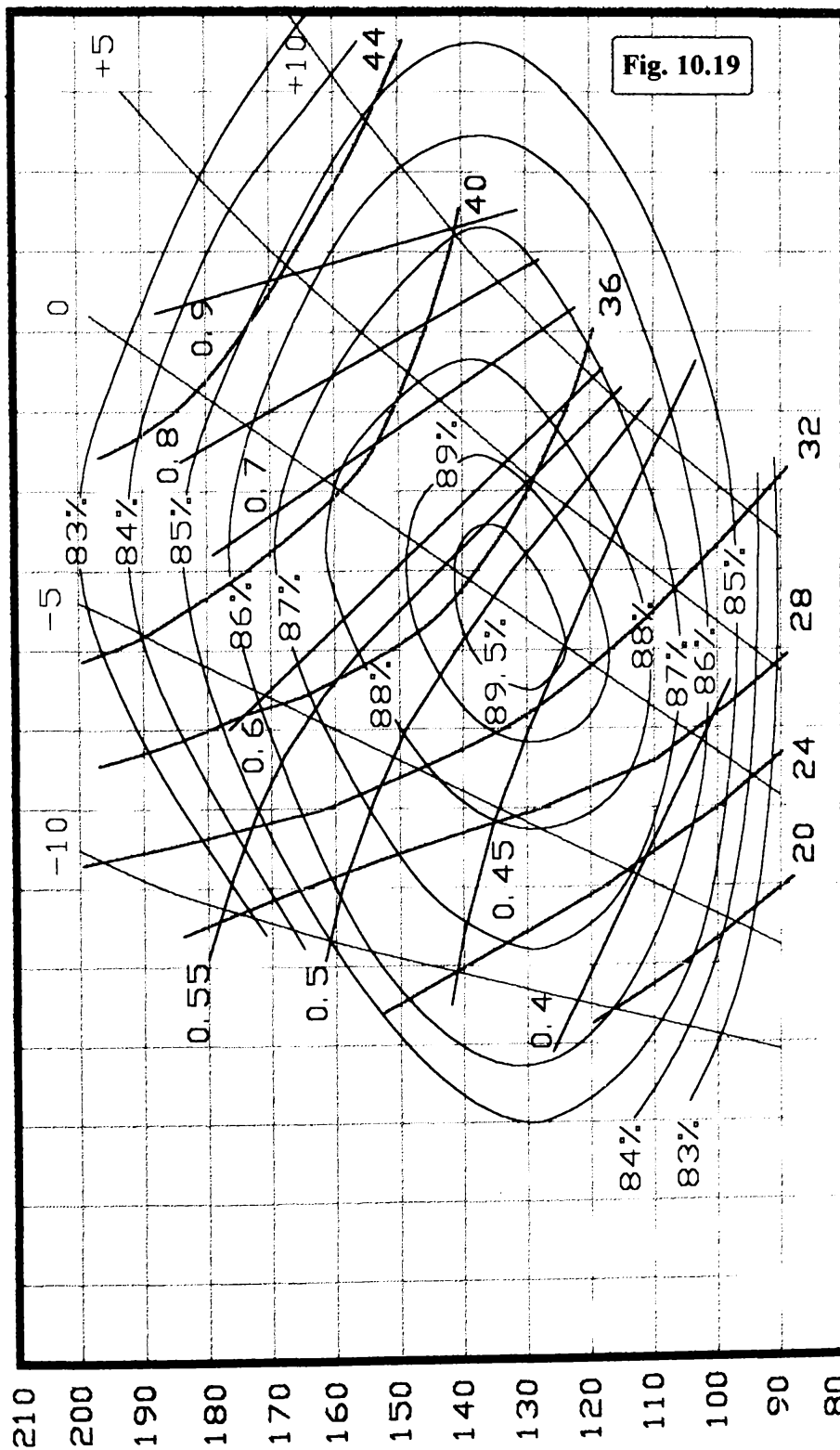


0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2.0 2.1 2.2 2.3 2.4
 Q_1 [m³/s]





n_{11} [rot/min] CARACTERISTICA UNIVERSALA MODEL R4

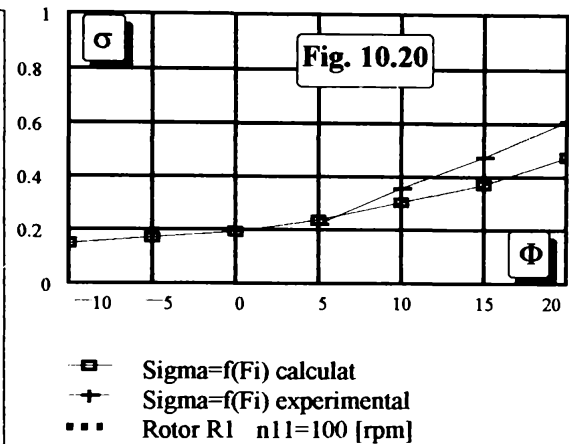


0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7
 $Q_1 [m^3/s]$



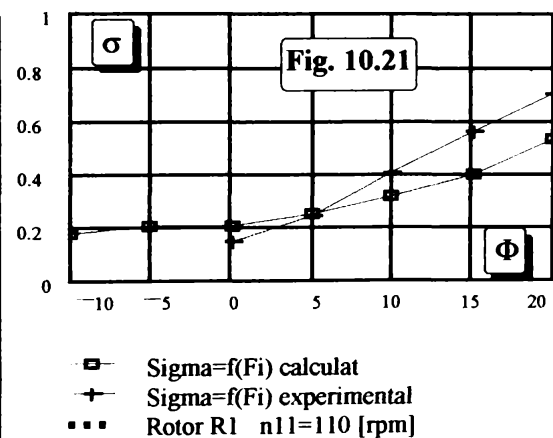
Tabelul 10.4 Rotor R1 $n_{11}=100$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.382 | 0.820 | 14.20 | $\ll 0.15$ | 0.146 | - |
| -5 | 0.527 | 0.882 | 16.44 | $\ll 0.15$ | 0.166 | - |
| 0 | 0.742 | 0.888 | 20.00 | < 0.15 | 0.189 | - |
| 5 | 0.905 | 0.892 | 21.84 | 0.22 | 0.234 | -6.364 |
| 10 | 1.110 | 0.887 | 24.32 | 0.35 | 0.3 | 14.286 |
| 15 | 1.323 | 0.878 | 27.32 | 0.47 | 0.365 | 22.34 |
| 20 | 1.592 | 0.857 | 30.51 | 0.6 | 0.471 | 21.5 |



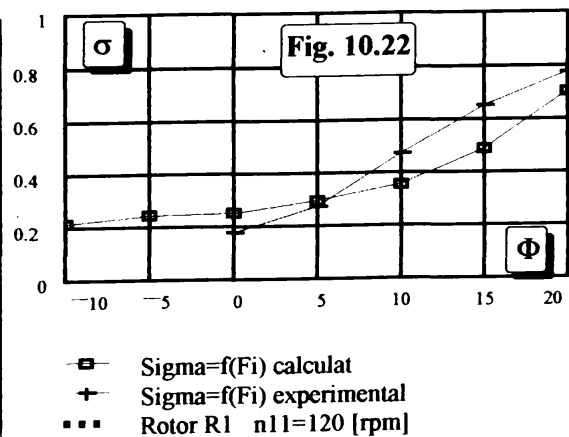
Tabelul 10.5 Rotor R1 $n_{11}=110$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.405 | 0.830 | 15.13 | $\ll 0.15$ | 0.178 | - |
| -5 | 0.560 | 0.882 | 17.41 | < 0.15 | 0.208 | - |
| 0 | 0.794 | 0.901 | 20.88 | 0.15 | 0.209 | -39.333 |
| 5 | 0.967 | 0.903 | 23.18 | 0.24 | 0.253 | -5.417 |
| 10 | 1.180 | 0.897 | 25.96 | 0.405 | 0.317 | 21.728 |
| 15 | 1.440 | 0.884 | 29.61 | 0.56 | 0.4 | 28.571 |
| 20 | 1.715 | 0.859 | 33.38 | 0.702 | 0.531 | 24.359 |



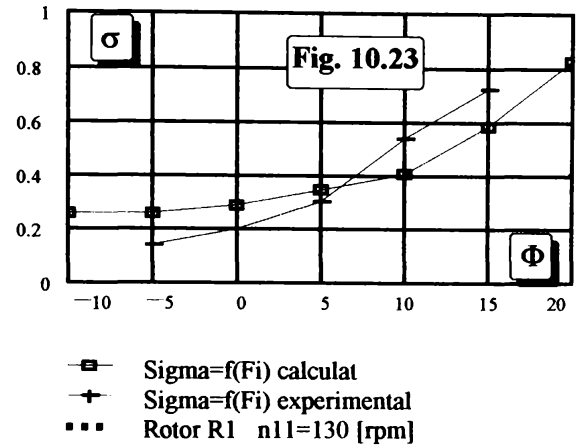
Tabelul 10.6 Rotor R1 $n_{11}=120$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.382 | 0.830 | 16.00 | $\ll 0.15$ | 0.213 | - |
| -5 | 0.610 | 0.887 | 18.60 | $\ll 0.15$ | 0.239 | - |
| 0 | 0.850 | 0.902 | 22.10 | 0.18 | 0.248 | 37.778 |
| 5 | 1.039 | 0.903 | 24.90 | 0.27 | 0.297 | -10 |
| 10 | 1.288 | 0.898 | 28.40 | 0.47 | 0.35 | 25.532 |
| 15 | 1.572 | 0.881 | 32.40 | 0.645 | 0.485 | 24.806 |
| 20 | 1.832 | 0.853 | 35.80 | 0.77 | 0.699 | 9.221 |



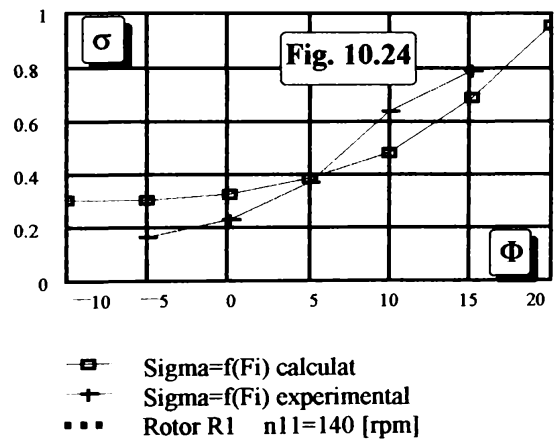
Tabelul 10.7 Rotor R1 $n_{11}=130$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.455 | 0.826 | 16.85 | <0.15 | 0.254 | - |
| -5 | 0.670 | 0.887 | 19.80 | 0.14 | 0.261 | -86.429 |
| 0 | 0.910 | 0.901 | 23.75 | 0.2 | 0.286 | -43 |
| 5 | 1.120 | 0.902 | 26.80 | 0.3 | 0.342 | -14 |
| 10 | 1.400 | 0.892 | 31.00 | 0.54 | 0.408 | 24.444 |
| 15 | 1.688 | 0.870 | 34.50 | 0.72 | 0.58 | 19.444 |
| 20 | 1.950 | 0.840 | 37.30 | >0.8 | 0.820 | - |



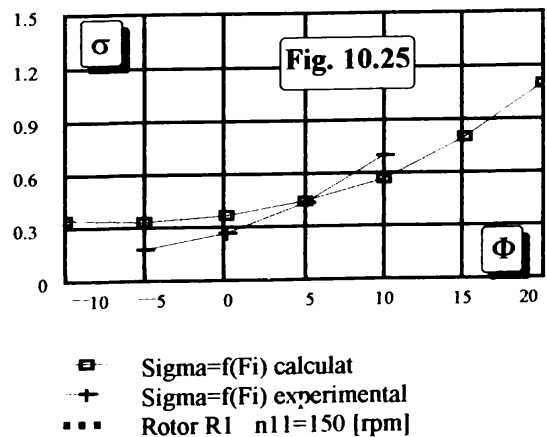
Tabelul 10.8 Rotor R1 $n_{11}=140$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.473 | 0.819 | 17.56 | <<0.15 | 0.301 | - |
| -5 | 0.710 | 0.876 | 21.07 | 0.16 | 0.3 | -87.5 |
| 0 | 0.974 | 0.895 | 25.61 | 0.23 | 0.324 | -40.87 |
| 5 | 1.221 | 0.898 | 29.46 | 0.365 | 0.386 | -5.753 |
| 10 | 1.518 | 0.880 | 33.27 | 0.635 | 0.481 | 24.252 |
| 15 | 1.810 | 0.856 | 36.15 | 0.79 | 0.684 | 13.418 |
| 20 | 2.070 | 0.810 | 38.75 | >>0.8 | 0.954 | - |

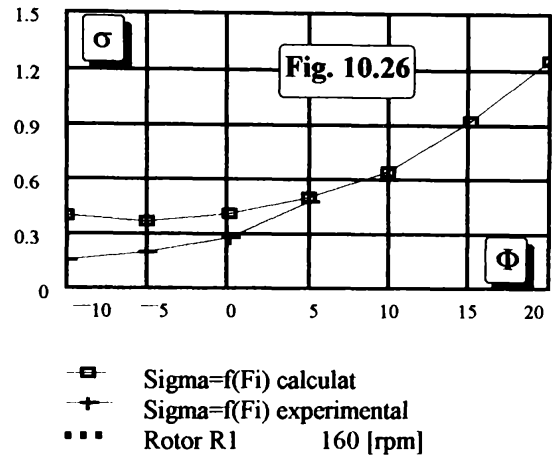


Tabelul 10.9 Rotor R1 $n_{11}=150$

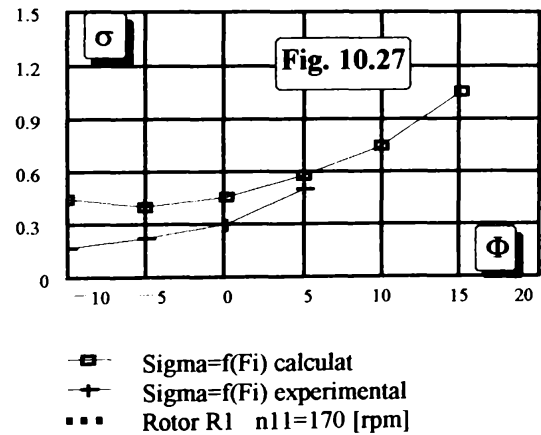
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.500 | 0.810 | 18.40 | <0.15 | 0.347 | - |
| -5 | 0.760 | 0.865 | 22.82 | 0.18 | 0.329 | -82.778 |
| 0 | 1.045 | 0.887 | 27.81 | 0.26 | 0.361 | -38.846 |
| 5 | 1.333 | 0.886 | 32.26 | 0.43 | 0.438 | -1.86 |
| 10 | 1.620 | 0.866 | 34.84 | 0.7 | 0.558 | 20.286 |
| 15 | 1.930 | 0.838 | 37.55 | >0.80 | 0.796 | - |
| 20 | 2.190 | 0.801 | 39.92 | >0.80 | 1.095 | - |



| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.526 | 0.798 | 19.12 | 0.15 | 0.398 | -165.333 |
| -5 | 0.800 | 0.855 | 24.78 | 0.195 | 0.365 | -87.179 |
| 0 | 1.112 | 0.877 | 30.04 | 0.28 | 0.403 | -43.929 |
| 5 | 1.433 | 0.873 | 33.70 | 0.475 | 0.5 | -5.263 |
| 10 | 1.730 | 0.852 | 36.01 | 0.7-0.8 | 0.642 | - |
| 15 | 2.050 | 0.821 | 38.60 | >0.80 | 0.915 | - |
| 20 | 2.318 | 0.770 | 40.75 | >>0.80 | 1.249 | - |



| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.560 | 0.788 | 20.00 | 0.167 | 0.444 | -165.868 |
| -5 | 0.850 | 0.842 | 26.56 | 0.22 | 0.398 | -80.909 |
| 0 | 1.185 | 0.864 | 32.34 | 0.3 | 0.449 | -49.667 |
| 5 | 1.540 | 0.857 | 35.00 | 0.5 | 0.57 | -14 |
| 10 | 1.840 | 0.835 | 37.14 | > 0.80 | 0.734 | - |
| 15 | 2.180 | 0.803 | 36.95 | >>0.80 | 1.049 | - |

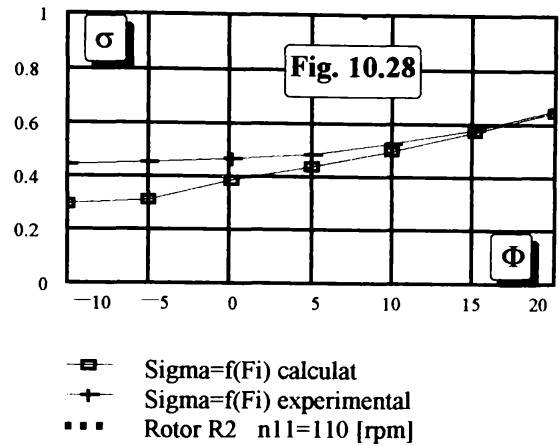


| Domeniu erori | Nr. puncte | Procentaj din total puncte [%] |
|--|------------|--------------------------------|
| $0 < \epsilon_r$ [%] < 10 | 7 | 12.7 |
| $10 < \epsilon_r$ [%] < 20 | 5 | 9.1 |
| $20 < \epsilon_r$ [%] < 30 | 10 | 18.2 |
| $30 < \epsilon_r$ [%] < 40 | 3 | 5.5 |
| ϵ_r [%] > 40 | 11 | 20 |
| Puncte la care nu s-a calculat ϵ_r din lipsa masuratori | 19 | 34.5 |



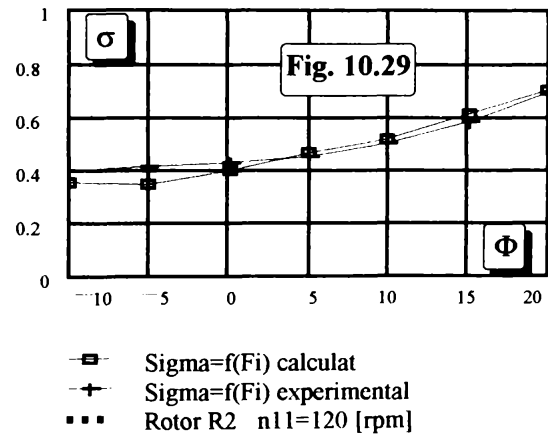
Tabelul 10.13 Rotor R2 $n_{11}=110$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.395 | 0.818 | 9.00 | (0.44) | 0.295 | - |
| -5 | 0.580 | 0.852 | 13.50 | 0.45 | 0.311 | 30.889 |
| 0 | 0.791 | 0.871 | 18.00 | 0.46 | 0.384 | 16.522 |
| 5 | 0.980 | 0.865 | 21.00 | 0.475 | 0.435 | 8.421 |
| 10 | 1.180 | 0.850 | 23.60 | 0.525 | 0.495 | 5.714 |
| 15 | 1.400 | 0.835 | 26.40 | 0.575 | 0.563 | 2.087 |
| 20 | 1.640 | 0.816 | 29.20 | 0.65 | 0.642 | 1.231 |



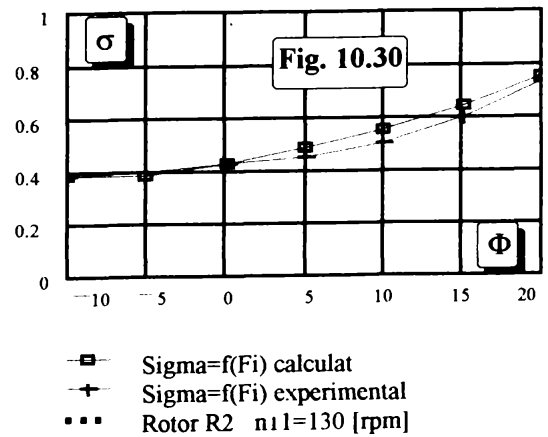
Tabelul 10.14 Rotor R2 $n_{11}=120$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.420 | 0.825 | 10.30 | 0.395 | 0.355 | 10.127 |
| -5 | 0.620 | 0.863 | 14.82 | 0.41 | 0.346 | 15.61 |
| 0 | 0.842 | 0.875 | 19.62 | 0.43 | 0.399 | 7.209 |
| 5 | 1.052 | 0.869 | 22.76 | 0.45 | 0.46 | -2.222 |
| 10 | 1.260 | 0.857 | 25.36 | 0.5 | 0.518 | -3.6 |
| 15 | 1.520 | 0.837 | 28.37 | 0.58 | 0.61 | -5.172 |
| 20 | 1.780 | 0.813 | 31.09 | 0.69 | 0.696 | -0.87 |

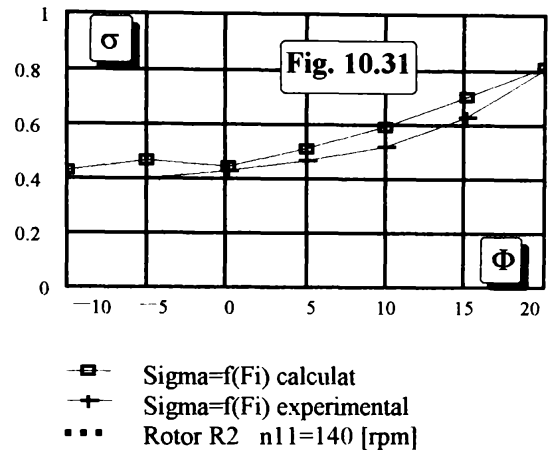


Tabelul 10.15 Rotor R2 $n_{11}=130$

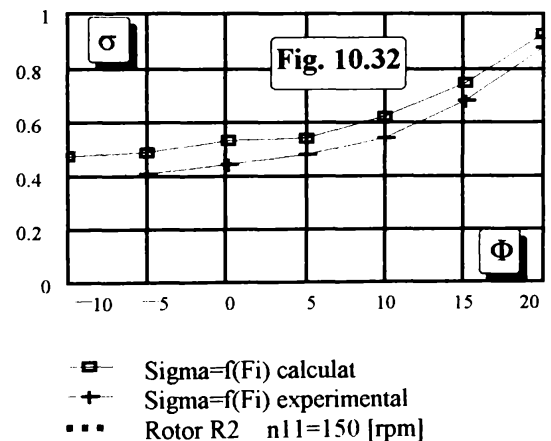
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.442 | 0.827 | 11.65 | 0.381 | 0.386 | -1.312 |
| -5 | 0.660 | 0.865 | 16.47 | 0.398 | 0.382 | 4.02 |
| 0 | 0.900 | 0.874 | 20.95 | 0.425 | 0.427 | -0.471 |
| 5 | 1.120 | 0.869 | 24.20 | 0.45 | 0.485 | -7.778 |
| 10 | 1.348 | 0.857 | 26.98 | 0.498 | 0.552 | 10.843 |
| 15 | 1.622 | 0.833 | 30.14 | 0.597 | 0.642 | -7.538 |
| 20 | 1.915 | 0.797 | 32.84 | 0.73 | 0.749 | -2.603 |



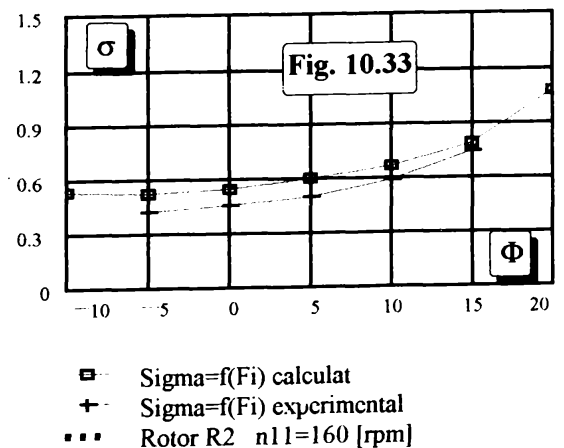
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.472 | 0.822 | 13.05 | <0.380 | 0.424 | - |
| -5 | 0.700 | 0.861 | 18.18 | 0.398 | 0.464 | -16.583 |
| 0 | 0.950 | 0.873 | 22.48 | 0.43 | 0.439 | -2.093 |
| 5 | 1.190 | 0.865 | 25.78 | 0.46 | 0.509 | -10.652 |
| 10 | 1.440 | 0.851 | 28.71 | 0.515 | 0.585 | -13.592 |
| 15 | 1.748 | 0.822 | 31.74 | 0.625 | 0.697 | -11.52 |
| 20 | 2.060 | 0.774 | 34.53 | 0.8 | 0.807 | -0.875 |



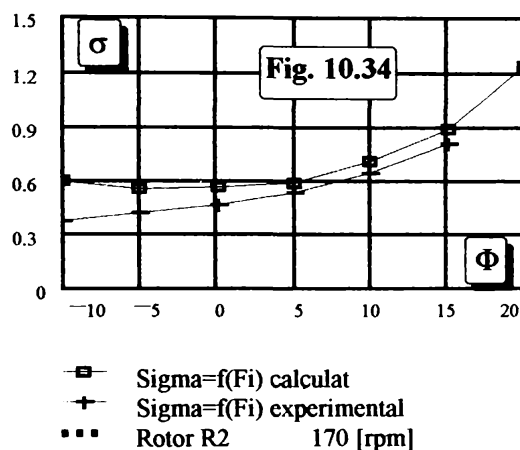
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.500 | 0.809 | 14.36 | <<0.38 | 0.469 | - |
| -5 | 0.740 | 0.850 | 19.51 | 0.405 | 0.488 | -20.494 |
| 0 | 1.000 | 0.862 | 23.74 | 0.44 | 0.527 | -19.773 |
| 5 | 1.260 | 0.857 | 27.19 | 0.48 | 0.539 | -12.292 |
| 10 | 1.533 | 0.839 | 30.28 | 0.54 | 0.619 | -14.63 |
| 15 | 1.860 | 0.805 | 33.33 | 0.68 | 0.74 | -8.824 |
| 20 | 2.208 | 0.740 | 35.98 | 0.875 | 0.925 | -5.714 |



| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.532 | 0.797 | 16.50 | <<0.38 | 0.531 | - |
| -5 | 0.785 | 0.838 | 20.90 | 0.418 | 0.516 | -23.445 |
| 0 | 1.060 | 0.851 | 25.20 | 0.45 | 0.542 | -20.444 |
| 5 | 1.330 | 0.844 | 28.50 | 0.495 | 0.593 | -19.798 |
| 10 | 1.630 | 0.825 | 31.70 | 0.58 | 0.66 | -13.793 |
| 15 | 1.973 | 0.784 | 34.80 | 0.74 | 0.782 | -5.676 |
| 20 | 2.360 | 0.703 | 37.50 | >0.95 | 1.07 | - |



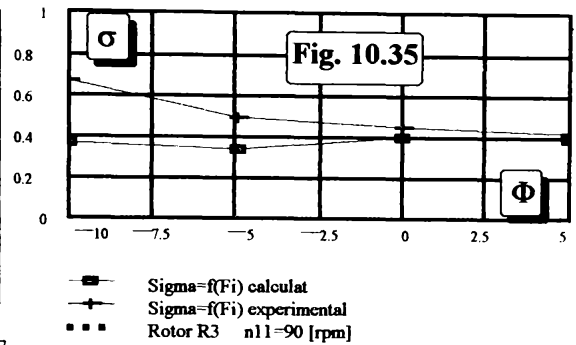
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.565 | 0.775 | 17.39 | (0.370) | 0.596 | - |
| -5 | 0.827 | 0.823 | 22.19 | 0.42 | 0.552 | -31.429 |
| 0 | 1.121 | 0.838 | 26.60 | 0.465 | 0.565 | -21.505 |
| 5 | 1.402 | 0.832 | 30.00 | 0.525 | 0.587 | -11.81 |
| 10 | 1.730 | 0.808 | 33.12 | 0.64 | 0.703 | -9.844 |
| 15 | 2.100 | 0.758 | 36.02 | 0.81 | 0.886 | -9.383 |
| 20 | 2.520 | (0.66) | 39.08 | >0.95 | 1.238 | - |



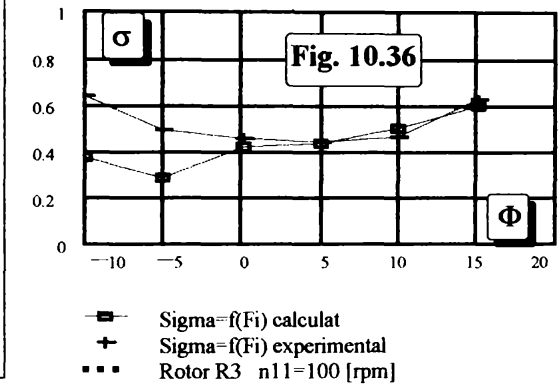
| Analiza erori rotor R2 Numar total puncte analizate: 49 | | |
|--|------------|--------------------------------|
| Domeniu erori | Nr. puncte | Procentaj din total puncte [%] |
| $0 < \epsilon_r$ [%] < 10 | 22 | 44.9 |
| $10 < \epsilon_r$ [%] < 20 | 14 | 28.6 |
| $20 < \epsilon_r$ [%] < 30 | 4 | 8.2 |
| $30 < \epsilon_r$ [%] < 40 | 2 | 4 |
| ϵ_r [%] > 40 | 0 | 0 |
| Puncte la care nu s-a calculat ϵ_r din lipsa masuratori | 7 | 14.3 |



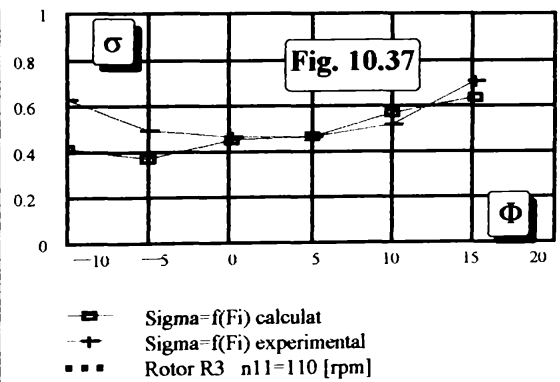
| Tabelul 10.21 Rotor R3 $n_{11}=90$ | | | | | | |
|------------------------------------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.572 | 0.782 | 24.50 | (0.67) | 0.368 | - |
| -5 | 0.740 | 0.810 | 28.00 | (0.49) | 0.340 | - |
| 0 | 0.952 | 0.780 | 30.30 | 0.445 | 0.4 | 10.112 |
| 5 | 1.040 | 0.775 | 31.30 | 0.42 | 0.388 | 7.619 |



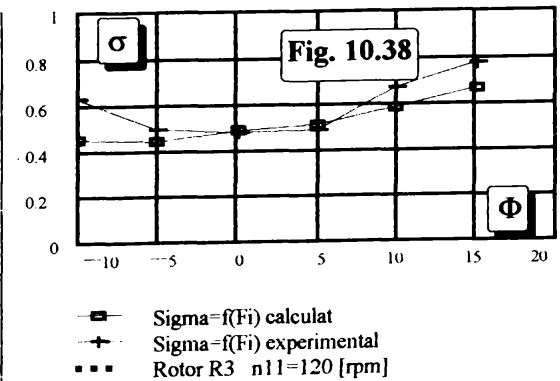
| Tabelul 10.22 Rotor R3 $n_{11}=100$ | | | | | | |
|-------------------------------------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.593 | 0.820 | 25.30 | (0.640) | 0.378 | - |
| -5 | 0.765 | 0.848 | 29.00 | 0.49 | 0.286 | 41.633 |
| 0 | 1.000 | 0.832 | 32.00 | 0.455 | 0.421 | 7.473 |
| 5 | 1.132 | 0.824 | 34.10 | 0.44 | 0.431 | 2.045 |
| 10 | 1.327 | 0.818 | 36.30 | 0.465 | 0.502 | -7.957 |
| 15 | 1.560 | 0.807 | 38.70 | 0.625 | 0.592 | 5.28 |



| Tabelul 10.23 Rotor R3 $n_{11}=110$ | | | | | | |
|-------------------------------------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.615 | 0.854 | 26.00 | 0.627 | 0.411 | 34.45 |
| -5 | 0.800 | 0.870 | 29.87 | 0.491 | 0.367 | 25.255 |
| 0 | 1.052 | 0.861 | 33.96 | 0.461 | 0.451 | 2.169 |
| 5 | 1.225 | 0.857 | 39.57 | 0.461 | 0.462 | -0.217 |
| 10 | 1.491 | 0.853 | 40.68 | 0.515 | 0.563 | -9.32 |
| 15 | 1.712 | 0.845 | 41.95 | 0.708 | 0.633 | 10.593 |

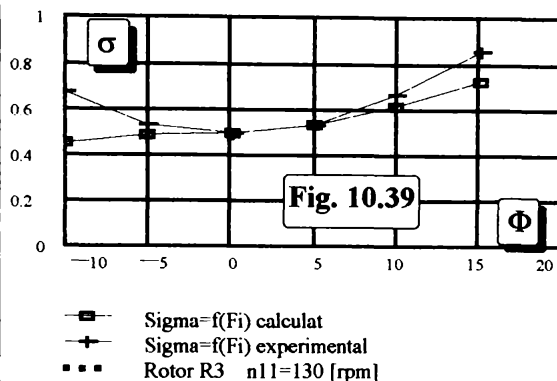


| Tabelul 10.24 Rotor R3 $n_{11}=120$ | | | | | | |
|-------------------------------------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| Φ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.640 | 0.853 | 27.30 | 0.628 | 0.445 | 29.14 |
| -5 | 0.835 | 0.885 | 30.80 | 0.496 | 0.444 | 10.484 |
| 0 | 1.107 | 0.887 | 35.73 | 0.478 | 0.484 | -1.255 |
| 5 | 1.320 | 0.886 | 38.81 | 0.486 | 0.508 | -4.527 |
| 10 | 1.608 | 0.874 | 43.45 | 0.671 | 0.581 | 13.413 |
| 15 | 1.840 | 0.860 | 44.34 | 0.77 | 0.66 | 14.286 |



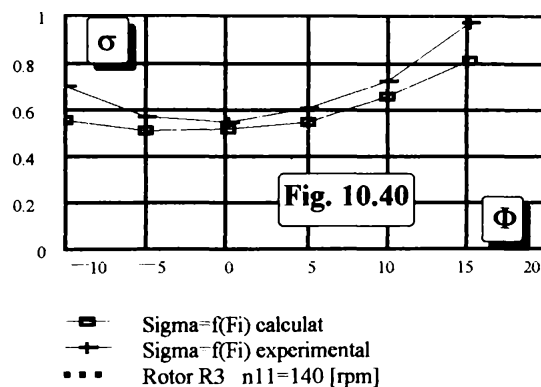
Tabelul 10.25 Rotor R3 $n_{11}=130$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.662 | 0.856 | 38.40 | 0.672 | 0.451 | 32.887 |
| -5 | 0.880 | 0.891 | 32.00 | 0.529 | 0.485 | 8.318 |
| 0 | 1.166 | 0.892 | 37.23 | 0.496 | 0.494 | 0.403 |
| 5 | 1.420 | 0.892 | 42.64 | 0.529 | 0.527 | 0.378 |
| 10 | 1.720 | 0.874 | 45.53 | 0.663 | 0.608 | 8.296 |
| 15 | 1.980 | 0.862 | 46.21 | 0.852 | 0.724 | 15.023 |



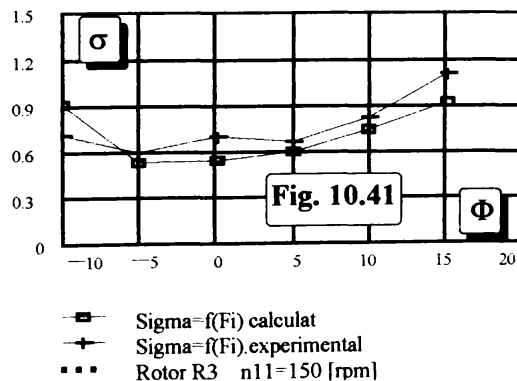
Tabelul 10.26 Rotor R3 $n_{11}=140$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.691 | 0.856 | 26.61 | 0.7 | 0.548 | 21.714 |
| -5 | 0.940 | 0.891 | 34.31 | 0.565 | 0.509 | 9.912 |
| 0 | 1.240 | 0.895 | 39.44 | 0.544 | 0.514 | 5.515 |
| 5 | 1.514 | 0.893 | 43.83 | 0.601 | 0.543 | 9.651 |
| 10 | 1.825 | 0.876 | 47.39 | 0.724 | 0.652 | 9.945 |
| 15 | 2.125 | 0.855 | 48.80 | 0.972 | 0.808 | 16.872 |



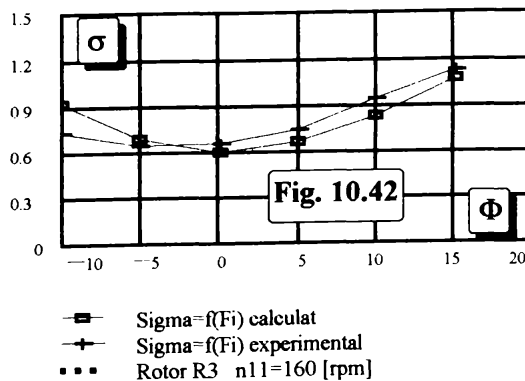
Tabelul 10.27 Rotor R3 $n_{11}=150$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.722 | 0.853 | 30.63 | 0.701 | 0.905 | 29.101 |
| -5 | 0.998 | 0.893 | 36.11 | 0.601 | 0.534 | 11.148 |
| 0 | 1.316 | 0.894 | 41.64 | 0.7 | 0.539 | 23 |
| 5 | 1.610 | 0.892 | 45.56 | 0.663 | 0.595 | 10.256 |
| 10 | 1.938 | 0.871 | 49.34 | 0.813 | 0.738 | 9.225 |
| 15 | 2.245 | 0.847 | 50.20 | 1.108 | 0.919 | 17.058 |

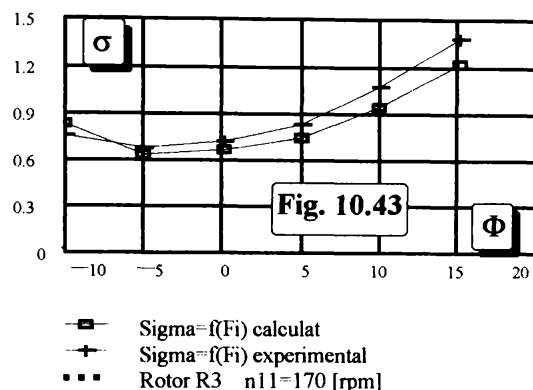


Tabelul 10.28 Rotor R3 $n_{11}=160$

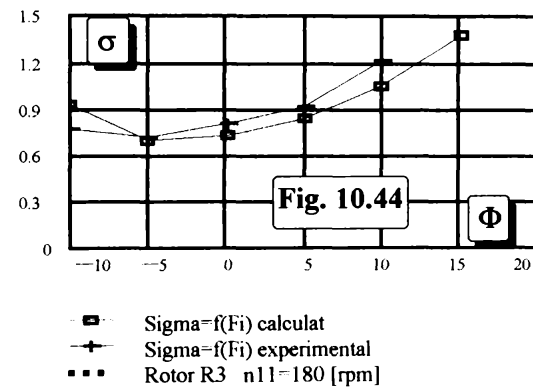
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.760 | 0.843 | 32.00 | 0.725 | 0.91 | 25.517 |
| -5 | 1.060 | 0.890 | 37.92 | 0.643 | 0.685 | -6.532 |
| 0 | 1.398 | 0.890 | 43.59 | 0.652 | 0.599 | 8.129 |
| 5 | 1.710 | 0.887 | 47.33 | 0.74 | 0.662 | 10.541 |
| 10 | 2.040 | 0.863 | 50.66 | 0.935 | 0.83 | 11.23 |
| 15 | 2.408 | 0.837 | 51.84 | 1.125 | 1.072 | 4.711 |



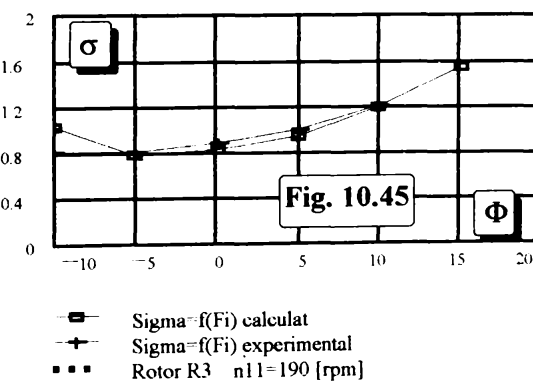
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.800 | 0.840 | 33.69 | 0.75 | 0.831 | -10.8 |
| -5 | 1.109 | 0.884 | 39.84 | 0.674 | 0.631 | 6.38 |
| 0 | 1.472 | 0.884 | 45.17 | 0.713 | 0.659 | 7.574 |
| 5 | 1.800 | 0.880 | 49.09 | 0.828 | 0.741 | 10.507 |
| 10 | 2.156 | 0.850 | 51.58 | 1.07 | 0.935 | 12.617 |
| 15 | 2.540 | 0.815 | 53.16 | 1.38 | 1.212 | 12.174 |



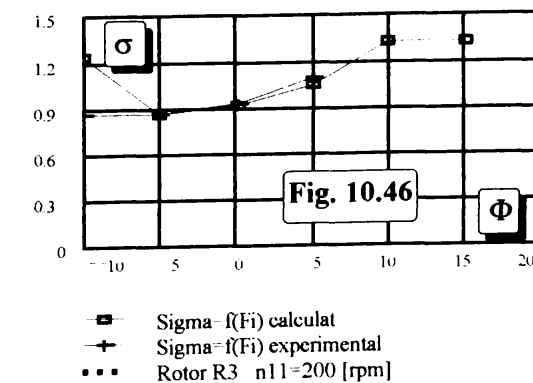
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.835 | 0.830 | 35.34 | 0.775 | 0.927 | -19.613 |
| -5 | 1.160 | 0.877 | 41.66 | 0.718 | 0.696 | 3.064 |
| 0 | 1.553 | 0.873 | 46.67 | 0.802 | 0.732 | 8.728 |
| 5 | 1.900 | 0.869 | 50.57 | 0.915 | 0.835 | 8.743 |
| 10 | 2.270 | 0.863 | 52.57 | 1.211 | 1.048 | 13.46 |
| 15 | 2.688 | 0.807 | 54.25 | >1.400 | 1.374 | - |



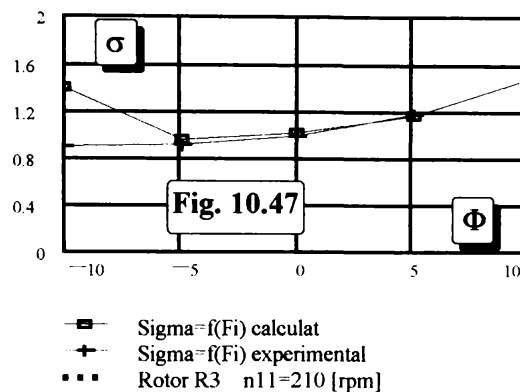
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.880 | 0.820 | 35.37 | 0.805 | 1.023 | -27.081 |
| -5 | 1.220 | 0.866 | 43.27 | 0.803 | 0.776 | 3.362 |
| 0 | 1.635 | 0.867 | 48.35 | 0.88 | 0.821 | 6.705 |
| 5 | 2.000 | 0.857 | 51.69 | 1.007 | 0.934 | 7.249 |
| 10 | 2.400 | 0.829 | 53.73 | 1.212 | 1.185 | 2.228 |
| 15 | 2.837 | 0.770 | 55.34 | >1.400 | 1.549 | - |



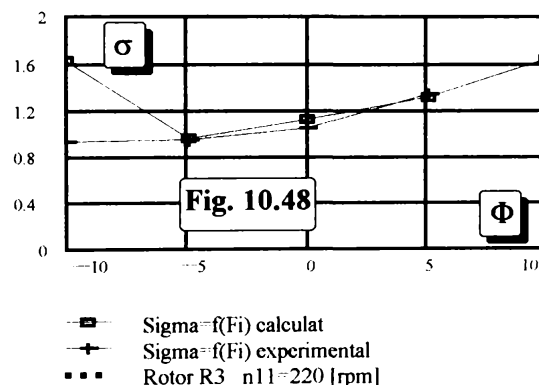
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.920 | 0.810 | 39.17 | 0.855 | 1.23 | -43.86 |
| -5 | 1.280 | 0.858 | 44.73 | 0.865 | 0.863 | 0.231 |
| 0 | 1.710 | 0.856 | 50.00 | 0.921 | 0.912 | 0.977 |
| 5 | 2.107 | 0.838 | 52.80 | 1.091 | 1.047 | 4.033 |
| 10 | 2.520 | 0.811 | 54.84 | >1.400 | 1.323 | - |
| 15 | 2.970 | 0.720 | 56.20 | >>1.40 | 1.325 | - |



| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.960 | 0.790 | 41.00 | 0.901 | 1.398 | -55.161 |
| -5 | 1.340 | 0.845 | 46.07 | 0.912 | 0.958 | -5.044 |
| 0 | 1.792 | 0.839 | 51.18 | 0.981 | 1.013 | -3.262 |
| 5 | 2.212 | 0.826 | 54.03 | 1.181 | 1.169 | 1.016 |
| 10 | 2.645 | 0.770 | 56.00 | >1.400 | 1.476 | - |



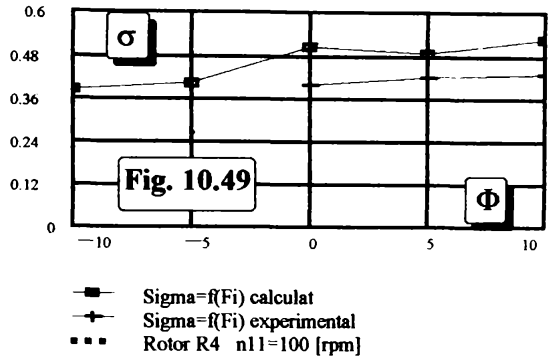
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 1.009 | 0.775 | 42.50 | 0.93 | 1.616 | -73.763 |
| -5 | 1.400 | 0.835 | 41.45 | 0.945 | 0.963 | -1.905 |
| 0 | 1.871 | 0.826 | 52.40 | 1.05 | 1.119 | -6.571 |
| 5 | 2.324 | 0.811 | 55.25 | 1.34 | 1.31 | 2.239 |
| 10 | 2.780 | 0.730 | 56.40 | >1.400 | 1.638 | - |



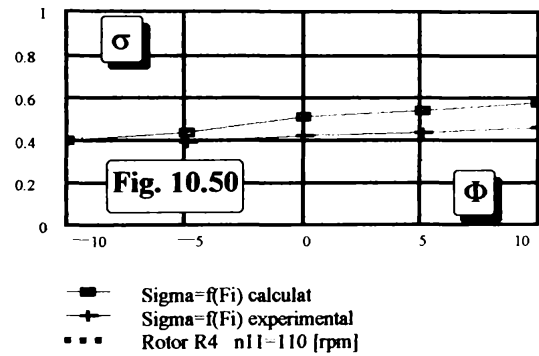
| Analiza erori rotor R3 Numar total puncte analizate: 80 | | |
|--|------------|--------------------------------|
| Domeniu erori | Nr. puncte | Procentaj din total puncte [%] |
| $0 < \epsilon_r$ [%] < 10 | 40 | 50 |
| $10 < \epsilon_r$ [%] < 20 | 18 | 22.5 |
| $20 < \epsilon_r$ [%] < 30 | 6 | 7.5 |
| $30 < \epsilon_r$ [%] < 40 | 3 | 3.8 |
| ϵ_r [%] > 40 | 4 | 5 |
| Puncte la care nu s-a calculat ϵ_r din lipsa masuratori | 9 | 11.2 |



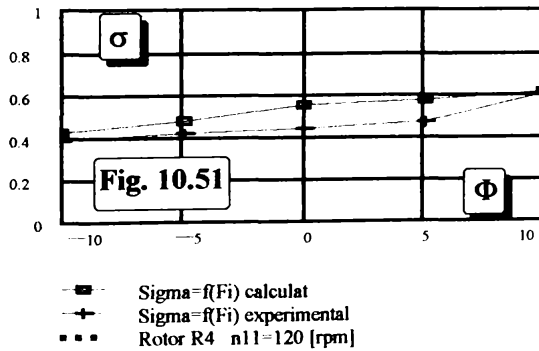
| Tabelul 10.36 Rotor R4 $n_{11}=100$ | | | | | | |
|---|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.41 | 0.833 | 16 | < 0.4 | 0.382 | - |
| -5 | 0.566 | 0.847 | 20.7 | < 0.4 | 0.403 | - |
| 0 | 0.772 | 0.857 | 22.7 | 0.395 | 0.505 | -27.848 |
| 5 | 0.932 | 0.857 | 30.3 | 0.42 | 0.485 | -15.476 |
| 10 | 1.076 | 0.854 | 32.7 | 0.43 | 0.527 | -22.558 |



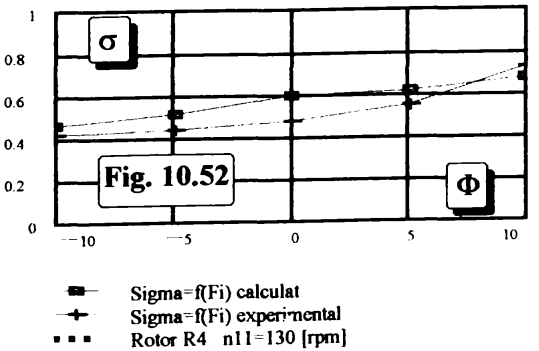
| Tabelul 10.37 Rotor R4 $n_{11}=110$ | | | | | | |
|---|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.43 | 0.853 | 18.8 | < 0.4 | 0.398 | - |
| -5 | 0.6 | 0.866 | 22.7 | 0.391 | 0.434 | -10.997 |
| 0 | 0.829 | 0.878 | 29.5 | 0.42 | 0.511 | -21.667 |
| 5 | 0.999 | 0.876 | 31.6 | 0.435 | 0.536 | -23.218 |
| 10 | 1.169 | 0.866 | 34 | 0.455 | 0.574 | -26.154 |



| Tabelul 10.38 Rotor R4 $n_{11}=120$ | | | | | | |
|---|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.45 | 0.864 | 20.5 | 0.392 | 0.426 | -8.673 |
| -5 | 0.643 | 0.877 | 25 | 0.42 | 0.479 | -14.048 |
| 0 | 0.883 | 0.892 | 32 | 0.44 | 0.553 | -25.682 |
| 5 | 1.062 | 0.885 | 34.4 | 0.47 | 0.573 | -21.915 |
| 10 | 1.24 | 0.873 | 35.6 | 0.6 | 0.612 | -2 |

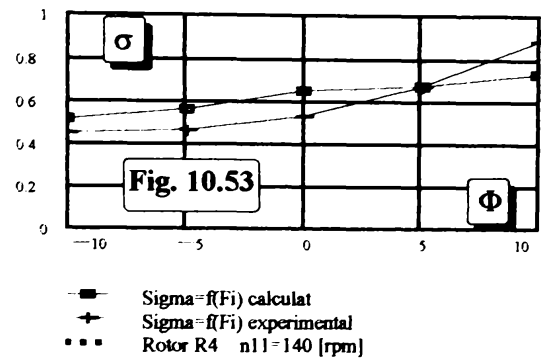


| Tabelul 10.39 Rotor R4 $n_{11}=130$ | | | | | | |
|---|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
| -10 | 0.472 | 0.867 | 22 | 0.42 | 0.466 | -10.952 |
| -5 | 0.681 | 0.882 | 27.3 | 0.44 | 0.518 | -17.727 |
| 0 | 0.932 | 0.896 | 34 | 0.475 | 0.593 | -24.842 |
| 5 | 1.121 | 0.892 | 36.2 | 0.55 | 0.615 | -11.818 |
| 10 | 1.328 | 0.875 | 37.7 | 0.73 | 0.674 | 7.671 |



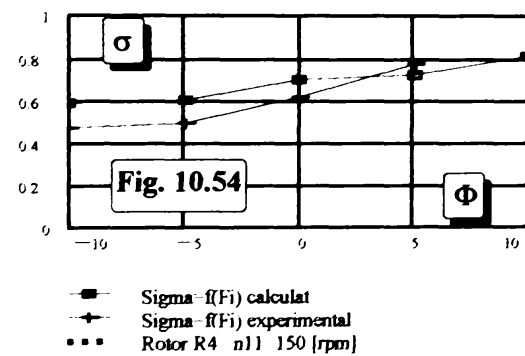
Tabelul 10.40 Rotor R4 $n_{11}=140$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.49 | 0.865 | 24 | 0.445 | 0.512 | -15.056 |
| -5 | 0.72 | 0.881 | 30 | 0.465 | 0.558 | -20 |
| 0 | 0.99 | 0.895 | 36 | 0.53 | 0.647 | -22.075 |
| 5 | 1.19 | 0.886 | 38.3 | 0.67 | 0.669 | 0.149 |
| 10 | 1.41 | 0.871 | 39.8 | 0.88 | 0.731 | 16.932 |



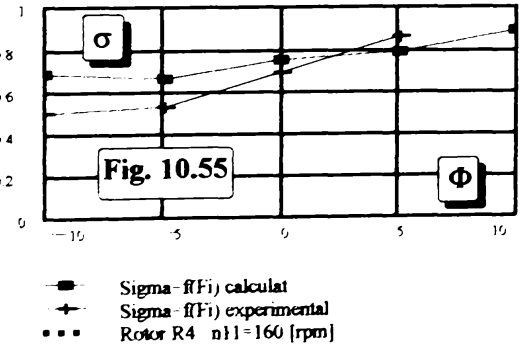
Tabelul 10.41 Rotor R4 $n_{11}=150$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.51 | 0.863 | 25.2 | 0.47 | 0.59 | -25.532 |
| -5 | 0.758 | 0.878 | 32.4 | 0.495 | 0.603 | -21.818 |
| 0 | 1.047 | 0.89 | 38 | 0.62 | 0.702 | -13.226 |
| 5 | 1.258 | 0.877 | 40.3 | 0.77 | 0.723 | 6.104 |
| 10 | 1.513 | 0.86 | 42.5 | >0.9 | 0.808 | - |



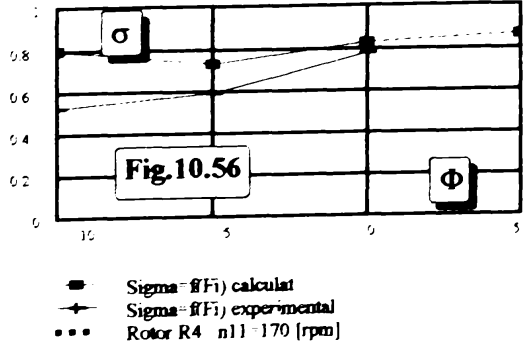
Tabelul 10.42 Rotor R4 $n_{11}=160$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.532 | 0.853 | 26.3 | 0.497 | 0.687 | -38.229 |
| -5 | 0.797 | 0.873 | 34.4 | 0.53 | 0.659 | -24.34 |
| 0 | 1.098 | 0.881 | 40 | 0.69 | 0.751 | -8.841 |
| 5 | 1.33 | 0.866 | 42.3 | 0.86 | 0.789 | 8.256 |
| 10 | 1.617 | 0.843 | 45 | >>0.9 | 0.888 | - |

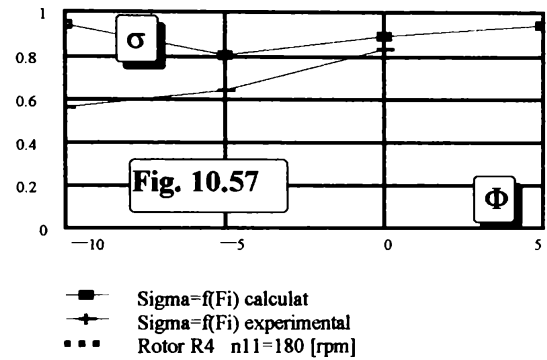


Tabelul 10.43 Rotor R4 $n_{11}=170$

| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.554 | 0.835 | 27.5 | 0.525 | 0.797 | -51.81 |
| -5 | 0.839 | 0.864 | 36.2 | 0.59 | 0.728 | -23.39 |
| 0 | 1.159 | 0.866 | 42 | 0.77 | 0.822 | -6.753 |
| 5 | 1.404 | 0.849 | 44.2 | (.93) | 0.858 | - |

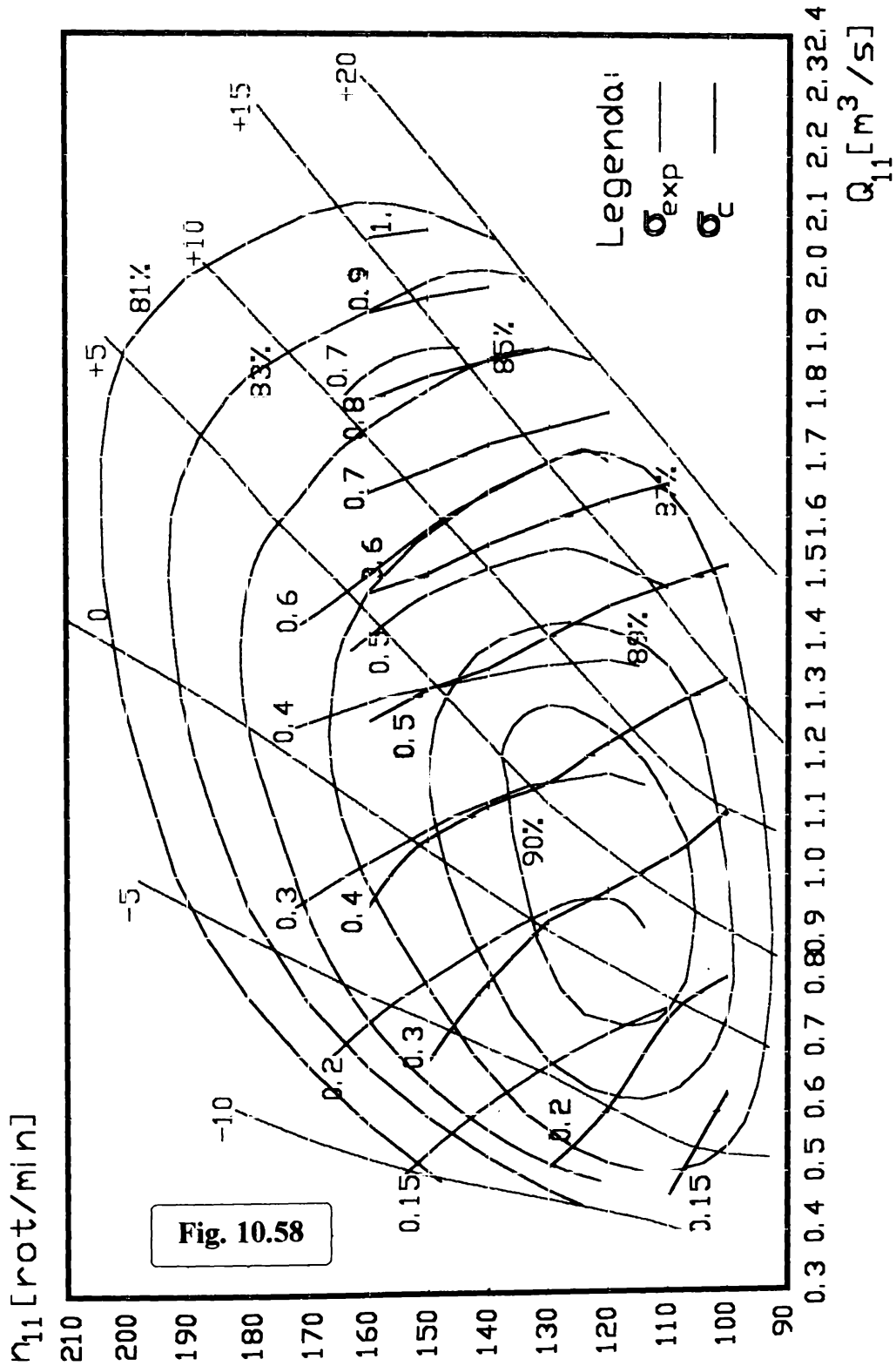


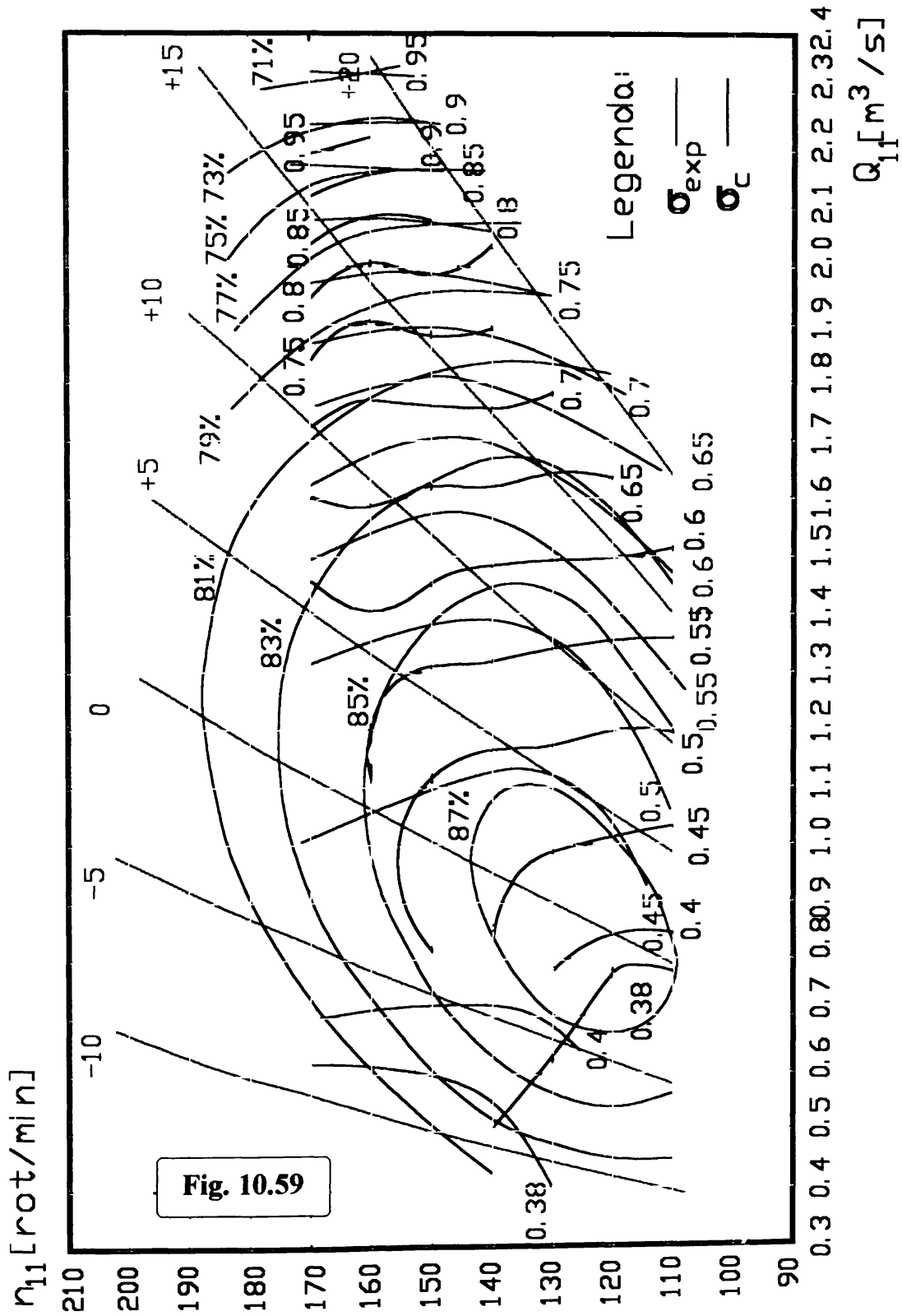
| ϕ | Q_{11} | η | a_{0m} | σ_{exp} | σ_{calc} | ϵ_r [%] |
|--------|----------|--------|----------|----------------|-----------------|------------------|
| -10 | 0.58 | 0.82 | 29 | 0.56 | 0.942 | -68.214 |
| -5 | 0.88 | 0.853 | 38 | 0.64 | 0.804 | -25.625 |
| 0 | 1.21 | 0.849 | 43.5 | 0.83 | 0.89 | -7.229 |
| 5 | 1.487 | 0.833 | 47.5 | >0.9 | 0.941 | - |

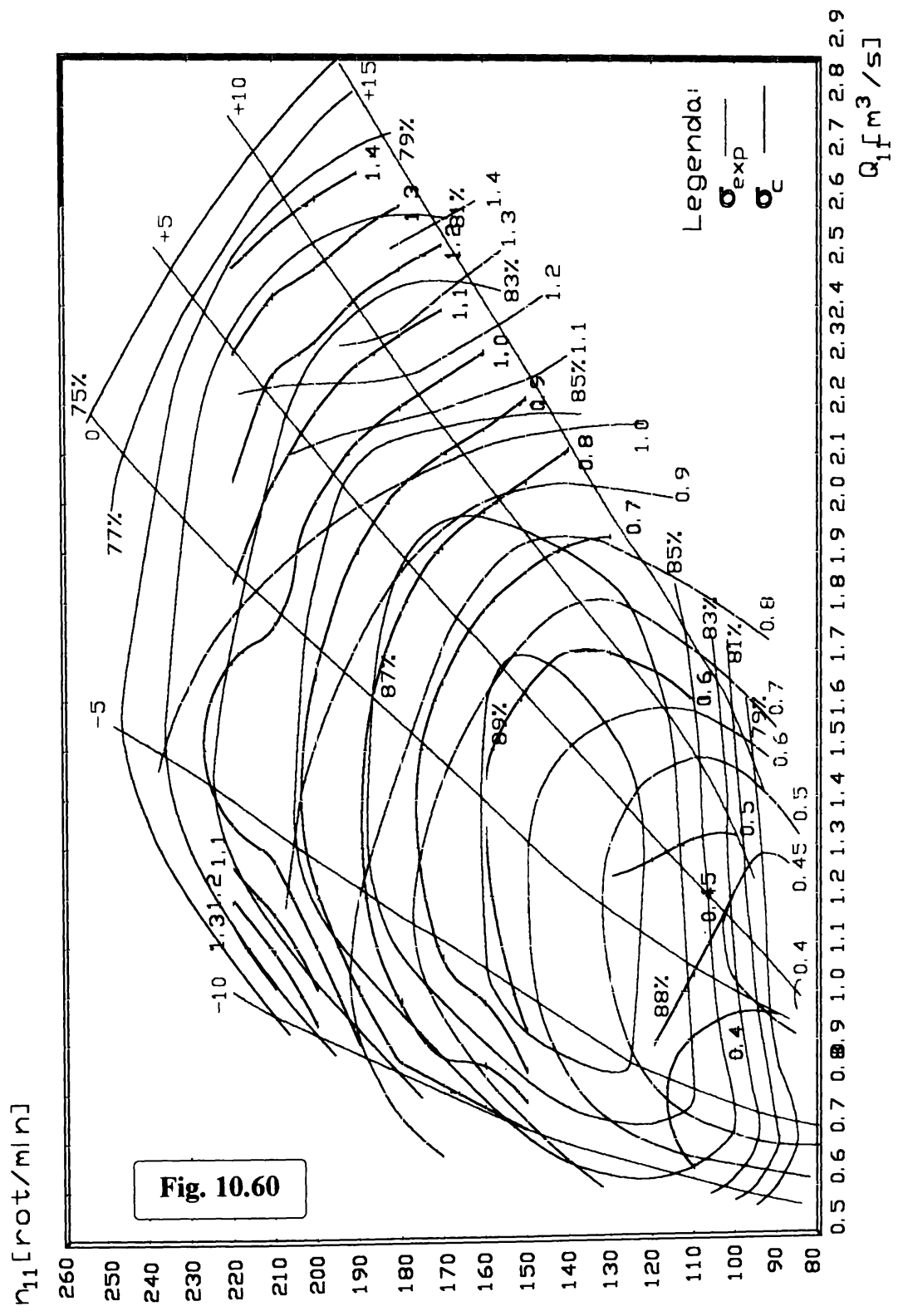


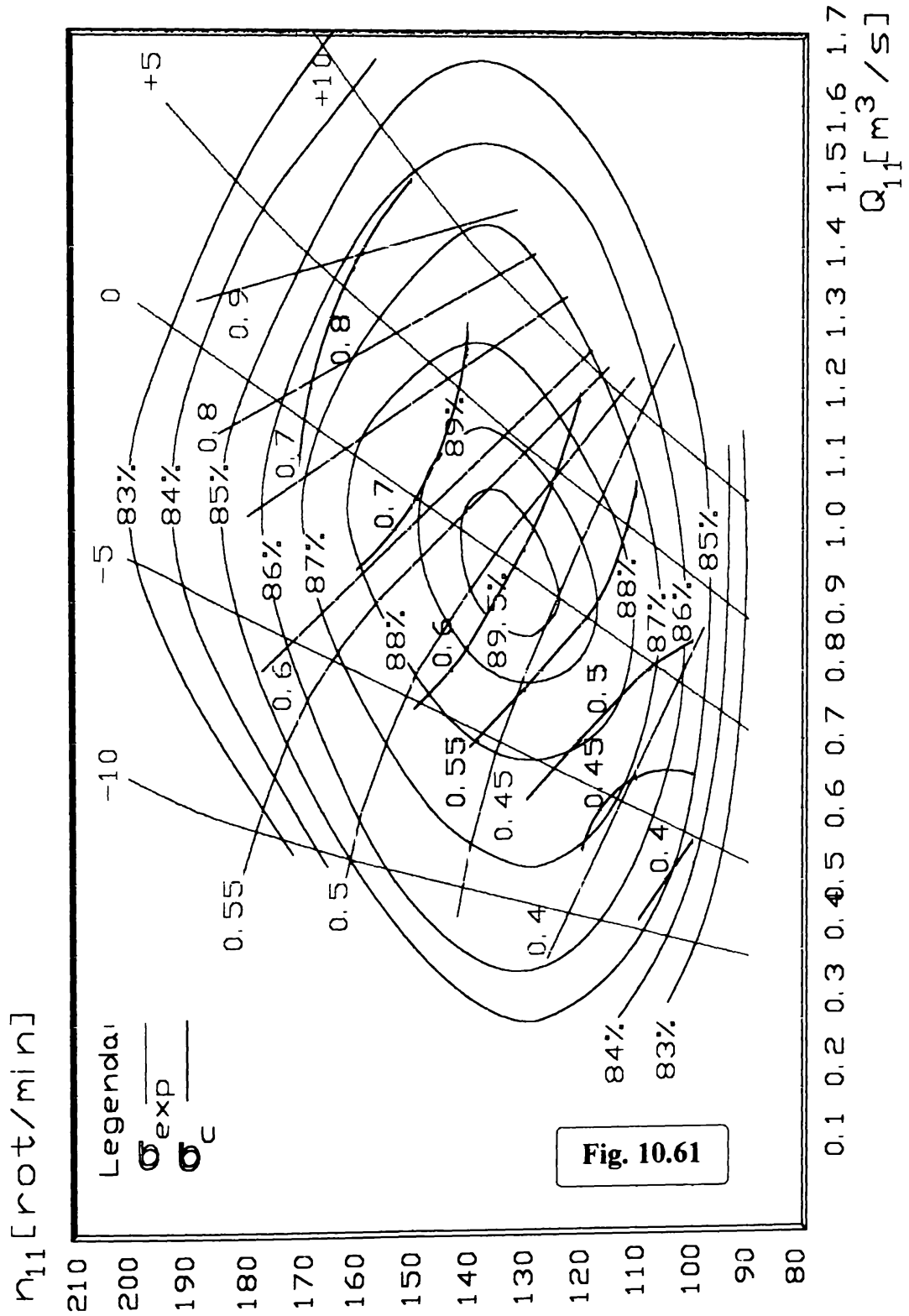
| Analiza erori rotor R4 Numar total puncte analizate: 43 | | |
|--|------------|--------------------------------|
| Domeniu erori | Nr. puncte | Procentaj din total puncte [%] |
| $0 < \epsilon_r$ [%] < 10 | 9 | 21 |
| $10 < \epsilon_r$ [%] < 20 | 9 | 21 |
| $20 < \epsilon_r$ [%] < 30 | 15 | 35 |
| $30 < \epsilon_r$ [%] < 40 | 1 | 2 |
| ϵ_r [%] > 40 | 2 | 4 |
| Puncte la care nu s-a calculat ϵ_r din lipsa masuratori | 7 | 17 |











Rotorul R3

- analiza erorilor este centralizata in **tabelul 10.35**, din care rezulta ca, din totalul de **80** puncte calculate pentru acest rotor, **67** de puncte (**83.8 %**) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre **0 - 40 %**, iar diferenta reprezinta erori mai mari de **40 %** sau puncte la care nu s-a putut calcula eroarea datorita lipsei masuratorilor in zonele corespunzatoare punctelor de functionare selectate pentru calcul;

-eroarea minima relativa este de $\epsilon_r = -0.217 \%$ pentru $\phi = +5^\circ$ respectiv $n_{11} = 110$ rot/min;

-eroarea maxima relativa este de $\epsilon_r = 73.763 \%$ pentru $\phi = -10^\circ$ respectiv $n_{11} = 220$ rot/min;

-din graficele comparative, se observa ca in general exista tendinta de paralelism intre curbele masurate si cele calculate pentru toate turatiile unitare analizate, exceptind unghiul paletei $\phi = -10^\circ$, unde erorile sint putin mai mari la unele turatii unitare;

- pentru acest rotor concluzia generala rezultata din comparatia valorilor calculate cu cele masurate este faptul ca, pentru toate turatiile unitare analizate, calculul teoretic se suprapune peste valorile masurate, cele mai mari erori inregistrindu-se la debite mici; de asemenea, din **figura 10.60**, se observa ca curbele corespunzatoare acestui rotor sint complet diferite ca alura fata de cele corespunzatoare celorlalti 3 rotori, iar alura curbelor teoretice urmareste alura curbelor experimentale;

Rotorul R4

- analiza erorilor este centralizata in **tabelul 10.45**, din care rezulta ca, din totalul de **43** puncte calculate pentru acest rotor, **34** de puncte (**79 %**) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre **0 - 40 %**, iar diferenta reprezinta erori mai mari de **40 %** sau puncte la care nu s-a putut calcula eroarea datorita lipsei masuratorilor in zonele corespunzatoare punctelor de functionare selectate pentru calcul;

-eroarea minima relativa este de $\epsilon_r = 0.149 \%$ pentru $\phi = +5^\circ$ respectiv $n_{11} = 140$ rot/min;

-eroarea maxima relativa este de $\epsilon_r = -68.2 \%$ pentru $\phi = -10^\circ$ respectiv $n_{11} = 180$ rot/min;

-din graficele comparative, se observa ca in general exista tendinta apropiere si suprapunere a curbelor masurate cu cele calculate pentru turatiile unitare mai mici decit **130 rot/min**, turatie de la care se remarca intersectia celor doua curbe, in general intre pozitia $\phi = 0^\circ$ si $\phi = +5^\circ$ a paletei rotorice;

- pentru acest rotor concluzia generala rezultata din comparatia valorilor calculate cu cele masurate este faptul ca, pentru turatiile unitare analizate, calculul teoretic se suprapune peste valorile masurate, cele mai mari erori inregistrindu-se la debite mici pentru turatii unitare ridicate, concluzie care rezulta si din **figura 10.61**

&10.4 CONCLUZII

Prezentul capitol este destinat analizei comparative a rezultatelor teoretice in raport cu cele obtinute experimental pe stand, prin calculul teoretic a coeficientului de cavitatie in **227** puncte de functionare, pentru **4** rotoare, puncte care acopera intreg domeniul de functionare a acestora. Concluziile rezultate din aceasta analiza sint urmatoarele:

1. Din analiza erorilor centralizata in **tabelul 10.46**, rezulta ca, din totalul de **227** puncte calculate pentru toate rotoarele, **159 de puncte (70 %) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre 0 - 30 %**, **9 puncte (4 %) se incadreaza in domeniul de erori cuprins intre 30 - 40 %**, iar diferenta reprezinta erori mai mari de **40 %** sau puncte la care nu s-a putut calcula eroarea datorita lipsei masuratorilor in zonele corespunzatoare punctelor de functionare selectate pentru calcul.

2. Din graficele comparative **10.58 - 10.61** rezulta apropierea curbelor calculate de cele experimentale, prin alura curbelor respectiv valori, cele mai mici erori inregistrindu-se la rotorul R2



respectiv R3, iar cele mai mari la rotorul R1; de asemenea se detaseaza concluzia generala ca erorile sint mai mari in zona debitelor mici, si scad pe masura cresterii debitului.

3. Diferentele care apar intre valorile teoretice si cele masurate se datoreaza urmatoarelor cauze:

-Coeficientul de cavitatie determinat experimental este un coeficient global rezultat din caderea curbelor de randament conform criteriilor C.E.I., iar coeficientul teoretic este rezultat din maximul coeficientilor de cavitatie determinati pentru retelele de profile rezultate din intersectia paletii cu cilindrii corespunzatori sectiunilor de calcul ale paletii;

-Erorile datorate ipotezelor de calcul care limiteaza valorile teoretice in raport cu fenomenul real, modelul matematic nereusind sa simuleze curgerea reala in toata complexitatea acesteia;

-Admiterea unei valori globale pentru randamentul tubului de aspiratie; utilizarea unei relatii de calcul care sa includa variatia acestuia functie de regimul analizat ar conduce la apropierea valorilor teoretice de cele experimentale.

| Tabelul 10.46 | | | | | | |
|---|--------------|-----------|-----------|-----------|------------|--------------------------------|
| Analiza erori rotorii R1, R2, R3, R4 Numar total puncte analizate: 227 | | | | | | |
| Domeniu erori | Numar puncte | | | | | Procentaj din total puncte [%] |
| | R1 | R2 | R3 | R4 | Total | |
| $0 < \varepsilon_r [\%] < 10$ | 7 | 22 | 40 | 9 | 78 | 34.4 |
| $10 < \varepsilon_r [\%] < 20$ | 5 | 14 | 18 | 9 | 46 | 20.3 |
| $20 < \varepsilon_r [\%] < 30$ | 10 | 4 | 6 | 15 | 35 | 15.4 |
| $30 < \varepsilon_r [\%] < 40$ | 3 | 2 | 3 | 1 | 9 | 4 |
| $\varepsilon_r [\%] > 40$ | 11 | - | 4 | 2 | 17 | 7.4 |
| Puncte la care nu s-a calculat ε_r din lipsa masuratorii | 19 | 7 | 9 | 7 | 42 | 18.5 |
| Total | 55 | 49 | 80 | 43 | 227 | 100 |



&11. APLICAREA METODEI DE CALCUL A ROTOARELOR AXIALE

In vederea evidentierii posibilitatilor, metoda de calcul dezvoltata in cadrul prezentei teze a fost exemplificata prin proiectarea unui rotor axial la nivel de prototip, simbolizat prin **R5**. Rezultatele corespunzatoare proiectarii corespund paletei dispuse la unghiul $\phi=0^\circ$ si includ urmatoarele elemente:

- calcul elementel asimptotice
- calcul profile corespunzatoare sectiunilor de calcul, prin metoda C.V.Campian [17] de generare a profilelor, descrisa in **cap. 3**
- calcul distributiilor de viteze/presiuni pentru retelele de profile corespunzatoare sectiunilor de calcul
- calcul coeficient de cavitate in punctul de proiectare
- calcul volum si centru de greutate paleta
- calcul intersectii paleta cu plane radiale si de nivel
- crearea fisierelor necesare reprezentarilor grafice si desenului paletei.

Datele de proiectare sint prezentate in **tabelele 11.1** si **11.2**. Valoarea randamentului este o valoare estimata, iar deschiderea relativa a aparatului director $a_{or}=0.55$ genereaza prin **relatia 6.1** o valoare relativ constanta a vitezei meridiane pentru punctul de proiectare corespunzator regimului optim, ceea ce corespunde recomandarilor din [1]. Diametrul relativ al butucului v trebuie optimizat prin relatiile recomandate de acad. I. Anton [1], [8]. Variatia unghiului de incidenta se definitiveaza, in urma unor rulari succesive, prin optimizarea valorilor sagetii relative obtinute din calcul. Pentru " k_r " coeficientul de postrotatie la iesire din rotor s-a admis o variatie liniara crescatoare de la butuc spre periferie, cu limitele recomandate in literatura de specialitate.

| Rotor R5 | | Tabelul 11.1 | |
|--|----------|-------------------|---------|
| Marime | Simbol | U/M | Valoare |
| Turatia unitara | n_{11} | r/m | 146.86 |
| Debit unitar | Q_{11} | m ³ /s | 1.25 |
| Cadere de calcul | H | m | 14.5 |
| Randament | η | % | 93 |
| Deschiderea relativa aparat director | a_{or} | - | 0.55 |
| Diametru rotor | D_1 | m | 4.1 |
| Diametru relativ butuc | v | - | .4866 |
| Numar palete rotor | Z_r | buc | 5 |
| Numar sectiuni calcul | N_s | - | 6 |
| Definire ax rotatie (sectiune/procent) | - | - | 6 / 66 |

Tabelul 11.3 prezinta valorile marimilor caracteristice elementelor asimptotice si retelelor de profile rezultate din calcul. Variatiile marimilor caracteristice profilelor (grosime relativa maxima d/L , pozitie grosime relativa X_d/L , pozitie sageata maxima X_f/L respectiv sageata maxima f/L) functie de raza sint prezentate in **figurile 11.1, 11.2, 11.3, 11.4**, iar in **figurile 11.5, 11.6, 11.7** sint prezentate variatiile pasului relativ t/L , ale unghiului de incidenta α_∞ respectiv a coeficientului de postrotatie la iesire din rotor k_r .



| Rotor R5 | | | Tabelul 11.2 | | | | | |
|-------------------------------|-------------------|------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Marime/Sectiune | Simbol | U/M | I | II | III | IV | V | VI |
| Raze sectiuni de calcul | r | [mm] | 998 | 1.305 | 1.555 | 1.775 | 1.965 | 2050 |
| Pas relativ | t/l | - | .6819 | .7261 | .7621 | .7937 | .8211 | .8333 |
| Unghi de incidenta | α_{∞} | [°] | 3.5 | 2.2 | 1.4 | 0.8 | 0.45 | 0.33 |
| Coefficient postrotatie | k_r | - | -0.03 | 0.037 | 0.092 | 0.14 | 0.181 | 0.200 |
| Grosime relativa | d/l | [%] | 11.585 | 8.934 | 6.775 | 4.875 | 3.234 | 2.500 |
| Pozitie grosime relativa | X_d/L | [%] | 38 | 37.71 | 37.47 | 37.26 | 37.08 | 37 |
| Pozitie sageata maxima | X_f/L | [%] | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| Parametru rotunjire bord fuga | ε | - | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |

| Rotor R5 | | | Tabelul 11.3 | | | | | |
|-------------------------------|------------------|-----|--------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Marime/Sectiune | Simbol | U/M | I | II | III | IV | V | VI |
| Viteza tangentiala | U_r | m/s | 14.255 | 18.64 | 22.21 | 25.35 | 28.07 | 29.28 |
| Componenta vitezei la intrare | V_{U_0} | m/s | 9.09 | 7.41 | 6.53 | 5.96 | 5.57 | 5.42 |
| Componenta vitezei la iesire | V_{U_3} | m/s | -0.185 | 0.314 | 0.575 | 0.743 | 0.859 | 0.903 |
| Viteza meridiana | V_m | m/s | 7.697 | 7.704 | 7.715 | 7.728 | 7.742 | 7.749 |
| Viteza asimptotica | W_{∞} | m/s | 12.463 | 16.666 | 20.191 | 23.319 | 26.030 | 27.245 |
| Unghiul vitezei asimptotice | β_{∞} | ° | 38.141 | 27.531 | 22.462 | 19.353 | 17.303 | 16.524 |
| Unghi de asezare | β_s | ° | 34.641 | 25.331 | 21.062 | 18.553 | 16.852 | 16.194 |
| Unghi retele profile | λ | ° | -55.359 | -64.669 | -68.938 | -71.447 | -73.147 | -73.806 |
| Coarda profile | L | mm | 1821.7 | 2244.2 | 2553.8 | 2804.1 | 3005.4 | 3091.3 |
| Coefficient de portanta | C_A | - | 1.025 | 0.622 | 0.451 | 0.356 | 0.297 | 0.276 |
| Sageata maxima profile | f/L | % | 5.96 | 2.67 | 1.68 | 1.42 | 1.30 | 1.27 |

Figurile 11.8, 11.9, 11.10 prezinta variatiile functie de raza ale coeficientului de portanta, ale unghiului retelelor de profile λ , respectiv vitezei asimptotice β_{∞} . Se observa ca valorile unghiului β_{∞} se incadreaza in domeniul valorilor stabilite pentru aceste parametru in literatura de specialitate [1], [4].

Variatiile functie de raza ale vitezelor asimptotice U_r , V_m , W_{∞} , V_{U_0} si V_{U_3} sunt prezentate in **figurile 11.11, 11.12, 11.13** respectiv **11.14**. Din valorile corespunzatoare **tabelului 11.3** se poate verifica ca respectarea ecuatiei fundamentale a turbinelor este satisfacuta.

Distributiile vitezelor tangentiala V_t respectiv ale coeficientului de presiune C_p in lungul frontierei profilelor pentru punctul de calcul sint prezentate in **figurile 11.15, 11.16, 11.17, 11.18, 11.19** si **11.20**, respectiv in **figurile 11.21, 11.22, 11.23, 11.24, 11.25** si **11.26**.

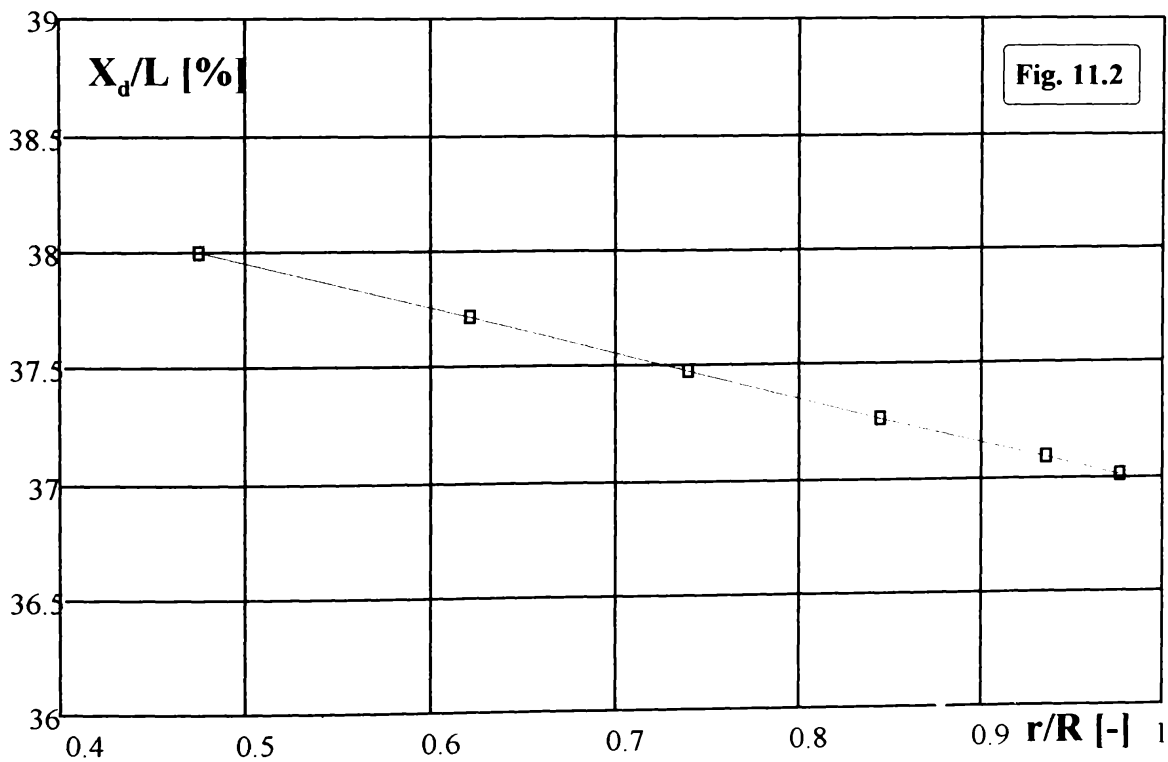
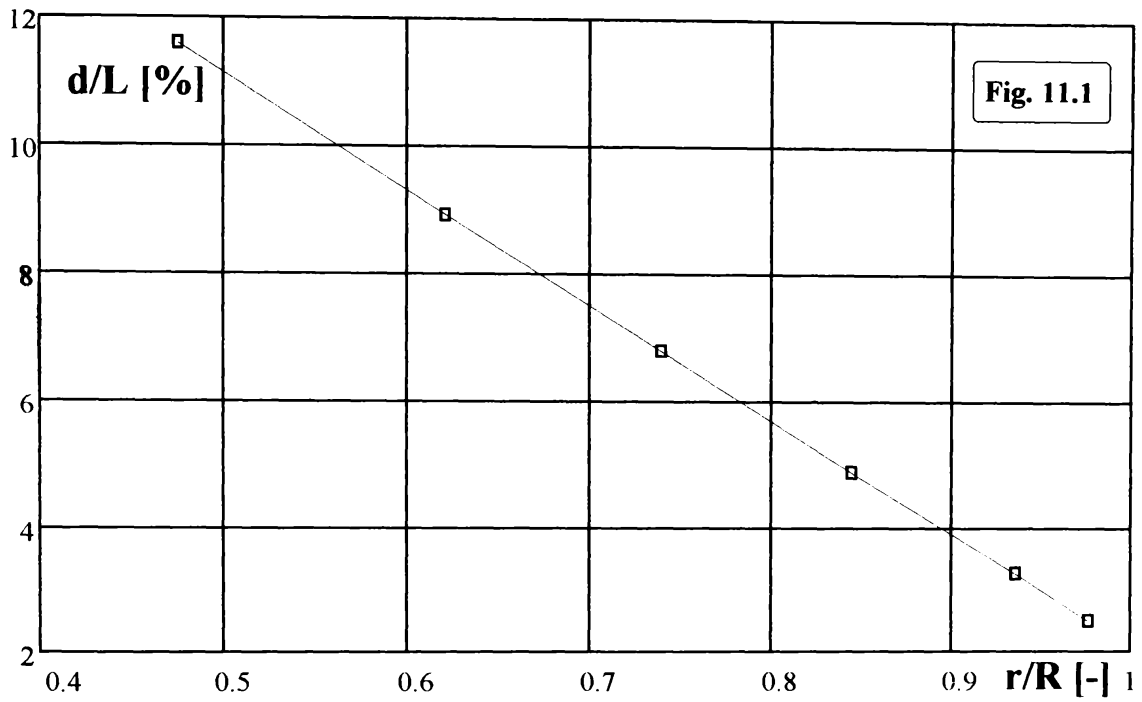
Intersectiile cu plane de viteza constanta $V_t = \text{const.}$ sint prezentate in **figura 11.27** respectiv **11.28** pentru extradusul / intradosul paletii, iar **figurile 11.29, 11.30** prezinta intersectiile cu plane constante ale coeficientului de presiune $C_p = \text{const.}$, pentru punctul de calcul si paleta dispusa la unghiul $\phi = 0^\circ$.

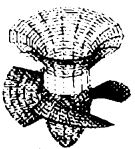
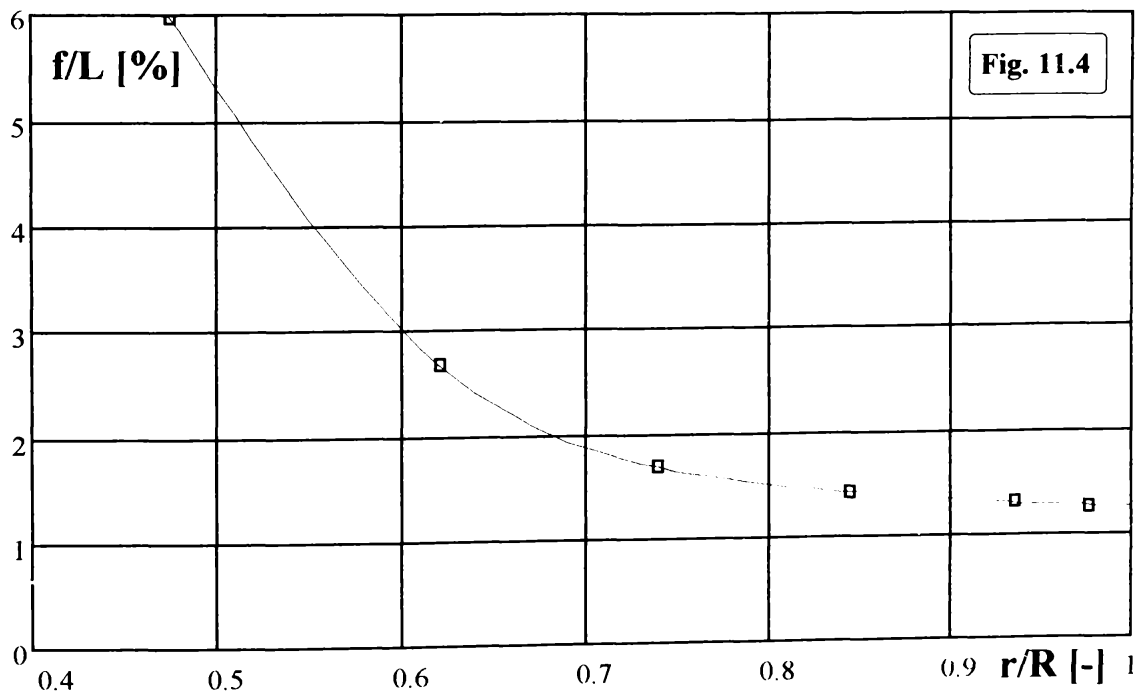
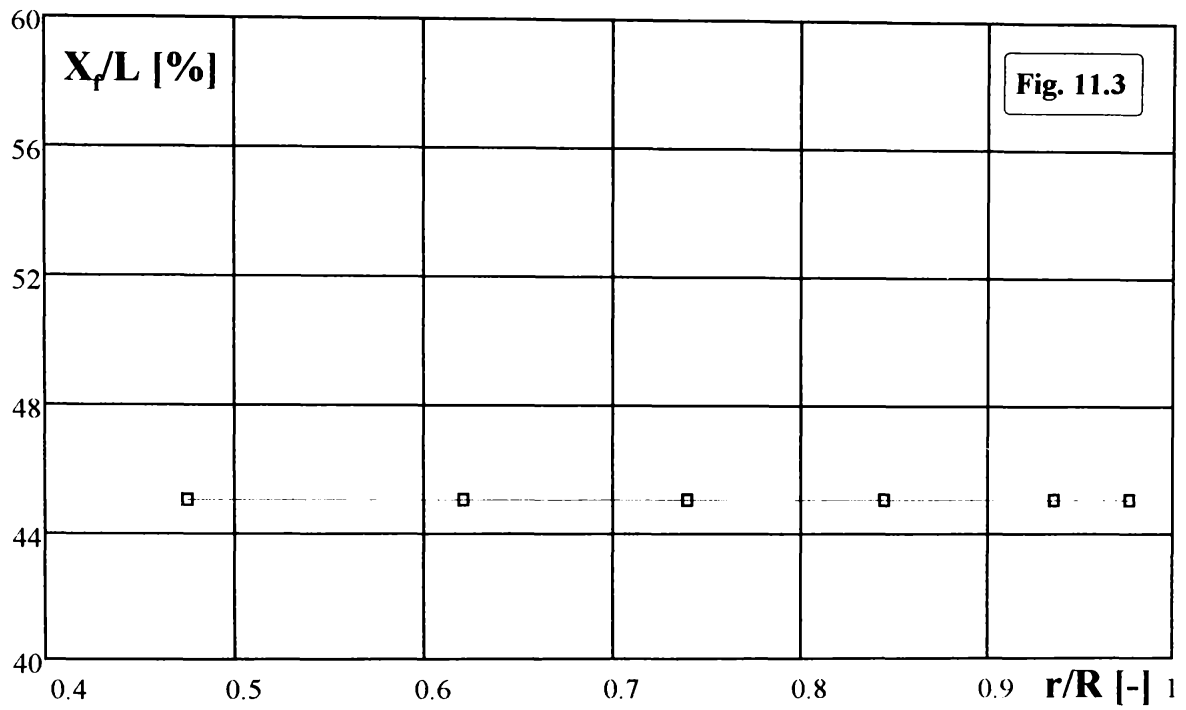
Figurile 11.31, 11.32 si **11.33** prezinta intersectiile paletii cu plane de nivel, profilele corespunzatoare sectiunilor de calcul pentru paleta dispusa la unghiul $\phi = 0^\circ$ respectiv intersectiile paletii cu plane radiale. Se poate observa uniformitatea curbelor rezultate prin intersectia paletii cu aceste plane.

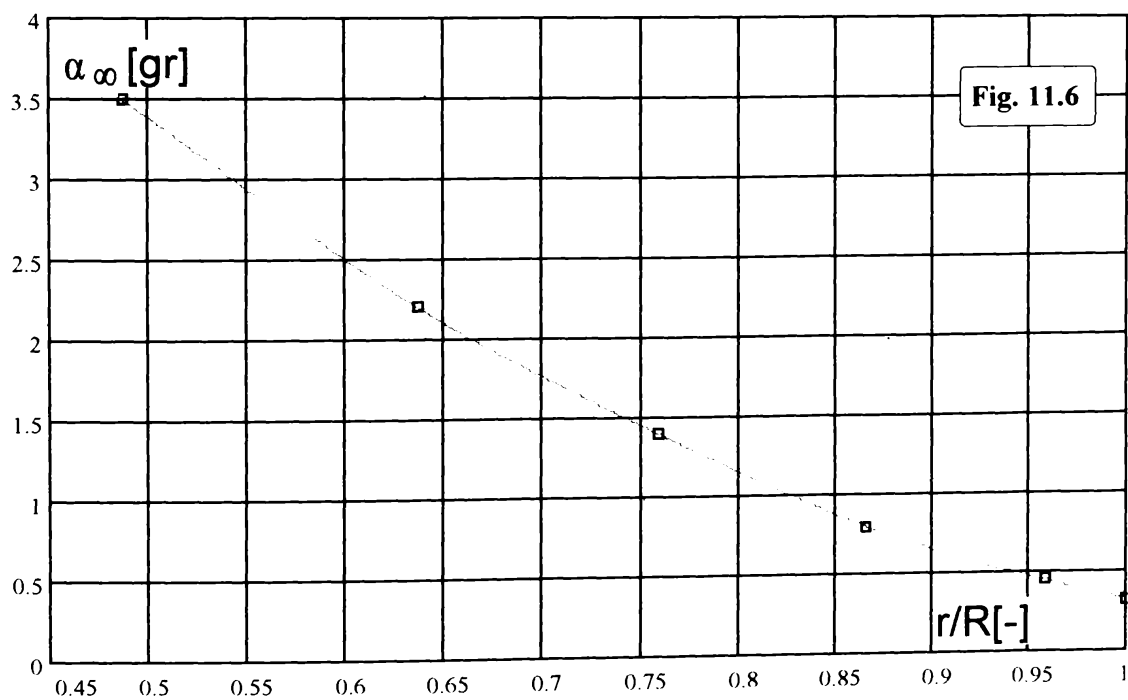
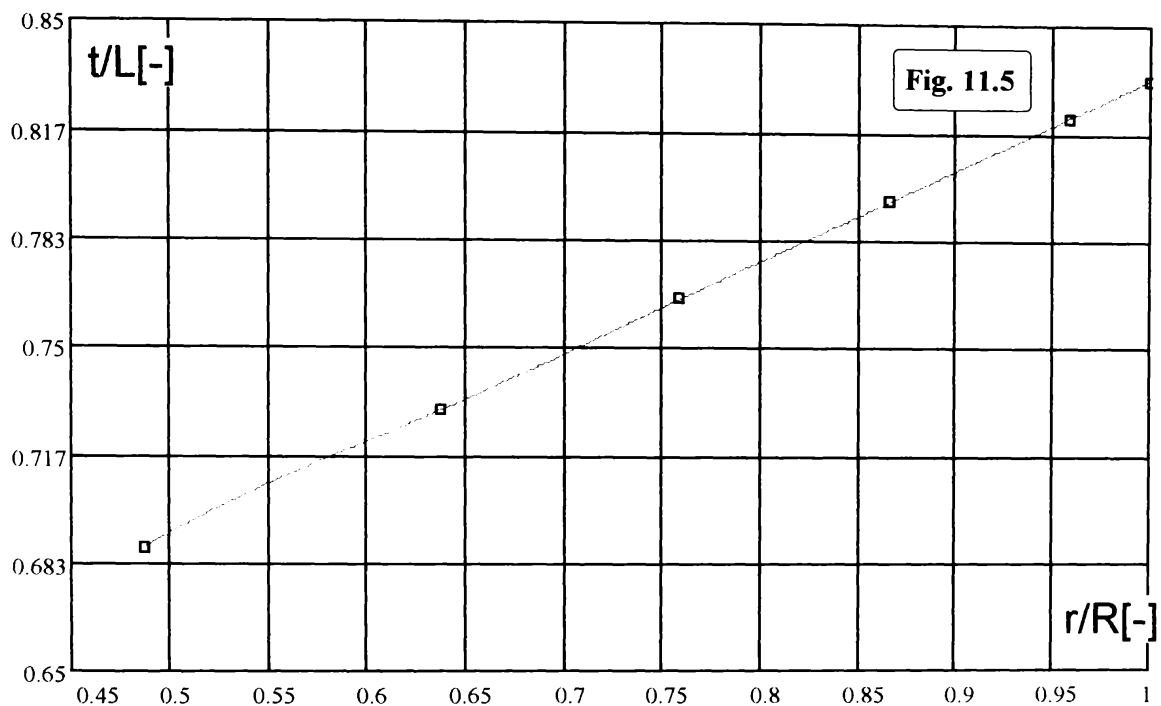
In **figurile 11.34, 11.35** sint prezentate rotorul si paleta rotor.

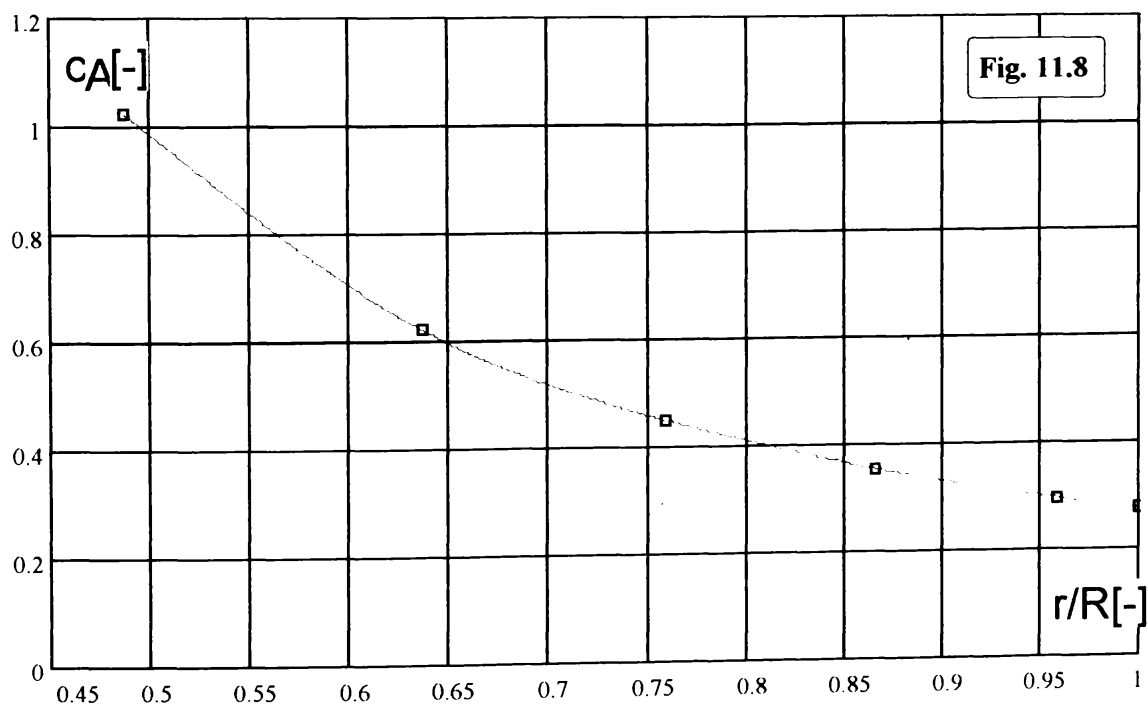
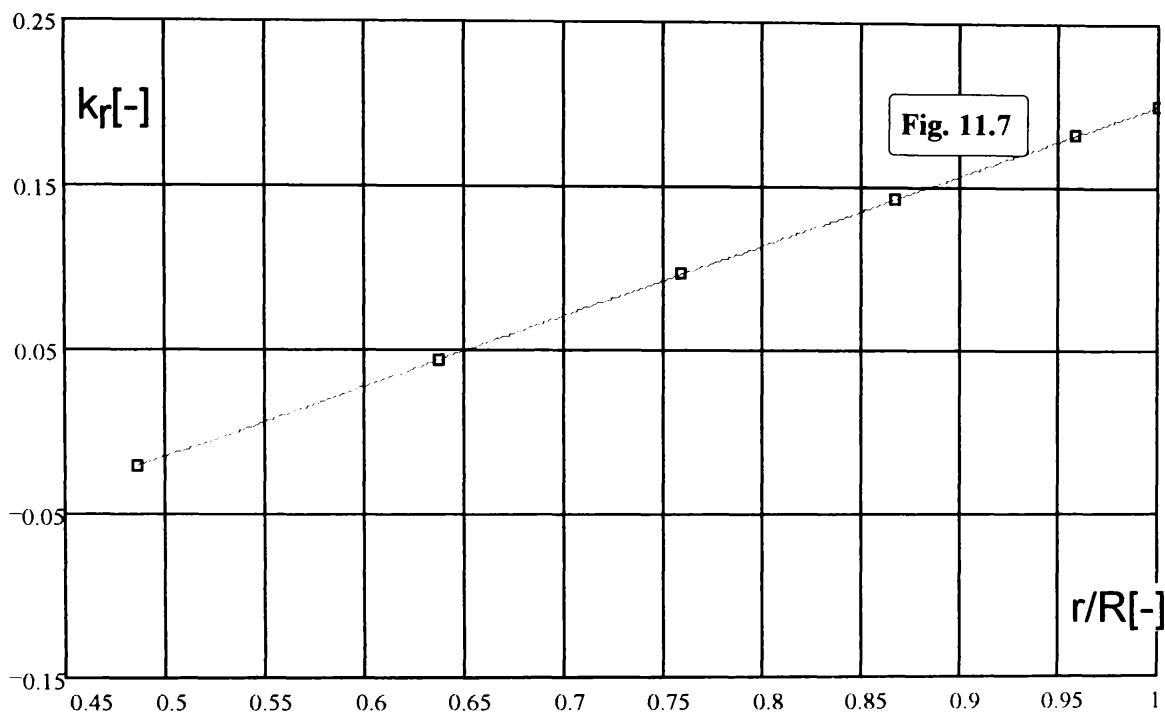
In punctul de calcul s-a obtinut din calcul valoarea coeficientului de cavitate $\sigma = 0.483$.

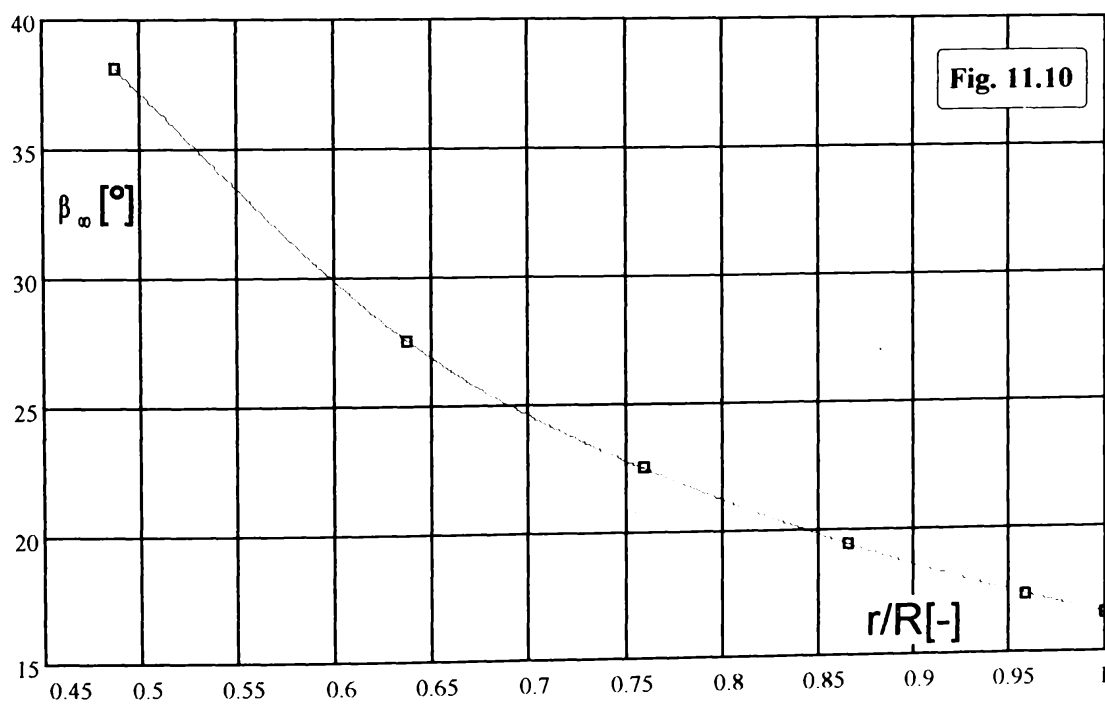
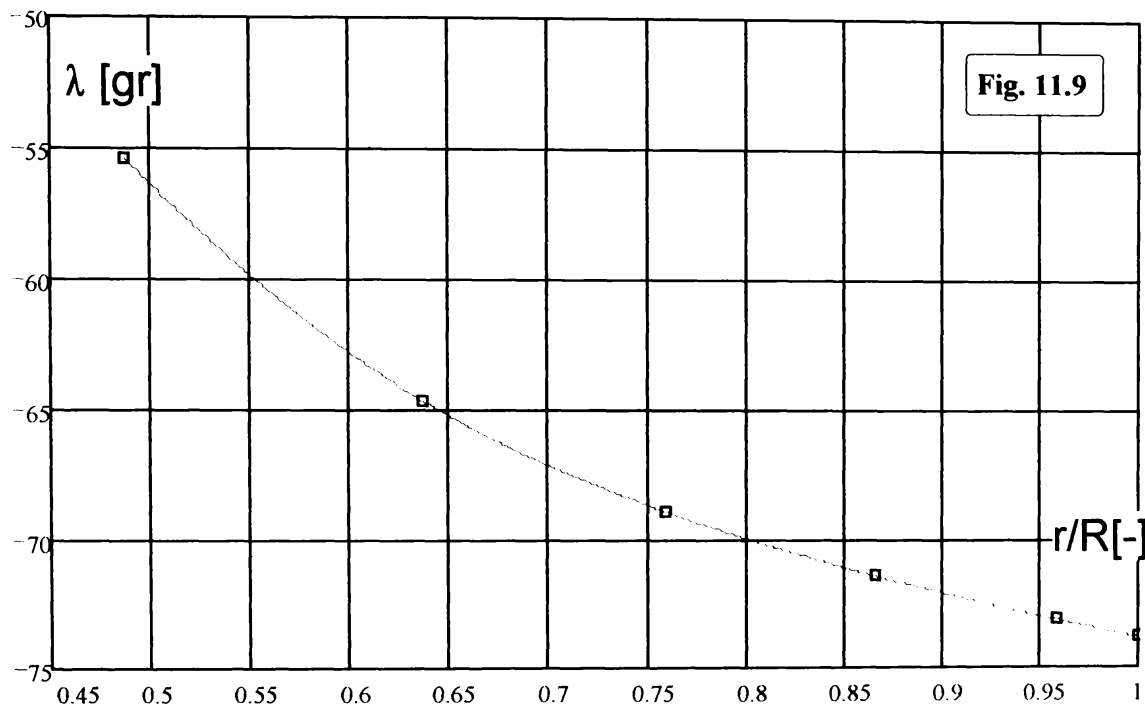


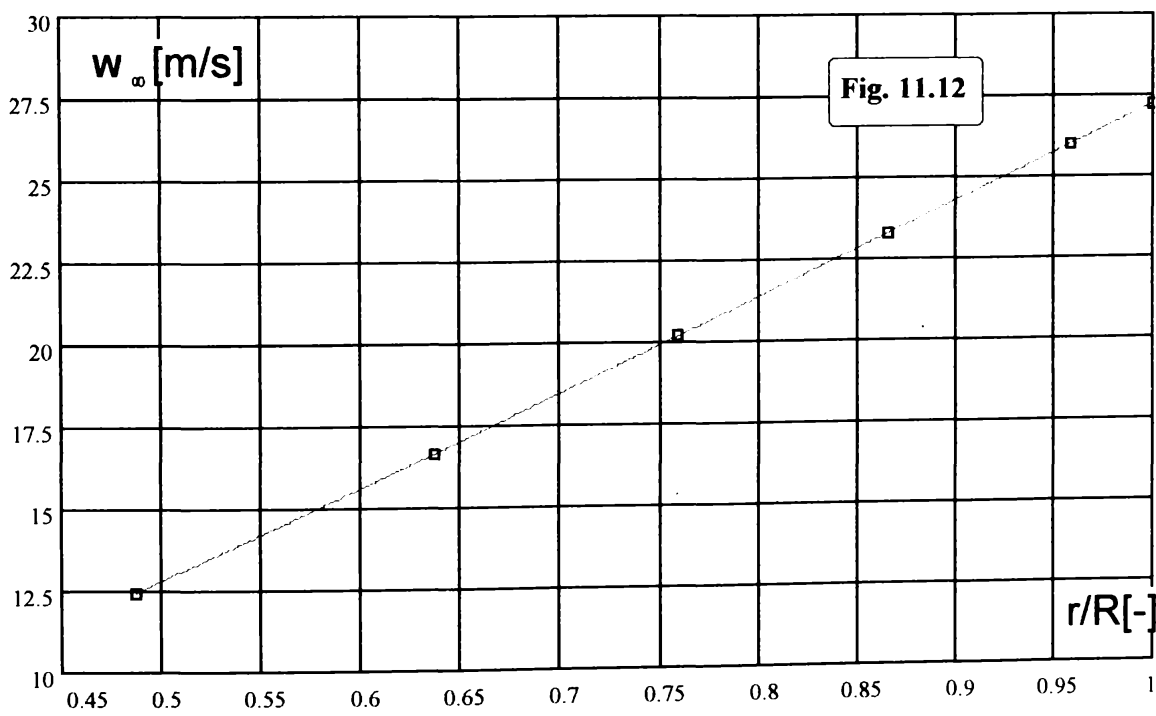
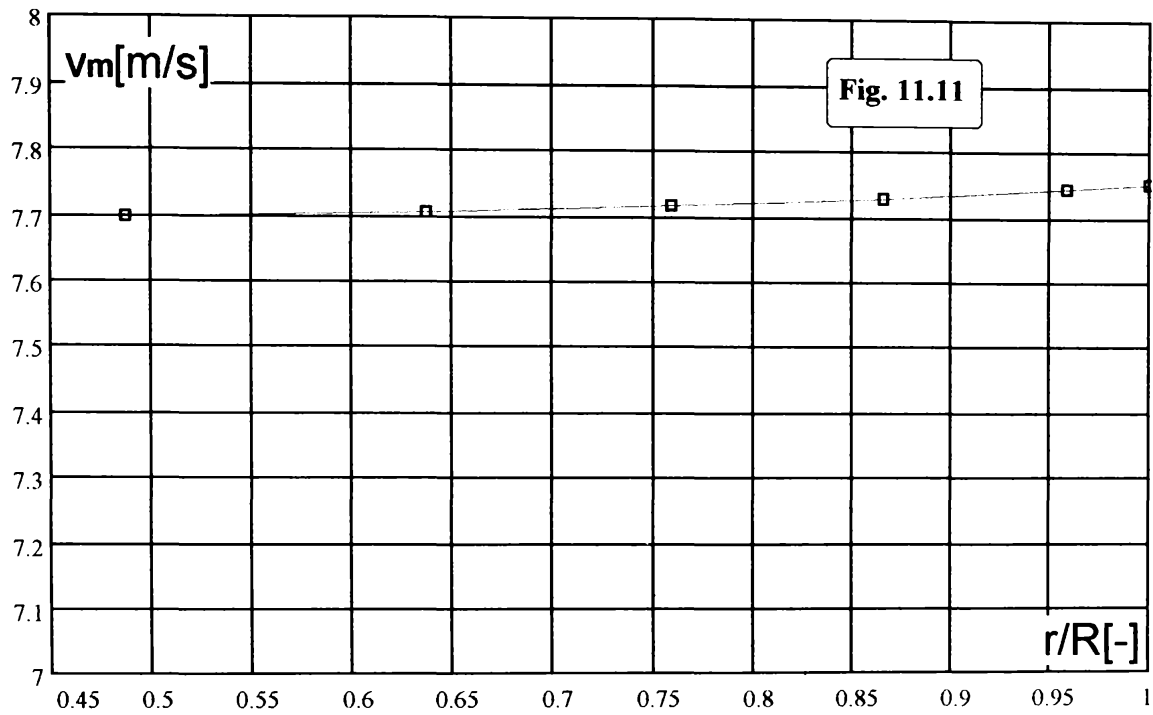


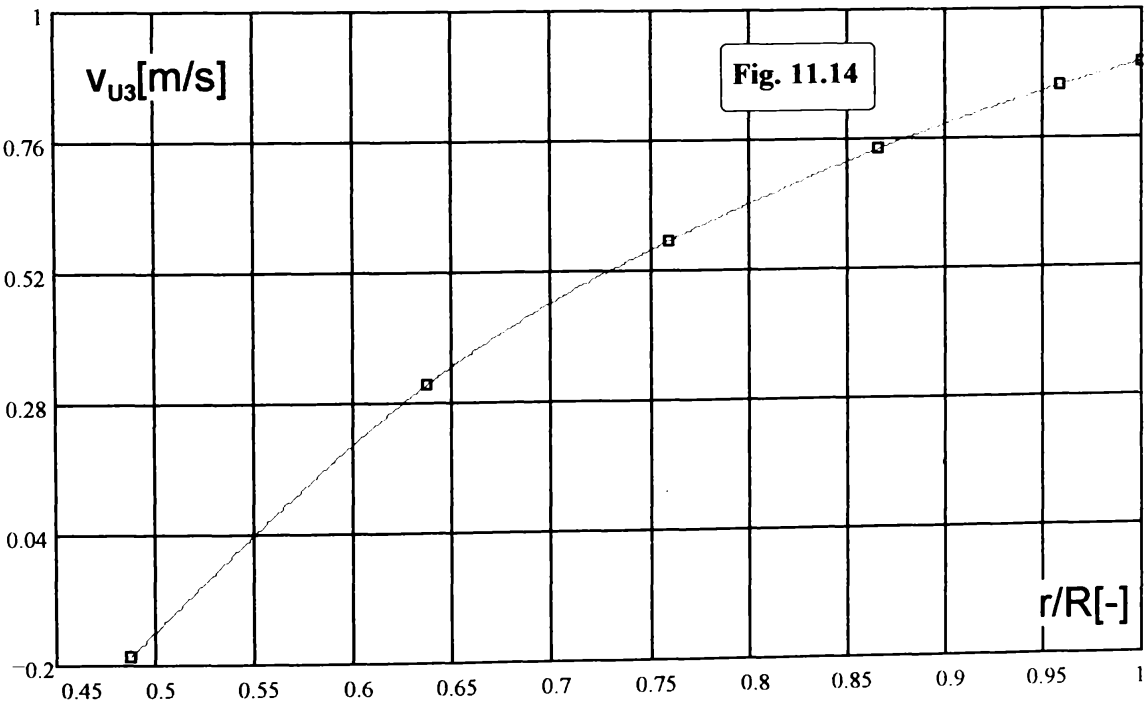
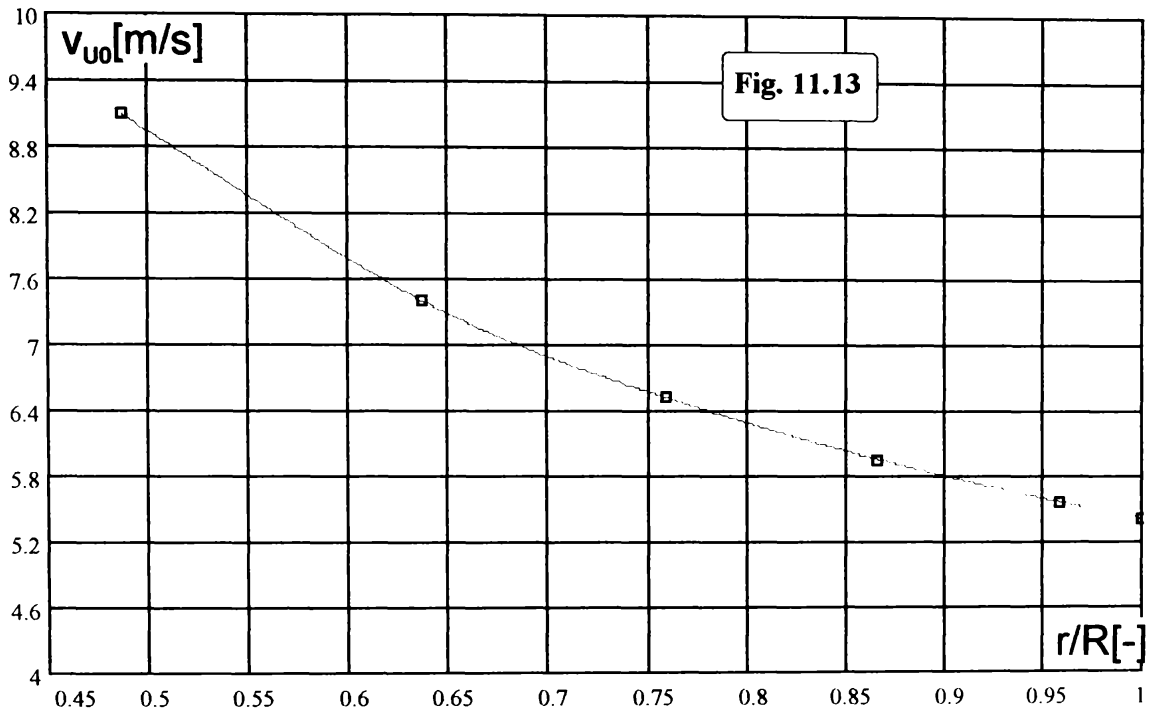


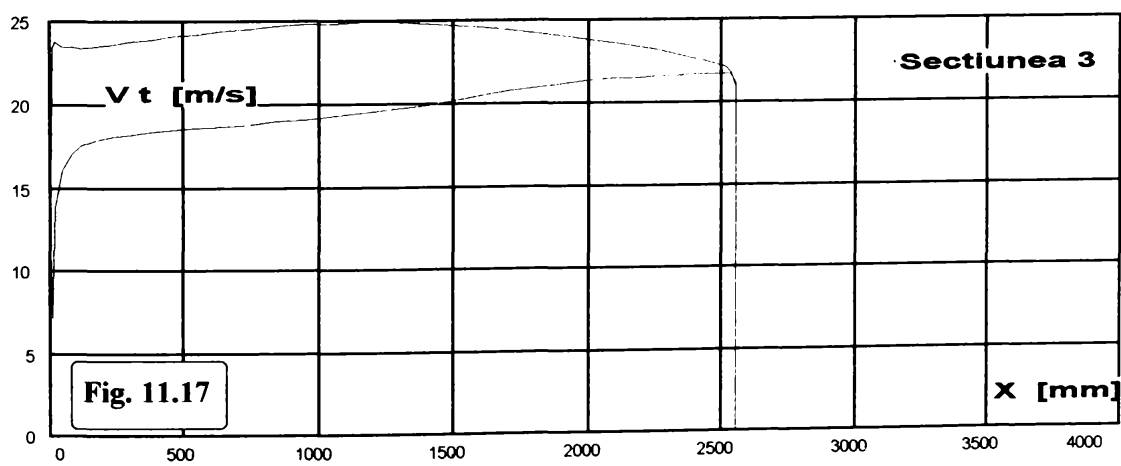
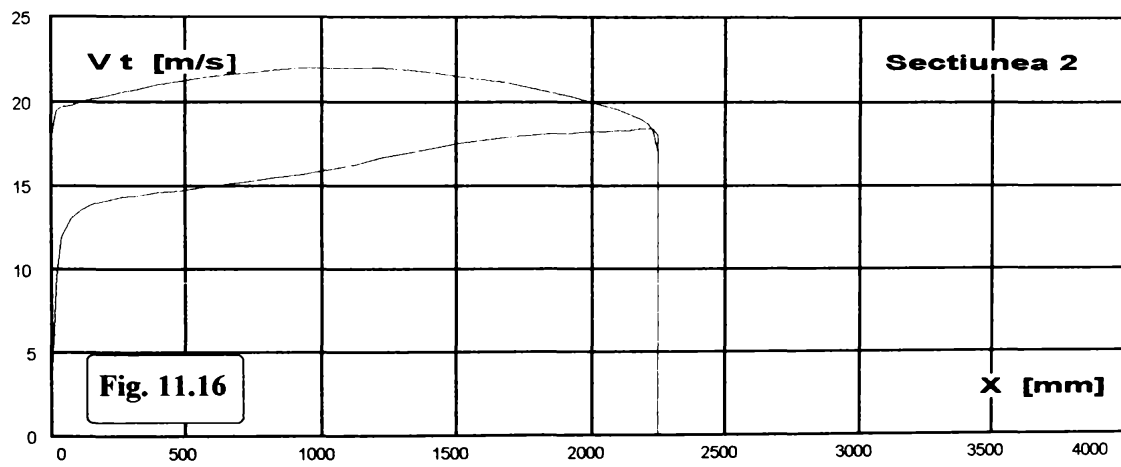
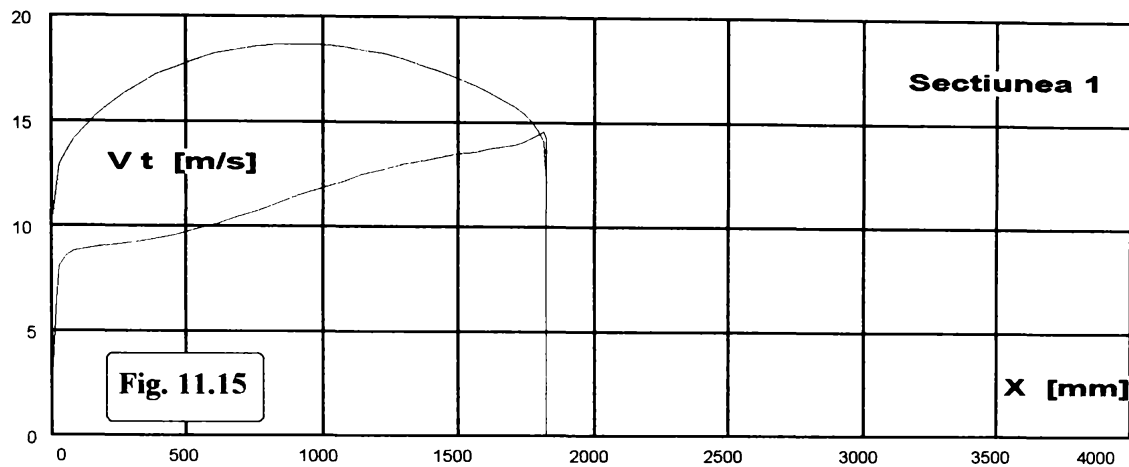


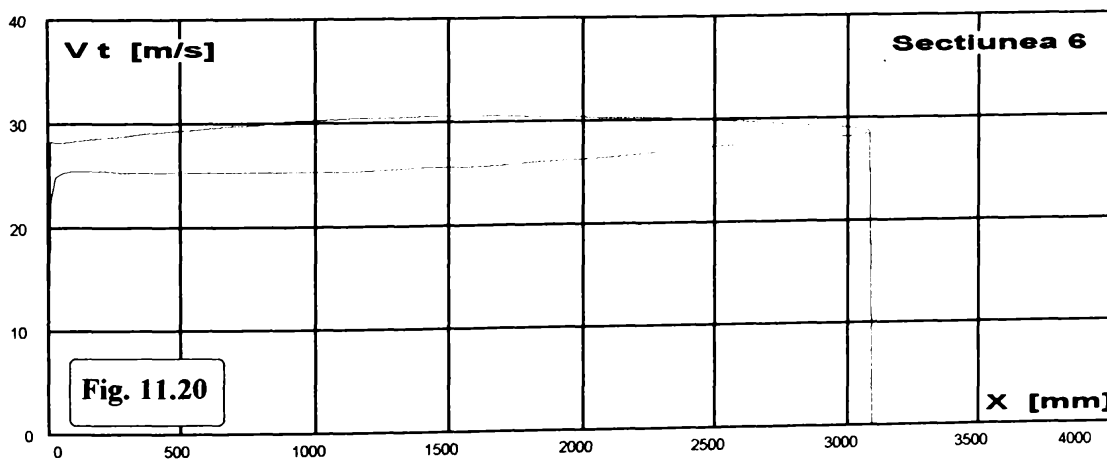
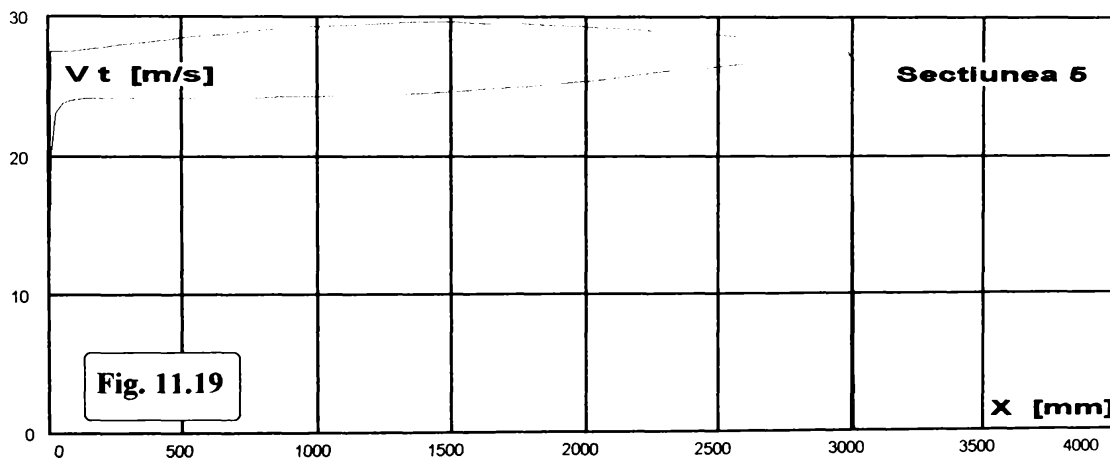
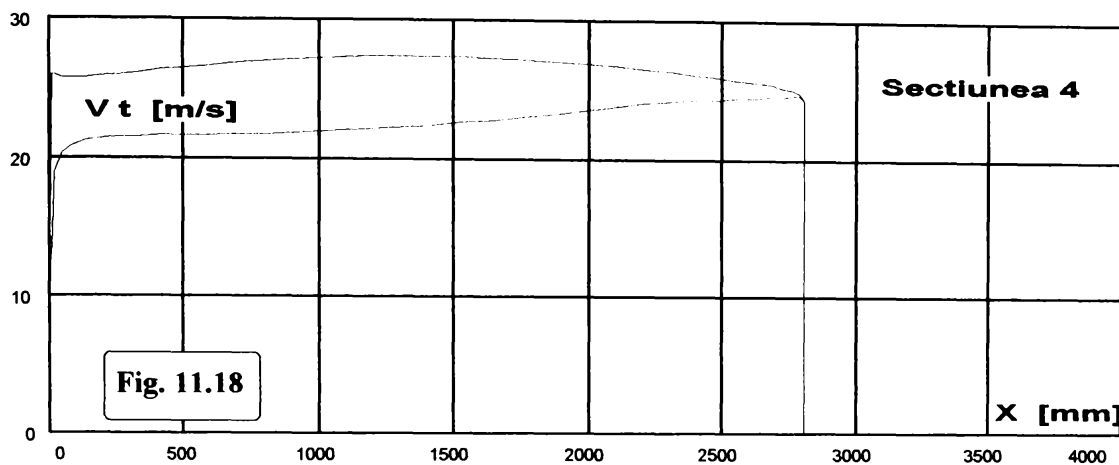


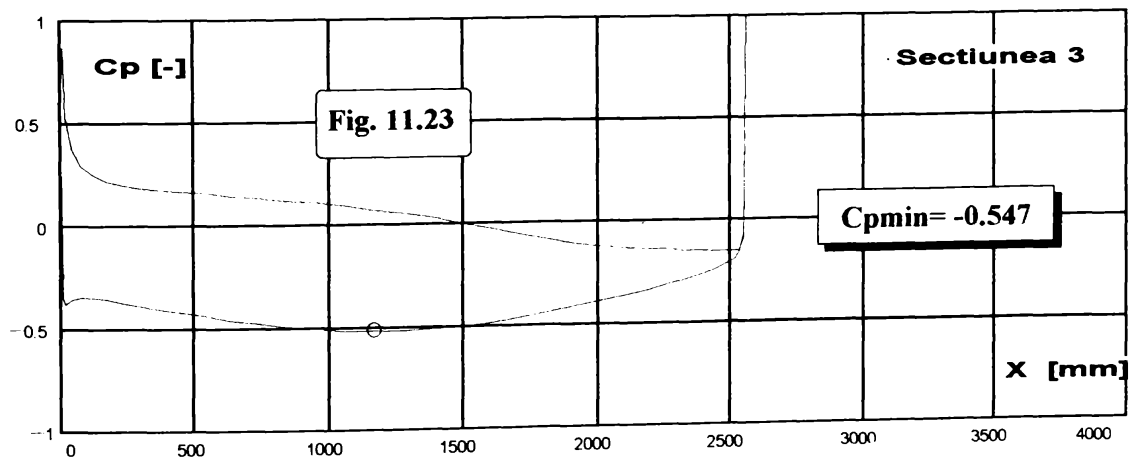
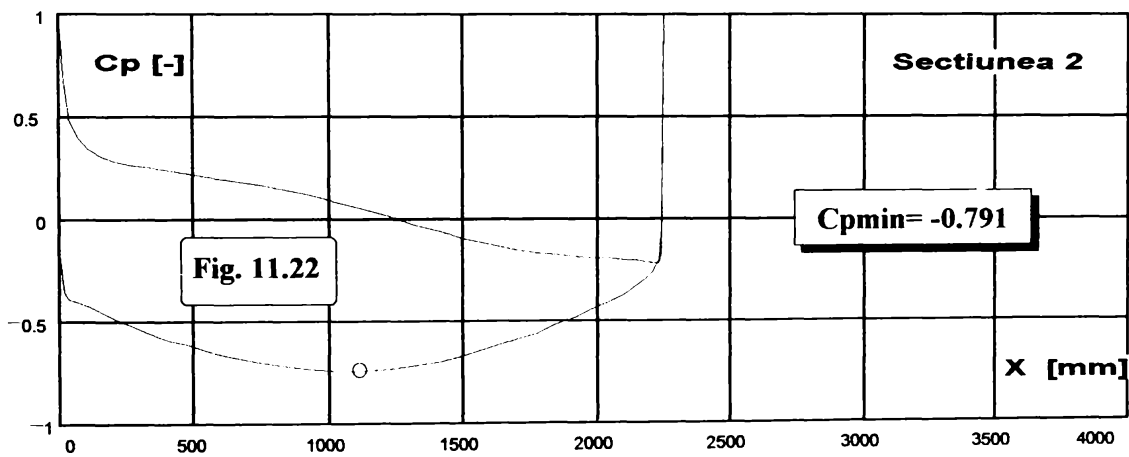
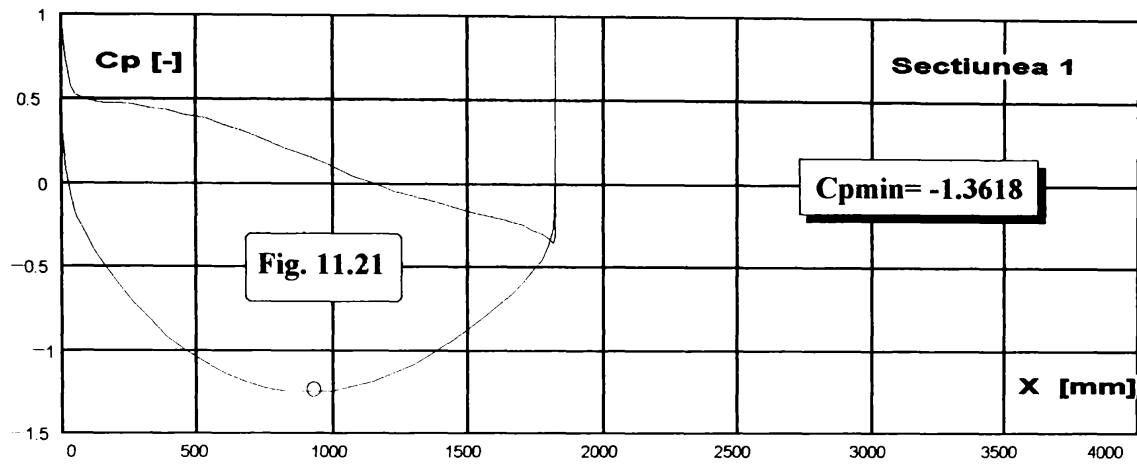


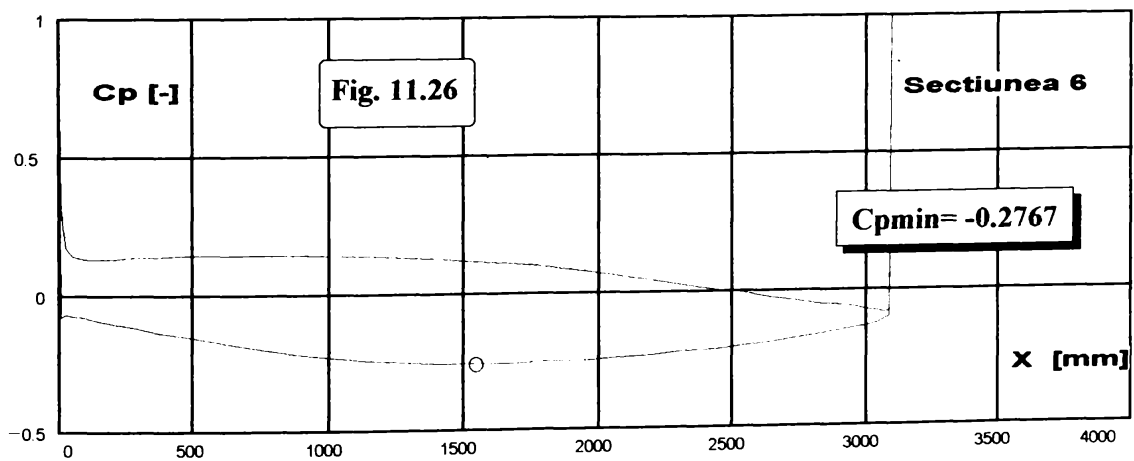
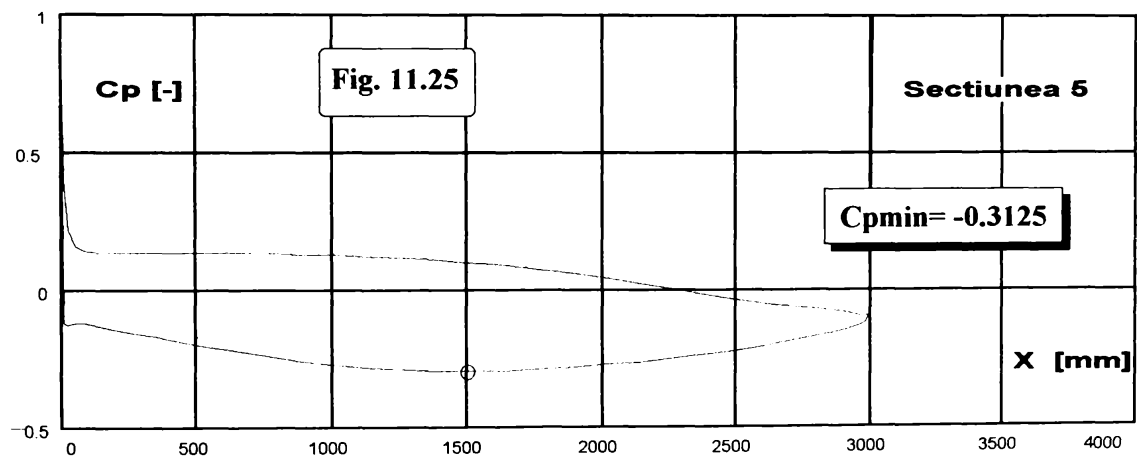
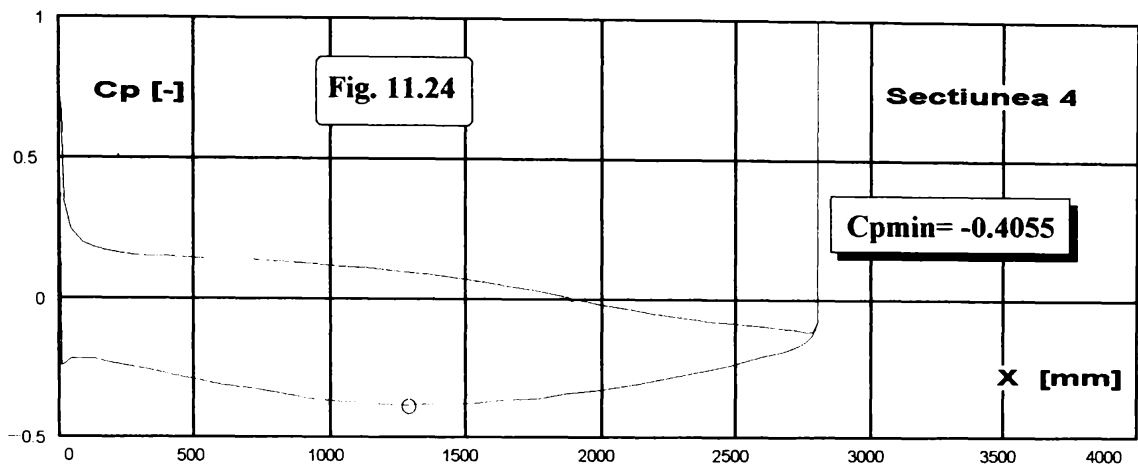












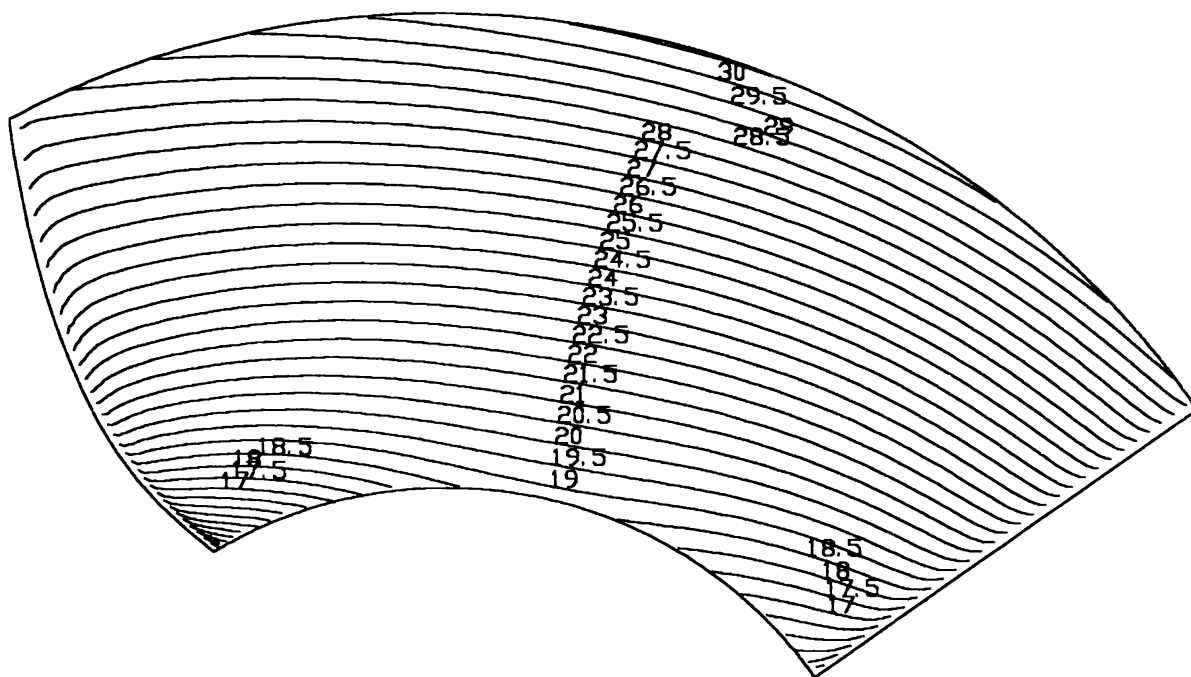


Fig. 11.27 Intersectii cu plane de viteza constanta V_1 EXTRADOS

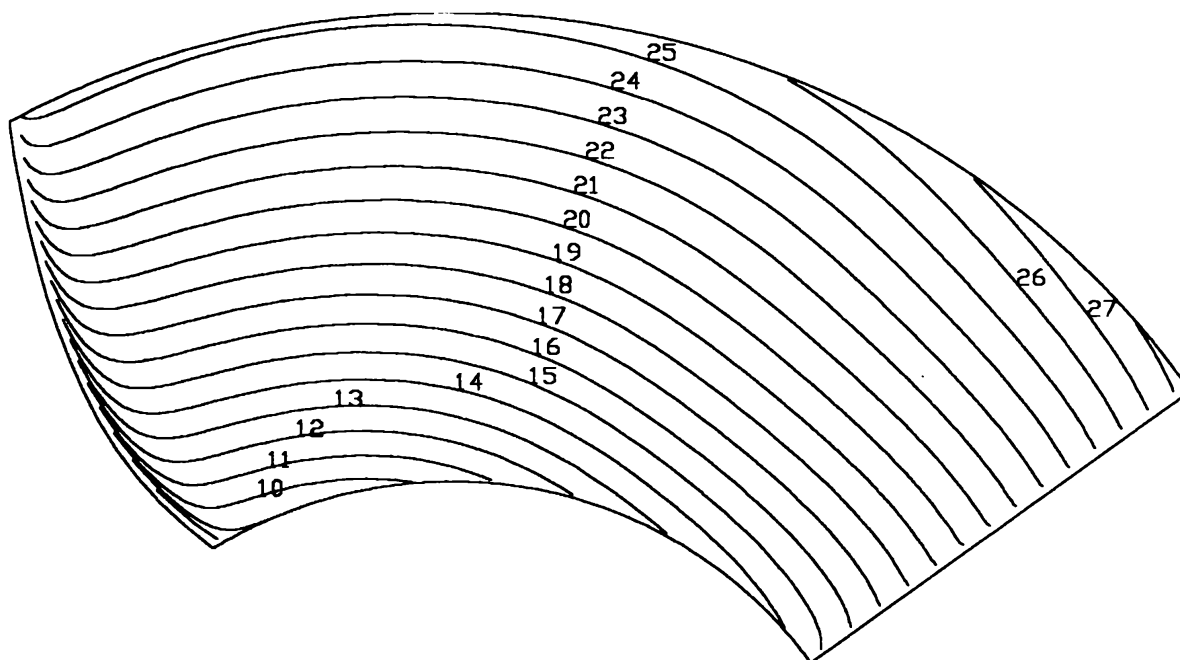


Fig. 11.28 Intersectii cu plane de viteza constanta V_1 INTRADOS



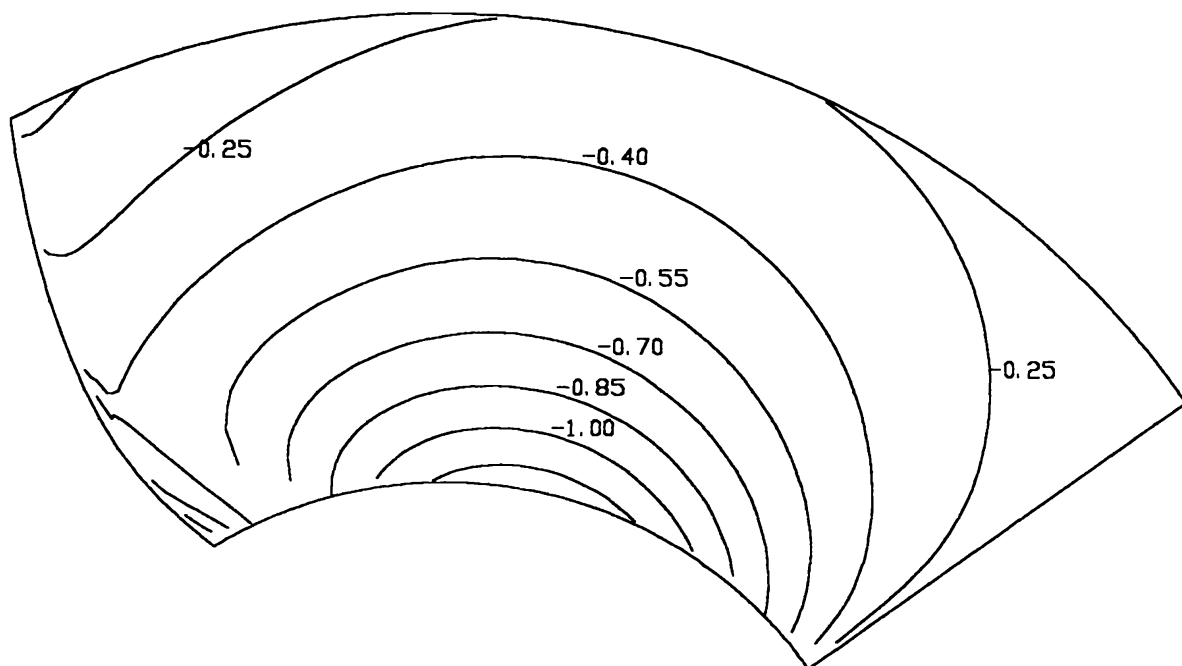


Fig. 11.29 Intersectii cu plane de $C_p = \text{const. EXTRADOS}$

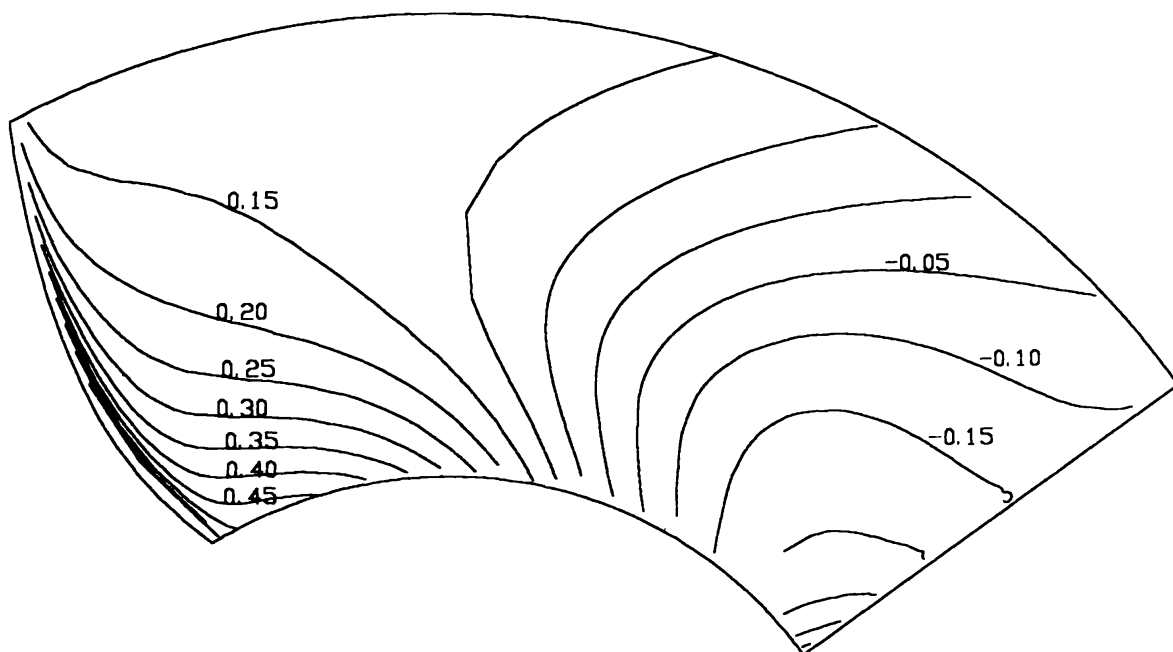


Fig. 11.30 Intersectii cu plane de $C_p = \text{const. INTRADOS}$



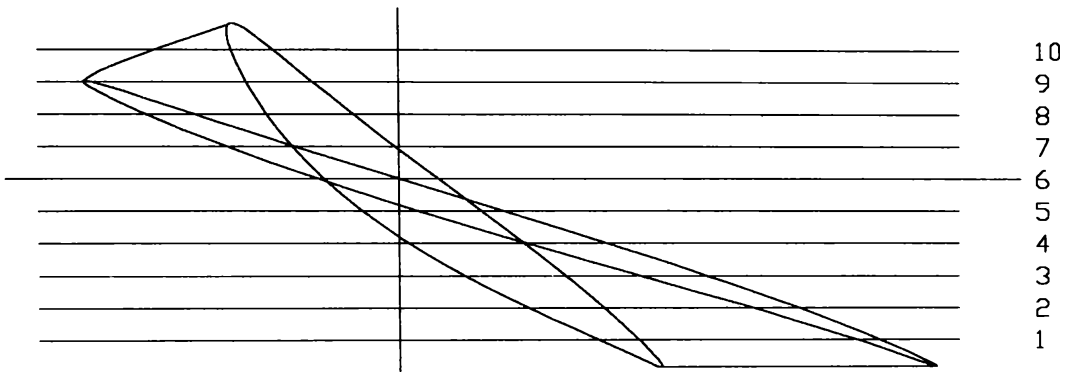


Fig. 11.31 Intersectii paleta rotor R5 cu plane de nivel

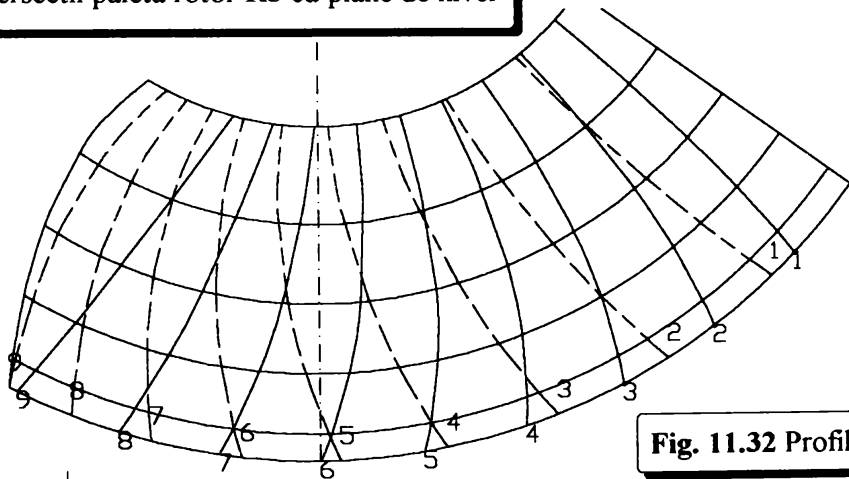
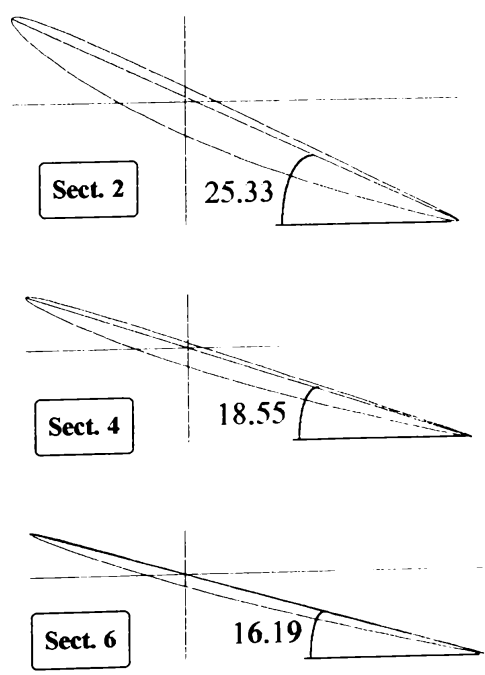
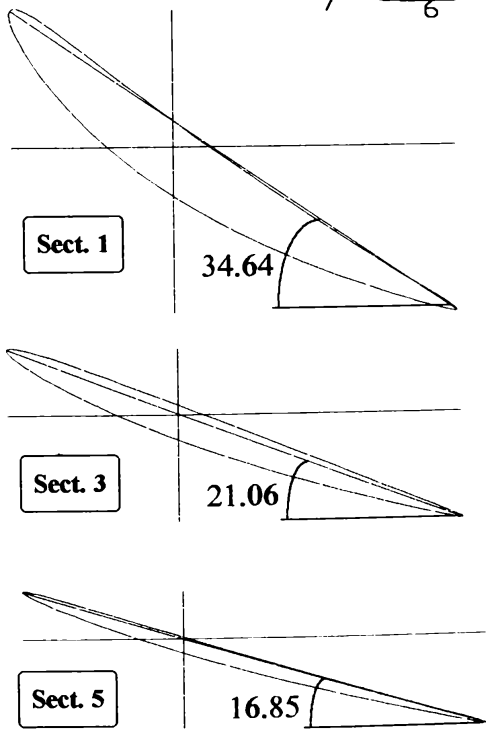


Fig. 11.32 Profile paleta rotor R5



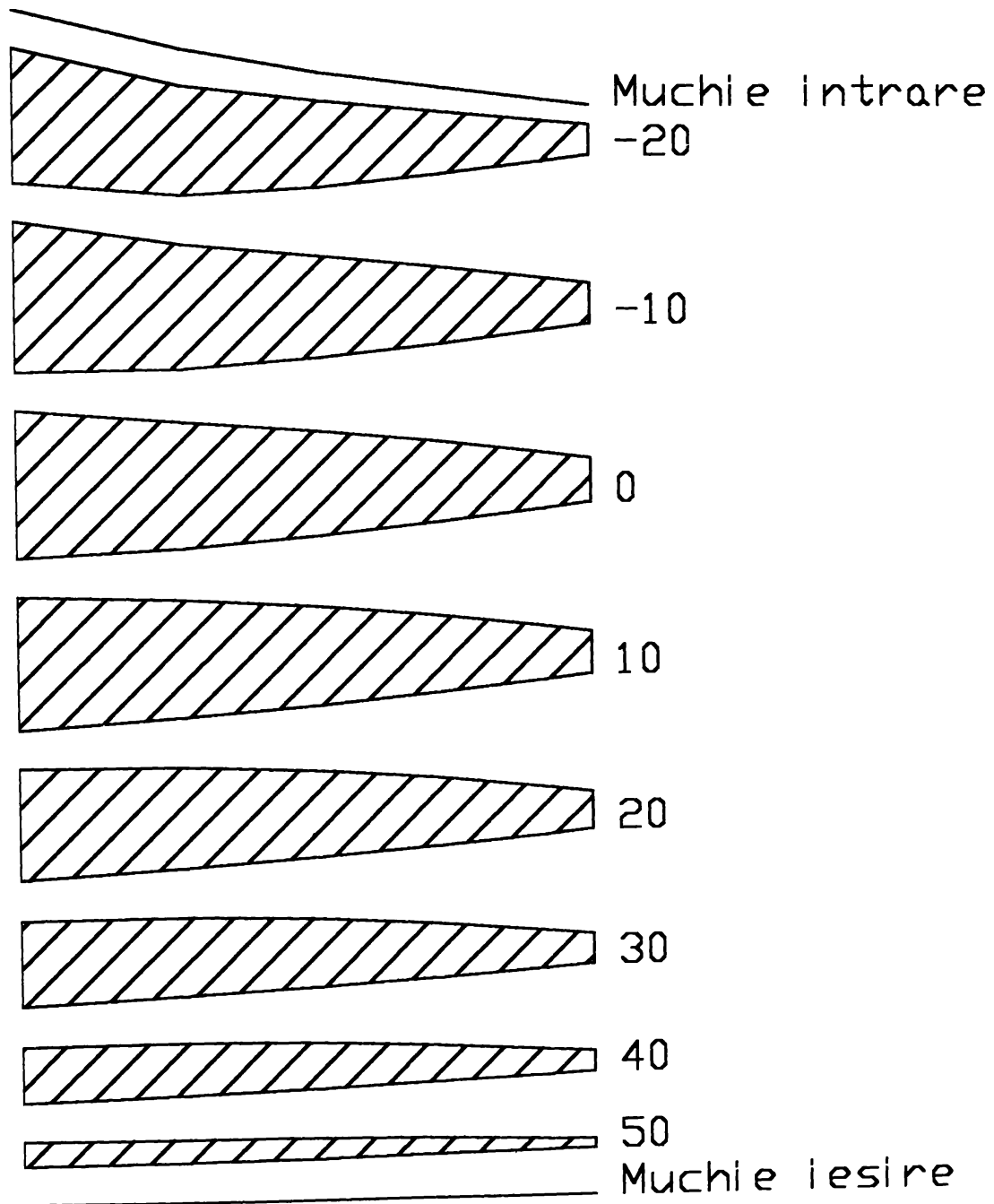


Fig. 11.33 Intersectii paleta rotor R5 cu plane radiale



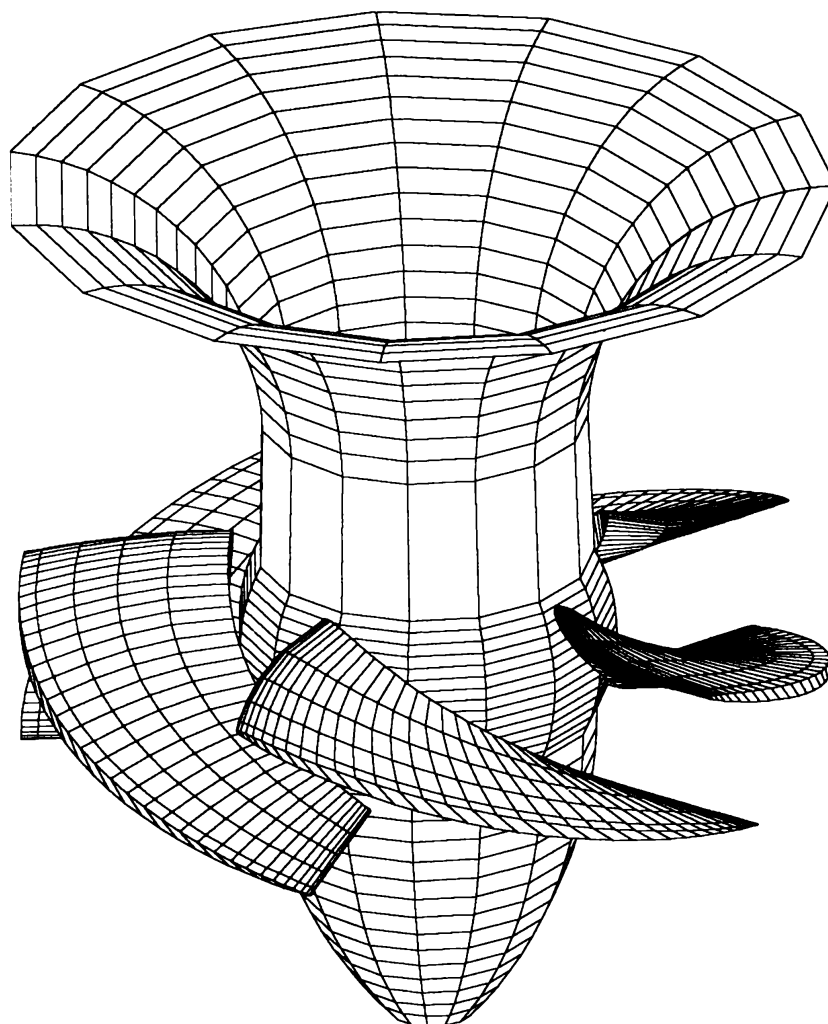


Fig. 11.34 Vedere spatiala rotor R5

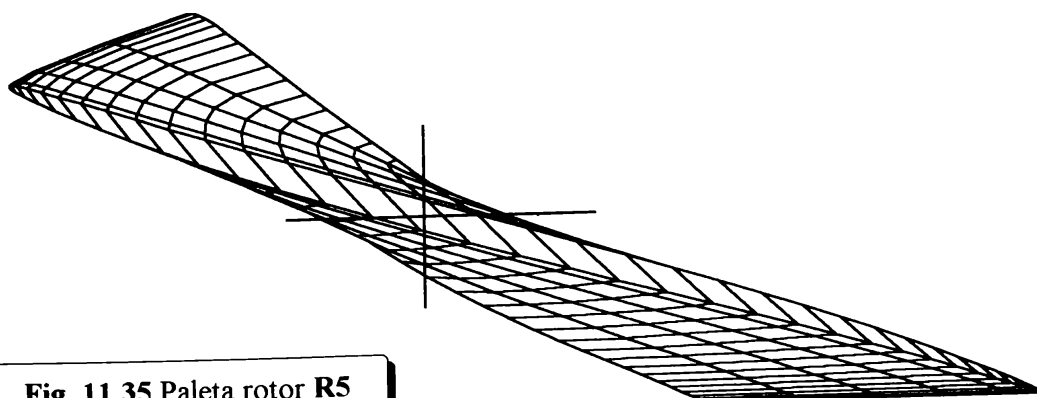


Fig. 11.35 Paleta rotor R5



&12. INFLUENTA UNOR PARAMETRII GEOMETRICI ASUPRA COEFICIENTULUI DE CAVITATIE

Literatura de specialitate ofera rezultate asupra influentei unor parametrii geometrici asupra coeficientului de cavitatie, dintre care unele au fost evidentiate si studiate pentru prima oara la scoala timisoareana de catre acad. I. Anton [1], [2], [4].

Pentru a evidientia influenta unor parametrii asupra coeficientului de cavitatie si totodata capacitatea metodei respectiv a programelor de calcul de a sesiza aceste influente, pentru rotorul **R5** proiectat in **capitolul 11**, s-a calculat **coeficientul de cavitatie σ in punctul de calcul** al rotorului pentru modificari ale datelor initiale corespunzatoare urmatorilor parametrii :

- coeficient de postrotatie la iesirea din rotor k_p
- grosimea relativa a profilului d/l
- pasul relativ al retelei de profile t/l
- diametrul relativ al butucului v .

Pentru a evidientia influenta fiecarui parametru in parte, modificarile parametrilor au fost aplicate succesiv. Valorile parametrilor sint prezentate in **tabelul 12.1**, in acelasi tabel fiind prezentate si valorile calculate ale coeficientului de cavitatie. Semnificatia notatiilor din tabel este urmatoarea :

- (i) indice pentru butuc
- (e) indice pentru periferie
- (m) indice pentru mediu.

Pentru coeficientul de postrotatie k_p s-au admis valori constante functie de raza pentru situatia studiului influentei acestui parametru, in rest s-a admis o variatie liniara intre butuc si periferie cu limitele precizate in tabel.

Pentru grosimea relativa maxima d/l s-a admis o variatie liniara intre butuc si periferie cu limitele precizate in tabel, iar pentru situatia studiului influentei acestui parametru limitele au fost modificate procentual intre 120 % si 80 %.

Pentru pasul relativ t/l s-a admis valoare medie, care variaza pentru situatia studiului influentei acestui parametru, iar intre butuc si periferie s-a admis o variatie liniara cu limitele 1,1 respectiv 0.9 fata de valoarea medie.

Diametrul relativ al butucului v are valori cuprinse intre 0.39 si 0.486 corespunzatoare unor valori ale diametrului cuprinse intre 1600 si 1995 mm pentru situatia studiului influentei acestui parametru, valoarea nominala fiind de 0.463 corespunzatoare diametrului butucului egala cu 1900 mm.

Figurile 12.1, 12.2, 12.3 si 12.4 evidientiaza grafic influenta fiecarui parametru in parte. Pe baza acestor date rezulta urmatoarele concluzii :

- scaderea valorica a coeficientului de postrotatie la iesirea din rotor k_p , care intervine in calculul circulatiei la iesire din rotor, influenteaza coeficientul de cavitatie in sensul cresterii lui
- majorarea grosimii relative a profilului conduce la cresterea coeficientului de cavitatie
- pasul relativ influenteaza coeficientul de cavitatie in sensul scaderii lui pina la o anumita valoare, dupa care acesta urmeaza o alura crescatoare ; deci acest parametru prezinta un optim, din punct de vedere al coeficientului de cavitatie minimal, functie de datele concrete de proiectare si de corelatia cu ceilalti parametrii

- reducerea diametrului butucului conduce la scaderea coeficientului de cavitatie; cercetarile teoretice asupra acestui parametru [1], [2], [4] au evidientiat importanta lui, in sensul ca, pentru aceeasi turatie specifica, diametrul mic al butucului conduce la coeficient de cavitatie σ mic, in timp ce diametrul

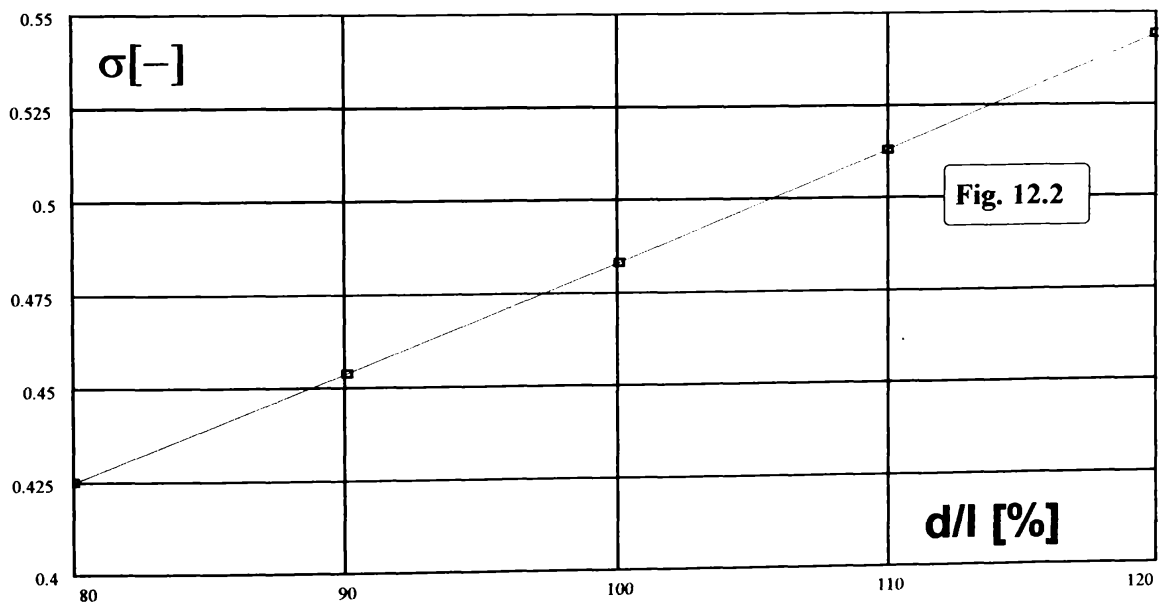
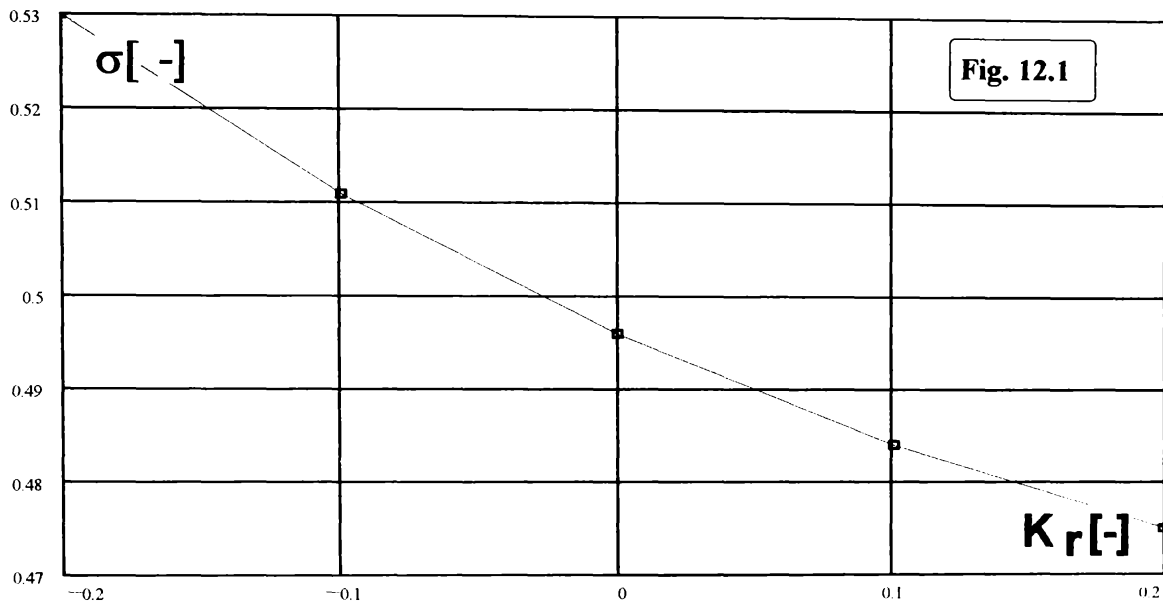


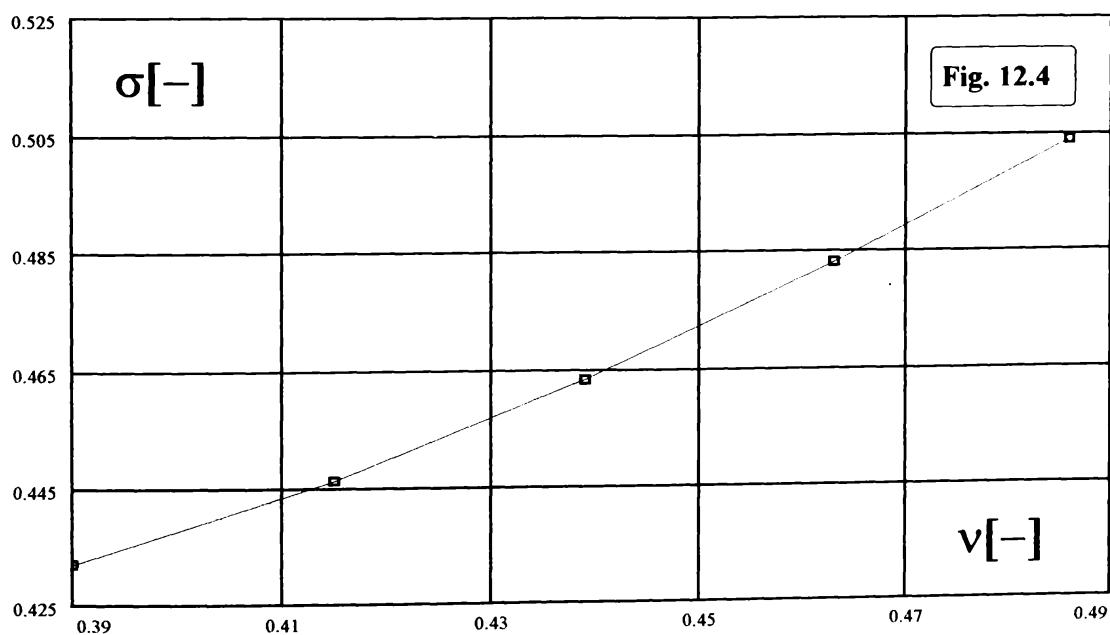
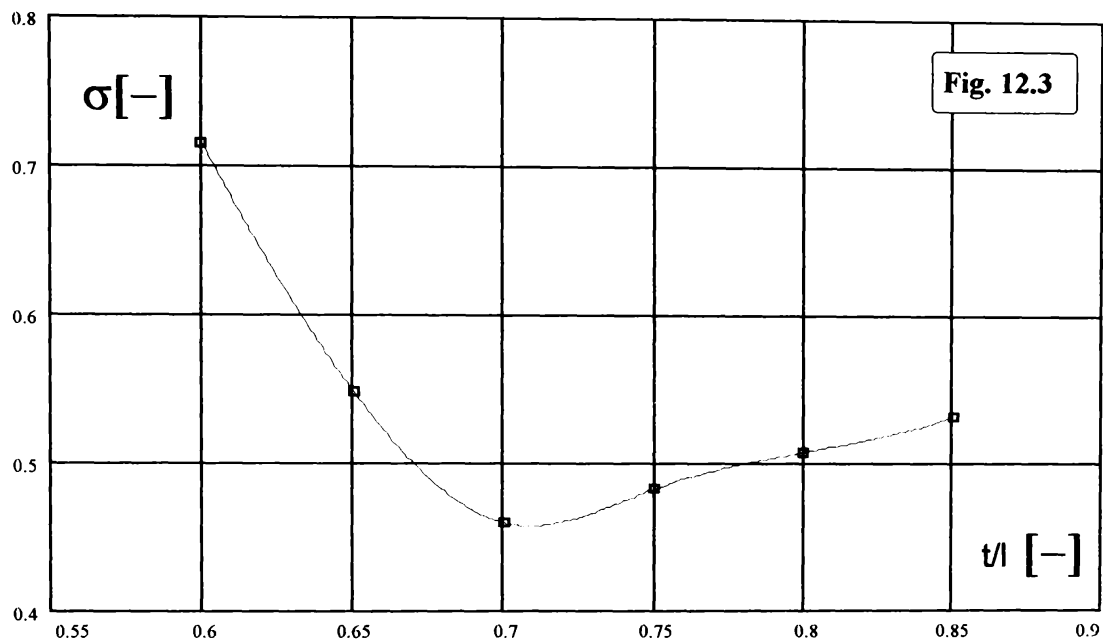
mare al butucului conduce la coeficient de cavitate σ mare si randamente ridicate. De aici rezulta ca problema determinarii diametrului butucului este o problema de optimizare.

Rezultatele obtinute sint in deplina concordanta cu concluziile din literatura de specialitate referitoare la influenta acestor parametrii asupra coeficientului de cavitate si confirma capacitatea metodei respectiv programelor de calcul (dezvoltate in cadrul prezentei lucrari) de a evidientia cantitativ aceste influente. Astfel *inca din faza de proiectare a unui rotor se poate calcula coeficientul de cavitate, ceea ce permite optimizarea proiectarii, fiind in considerare criteriul cavitatonal.*

| STUDIUL INFLUENTEI UNOR PARAMETRII GEOMETRICI ASUPRA COEFICIENTULUI DE CAVITATIE | | | | | | | | |
|--|------|------------------------|-------------------------|-------|---------------|---------------|-------|------------------------|
| | | | | | | | | Tabelul 12.1 |
| k_r | | d/l | | t/l | | | v | σ (teoretic) |
| (i) | (e) | (i) | (e) | (m) | (i) | (e) | | |
| -0.2 | -0.2 | 0.116 | 0.025 | 0.75 | $1.1*(t/l)_m$ | $0.9*(t/l)_m$ | 0.463 | 0.53 |
| -0.1 | -0.1 | | | | | | | 0.511 |
| 0 | 0 | | | | | | | 0.496 |
| 0.1 | 0.1 | | | | | | | 0.484 |
| 0.2 | 0.2 | | | | | | | 0.475 |
| -0.03 | 0.2 | $1.2*(d/l)_i$ 0.139 | $1.2*(d/l)_e$ 0.03 | 0.75 | $1.1*(t/l)_m$ | $0.9*(t/l)_m$ | 0.463 | 0.544 |
| | | $1.1*(d/l)_i$ 0.127 | $1.1*(d/l)_e$ 0.028 | | | | | 0.513 |
| | | $1.0*(d/l)_i$ 0.116 | $1.0*(d/l)_e$ 0.025 | | | | | 0.483 |
| | | $0.9*(d/l)_i$ 0.104 | $0.9*(d/l)_e$ 0.0225 | | | | | 0.454 |
| | | $0.8*(d/l)_i$ 0.09 | $0.8*(d/l)_e$ 0.02 | | | | | 0.425 |
| -0.03 | 0.2 | 0.116 | 0.025 | 0.6 | $1.1*(t/l)_m$ | $0.9*(t/l)_m$ | 0.463 | 0.716 |
| | | | | 0.65 | | | | 0.549 |
| | | | | 0.7 | | | | 0.460 |
| | | | | 0.75 | | | | 0.483 |
| | | | | 0.8 | | | | 0.508 |
| | | | | 0.85 | | | | 0.532 |
| -0.03 | 0.2 | 0.116 | 0.025 | 0.75 | $1.1*(t/l)_m$ | $0.9*(t/l)_m$ | 0.39 | 0.432 |
| | | | | | | | 0.415 | 0.446 |
| | | | | | | | 0.439 | 0.463 |
| | | | | | | | 0.463 | 0.483 |
| | | | | | | | 0.486 | 0.504 |







&13. ALGORITMI SI PROGRAME DE CALCUL

&13.1 MODULE DE CALCUL SI RUTINE

Metoda dezvoltata in cadrul prezentei teze s-a concretizat prin programe specializate de calcul, programe realizate in limbaj TurboBASIC [16], [36], [66], [79], sub sistemul de operare DOS [20], [45] pentru calculatoare IBM compatibile.

In cele ce urmeaza vor fi prezentate in sinteza datele de intrare/iesire si algoritmul sub forma schemei logice, pentru principalele rutine. Simbolurile din cadrul schemelor logice sint cele utilizate in [42], [43]. Rezultatele calculelor se concretizeaza in fisiere, care pot interactiona cu programe specializate de grafica cum ar fi :

- program de desenare : AutoCAD [21], [35], [46], [55], prin care se pot obtine desenele corespunzatoare profilelor, a paletelor, a rotorului, a intersectiilor cu plane radiale si de nivel
- program destinat rezolvarii problemelor de calcul numeric si a reprezentarilor grafice : MathCAD sub Windows [63], [71], [37], prin care se pot obtine reprezentarile grafice ale rezultatelor obtinute.

Programul este format din 7 module principale si 24 rutine, continind cca. 5200 linii de program, dimensiunea totala a sursei programului fiind de cca. 200 ko. In cursul executiei sint afisate sub forma numerica si grafica rezultate intermediare si finale ale calculului si se creeaza posibilitatea de interventie si decizie asupra solutiei. Programul permite atat proiectarea unui nou rotor cit si analiza unui rotor existent.

Modulele principale, a caror asamblare este prezentata in figura 13.1, sint urmatoarele :

- **DATEIN** - modul de introducere a datelor initiale ale programului
- **ROTOR1** - modul care calculeaza profilele corespunzatoare sectiunilor de calcul (coeficienti Fourier, coordonate tridimensionale, caracteristici geometrice), elemente asimptotice pentru paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ si care creeaza fisierele de interactiune cu celelalte module ale programului
- **ROTOR2** - modul care calculeaza distributia de viteze si presiuni pe profilele sectiunilor de calcul
- **ANALIZA** - modul care calculeaza profilele corespunzatoare sectiunilor de calcul pentru paleta dispusa la un unghi ϕ oarecare, elementele asimptotice si coeficientul de cavitate pentru punctul de functionare
- **INTERS** - modul care calculeaza numeric intersectiile distributiilor de viteze/presiuni cu plane de viteza/presiune constanta
- **SABLOANE** - modul care calculeaza sabloanele necesare executiei paletelor, volumul si centrul de greutate
- **LISTROT** - modul care listeaza datele de intrare precum si rezultatele finale ale programului.

Rutinele se impart in trei categorii principale :

- **rutine de calcul hidrodinamic** - calcul coeficienti polinom trigonometric pentru un profil dat prin puncte sau pentru profile calculate din conditii hidrodinamice si geometrice, calculul constantei "k" care intevine in expresia vitezei meridiane, calcul coordonate profil prin polinom trigonometric Fourier, calcul parametru "m" al cercului generator Weing, calculul coeficientul de portanta C_{APF} , a unghiului de incidenta α_{rPF} , a coeficientul de postrotatie la iesirea din rotor K_{rPF} si a unghiului vitezei asimptotice β_{rPF} pentru punctul de functionare prin intersectia caracteristicii teoretice $C_A=f(\alpha_r)$, calculata prin metoda O.



Popa si a caracteristicii $C_A=f(\alpha_\infty)$, rezultata din ecuatia fundamentala a turbinelor, calcul distributiei de viteze pentru un profil dispus in retea rectilinie prin metoda O. Popa, calcul coordonate profile rezultate din intersectia paletei rotite cu cilindrii sectiunilor de calcul, calcul ax rotatie paleta, etc.

- **rutine de calcul numeric** - generare functii spline, interpolarea unor coordonate prin functii spline de tip cubic, interpolare de tip Lagrange, ordonare de vectori, calcul numeric a radacinilor unei ecuatii, etc.

- **rutine de grafica** - trasarea unei curbe date prin puncte, rotire coordonate, afisarea tabelara a unor valori simultan cu trasarea grafica a curbelor, etc.

Numele si functia rutinelor utilizate de catre modulele principale sint specificate in **tabelul 13.1**

Tabel nr. 13.1

| Nr. crt. | Denumire rutina | Funcția |
|----------|-----------------|---|
| 1. | A4B4FPL | Calcul coeficienti Fourier si sageata relativa pentru profile rezultate din conditii hidrodinamice si geometrice impuse (proiectare) |
| 2. | AXROT | Biblioteca care contine rutinele : - AXROT- utilizata la calculul coordonate pozitie bord de fuga in raport cu ax de rotatie paleta - INTERS1, INTERS2 - utilizate la rezolvarea numerica a intersectiei paletei cu plane radiale respectiv plane de nivel |
| 3. | BG | Biblioteca care contine rutinele : - MINMAX - calcul minimului/maximului unui vector - CAREU - trasarea careului unei ferestre utilizator a ecranului - CURBA - trasarea unei curbe data intr-un vector - MARCA - marcarea punctelor unei curbe - EXTLIM - extinderea limitelor unei ferestre utilizator |
| 4. | BMSPLPAS | Biblioteca care contine rutinele : - MOMENT - rezolvare sistem ecuatii liniare cu matrice tridiagonala pentru determinarea derivatelor de ordin doi ale functiei spline - SPLINE - calcul valori intermediare pentru o curba data prin puncte, prin interpolare cu functii spline de tip cubic - GRAFSPL - trasarea unei curbe date initial intr-un vector prin coordonate recalulate cu functii spline cubice |
| 5. | BRWS | Rutina de afisarea tabelara a unor valori date intr-un vector |
| 6. | CALCULK | Calcul numeric al constantei "k" care intervine in expresia vitezei meridiane |
| 7. | CEXTSPL | Calculul extremelor unei functii date discret prin puncte prin aproximarea functiei cu functii SPLINE cubice |
| 8. | COPRO | Calcul coordonate (X,Y) profil pentru care se cunosc coeficientii Fourier intr-un punct dat prin unghiul ϕ |
| 9. | FIPSI | Calculul parametrului ψ corespunzator argumentului ϕ din cercul Weing |



| Nr. crt. | Denumire rutina | Funcția |
|----------|-----------------|--|
| 10. | FOURIER | Calcul coeficienti Fourier pentru un profil plecind de la ordinate Y/L echidistante |
| 11. | G20G21 | Calcul constante care intervin in expresia vitezei tangentiale pe profil |
| 12. | LAGRAN | Calcul valori intermediare pentru o curba data prin puncte, prin interpolare cu polinoame Lagrange |
| 13. | KRAIN3 | Calcul coeficient de portanta C_{APF} , unghi de incidenta $\alpha_{\sigma PF}$, coeficient de postrotatie la iesire din rotor K_{TPF} si unghi viteza asimptotica $\beta_{\sigma PF}$ pt. punctul de functionare prin intersectia caracteristicii teoretice $C_A=f(\alpha_\sigma)$, calculata prin metoda O.Popa si a caracteristicii $C_A=f(\alpha_\sigma)$, rezultata din ecuatia fundamentala a turbinelor |
| 14. | LINIE | Rutina de generare bara de tip "termometru" care evidentiaza progresia calculelor |
| 15. | MESAJ | Rutina de afisare mesaje pe parcursul evolutiei programului |
| 16. | MMIC | Rutina de calcul numeric al parametrului "m" al cercului generator Weing |
| 17. | ORDON | Rutina de ordonare crescatoare/ descrescatoare a valorilor dintr-un vector |
| 18. | ORIZ2345 | Rutina de afisare a valorilor a maxim 5 vectori simultan cu afisarea graficelor corespunzatoare |
| 19. | PGPROFIL | Rutina de calcul a parametrilor geometrici ai unui profil dat prin coeficienti Fourier |
| 20. | ROTIPAL | Calcul profile rezultate din intersectia paletei rotite la unghiul ϕ cu cilindrii sectiunilor de calcul, avind ca rezultate urmatoarele caracteristici: - coeficienti Fourier profile - coordonate bord de fuga ale profilelor in raport cu axul de rotatie - variatia corzii profilelor - unghiul λ al retelelor rectilinii de profile - pasul relativ al retelelor rectilinii de profile cu sau fara afisarea tridimensionala a paletei dispuse la unghiul ϕ |
| 21. | ROTIRE | Calculul coordonatelor tridimensionale rotite ale unui corp supus unei rotatii |
| 22. | SPATIAL | Rutina de vizualizare a unui corp prin trasarea curbilor caracteristice, cu posibilitatea rotirii acestuia |
| 23. | VITEZEFI | Calculul distributiei vitezei tangentiale pentru un profil dispus in retea rectilinie la unghi ϕ impus |
| 24. | VITPSI | Calculul distributiei vitezei tangentiale pentru un profil dispus in retea rectilinie la unghi ψ impus |



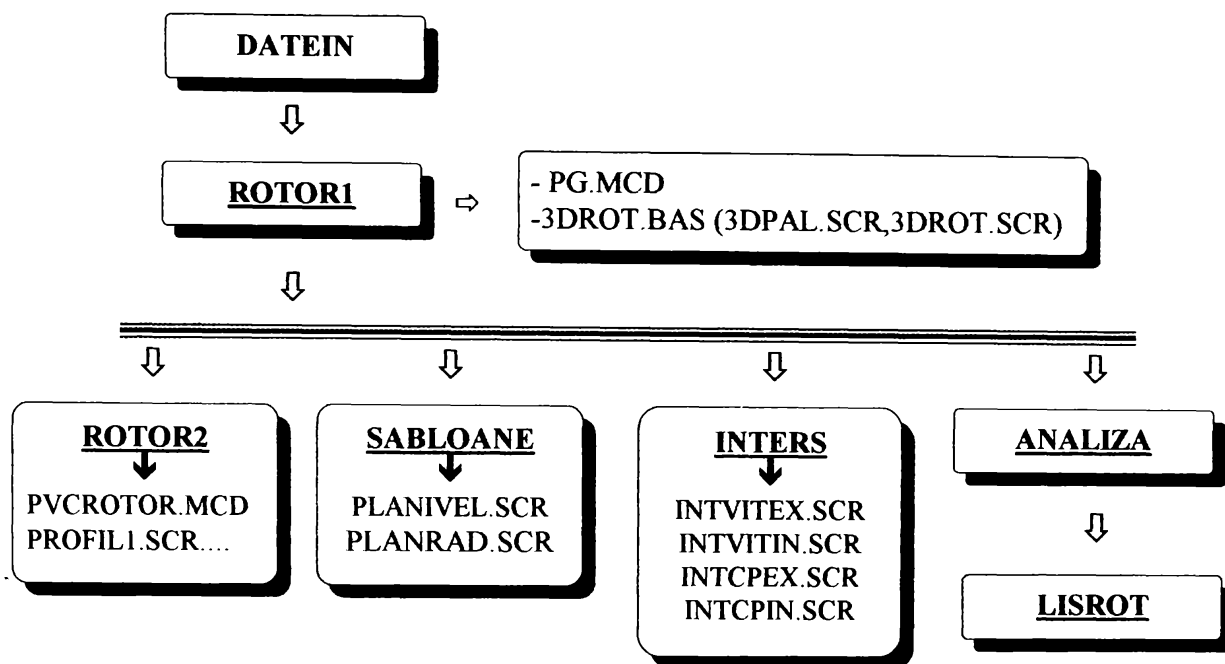


Fig. 13.1

Figura 13.1 prezinta modul de asamblarea a modulelor principale. Dupa stabilirea datelor initiale prin modulul DATEIN, se ruleaza modulul ROTOR1, care genereaza urmatoarele fisierle :

- PG.MCD - fisier de transfer a datelor in programul MathCAD, pentru trasarea curbelor parametrilor geometrici ai profilului corespunzatoare sectiunilor de calcul
- 3DROT.BAS - fisier prin a carui executie se creeaza fisierle 3DPAL.SCR, 3DROT.SCR, care permit importul datelor in AutoCAD pentru trasarea paletei respectiv rotorului
- alte fisierle de date pentru conexiunea cu celelalte module principale ale programului.

Modulul ROTOR2 permite calculul coordonatelor profilului pentru paleta rotor dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ si creeaza urmatoarele fisierle :

- PVCROTOR.MCD - fisier de transfer a datelor in programul MathCAD, pentru desenarea profilului, a distributiei de viteze respectiv presiuni
- PROFIL1.SCR... - fisierle pentru importul datelor in AutoCAD pentru trasarea profilului

Modulul SABLOANE permite calculul coordonatelor sabloanelor profilului pentru paleta rotor dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$, calculeaza intersectiile paletei cu plane radiale si de nivel si volumul paletei si creeaza fisierlele PLANIVEL, PLANRAD, fisierle pentru importul datelor in AutoCAD pentru trasarea intersectiilor paletei cu plane radiale respectiv de nivel.

Modulul INTERS permite calculul intersectiilor cu plane de viteze respectiv presiune constanta si creeaza fisierle INTVITEX.SCR, INTVITIN.SCR, INTCPEX.SCR, INTCPIN.SCR, fisierle pentru importul datelor in AutoCAD pentru trasarea acestor intersectii.

Modulul ANALIZA permite analiza din punct de vedere cavitional a rotoarelor.

Modulul LISROT permite listarea la imprimanta a rezultatelor modulelor anterioare.

In continuare vor fi descrise sintetic principalele module si rutine ale programului, cu exemplificari ale listingului formei sursa.



&13.2 DATE INITIALE DE CALCUL

Rularea programului necesita datele de intrare specificate in **tabelul 13.2**, date, care se introduc prin intermediul modului **DATEIN**, creind fisierul **DAIROT.DAT**, necesar celorlalte module de program.

Tabel nr. 13.2

| Marime | Simbol | OBSERVATII | |
|---|-------------------|---|---|
| | | PROIECTARE | ANALIZA |
| PROANA | - | Indice care specifica modul de rulare | |
| | | [1] se impune " α_∞ " si " K_r " | [2] se impune " λ " si se cunoaste geometriei paletii rotorice si diagrama energetica determinata experimental. |
| Diametru rotor | D_1 | dimensionare | cunoscut din desenul paletii |
| Numar palete rotor | Z_r | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | cunoscut din desenul paletii |
| Numar sectiuni de calcul | N_s | se impune | cunoscut din desenul paletii |
| Diametru relativ butuc | v | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | cunoscut din desenul paletii |
| Parametrii unitari in punctul de proiectare / analiza | $n_{11} ; Q_{11}$ | se impun functie de necesitatile de proiectare | cunoscut din diagrama universală energetica |
| Caderea in punctul de proiectare / analiza | H | se impune functie de necesitatile de proiectare | cunoscut din parametrii amenajarii |
| Deschiderea relativa aparat director in punctul de proiectare / analiza | a_{or} | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | cunoscut din diagrama universală energetica |
| Denumire turbina | - | se impune | cunoscuta |
| Raze sectiuni de calcul | r | se impun | cunoscute din desenul paletii |
| Variatie pas relativ sectiuni de calcul pt. paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ | t/L | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | cunoscute din desenul paletii |
| Randament in punctul de proiectare / analiza pt. paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ | η | se impune | cunoscut din diagrama universală energetica |



| Marime | Simbol | OBSERVATII | |
|---|-------------------|---|---|
| | | PROIECTARE | ANALIZA |
| Variatie unghi de incidenta pt. punctul de proiectare | α_{∞} | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | nu este data de intrare ; se calculeaza de program |
| Variatie coeficient de postrotatie la iesire din rotor pt. punctul de proiectare | k_r | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | nu este data de intrare ; se calculeaza de program |
| VARAX | | Indice care specifica modul de rulare | |
| | | [0] - muchia de iesire a paletei rezulta prin calcul din conditiile impuse ↓ | [1] - coordonatele muchiei de iesire sint cunoscute pentru toate sectiunile ↓ |
| Coordonate pozitie bord de fuga in raport cu ax de rotatie paleta | - | se impune sub forma unui coeficient procentual la una dintre sectiuni, iar la restul se calculeaza astfel incit muchia de iesire a paletei sa respecte o curba impusa | cunoscute din desenul paletei |
| Variatie unghi de dispunere retele rectilinii corespunzatoare sectiunilor de calcul , in punctul de analiza, pt. paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ | λ | nu este data de intrare ; se calculeaza de program | cunoscuta din desenul paletei |
| VARPRO | - | Indice care specifica modalitatea de calcul a profilelor | |
| | | [1] Se impun X_f ; d/L ; X_d ; ϵ iar profilele rezulta din program ↓ | Profilele sint cunoscute din desenul de executie al paletei ↓ |
| Variatie pozitie sageata maxima relativa | X_f | se adopta conform literaturii de specialitate si/sau din experienta de proiectare | nu sint data de intrare ; se calculeaza de program |
| Variatie grosime maxima relativa | d/L | | |
| Variatie pozitie grosime maxima relativa | X_d | | |
| Variatie coeficient rotunjire la bord de fuga | ϵ | | |
| Coordonate profile corespunzatoare sectiunilor de calcul , in punctul de analiza, pt. paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ | - | nu este data de intrare ; se calculeaza de program | Cunoscute din desenul paletei, putind fi impuse [VARPRO]: - coordonate pe frontiera echidistante [2] sau nu [3] - coordonate Fourier [21] |



&13.3 MODULUL "ROTOR1"

Modulul **ROTOR1** calculeaza profilele corespunzatoare sectiunilor de calcul (coeficienti Fourier, coordonate tridimensionale, caracteristici geometrice), elemente asimptotice pentru paleta dispusa la unghiul $\phi=0^\circ$ si care creeaza fisierele de interactiune cu celelalte module ale programului, utilizind urmatoarele rutine : BRWS, BG, BMSPLPAS, MMIC, A4B4FPL, FOURIER, PGPROFIL, AXROT, COPRO, KRAINF3, CALCULK, G20G21, ORIZ2345, LINIE. Schema logica este prezentata in figura 13.2.

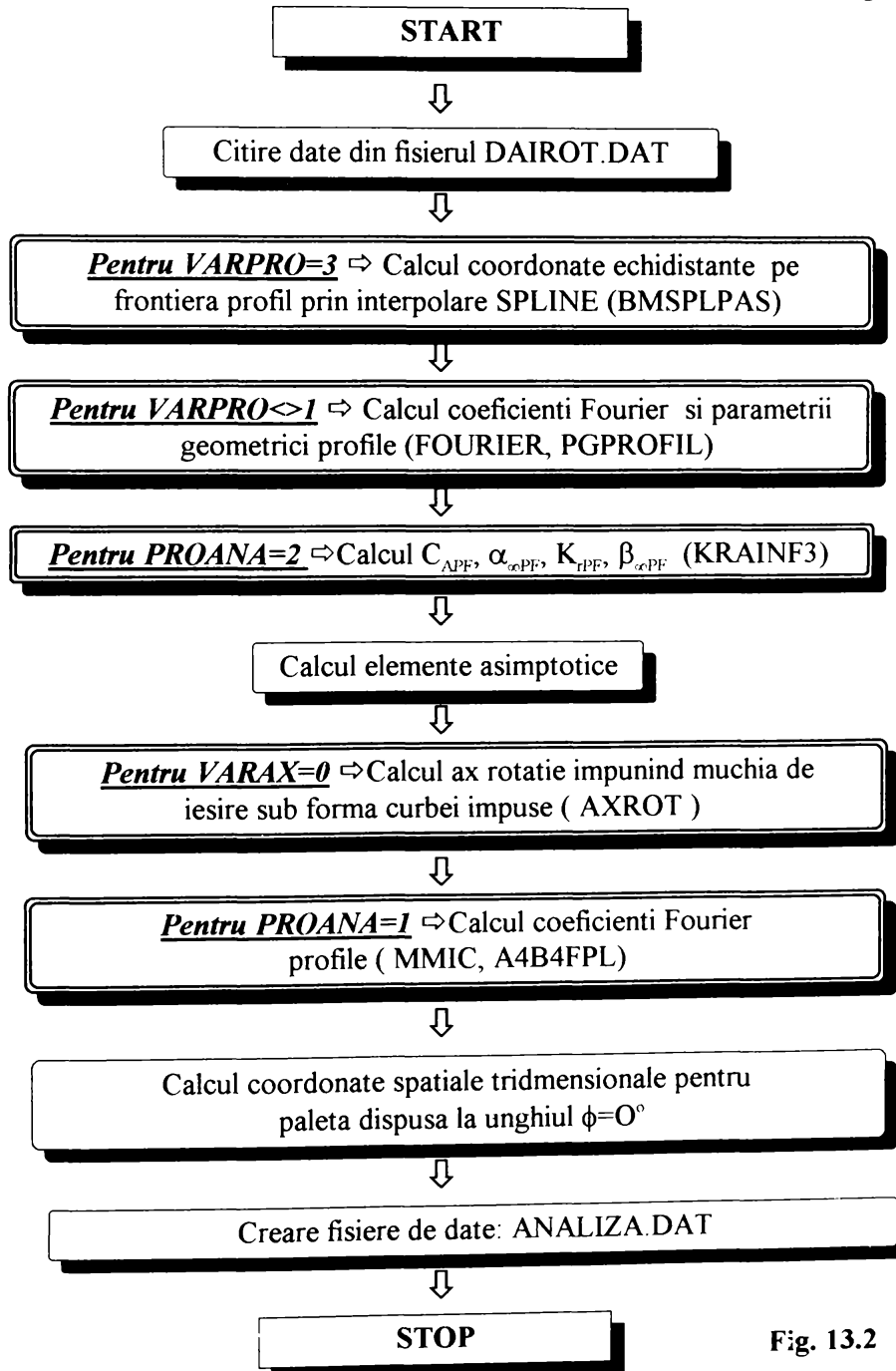


Fig. 13.2



&13.4 MODULUL "ANALIZA"

Modulul **ANALIZA** calculeaza profilele corespunzatoare sectiunilor de calcul pentru paleta dispusa la un unghi ϕ oarecare, elementele asimptotice si coeficientul de cavitate pentru punctul de functionare impus, utilizind urmatoarele rutine : BG, LINIE, LAGRAN, BMSPLPAS, FOURIER, SPATIAL, COPRO, ROTIPAL, MMIC, G20G21, ORIZ2345, BRWS, FIPSI, VITPSI, KRAINF3, CALCULK. Schema logica este prezentat in **figura 13.3**.

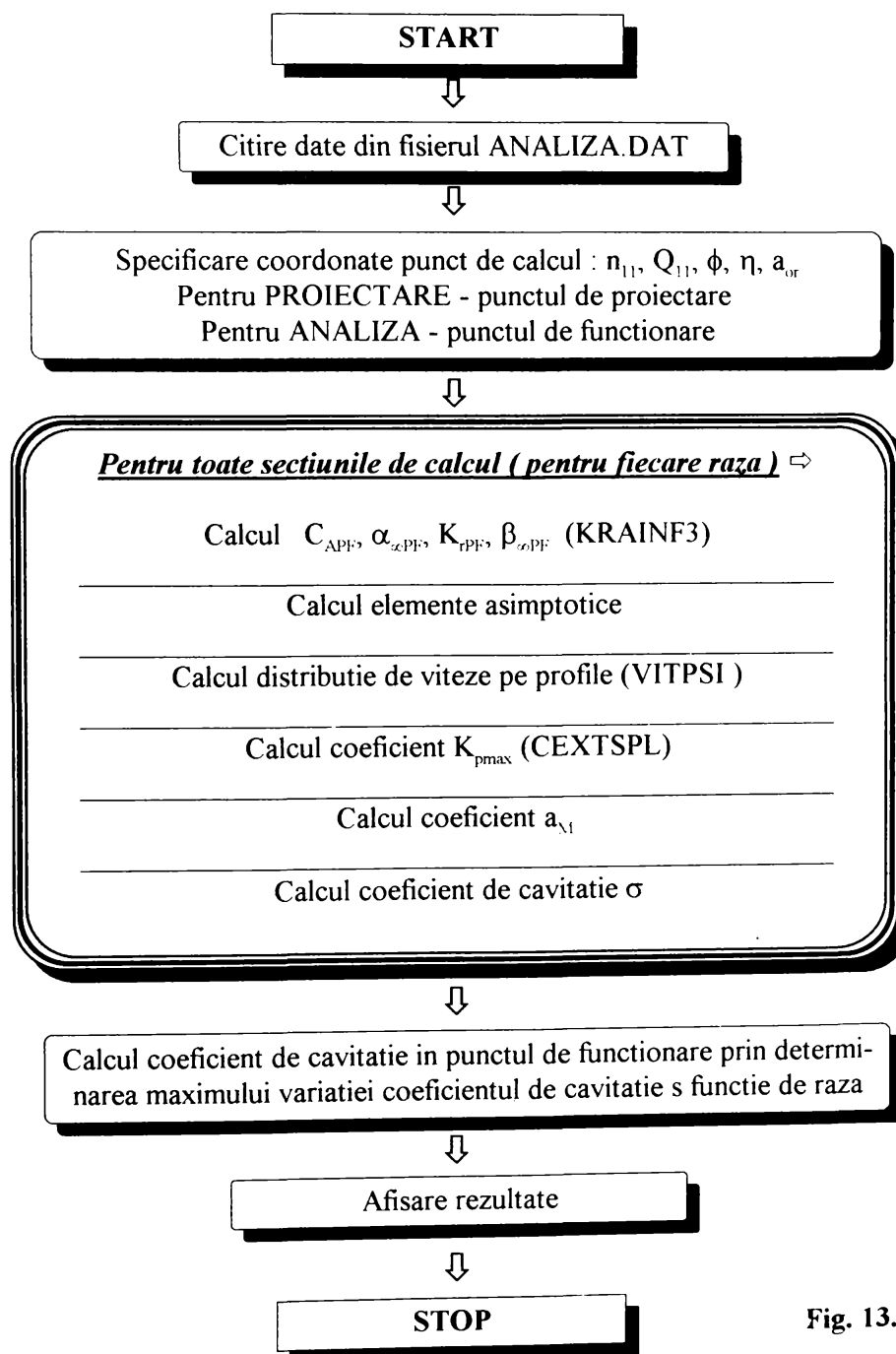


Fig. 13.3



&13.5 RUTINA "ROTIPAL"

Rutina ROTIPAL calculeaza profile rezultate din intersectia paletei rotite la unghiul ϕ cu cilindrii sectiunilor de calcul sau cu cilindrii de intersectie de raza specificata (rezultind astfel sectiuni intermediare ale paletei), avind ca rezultate urmatoarele caracteristici: coeficienti Fourier profile, coordonate bord de fuga ale profilelor in raport cu axul de rotatie, variatia corzii profilelor, unghiul λ al retelelor rectilinii de profile, pasul relativ al retelelor rectilinii de profile, cu sau fara afisarea tridimensionala a paletei dispuse la unghiul ϕ . **Tabelul 13.3** prezinta datele de intrare/iesire ale rutinei, in continuare fiind prezentat listingul rutinei.

Tabelul 13.3

| Nr.crt. | MARIME | | OBSERVATII |
|------------------------|-------------|---|---|
| DATE DE INTRARE | | | |
| 1 | ϕ | Unghi de rotire al paletei | |
| 2 | - | Nume fisier care contine coordonate tridimensionale ale paletei la $\phi=0^\circ$ | |
| 3 | - | Numar sectiunilor de calcul sau sectiuni de intersectie | Rutina permite calcul sectiuni intermediare pentru paleta rotita |
| 4 | r | Raze cilindri de calcul sau de intersectie | |
| 5 | N_o | Numar coeficienti FOURIER care se vor calcula pentru profile | 6 ; 12 ; 24 |
| 6 | - | Indicator de desenare sau nu a paletei initiale si a celei rotite | |
| DATE DE IESIRE | | | |
| 1 | - | Coordonate bord fuga in raport cu ax de rotatie paleta | Vector continind abscisele desfasurate ale bordului de fuga ale profilelor in raport cu axul de rotatie |
| 2 | - | | Vector continind ordonatele bordului de fuga ale profilelor in raport cu axul de rotatie |
| 3 | l | Vector continind corzile profilelor rotite | |
| 4 | λ | Vector continind unghiurile retelelor de profile | |
| 5 | t/L | Vector continind pasul relativ al retelelor de profile | |
| 6 | $a_n ; b_n$ | Matrice continind coeficientii Fourier ai retelelor de profile pentru sectiunile de calcul sau de intersectie | |



TEZA DOCTORAT : Modelarea matematica a fenomenelor hidrodinamice, cu aplicatie la proiectarea asistata de calculator a turbinelor si turbinelor pompe axiale si radial axiale

SUB ROTIPAL(DELTA, FISIER\$, NSECT, RINT(1), NFOURIER1, VISION, DESPAL, MMMR(1), TR(1), LP(1), LAMR(1), TPLR(1), AD(2), BD(2))

Calculeaza coeficientii FOURIER pentru o paleta rotita la unghi FI

Rutine apelate : LINIE,LAGRAN,BMSPLPAS,FOURIER,SPATIAL,TASTA,COPRO,BG

Fisiere citite : FISIER\$

Parametrii I/O :

' DELTA - unghiul FI de rotire al al paletci [grade]
' FISIER\$ - nume fisier cu coordonate tridimensionale ale paletci la FI=0 gr
' NSECT - Numar sectiuni de intersectie
' OBS : rutina permite calcul sectiuni intermediare pt. paleta rotita
' RINT() - raze cilindrii de intersectie
' NFOURIER1 - numar matematic coeficienti FOURIER dupa rotire 6 | 12 | 24
' OBS : Rutina permite calcul coeficienti FOURIER >= 6
' VISION - Afisare sau nu [1/0] a mesajelor prin rutina LINIE
' DESPAL - Afisare sau nu [1/0] paleta initiala+rotita
' OBS : nu se afiseaza daca DELTA=0 si NSI=NSECT, chiar daca DESPAL.=1
' MMMR() - abscisa defasurata a BF la profile rotite
' TR() - ordonata BF la profile rotite
' LP() - coarda profilelor rotite [mm]
' LAMR() - unghiul LAMBDA corespunzator sectiunilor rotite [rad]
' TPLR() - pasul relativ corespunzator sectiunilor rotite
' AD(), BD() - matrici coeficienti FOURIER pt. paleta rotita

LOCAL PI,NSI,DRAD,NRPCTPRO,V,ZROT,I,J,TT\$,GAMAP,RP,K,NBA,LR,BETASP,G\$
LOCAL SBP,CBP,D1,XE,YE,XP,XI,YI,O1,O2,FIR,D2,FI,XX,YY,V1,V2,XS,XSS,YS,NRP1
SCREEN 0 : CLS : SCREEN 9
PI=ATN(1)*4 : DRAD=DELTA*PI/180

'Calcul coordonate spatiale rotite cu unghiul FI=DELTA

OPEN FISIER\$ FOR INPUT AS #1
INPUT #1,NSI,NRPCTPRO,V,ZROT
DIM DYNAMIC XSD(NSI,NRPCTPRO),YSD(NSI,NRPCTPRO),ZSD(NSI,NRPCTPRO)
DIM DYNAMIC XROT(NSI,NRPCTPRO),YROT(NSI,NRPCTPRO),RROT(NSI,NRPCTPRO)
FOR I=1 TO NSI : FOR J=1 TO NRPCTPRO
INPUT #1,XSD(I,J),YSD(I,J),ZSD(I,J)
GAMAP=ATN(YSD(I,J)/XSD(I,J)) : IF XSD(I,J) < 0 THEN GAMAP=PI+GAMAP
RP=SQR(XSD(I,J)^2+YSD(I,J)^2)
XROT(I,J)=RP*COS(GAMAP-DRAD)
YROT(I,J)=RP*SIN(GAMAP-DRAD)
RROT(I,J)=SQR(XROT(I,J)^2+ZSD(I,J)^2)
NEXT J : NEXT I
CLOSE #1
IF NSECT < NSI THEN PRINT "EROARE IN RUTINA ROTIPAL" : STOP



'Intersectii paleta rotita cu cilindri de calcul

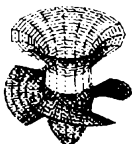
```
DIM DYNAMIC RMER(NSI), XMER(NSI), YMER(NSI)
DIM DYNAMIC XDEF(NSECT,NRPCTPRO), YDEF(NSECT,NRPCTPRO)
FOR J=1 TO NRPCTPRO
  G$=" ROTITE " : IF DELTA=0 THEN G$=" DISPUSE "
  TT$="INTERSECTII CU CILINDRI DE CALCUL A PALETEI"+G$+"LA FI= "+STR$(DELTA)+" [gr]"
  IF VISION=1 THEN CALL LINIE(TT$,8,1,120,520,200,250,1,NRPCTPRO,J)
  FOR I=1 TO NSI
    RMER(I)=RROT(I,J) : XMER(I)=XROT(I,J) : YMER(I)=YROT(I,J)
  NEXT I
  FOR K=1 TO NSECT
    CALL LAGRANGE(NSI,RMER(),XMER(),RINT(K),XLAG)
    CALL LAGRANGE(NSI,RMER(),YMER(),RINT(K),YLAG)
    ZLAG=SQR(RINT(K)^2-XLAG^2)
    'Calcul coordonate profile desfasurate
    XDEF(K,J)=RINT(K)*ATN(XLAG/ZLAG)
    YDEF(K,J)=YLAG
  NEXT K
NEXT J
'Calcul pozitie ax rotatie la paleta rotita
FOR I=1 TO NSECT : MMR(I)=XDEF(I,1) : TR(I)=ABS(YDEF(I,1)) : NEXT I
```

'Transpunere coordonate profil in SR propriu si adimensionalizare

```
NBA=(NRPCTPRO+1)/2
DIM DYNAMIC FIK(2*NFOURIER1), YPL(2*NFOURIER1), YP(NRPCTPRO)
DIM DYNAMIC FIG(NRPCTPRO), AP(NRPCTPRO), BP(NRPCTPRO), CP(NRPCTPRO)
DIM DYNAMIC DP(NRPCTPRO), E(4), AA(NFOURIER1+1), BB(NFOURIER1+1)
FOR I=1 TO NSECT
  LR=SQR((XDEF(I,1)-XDEF(I,NBA))^2+(YDEF(I,1)-YDEF(I,NBA))^2) : LP(I)=LR
  BETASP=ATN((YDEF(I,NBA)-YDEF(I,1))/(XDEF(I,1)-XDEF(I,NBA)))
  LAMR(I)=BETASP-PI/2 : SBP=SIN(BETASP) : CBP=COS(BETASP) : D1=LR*SBP
  TPLR(I)=2*PI*RINT(I)/ZROT/LP(I)
  FOR J=1 TO NRPCTPRO
    IF J <= NBA THEN
      XE=XDEF(I,J)+ABS(XDEF(I,NBA)) : YE=YDEF(I,J)+ABS(YDEF(I,1))
      YP(J)=((D1-YE)*CBP-XE*SBP)/LR : XP=(XE+YP(J)*LR*SBP)/CBP/LR
    ELSE
      XI=XDEF(I,J)+ABS(XDEF(I,NBA)) : YI=-YDEF(I,J)+ABS(YDEF(I,NBA))
      XP=(XI*CBP+YI*SBP)/LR : YP(J)=(XP*LR*CBP-XI)/SBP/LR
    END IF
  NEXT J
NEXT I
```

'Calcul unghi FI corespunzator absciselor XP

```
SELECT CASE J
CASE 1
```



```
FIG(J)=0
CASE NBA
  FIG(J)=180
CASE NRPCTPRO
  FIG(J)=360
CASE ELSE
  O1=(XP-1/2)*2
  IF O1=0 THEN O2=PI/2 ELSE O2=ATN(SQR(1-O1^2)/O1)
  IF J > NBA THEN
    'Intrados
    IF (XP-1/2) < 0 THEN FIR=PI+ABS(O2) ELSE FIR=2*PI-ABS(O2)
  ELSE
    'Extrados
    IF (XP-1/2) >= 0 THEN FIR=O2 ELSE FIR=PI-ABS(O2)
  END IF
  FIG(J)=FIR*180/PI
END SELECT
NEXT J
'-----
'Calculare coordonate profil la FI echidistant prin SPLINE CUBIC
'-----
CALL MOMENTPAS(NRPCTPRO,FIG(),YP(),AP(),BP(),CP(),DP(),E())
G$=" ROTITA " : IF DELTA=0 THEN G$=" DISPUSA "
TT$="CALCUL COEFICIENTI FOURIER PENTRU PALETA"+G$+"LA FI= "+STR$(DELTA)+" [gr]"
IF VISION=1 THEN CALL LINIE(TT$,8,1,120,520,200,250,1,NSECT,I)
FOR K=1 TO 2*NFOURIER1
  FIK(K)=(K-1)*360/(2*NFOURIER1)
  CALL SPLINEPAS(NRPCTPRO,FIG(),YP(),AP(),BP(),CP(),DP(),E(),FIK(K),YPL(K))
NEXT K
CALL RENORM(NRPCTPRO,FIG(),YP(),E())
'-----
'Calcul coeficienti FOURIER pentru profile rezultate din intersectia paletei rotite cu cilindri de calcul
'-----
CALL FOURIER(YPL(),NFOURIER1,AA(),BB())
FOR K=1 TO NFOURIER1+1 : AD(K,I)=AA(K) : BD(K,I)=BB(K) : NEXT K
NEXT I
'-----
'Desenare paleta la FI=0 si FI=DELTA
'-----
DIM DYNAMIC WXY(8),CTJ(NRPCTPRO)
NRP1=37
DIM DYNAMIC XSR(NSECT,NRP1),YSR(NSECT,NRP1),ZSR(NSECT,NRP1)
IF DELTA=0 AND NSI=NSECT THEN DESPAL=0
IF DESPAL=1 THEN
  SCREEN 0 : CLS : SCREEN 9
  D2=INT((LP(1)*SIN(PI/2+LAMR(1))+60)/10)*10
  FOR I=1 TO NSECT
    G$=" ROTITA " : IF DELTA=0 THEN G$=" DISPUSA "
    TT$="CALCUL COORDONATE SPATIALE PALETA"+G$+"LA FI= "+STR$(DELTA)+" [gr]"
```



```
IF VISION=1 THEN CALL LINIE(TT$,10,1,150,500,200,250,1,NSECT,I)
BETAS=PI/2+LAMR(I) : SBS=SIN(BETAS) : CBS=COS(BETAS) : D1=30+LP(I)*SBS
FOR K=1 TO NFOURIER1+1 : AA(K)=AD(K,I) : BB(K)=BD(K,I) : NEXT K
FOR J=1 TO NRP1
  FI=(J-1)*360/(NRP1-1)
  CALL COPRO(NFOURIER1,AA(),BB(),FI,LP(I),XX,V1,V2,YY)
  XS=XX*CBS-YY*SBS
  XSS=XS-(LP(I)*CBS-MMMR(I)) : XSR(I,J)=RINT(I)*SIN(XSS/RINT(I))
  IF FI <= 180 THEN
    YS=D1-XX*SBS-YY*CBS : YSR(I,J)=YS-(TR(I)+30)
  ELSE
    YS=D2-(D1-XX*SBS-YY*CBS) : YSR(I,J)=D2-YS-(TR(I)+30)
  END IF
  ZSR(I,J)=SQR(RINT(I)^2-XSR(I,J)^2)
NEXT J
NEXT I
SCREEN 0 : CLS : SCREEN 9
FOR I=1 TO NRPCTPRO : CTJ(I)=1 : NEXT I
LINE (1,1)-(638,338),3,B : LINE (305,1)-(305,338),3 : LINE (1,12)-(638,12),3
LOCATE 1,17 : PRINT " FI = 0 "
WXY(5)=10 : WXY(6)=310 : WXY(7)=15 : WXY(8)=170
CALL SPATIAL(0,0,XSD(),YSD(),ZSD(),NSI,NRPCTPRO,WXY(),NRPCTPRO,CTJ(),1)
WXY(1)=0 : WXY(2)=0 : WXY(3)=0 : WXY(4)=0
WXY(5)=10 : WXY(6)=310 : WXY(7)=180 : WXY(8)=335
CALL SPATIAL(-90,0,XSD(),YSD(),ZSD(),NSI,NRPCTPRO,WXY(),NRPCTPRO,CTJ(),1)
FOR I=1 TO NRP1 : CTJ(I)=I : NEXT I
LOCATE 1,54 : PRINT " FI =";DELTA
WXY(1)=0 : WXY(2)=0 : WXY(3)=0 : WXY(4)=0
WXY(5)=320 : WXY(6)=620 : WXY(7)=15 : WXY(8)=170
CALL SPATIAL(0,0,XSR(),YSR(),ZSR(),NSECT,NRP1,WXY(),NRP1,CTJ(),1)
WXY(1)=0 : WXY(2)=0 : WXY(3)=0 : WXY(4)=0
WXY(5)=320 : WXY(6)=620 : WXY(7)=180 : WXY(8)=335
CALL SPATIAL(-90,0,XSR(),YSR(),ZSR(),NSECT,NRP1,WXY(),NRP1,CTJ(),1)
CALL TASTA(24,62)
ELSE
  SCREEN 0 : CLS : SCREEN 9
END IF
END SUB
```



&13.6 RUTINA "FOURIER"

Rutina permite calculul coeficientilor Fourier, cunoscandu-se ordonatele adimensionalizate ale profilului la valori echidistante ale argumentului φ . Calculul acestor coeficienti se face prin integrare numerica. Listingul rutinei este prezentat mai jos.

SUB FOURIER(YPL(1),N,A(1),B(1))

' *Calculeaza coeficientii FOURIER A_n si B_n pt. profil dat prin puncte echidistante*

' **Parametrii I/O :**

- ' YPL - ordonate profil la valori echidistante ale unghiului φ
- ' N - indicele matematic maxim al coeficientilor FOURIER
- ' A(),B() - coeficientii A_n, B_n [$n = 1, N+1$]

```
LOCAL PI,P0,P1,L,K
PI=ATN(1)*4
'P0, P1 - Verificare coeficienti prin relatia lui PARCEVAL P0=P1
P0=0
FOR L=1 TO N+1
  A(L)=0
  B(L)=0
  FOR K=1 TO 2*N
    A(L)=A(L)+YPL(K)/N*COS((L-1)*(K-1)*PI/N)
    B(L)=B(L)+YPL(K)/N*SIN((L-1)*(K-1)*PI/N)
  NEXT K
  IF L = N+1 THEN A(L)=A(L)/2
  P0=P0+N*(A(L)*A(L)+B(L)*B(L))
NEXT L
P0=P0+2*N*(A(1)*A(1)/4+A(N+1)*A(N+1))
P0=P0-N*(A(1)*A(1)+A(N+1)*A(N+1))
P1=0
FOR K=1 TO 2*N
  P1=P1+YPL(K)*YPL(K)
NEXT K
'PRINT "P0=";P0,"P1=";P1
END SUB
```



&13.7 RUTINA "PGPROFIL"

Rutina permite calculul parametrilor geometrici (sageata maxima a profilului, pozitia sagetii maxime f/L in sistemul $[0,1]$, argumentul ϕ corespunzator pozitiei sagetii maxime [gr], grosimea maxima d/L a profilului, pozitia grosimii maxime in sistemul $[0,1]$, argumentul ϕ corespunzator pozitiei grosimii maxime [gr]) pentru un profil hidrodinamic, a carui frontiera este cunoscuta prin intermediul coeficientilor polinomului trigonometric de interpolare Fourier. Apeleaza rutinele YSD, YSG prin care se calculeaza valoarea functiei de schelet respectiv grosime corespunzatoare argumentului ϕ . Listingul rutinei este prezentat mai jos.

SUB PGPROFIL(NFOURIER,A(1),B(1),FIFPL,XFPL,FPL,FIDPL,XDPL,DPL)

' Rutina calculeaza parametrii geometrici pentru un profil hidrodinamic

' Parametrii I/O :

' NFOURIER - indicele matematic al coeficientilor Fourier
' A(),B() - vectori continind coeficientii Fourier ai profilului
' FPL - sageata maxima a profilului [-]
' XFPL - pozitia sagetii maxime f/L in sistemul $[0,1]$
' FIFPL - unghiul FI corespunzator pozitiei sagetii maxime [gr]
' DPL - grosimea maxima d/L a profilului [-]
' XDPL - pozitia grosimii maxime in sistemul $[0,1]$
' FIDPL - unghiul FI corespunzator pozitiei grosimii maxime [gr]

LOCAL PI,FIRA,FIRB,FIR,YSD1,YSD2,YSD,YSG1,YSG2,YSG,NIT,I
PI=ATN(1)*4

' Calcul parametrii sageata maxima prin metoda bisectiei

NIT=0
FIRA=10*PI/180 : CALL YSD(NFOURIER,A(),FIRA,YSD1)
FIRB=170*PI/180 : CALL YSD(NFOURIER,A(),FIRB,YSD2)
'Verificare existenta radacina
IF YSD1*YSD2 > 0 THEN
CLS : PRINT "Inexistenta radacina in rutina PGPROFIL" : STOP
END IF
DO
FIR=(FIRA+FIRB)/2 : NIT=NIT+1 : CALL YSD(NFOURIER,A(),FIR,YSD)
IF ABS(YSD) < 1E-6 THEN EXIT LOOP
IF NIT > 100 THEN
CLS : PRINT "Numar de iteratii depasit in rutina PGPROFIL" : STOP
END IF
IF YSD1*YSD < 0 THEN FIRB=FIR ELSE FIRA=FIR



LOOP

FPL=A(1)/2 : FOR I=2 TO NFOURIER+1 : FPL=FPL+A(I)*COS((I-1)*FIR) : NEXT I
XFPL=(1+COS(FIR))/2 : FIFPL=FIR*180/PI

' Calcul parametrui grosime maxima prin metoda bisectiei

NIT=0

FIRA=10*PI/180 : CALL YSG(NFOURIER,B(),FIRA, YSG1)

FIRB=170*PI/180 : CALL YSG(NFOURIER,B(),FIRB, YSG2)

'Verificare existenta radacina

IF YSG1*YSG2 > 0 THEN

CLS : PRINT "Inexistenta radacina in rutina PGPROFIL" : STOP

END IF

DO

FIR=(FIRA+FIRB)/2 : NIT=NIT+1 : CALL YSG(NFOURIER,B(),FIR, YSG)

IF ABS(YSG) < 1E-6 THEN EXIT LOOP

.IF NIT > 100 THEN

CLS : PRINT "Numar de iteratii depasit in rutina PGPROFIL" : STOP

END IF

IF YSG1*YSG < 0 THEN FIRB=FIR ELSE FIRA=FIR

LOOP

DPL=0 : FOR I=2 TO NFOURIER+1 : DPL=DPL+B(I)*SIN((I-1)*FIR) : NEXT I

DPL=2*DPL : XDPL=(1+COS(FIR))/2 : FIDPL=FIR*180/PI

END SUB

SUB YSD(NFOURIER,A(1),FIR, YSD)

LOCAL I

YSD=0 : FOR I=2 TO NFOURIER+1 : YSD=YSD+(I-1)*A(I)*SIN((I-1)*FIR) : NEXT I

END SUB

SUB YSG(NFOURIER,B(1),FIR, YSG)

LOCAL I

YSG=0 : FOR I=2 TO NFOURIER+1 : YSG=YSG+(I-1)*B(I)*COS((I-1)*FIR) : NEXT I

END SUB



&13.8 RUTINA "MMIC"

Rutina permite calculul parametrilor cercului generator Weinig "m", "M", "P", "Q" prin procedeu numeric iterativ al aproximatiilor succesive. Listingul rutinei este prezentat mai jos.

SUB MMIC (tpl,lambda,mmic,mmare,p,q)

'Calculeaza parametrii cercului generator Weinig

'Parametrii I/O :

' tpl - pas relativ retea profile
' lambda - unghi retea profile in radiani
' mmic - parametrul "m"
' mmare - parametrul "M"
' p - parametrul "P"
' q - parametrul "Q"

```
LOCAL PI,EE,J1,J2,M0,I1,W8,W9,W7,M1,QQ,M,V9
PI=ATN(1)*4 : EE=EXP(1)
J1=PI/4/TPL : J2=(EE^J1-EE^(-J1))/(EE^J1+EE^(-J1))
M0=2*(SIN(J1)/COS(J1)-J2)*ABS(LAMBDA)/PI+J2
J2=M0/SQR(1+M0^4+2*M0^2*COS(2*LAMBDA))
I1=0
238 W8=J2: I1=I1+1
W9=ATN(2*W8*SIN(LAMBDA))*SIN(LAMBDA)/COS(LAMBDA)*(-1)+2*J1/COS(LAMBDA)
W7=(EE^W9-EE^(-W9))/(EE^W9+EE^(-W9))/2/COS(LAMBDA)
IF ABS(W7-W8)<=.000001 THEN GOTO 244
IF I1>30 THEN GOTO 249
J2=W7: GOTO 238
244 W7=1/W7
J1=SQR(ABS(W7^4/4-W7^2*COS(2*LAMBDA)-(SIN(2*LAMBDA))^2))
MMIC=SQR(W7^2/2-COS(LAMBDA*2)-J1)
246 MMARE=SQR(1+MMIC^4+2*MMIC^2*COS(2*LAMBDA))
MMIC=INT(MMIC*1E6)/1E6 : MMARE=INT(MMARE*1E6)/1E6
Q=(MMIC/MMARE)^2*(MMIC^2+COS(LAMBDA*2))
P=(MMIC/MMARE)^2*SIN(LAMBDA*2)
'verificare valoare calculata "m" prin marimea J1=1
M1=MMIC
QQ=LAMBDA
J1=TPL*COS(QQ)*LOG((1+2*M1*COS(QQ)/MMARE)/(1-2*M1*COS(QQ)/MMARE))
J1=J1/PI+2*TPL*SIN(QQ)*ATN(2*M1*SIN(QQ)/MMARE)/PI
EXIT SUB
```




```
249 J1=0: J2=0: M1=.001: W7=.1: GOTO 251
250 M1=M1+W7
251 M=SQR(1+M1^4+2*M1^2*COS(LAMBDA*2))
    W8=2*M1*COS(LAMBDA)/M
    W9=2*M1*SIN(LAMBDA)/M
    V9=2*(COS(LAMBDA)*(LOG(1+W8)-LOG(1-W8))/2+SIN(LAMBDA)*ATN(W9))/PI
    W8=1/TPL-ABS(V9)
    MMIC=M1
    IF ABS(W8)<.000001 THEN GOTO 246
    IF W8>0 THEN GOTO 258
    J1=-10
    IF (J1+J2)=0 THEN GOTO 260
    GOTO 250
258 J2=10
    IF (J1+J2)=0 THEN GOTO 260
    GOTO 250
260 M1=M1-W7-W7/10: W7=W7/10: J1=0: J2=0
    GOTO 250
    END SUB
```

&13.9 RUTINA "VITEZEFI"

Rutina permite calculul vitezei tangentele intr-un punct, definit prin parametrul φ , al unui profil hidrodinamic dispus in retea rectilinie definita prin parametrii t/l si λ , cu un unghi de incidenta al curentului α_{∞} , frontiera profilului fiind definita prin polinom Fourier. Apeleaza rutina UNGPSI, care calculeleaza argumentului ψ , corespunzator unghiului φ , pe baza functiei lui Weing, prin metoda bisectiei. Listingul rutinei este prezentat mai jos.

SUB VITEZEFI(N,A(1),B(1),TPL,LAMBDA,M,MM,FI,ALFINF,G20,G21,VTPVI,CP)

'Calcul viteza tangentiala la unghi FI pt. profil dispus in retea rectilinie

'Parametrii I/O :

- ' N - indice matematic coeficienti FOURIER
- ' A(),B()- coeficientii A_n, B_n [$n = 1, N+1$]
- ' tpl - pas relativ retea profile
- ' lambda - unghi retea profile [rad]
- ' m,mm - parametrul "m", "M"
- ' fi - unghi parcurgere profil [gr]
- ' alfinf - unghi alfa inf [rad]



' g20,g21- notatii in formula vitezei
' vtpvi - viteza tangentiala [-]
' cp - coeficient de presiune [-]

```
LOCAL PI,Q,P,FIR,XDF,YDF,NDF,I,RAD,YDF0,NDF0,RG0,XCDF0,XCDF,RG,IM1,SF,CF,V0,V1
PI=ATN(1)*4
CALL UNGPSI(TPL,LAMBDA,M,FI,PSI) :Calcul unghi PSI corespunzator unghiului FI
Q=(M/MM)^2*(M^2+COS(2*LAMBDA)) : P=(M/MM)^2*SIN(2*LAMBDA)
FIR=FI*PI/180 : XDF=-SIN(FIR)/2 : YDF=0 : NDF=0 : YDF0=0 : NDF0=0
FOR I=2 TO N+1
  IM1=I-1 : SF=SIN(IM1*FIR) : CF=COS(IM1*FIR)
  YDF=YDF-IM1*(A(I)*SF-B(I)*CF) : NDF=NDF-IM1*(A(I)*CF+B(I)*SF)
  YDF0=YDF0+IM1*B(I) : NDF0=NDF0-IM1*A(I)
NEXT I
RAD=SQR(XDF^2+YDF^2) : RG0=SQR(TPL*M/MM/PI)/2 : XCDF0=-SQR(TPL*M/MM/PI)
G20=NDF0/(RG0+Q*YDF0+P*NDF0) : G21=(YDF0-XCDF0)/(RG0+Q*YDF0+P*NDF0)
SELECT CASE FI
CASE 0
  XCDF=XCDF0 : RG=RG0
CASE 360
  XCDF=XCDF0 : RG=RG0
CASE 180
  XCDF=-XCDF0 : RG=RG0
CASE ELSE
  XCDF=-SIN(FIR)*((1-M^4)/TAN(PSI)/MM^2+2*P)/2
  RG=(1-M^4)*SIN(FIR)/MM^2/SIN(PSI)/4
END SELECT
V0=(NDF-SIN(FIR)/2-G20*(RG+Q*YDF+P*NDF))/RAD
V1=(YDF-XCDF-G21*(RG+Q*YDF+P*NDF))/RAD
VTPVI=V0*COS(ALFINF)+V1*SIN(ALFINF) : CP=1-VTPVI^2
END SUB
```

SUB UNGPSI(TPL,LAMBDA,M,FI,PSI)

*'Calculul argumentului PSI, corespunzator unghiului FI, pe baza functiei lui Weinig,
'prin metoda bisectiei din egalitatea $X(FI)=X(PSI)$, deci abscisa vitezei $Xv = X(FI)$*

Parametrii I/O :

' tpl - pas relativ retea
' lambda - unghi retea profile in [rad]
' m - parametrul "m"
' fi - unghi parcurgere profil [gr]
' psi - argumentul PSI [rad]



```
LOCAL PI,FIR,FI0,A,B,Y,NIT,EPS,C0,C1,C2,C3,C4,PAS,DPAS,TEST,II,LS,LD
PI=ATN(1)*4
SELECT CASE FI
CASE 0
  PSI=0 : EXIT SUB
CASE 360
  PSI=2*PI : EXIT SUB
CASE 180
  PSI=PI : EXIT SUB
END SELECT
FIR=FI*PI/180 : FI0=ATN(((1-M^2)/(1+M^2))*TAN(LAMBDA))
C0=2*M/(1+M^2) : C1=2*M/(1-M^2) : C2=2*PI/COS(FIR)
C3=TPL*COS(LAMBDA)/2/PI : C4=TPL*SIN(LAMBDA)/PI
'Localizare grosiera radacina pt. fixare limite A,B restrinse
IF FI < 180 THEN A=0 : B=PI ELSE A=PI : B=2*PI
PAS=11 : DPAS=(B-A)/(PAS-1) : TEST=0
FOR II=1 TO PAS-1
  PS=A+(II-1)*DPAS
  IF II=1 THEN LS=FN WNG(C0,C1,C2,C3,C4,PS,FI0) ELSE LS=LD
  LD=FN WNG(C0,C1,C2,C3,C4,PS+DPAS,FI0)
  IF LS*LD < 0 THEN TEST=1 : A=PS : B=(PS+DPAS) : EXIT FOR
NEXT II
IF TEST=0 THEN CLS : ? "Eroare in rutina UNGPSI la FI=";FI : STOP
NIT=100 : EPS=1E-4 : II=0
DO
  PSI=(A+B)/2 : II=II+1 : Y=FN WNG(C0,C1,C2,C3,C4,PSI,FI0)
  IF ABS(Y) < EPS THEN EXIT LOOP
  IF II > 300 THEN
    CLS : ? "Numar iteratii depasit in rutina VITEZE"
    ? "la unghiul FI="; : ? USING "###.#####";FI : STOP
  END IF
  IF FN WNG(C0,C1,C2,C3,C4,A,FI0)*Y < 0 THEN B=PSI ELSE A=PSI
LOOP
END SUB

DEF FN WNG(C0,C1,C2,C3,C4,X,FI0)
LOCAL U1,U2
U1=C0*COS(X+FI0) : U2=C1*SIN(X+FI0)
FN WNG=C2-C3*LOG((1+U1)/(1-U1))-C4*ATN(U2)
END DEF
```



&13.10 RUTINA "BMSPLPAS"

Biblioteca care contine rutinele :

- MOMENT - rezolvare sistem ecuatii liniare cu matrice tridiagonala pentru determinarea derivatelor de ordin doi ale functiei spline
- SPLINE - calcul valori intermediare pentru o curba data prin puncte, prin interpolare cu functii spline de tip cubic
- GRAFSPL - trasarea unei curbe date initial intr-un vector prin coordonate recalculate cu functii spline cubice
- RENORM - renormalizare puncte in spatiu real dupa apelul rutinelor SPLINE.

Listingul rutinei este prezentat mai jos.

SUB MOMENTPAS(NI,XI(1),YI(1),A(1),B(1),C(1),D(1),E(1))

Rutina calculeaza derivatele de ordin 2 ale functiei de interpolat

Parametrii I/O

- NI - numarul punctelor functiei de interpolat
- XI - abscisele functiei, care se normalizeaza in spatiul [-1,1]
- YI - ordonatele functiei, care se normalizeaza in spatiul [-1,1]
- A,B,C,D - vectori in care sint stocati coeficientii restrictiilor
- E(1),E(2) - abscisa minima/maxima
- E(3),E(4) - ordonata minima/maxima

LOCAL DM,DP,N1,N2,HH,HM,DD,I1,T,IP,XX,XP,I

--- Calcul extreme ---

E(1) = XI(1) : E(2) = XI(1) : E(3) = YI(1) : E(4) = YI(1)

FOR I=2 TO NI

IF XI(I-1) >= XI(I) THEN

CLS : ? "ABSCISE NEORDONATE CRESCATOR IN RUTINA MOMENT" : STOP

END IF

IF (XI(I) < E(1)) THEN E(1)=XI(I)

IF (XI(I) > E(2)) THEN E(2)=XI(I)

IF (YI(I) < E(3)) THEN E(3)=YI(I)

IF (YI(I) > E(4)) THEN E(4)=YI(I)

NEXT I

IF E(2)=E(1) THEN

CLS

PRINT "EXTREME PE ABSCISA EGALE IN RUTINA MOMENTPAS"

STOP

END IF

Normalizare puncte (aducere in spatiul circular [-1,1]), prin :



```

Xa = [ 2 * X - ( Xmax + Xmin ) ] / [ Xmax - Xmin ]
IF E(4)<>E(3) THEN
  FOR I=1 TO NI
    XI(I)=(2*XI(I)-(E(2)+E(1)))/(E(2)-E(1))
    YI(I)=(2*YI(I)-(E(4)+E(3)))/(E(4)-E(3))
  NEXT I
END IF

```

```

-----
Calcul derivate Y1 si Yn la extremitati prin derivarea formulei
de interpolare Lagrange pentru 3 puncte ; DM = Y1 ; DP = Yn
DM=0 : DP=0 : N1=NI-1 : N2=NI-2
DM=DM+(YI(2)-YI(1))/(XI(2)-XI(1))
DM=DM-(YI(3)-YI(2))/(XI(3)-XI(2))
DM=DM+(YI(3)-YI(1))/(XI(3)-XI(1))
DP=DP-(YI(N1)-YI(N2))/(XI(N1)-XI(N2))
DP=DP+(YI(NI)-YI(N1))/(XI(NI)-XI(N1))
DP=DP+(YI(NI)-YI(N2))/(XI(NI)-XI(N2))

```

----- Construire sistem pentru derivate -----

```

HH=0 : DD=DM
FOR I=1 TO NI-1
  I1=I+1 : HM=HH : HH=XI(I1)-XI(I)
  IF HH=0 THEN CLS : PRINT "DISTANTA NULA IN RUTINA MOMENTPAS" : STOP
  DM=DD : DD=(YI(I1)-YI(I))/HH
  A(I)=HM : B(I)=2*(HM+HH) : C(I)=HH : D(I)=6*(DD-DM)
NEXT I
A(NI)=HH : B(NI)=2*HH : C(NI)=0 : D(NI)=6*(DP-DD)

```

--- Calcul derivate de ordin 2 prin rezolvare sistem tridiagonal ---

```

C(1)=C(1)/B(1)
D(1)=D(1)/B(1)
FOR I=2 TO NI-1
  I1=I-1 : T=B(I)-A(I)*C(I1) : C(I)=C(I)/T : D(I)=(D(I)-A(I)*D(I1))/T
NEXT I
D(NI)=(D(NI)-A(NI)*D(N1))/(B(NI)-A(NI)*C(N1))
FOR I=NI-1 TO 1 STEP -1
  D(I)=D(I)-C(I)*D(I+1)
NEXT I

```

--- Calcul coeficienti restrictii ---

```

FOR I=1 TO NI-1
  IP=I+1 : XX=XI(I) : XP=XI(IP) : HH=XP-XX : DD=D(I) : DP=D(IP)
  A(I)=(DP-DD)/(6.*HH)
  B(I)=(DD*XP-DP*XX)/(2.*HH)
  C(I)=(DP*XX*XX-DD*XP*XP)/(2.*HH)+(YI(IP)-YI(I))/HH-A(I)*HH*HH
  D(I)=(DD*XP*XP-DP*XX*XX)/(6.*HH)+(YI(I)*XP-YI(IP)*XX)/HH-B(I)*HH*HH/3
NEXT I
END SUB

```



SUB SPLINEPAS(M,XX(1),YY(1),A(1),B(1),C(1),D(1),E(1),X,Y)

Calculul valorii intr-un punct a functiei prin SPLINE folosind o formula de tip cubic

Parametrii I/O

- M - numarul de puncte
- XX - abscisele initiale normalizate in spatiul [-1,1]
- YY - ordonatele initiale normalizate in spatiul [-1,1]
- A,B,C,D - vectori in care sint stocati coeficientii restrictiilor
- E(1),E(2) - abscisa minima/maxima
- E(3),E(4) - ordonata minima/maxima
- X - abscisa in care se doreste calculul SPLINE
- Y - ordonata calculata prin SPLINE

OBS. : Valorile X,Y rezulta din rutina in spatiul real

```
LOCAL IP,I
IF E(2)=E(1) THEN
  CLS
  PRINT "ABSCISA MINIMA SI MAXIMA EGALE IN RUTINA SPLINEPAS"
  STOP
END IF
```

Normalizare punct (aducere in spatiul circular [-1,1]), prin :

$$X = [2 * X - (X_{max} + X_{min})] / [X_{max} - X_{min}]$$

```
IF E(3) <> E(4) THEN
  X=(2*X-(E(2)+E(1)))/(E(2)-E(1))
END IF
```

pozitionare X intre punctele initiale normalizate

```
IF (X<XX(1) OR X>XX(M)) THEN
  CLS
  PRINT "PUNCT IN AFARA LIMITELOR EXTREME IN RUTINA SPLINEPAS"
  STOP
END IF
```

I=1

3903 IF X=XX(I) THEN GOTO 2023

IF X<XX(I) THEN GOTO 4303

I=I+1



```

IF I>M THEN
  CLS
  PRINT "INDICE IN AFARA LIMITELOR EXTREME IN RUTINA SPLINEPAS"
  STOP
END IF
GOTO 3903
4303 IP=I-1
'
' calcul Y normalizat
'
Y=A(IP)*X*X*X+B(IP)*X*X+C(IP)*X+D(IP)
GOTO 3033
'
' revenire in spatiul real pentru punctul calculat, prin :
'

$$X = [ ( X_{max} + X_{min} ) + X * ( X_{max} - X_{min} ) ] / 2$$

'
2023 Y=YY(I)
3033 IF E(4)<>E(3) THEN
  X=(E(2)+E(1)+X*(E(2)-E(1)))/2
  Y=(E(4)+E(3)+Y*(E(4)-E(3)))/2
END IF
END SUB

```

SUB GRFSPLPAS (NS, X(1), Y(1), NMAX, WXMIN, WYMIN, WXMAX, WYMAX, CNTXY, XMIN, YMIN, XMAX, YMAX, EXTLIMIT)

'Traseaza graficul unei curbe data prin vector prin puncte recalculate cu spline

Parametrii I/O :

```

' ns - numar puncte ale curbei initiale
' x() - abscisele curbei initiale
' y() - ordonatele curbei initiale
' nmax - numar puncte in care se recalculeaza prin
' Spline valorile curbei pentru trasare grafica
' wxmin,wxmax - abscisa minima/maxima fereastră in pixeli
' wymin,wymax - ordonata minima/maxima fereastră in pixeli
' cntxy - contor de calculare sau nu a extremelor 1/0
' xmin,xmax - abscisa minima/maxima in coordonate reale
' ymin,ymax - ordonata minima/maxima in coordonate reale
' extlimit - indice de extindere limite 0/1
' *****

```

LOCAL I,DELTA,A,B,C,D,E,XDES,YDES



```
IF NS < 3 THEN EXIT SUB
DIM DYNAMIC A(NS),B(NS),C(NS),D(NS),E(4),XDES(NMAX+1),YDES(NMAX+1)
' Calculare coordonate curba prin SPLINE CUBIC
CALL MOMENTPAS(NS,X(),Y(),A(),B(),C(),D(),E())
DELTA=(E(2)-E(1))/NMAX
FOR I=0 TO NMAX
  XDES(I+1)=E(1)+I*DELTA
  IF I=NMAX THEN XDES(I+1)=E(2)
  CALL SPLINEPAS(NS,X(),Y(),A(),B(),C(),D(),E(),XDES(I+1),YDES(I+1))
NEXT I
CALL RENORM(NS,X(),Y(),E()) : ' Renormalizare puncte in spatiu real
' Trasare grafica curba spline suprapusa peste punctele marcate ale curbei
IF CNTXY=1 THEN
  call MINMAX(nmax+1,xdes(),xmin,xmax) : call minmax(nmax+1,ydes(),ymin,ymax)
END IF
call careu(wxmin,wymin,wxmax,wymax)
IF EXTLIMIT=1 THEN
  call curba(xdes(),ydes(),nmax+1,wxmin,wymin,wxmax,wymax,xmin,ymin,xmax,ymax,0,.1,.1,.1,.1)
ELSE
  call curba(xdes(),ydes(),nmax+1,wxmin,wymin,wxmax,wymax,xmin,ymin,xmax,ymax,0,0,0,0,0)
END IF
call marca(x(),y(),ns,wxmin,wymin,wxmax,wymax,xmin,ymin,xmax,ymax)
ERASE A,B,C,D,E,XDES,YDES
END SUB
```

SUB RENORM(N,X(1),Y(1),E(1))

'Renormalizare puncte in spatiu real dupa apelul rutinelor SPLINE

```
LOCAL IS
IF E(4)>E(3) THEN
  FOR IS=1 TO N
    X(IS)=(E(2)+E(1)+X(IS)*(E(2)-E(1)))/2
    Y(IS)=(E(4)+E(3)+Y(IS)*(E(4)-E(3)))/2
  NEXT IS
END IF
END SUB
```



&14. CONCLUZII. CONTRIBUTII PERSONALE

Lucrarea *Modelarea matematica a fenomenelor hidrodinamice, cu aplicatie la proiectarea asistata de calculator a turbinelor si turbinelor pompe axiale si radial axiale* prezinta o metoda de modelare matematica a hidrodinamicii curgerii prin rotorul turbinei axiale, metoda care beneficiaza de rezultatele teoretice si experimentale ale cercetarilor actuale in domeniul hidrodinamicii retelelor de profile obtinute in special de scoala de masini hidraulice a Universitatii Tehnice Timisoara si a Laboratorului de masini hidraulice a U.C.M. Resita, a metodelor numerice si de nivelul ridicat atins in domeniul calculatoarelor electronice. Integrind metoda transformarilor conforme O. Popa de dimensionare a retelelor rectilunii de profile [53] si extinderea acesteia de catre C.V.Campian [17], metoda elaborata in cadrul prezentei lucrari constituie o abordare unitara a proiectarii rotoarelor axiale si se concretizeaza prin programe pe calculator, oferind astfel proiectantului o metoda de analiza si proiectare optimizata ce permite rezolvarea urmatoarelor obiective specifice turbinelor axiale:

- proiectarea hidrodinamica a unui rotor axial
- analiza comportarii unei masini existente din punct de vedere cavitional, care permite calculul coeficientilor de cavitate in punctul de calcul pentru un rotor nou proiectat sau in tot domeniul de functionare, pentru o masina existenta la care se cunoaste diagrama energetica determinata experimental

- reproiectarea rotorului unei masini existente in vederea optimizarii.

Sintetizind rezultatele obtinute in cadrul prezentei teze de doctorat, rezulta urmatoarele contributii personale si concluzii:

1. S-au demonstrat relatii originale pentru calculul caracteristicilor geometrice (arie, centru de greutate) ale profilelor utilizate in proiectarea rotoarelor de tip axial, relatii validate prin comparatia rezultatelor cu cele obtinute prin metode grafice.

2. Se propune o relatie pentru exprimarea vitezei meridiane in zona rotorului, functie de deschiderea relativa a aparatului director si raza relativa corespunzatoare sectiunii de calcul, relatie fundamentata pe cercetari experimentale. Admiterea vitezei meridiane rezultate din ecuatie de continuitate nu este satisfacatoare decit in punctul optim; analiza unui rotor in tot domeniul de functionare necesita o exprimare a vitezei meridiane corelata cu parametrii care influenteaza variatia si cu pozitia punctului de functionare in raport cu punctul optim.

3. Se prezinta o metoda originala de calcul a profilelor rezultate din intersectia suprafetelor cilindrice corespunzatoare sectiunilor de calcul cu paleta dispusa la un unghi oarecare ϕ . Plecind de la coordonatele paletei dispuse la unghiul $\phi=0^\circ$, sint demonstrate relatiile analitice corespunzatoare calculului profilelor dispuse pe suprafetele cilindrice pentru orice pozitie a paletei rotorice. Algoritmul de calcul include metode numerice absolut necesare datorita complexitatii ecuatiei paletei.

4. Se prezinta o metoda originala de calcul a volumului si centrului de greutate a paletelor axiale bazata pe exprimarea matematica a frontierei profilelor sub forma unui polinom trigonometric Fourier si pe relatiile de calcul a caracteristicilor geometrice ale profilelor elaborate in cadrul prezentei lucrari.



5. Se prezinta un algoritm unitar de calcul al coeficientului de cavitatie, bazat pe relatia (9.5), care imbrina cercetari teoretice cu cele experimentale si care permite calculul acestui coeficient inca din faza de proiectare sau efectuarea unei analize cavitationale pentru un rotor existent in tot domeniul de functionare al acestuia daca se cunoaste diagrama energetica determinata experimental.

Analiza detaliata efectuata pe patru rotoare de tip axial concretizata prin tabele si grafice comparative experimentale/teoretice referitoare la variatia coeficientului de cavitatie functie de unghiul de dispunere al paletei φ , pentru parametrul turatie unitara si diagrame ale curbilor de cavitatie dispuse pe caracteristica universala confirma valabilitatea metodei in ansamblu precum si a elementelor care o fundamenteaza.

Analiza influentei unor parametri asupra coeficientului de cavitatie efectuata in cadrul prezentei teze si concordanta rezultatelor obtinute cu cele din literatura de specialitate [1], [2] confirma de asemenea capacitatea programului de a calcula acest parametru deosebit de important functionarea turbinelor axiale. Astfel se creeaza posibilitatea controlului influentei parametrilor geometrici si hidrodinamici asupra performantelor cavitationale ale rotorului inca din faza de proiectare.

Cercetarile de laborator asupra fenomenului de cavitatie sint complexe, de lunga durata si necesita eforturi financiare considerabile. Precizia de evaluare a coeficientilor de cavitatie oferita de metoda de calcul dezvoltata in cadrul acestei lucrari, recomanda aceasta metoda ca o alternativa viabila de apreciere cantitativa a comportarii cavitationale a unei masini hidraulice axiale.

6. Metoda de proiectare s-a concretizat printr-un program pe calculator elaborat in limbaj TurboBASIC, program care permite atat proiectarea unui nou rotor cit si analiza unui rotor existent, fiind format din 7 module principale si 24 rutine, continind cca. 5200 linii de program, dimensiunea totala a sursei fiind de cca. 200 ko. In cursul executiei sint afisate sub forma numerica si grafica rezultate intermediare si finale ale calculului si se creeaza posibilitatea de interventie si decizie in sensul optimizarii solutiei. Programele elaborate ofera ofera proiectantului urmatoarele rezultate:

- generarea profilelor in sectiunile de calcul ale paletei prin exprimarea matematica sub forma unui polinom trigonometric Fourier, ai carui coeficienti se calculeaza din conditii hidrodinamice (in cazul proiectarii unui nou rotor) sau prin integrare numerica (in cazul analizei unui rotor existent)

- calculul parametrilor geometrici ai profilelor (sageata relativa maxima f/L , grosime maxima relativa d/L , pozitie sageata relativa maxima X_f/L , pozitie grosime relativa maxima X_d/L , arie, coordonate centru de greutate)

- calculul elementelor asimptotice (unghiulare si cinematice) in punctul de calcul al rotorului

- calculul distributiei de viteze si presiuni pe paleta in punctul de calcul al rotorului

- calculul intersectiilor cu plane de viteza si presiune constanta pe paleta

- calculul coeficientului de cavitatie in punctul de calcul al rotorului

- calculul volumului si centrului de greutate a paletei

- verificarea suprafetei paletei prin intersectii cu plane radiale si de nivel

- calculul coordonatelor sabloanelor necesare executiei paletelor

- crearea fisierelor necesare reprezentarilor grafice si listarii a rezultatelor.

Metoda asigura construirea paletei fara dificultati, deoarece profilele rezulta din functii matematice continue si uniforme.

Metoda de proiectare / analiza si programul elaborat in cadrul tezei reprezinta o etapa noua in studiul sistematic al masinilor hidraulice axiale. Rezultatele obtinute in cadrul tezei au fost valorificate in cadrul unor contracte de colaborare incheiate de catre U.C.M. Resita S.A. cu beneficiari interni, care



TEZA DOCTORAT : *Modelarea matematica a fenomenelor hidrodinamice, cu aplicatie la proiectarea asistata de calculator a turbinelor si turbinelor pompe axiale si radial axiale*

au avut ca obiective proiectarea unor rotoare, analiza posibilitatilor de crestere a puterii la diferite centrale in functionare, imbunatatirea performantelor energo-cavitationale ale unor masini existente.

In incheiere autorul isi exprima speranta ca cercetarile efectuate in cadrul tezei constituie o baza de plecare si un pas inainte in domeniul proiectarii rotoarelor axiale si ca rezultatele obtinute vor fi utile celor care au preocupari in acest domeniu.



BIBLIOGRAFIE

- [1] **I. ANTON** - *Turbine hidraulice*, Editura Facla, Timisoara, 1979
- [2] **I. ANTON** - *Cavitatia*, Editura Academiei, Bucuresti, 1985
- [3] **I. ANTON** - *Calculul efectului de scara cavitional la turbinele hidraulice*, Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, vol. III, Timisoara, 1990
- [4] **I. ANTON** - *Influenta parametrilor geometrici si cinematici asupra caracteristicilor energetice si cavitationale ale turbinelor axiale*, Studii si cercetari de mecanica aplicata, Tom 30, nr. 3,4, 1971
- [5] **I. ANTON, C. V. CAMPIAN** - *Consideratii privind calculul coeficientului de cavitatie la turbinele axiale*, Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, Timisoara, 1985
- [6] **I. ANTON, C. V. CAMPIAN, I. CARTE** - *Hidrodinamica turbinelor bulb si a turbinelor-pompe bulb*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1988
- [7] **I. ANTON, O. POPA** - *The determination of sensitivity to Cavitation of a Cascade of hydrofoils of arbitrary Shape*, Problems of Fluid-Flow Machines. Jubilee prof. R. Szewalski, 1968
- [8] **I. M. ANTON** - *Basic parameters and characteristics coefficients of hydraulic turbine operation*, Proceedings of Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, 1994
- [9] **V. ANTON** - *Cercetari experimentale privind influenta geometriei unor retele de profile asupra caracteristicilor energetice si cavitationale*, Teza de doctorat, I.P. Timisoara, 1972
- [10] **A. BARGLAZAN** - *Masini hidraulice*, Institutul Politehnic Timisoara, 1951
- [11] **V. V. BARLIT** - *Ghidravlicheskie turbini*, Izdateliskogo obiedinenia "Visa Skola", Kiev, 1977
- [12] **A. BAYA** - *Studiul pierderilor hidraulice in turbinele radiale tip Francis, cu aplicatie la turbinele de foarte inalta cadere care echipeaza CHE Bradul-Riul Mare-Retezat*, Teza de doctorat, U.T. Timisoara, 1993
- [13] **A. BAYA, M. TAMAS, C. DANESCU** - *Metoda teoretica de obtinere a diagramei universale la turbinele axiale*, Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, vol. III, Timisoara, 1990
- [14] **A. BAYA, M. TAMAS** - *Determinarea prin calcul a diagramei universale la turbinele hidraulice de tip Francis*, Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, Timisoara, 1985
- [15] **T. BEU** - *Analiza numerica in TurboPascal*, Editura Microinformatica, Cluj-Napoca, 1992



- [16] **I. BOLDEA, M. BENTA** - *TURBO BASIC*, Timisoara, 1994
- [17] **C. V. CAMPIAN** - *Contributii la studiul si realizarea rotoarelor de masini hidraulice axiale*, Teza de doctorat, I.P.Timisoara, 1978
- [18] **C. V. CAMPIAN, D. NEDELUCU, C. SECOSAN, I. HOTA, O. TUDORA, A. HAU** - *Results of the study and computer modelling of axial turbine hydrodynamics*, Proceedings of Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, 1994
- [19] **C. V. CAMPIAN, I. HOTA** - *Achievements and trends in the axial turbine models research at UCM-S.A. RESITA*, Proceedings of Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, 1994
- [20] **V. CAPRARIU, E. ANDREI, M. MUNTEAN, C. CHIOREAN** - *MS-DOS - Comenzi*, Editura Microinformatica, Cluj-Napoca, 1992
- [21] **D.S. COHN, N. FULTON, etc.** - *AUTOCAD 12*, Editura Teora, Bucuresti, 1995
- [22] **B. DEMIDOVITCH, I. MARON** - *Elements de calcul numerique*, Editura MIR, Moscova, 1979
- [23] **V. DOBINDA** - *Catalog de profile aerohidrodinamice al Laboratorului de Masini Hidraulice*, Litografia IPTVT, Timisoara, 1986
- [24] **W. S. DORN, D. D. Mc CRACKEN** - *Metode numerice cu programe in Fortran*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1976
- [25] **I. E. ETINBERG** - *Teoria i rasciot protocinoi ciasti povorotnolopastnih ghidroturbin*, Masinstroenie, Moskva-Leningrad, 1965
- [26] **G. M. FIHTENHOLT** - *Curs de calcul diferential si integral*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1965
- [27] **E. FITERO** - *Pierderile hidraulice in camera spirala a turbomasinilor. Influenta stratului limita si a miscarilor secundare*, Teza de doctorat, Timisoara, 1971
- [28] **M. V. GHEORGHIU** - *Studiul teoretic si experimental al caracteristicilor energetice ale retelelor circulare de profile pentru aparate directe de turbina*, Teza de doctorat, Timisoara, 1976
- [29] **I. GOEDE, R. CUENOD** - *Numerical Simulation of Flow in a Hydraulic Turbine*, Sulzer Technical Review, nr. 4/1989
- [30] **E. GOEDE, R. CUENOD** - *The use of Numerical Flow Visualization in Hydraulic Turbomachinery Design*, European Convex User Conference, Rotterdam, 1990
- [31] **E. GOEDE, R. CUENOD, R. GRUNDER** - *An Advanced Flow Simulation Technique for Hydraulic Turbomachinery*, IAHR Symposium, Belgrad, 1990



- [32] **E. GOEDE, R. GRUNDER, P. BACHMANN, H. KECK** - *Hydraulic design and development of propeller replacement runner for R. H. Saunders*, Water Power, 1991
- [33] **E. V. GUTOVSKII, A. IU. KOLTON** - *Teoria i ghidrodinamiceskii rascet ghidroturbin*, Masinostroenie, Leningrad, 1974
- [34] **F. GYULAI** - *Studiul zonelor secundare de cavitatie din turbopompe*, Teza de doctorat, Timisoara, 1972
- [35] **G. O. HEAD, J. D. HEAD** - *1000 AUTOCAD Tips & Tricks*, Ventana Press, SUA, 1991
- [36] **D. HERGERT** - *Introduction to TurboBASIC*, Editura Sybex, SUA, 1987
- [37] **M. IURIAN, S. IURIAN, C. MIHOC, D. POP** - *Microsoft Windows 3.1 - aplicatii, tehnici, practica*, Editura Promedia, Cluj, 1993
- [38] **H. KECK, E. GOEDE, J. PESTALOZZI** - *Experience with 3-D Euler Flow Analysis as a Practical Design Tool*, IAHR Symposium, Belgrad, 1990
- [39] **H. KECK, E. GOEDE, R. GRUNDER, J. PESTALOZZI** - *Upgrading by New Runners based on 3D-Flow-Simulation and Model Testing*, Sulzer Escher Wyss Ltd., Zurich, Switzerland
- [40] **A. IU. KOLTON, I. E. ETINBERG** - *Osnovii teorii i ghidrodinamiceskogo rasceta vodianih turbin*, Izdat. Masinostroitelnoi literaturi, Moskva, 1958
- [41] **D. LARIONESCU** - *Metode numerice*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1989
- [42] **L. LIVOVSCI** - *Bazele informaticii*, Editura Albatros, Bucuresti, 1979
- [43] **L. LIVOVSCI, C. POPOVICI, H. GEORGESCU, N. TANDAREANU** - *Bazele informaticii*, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1981
- [44] **G. I. MARCIUK** - *Metode de analiza numerica*, Editura Academiei, Bucuresti, 1983
- [45] **M. MUNTEAN, M. JOLDOS** - *MS-DOS 6.2 - comenzi, metode, exemple*, Editura PROMEDIA, Cluj-Napoca, 1994
- [46] **D. MANOLEA** - *Practica in AutoCAD 2D*, Editura Microinformatica, Cluj-Napoca, 1994
- [47] **V. MARINOIU, C. STRATULA, etc.** - *Metode numerice aplicate in ingineria chimica*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1986
- [48] **M. NECHLEBA** - *Hydraulic turbines*, Artia Prague, 1957



- [49] **D. NEDELCU** - *Calculul centrului de greutate si volumului paletelor axiale*, Conferinta de Masini Hidraulice si Hidrodinamica, Vol. III, Timisoara, 1990
- [50] **D. NEDELCU** - *Caracteristici geometrice ale profilelor utilizate in proiectarea rotoarelor de masini hidraulice axiale*, Sesiunea a IV-a de comunicari stiintifice pentru tineret "TEHNIC 2000, Timisoara, 1985
- [51] **I. PAVALOIU** - *Rezolvarea ecuatiilor prin interpolare*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1981
- [52] **D. PAVEL, ST. ZAREA** - *Turbine hidraulice si echipamente hidroenergetice*, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1965
- [53] **O. POPA** - *Miscari potentiale si teoria hidrodinamicii retelelor de profile*, Litografia IPTVT, Timisoara, 1980
- [54] **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*, Proc. of the Fourth Conf. on Fluid Machinery, Budapest, 1972
- [55] **A. POPESCU, A. FILIP, D. MEREZANU** - *AutoCAD*, Editura Teora, Bucuresti, 1993
- [56] **G. F. PROSKURA** - *Ghidrokinamika turbomasin*, Masghiz, 1954
- [57] **J. RAABE** - *HYDRO POWER - THE DESIGN, USE AND FUNCTION OF HYDROMECHANICAL, HYDRAULIC AND ELECTRICAL EQUIPMENT*, VDI Verlag GmbH, Dusseldorf, 1985
- [58] **F. N. RIEGELS** - *Aerodinamische Profile*, R. Oldenbourg, Munchen, 1958
- [59] **E. ROGAI** - *Tabele si formule matematice*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1984
- [60] **GH. SABAC, P. COCARLAN, O. STANASILA, A. TOPALA** - *Matematici speciale*, Editura Didactica si pedagogica, Bucuresti, 1983
- [61] **I. E. SANTAU** - *Studiul influentei pasului relativ si al unghiului de asezare al retelei de profile asupra caracteristicilor energetice ale turbinelor de foraj*, Teza de doctorat, Timisoara, 1977
- [62] **N. A. SIMEDRU** - *Optimizarea exploatarii hidroagregatelor intr-o hidrocentrala fluviala de mare putere*, Teza de doctorat, Timisoara, 1981
- [63] **E. SCHEIBER, D. LIXANDROIU** - *MathCAD - Prezentare si probleme rezolvate*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1994
- [64] **R. SCHILLING, N. RIEDEL, S. RITZINGER** - *A critical review of numerical models predicting the flow through hydraulic machinery bladings*, XVII IAHR SYMPOSIUM, Beijing, China, 1994



- [65] **L. SPORER, CH. WATZELT, H. HAAS, R. SCHILLING** - *Application of the real-time design system to bulb turbine runners*, XVII IAHR SYMPOSIUM, Beijing, China, 1994
- [66] **L. STATE** - *Hello BASIC*, Editura Agni, Bucuresti, 1993
- [67] **S. M. B. STOICOVICI** - *Studiul teoretic si experimental al retelei radial-axiale rotitoare, cu aplicatie la dimensionarea rotoarelor de turbina radial-axiale*, Teza de doctorat, Timisoara, 1989
- [68] **G. A. SVINAREV, A. A. MELOVTOV** - *Gorizontalinie kapsulnie ghidroturbini osevogo tipa*, Naukova Dumka, Kiev, 1969
- [69] **M. TAMAS** - *Studiul experimental si teoretic al pierderilor hidraulice in transformatoarele hidrodinamice*, Teza de doctorat, Timisoara, 1988
- [70] **M. TAMAS, A. BAYA** - *Turbine si turbotransmisii hidraulice. Indrumator de proiectare turbine axiale*, Litografia IPTVT, Timisoara, 1986
- [71] **D. TURTUREA** - *Totul despre Windows 3.1*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1993
- [72] **G. V. VIKTOROV** - *Ghidrodinamiceskaia teoria resetok*, Izdat. "Vissiaia Skola", Moskva, 1969
- [73] **V. VILCOVICI, ST. BALAN, R. VOINEA** - *Mecanica teoretica*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1959
- [74] **L. VIVIER** - *Turbines hydrauliques et leur regulation*, Editions Albin Michel, Paris, 1966
- [75] **I. VOIA** - *Cercetari asupra fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale*, Teza de doctorat, Timisoara, 1977
- [76] **I. VOIA** - *Calculul hidrodinamic al turbinelor hidraulice cu reactiune*, Resita, 1984
- [77] **G. VRACIU, A. POPA** - *Metode numerice cu aplicatii in tehnica de calcul*, Editura Scrisul Romanesc, Craiova, 1982
- [78] **T. C. VU, K. HEON, W. SHYY** - *A CFD-Based Computer Aided Engineering System for Hydraulic Turbines*, XVII IAHR SYMPOSIUM, Beijing, China, 1994
- [79] **F. ZAVOIANU, C. ZAVOIANU** - *GW BASIC*, Editura Teora, Bucuresti 1995
- [80] **G. ZIDARU** - *Miscari potentiale si hidrodinamica retelelor de profile*, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981
- [81] ***** - *Constructia de masini*, nr. 7, iulie, 1975

