

UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ



Ing. Teodor T. MILOȘ

TEZĂ DE DOCTORAT

Conducător științific,
Prof. dr. ing. Mircea BĂRGLĂZAN

Timișoara, 1998

**MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE
UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ**

Ing. Teodor T. MILOȘ

**ÎMBUNĂȚIREA PERFORMANȚELOR
CAVITAȚIONALE ALE POMPELOR CENTRIFUGE
UTILIZÂND ROTORUL IMPULSOR**

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

**Conducător științific,
Prof. dr. ing. Mircea BĂRGLĂZAN**

Timișoara, 1998

CUPRINS

<u>Cuvânt înainte</u>	1
-----------------------------	---

Capitolul 1

OPORTUNITATEA CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL IMPULSORILOR.....	3
1.1. Considerații generale cu privire la pompele cu impulsori.....	3
1.2. Principiul de funcționare al pompelor cu impulsor.....	7
1.3. Aspecte constructive ale impulsorilor.....	8
1.4. Pompe cu impulsor la turații obișnuite.....	10

Capitolul 2

STUDIUL ȘI PROIECTAREA IMPULSORILOR PENTRU POMPELE PCN.....	12
2.1. Identificarea pompelor PCN la care este necesară utilizarea impulsorilor.....	12
2.2. Determinarea turației caracteristice optime pentru rotorul impulsor.....	13
2.3. Tipizarea rotorilor impulsori pentru pompele PCN.....	15
2.4. Particularizarea relațiilor turbopompelor la rotorul impulsor.....	16
2.5. Distribuția mărimilor energetice da-a lungul razei.....	17
2.6. Proiectarea paletajului rotorului impulsor.....	18
2.7. Influența unor parametri constructivi asupra geometriei rotorilor impulsori.....	21

Capitolul 3

STUDIUL CURGERII POTENȚIALE ÎN ZONA ROTORULUI UNEI POMPE CU IMPULSOR PRIN METODA DIFERENȚELOR FINITE (MDF).....	23
3.1. Domeniul de analiză și relațiile de calcul utilizate.....	23
3.2. Discretizarea domeniului.....	25
3.3. Atribuirea valorilor inițiale pentru funcția de curent Ψ	27
3.4. Calculul funcției de curent prin metoda diferențelor finite.....	29
3.5. Calculul liniilor de curent.....	31
3.6. Calculul câmpului de viteze.....	34
3.7. Calculul liniilor echipotențiale.....	38
3.8. Concluzii asupra rezultatelor obținute.....	43

Capitolul 4

STUDIUL CURGERII POTENȚIALE ÎN REȚEAUA DE PROFILE A PALETAJULUI ROTORULUI IMPULSOR PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT (MEF).....	45
4.1. Caracteristicile geometrice ale paletajului rotorului impulsor.....	45
4.2. Ecuații de mișcare și ipoteze inițiale.....	46
4.3. Domeniul de analiză și condițiile la limită în general.....	47
4.4. Determinarea relațiilor de calcul ale condițiilor la limită pe frontiere.....	49
4.5. Discretizarea domeniului.....	53
4.5.1. Calculul coordonatelor profilului paletei de impulsor.....	53
4.5.2. Amplasarea profilelor în rețea.....	56

4.5.3. Calculul coeficienților de divizare pentru discretizarea neomogenă a domeniului Ω	56
4.5.4. Calculul rețelei de discretizare.....	57
4.6. Integrarea ecuației lui Laplace prin MEF.....	60
4.7. Integrarea ecuației Laplace în cadrul unui element finit.....	62
4.8. Asamblarea matricii sistemului global și impunerea condițiilor la limită.....	66
4.9. Rezolvarea sistemului liniar global.....	67
4.10. Calculul liniilor de curent.....	68
4.11. Calculul câmpului de viteze și presiuni.....	74
4.12. Concluzii.....	77

Capitolul 5

CALCULUL CURBELOR DE SENSIBILITATE LA CAVITAȚIE A PROFILELOR DIN REȚEAUA IMPULSORULUI.....	79
5.1. Repartiția de viteze și presiuni pe frontiera profilului paletelor impulsorului în regim de curgere nominal.....	79
5.2. Calculul câmpului de viteze și presiuni în rețeaua de paletelor impulsorului la regimuri de curgere diferite de nominal.....	84
5.3. Repartiția de viteze și presiuni pe frontiera profilului paletelor impulsorului la regimuri de curgere diferite de nominal.....	106
5.4. Curbele de sensibilitate la cavitație ale zonei de intrare a rotorului impulsor.....	115
5.5. Aprecierile globale a sensibilității la cavitație a impulsorului.....	119
5.6. Concluzii.....	124

Capitolul 6

CALCULUL ÎNĂLȚIMII TEORETICE DE POMPARE REALIZATE DE IMPULSOR.....	126
6.1. Calculul coeficientului de portanță C_a , al rețelei de profile a impulsorului.....	126
6.2. Calculul înălțimii teoretice de pompare locale, $H_{l,r} = f(r)$	134
6.3. Calculul înălțimii teoretice de pompare globale, $H_t = f(Q)$	135
6.4. Comparația curbelor înălțimilor de pompare teoretică, $H_t = f(Q)$, cu cea experimentală, $H = f(Q)$, ale impulsorului.....	137
6.5. Concluzii.....	137

Capitolul 7

TEHNOLOGIE DE EXECUȚIE PENTRU MODELE EXPERIMENTALE DE IMPULSORI REALIZATE ÎN L.C.M.H.T.....	139
7.1. Particularități ale geometriei paletelor rotorului impulsor.....	139
7.2. Construcția și funcționarea dispozitivului de formare a paletelor.....	140
7.3. Tehnologia de realizare a paletelor rotorului impulsor.....	141
7.4. Impulsori realizați cu ajutorul dispozitivului propus.....	144

Capitolul 8

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA CARACTERISTICILOR ENERGETICE ȘI CAVITAȚIONALE ALE UNOR POMPE ECHIPATE CU IMPULSORI.....	145
8.1. Instalația experimentală.....	145
8.2. Mărimi măsurate și aparate de măsură utilizate.....	145
8.3. Erori de măsurare, domenii garantate.....	147
8.4. Impulsori studiați experimental în prima fază a încercărilor.....	149

8.5. Impulsori de fabricație industrială studiați experimental în prima variantă de proiectare.....	152
8.5.1. Influența asupra înălțimii de pompare.....	153
8.5.2. Influența asupra puterii absorbite și a randamentului.....	153
8.5.3. Influența asupra caracteristicilor de cavitație.....	154
8.5.4. Rezultate obținute pe instalația de vizualizare.....	156
8.5.5. Concluzii și decizii rezultate din măsurători.....	160
8.6. Cercetări experimentale asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale impulsorilor cu extindere axială redusă.....	161
8.6.1. Caracteristici geometrice ale impulsorilor încercați.....	161
8.6.2. Influența asupra caracteristicii energetice.....	162
8.6.3. Influența asupra caracteristicii de cavitație.....	165
8.6.4. Concluzii asupra încercării impulsorilor cu extindere axială redusă.....	167

Capitolul 9

PROGRAME DE CALCULATOR CONCEPTE, REALIZATE ȘI UTILIZATE ÎN CADRUL LUCRĂRII.....	168
9.1. Considerații generale referitor la tehnica de programare utilizată.....	168
9.2. Schema logică a programului în limbaj Pascal pentru calculul câmpului hidrodinamic prin Metoda Diferențelor Finite (MDF).....	169
9.3. Schemele logice ale programelor în limbaj Pascal pentru calcule prin Metoda Elementului Finit (MEF).....	173
9.3.1. Calculul valorilor funcției de curent Ψ prin MEF în domeniul rețelei de profile a impulsorului.....	173
9.3.2. Rprezentări grafice ale rezultatelor obținute din aplicarea MEF în domeniul rețelei de profile a impulsorului.....	175
9.3.3. Calculul curbelor de sensibilitate la cavitație și de cavitație.....	177
9.3.4. Calculul curbelor coeficienților de portanță și reprezentarea lor.....	178
9.3.5. Calculul curbelor înălțimii de pompare locale și globale.....	179
9.4. Lista programelor utilizate pentru aplicarea Metodei Diferențelor Finite.....	180
9.5. Lista programelor utilizate pentru aplicarea Metodei Elementului Finit.....	180
9.6. Concluzii asupra importanței programelor realizate.....	182

Capitolul 10

CONCLUZII ASUPRA ÎNTREGII LUCRĂRI.....	190
10.1. Concluzii generale.....	190
10.2. Contribuții originale.....	195
10.3. Perspective.....	196
BIBLIOGRAFIE.....	199

Nu ezitați niciodată să abordați studiul unor fenomene tehnice care par arhicunoscute, căci veți avea surpriza să evidențiați noi aspecte.

Profesor Aurel BĂRGLĂZAN

CUVÂNT ÎNAITE

Îmbunătățirea performanțelor cavitaționale și evitarea pe cât posibil a fenomenului de cavitație la mașinile hidraulice este o preocupare continuă a cercetătorilor și constructorilor de mașini din acest domeniu. Necesitatea găsirii de noi soluții tehnice a fost impulsionată de condițiile speciale de funcționare a pompelor la vehiculele cu propulsie reactivă, în rafinării și industria chimică, în centrale termice și nucleare. Corelarea cât mai bună a aspectelor tehnice cu cele economice și de fiabilitate au impus de asemenea găsirea unor soluții ieftine și eficiente de reducere a fenomenului de cavitație la pompele centrifuge. Una dintre acestea este și rotorul impulsor.

În literatura de specialitate s-au publicat în ultimii 25 de ani o serie de lucrări referitoare la rotorul impulsor (înducer) utilizat la pompele centrifuge pentru îmbunătățirea performanțelor de cavitație. Pompele de turaj mare (peste 2900 rot/min) au necesitat în primul rând acest tip de rotor pentru diminuarea lui NPSH care crește inevitabil cu turația. Rezultatele obținute și publicate la început în acest domeniu se referă în cea mai mare parte la impulsorii pentru pompele de turaj mare utilizați la vehiculele cu propulsie reactivă.

Instalațiile și utilajele din industria chimică, centrale termice și nucleare necesită în multe situații condiții dificile de instalare a pompelor centrifuge (înălțimi geometrice de aspirație mari, circuit hidraulic de aspirație complicat), iar lichidele vehiculate au presiuni ale vaporilor saturați relativ mari. Aceste situații au determinat extinderea cercetărilor pentru impulsorii la pompele utilizate în aceste domenii. De aceea pornind de la solicitările utilizatorilor de pompe pentru industria chimică (PCN), au fost abordate cercetările privind posibilitatea îmbunătățirii caracteristicilor de cavitație cu ajutorul impulsorilor.

Lucrarea de față își propune să aducă o contribuție la studiul curgerii în zona paletajului rotorului impulsor și optimizarea proiectării impulsorilor în vederea îmbunătățirii performanțelor lor cavitaționale. După un studiu privind oportunitatea și necesitatea utilizării impulsorilor la pompele centrifuge PCN se stabilește o metodă de proiectare a impulsorilor. Urmează un studiu teoretic de modelare numerică a curgerii în zona paletajului impulsorului prin Metoda Diferențelor Finite și Metoda Elementului Finit. Prin aceste metode se pot identifica variantele

optime de paletaj care corespund cel mai bine scopului propus. La partea experimentală se prezintă impulsorii executați în laborator sau în producție industrială și încercați împreună cu pompele corespunzătoare. O contribuție esențială în lucrare sunt programele de calculator realizate și utilizate. Lucrarea se încheie cu prezentarea concluziilor, contribuțiilor originale și a perspectivelor de cercetare. Rezultatele obținute pe cale teoretică și experimentală au confirmat utilitatea impulsorilor la îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale pompelor centrifuge.

Este de datoria mea, să exprim recunoștință și mulțumiri tuturor celor care au contribuit într-un fel sau altul la formarea mea ca specialist în domeniul mașinilor hidraulice și mecanicii fluidelor.

Finalizarea lucrării sub toate aspectele (examene, referate, studii teoretice și experimentale, etc.) nu ar fi fost posibilă fără îndrumarea atentă de înaltă competență științifică și inginerască a conducătorului științific, Prof. dr. ing. Mircea BĂRGLĂZAN, drept pentru care îi exprim cele mai calde mulțumiri, stimă și considerație. Indicațiile de înaltă ținută științifică pe care Domnia sa mi le-a dat după admiterea la doctorat privitor la finalizarea încercărilor experimentale, aprofundarea studiilor teoretice, interpretarea rezultatelor, etc. au fost hotărâtoare în conturarea lucrării ca un tot unitar, cu elemente clare și esențiale în atingerea scopului propus.

Tema în sine a fost abordată înainte de înscrierea la doctorat, iar pentru realizările din acea perioadă, cât și pentru consultările ulterioare doresc să-i mulțumesc în mod special domnului Prof. dr. ing. Francisc Gyulai. Primii pași în cercetare, entuziasmul, încrederea și clarviziunea Domniei sale au fost un exemplu demn de urmat în formarea mea ca specialist.

De asemenea doresc să mulțumesc colegilor din catedră care într-un fel sau altul au participat la măsurători în laborator sau au contribuit cu un sfat sau o consultație de specialitate pe parcursul realizării lucrării. Îmi exprim recunoștința față de personalul tehnic ajutător pentru aportul adus la realizarea dispozitivelor de formare a impulsorilor, a modelelor experimentale a montajului pompelor în instalație și a realizării instalațiilor de laborator.

Nu pot fi uitați colaboratorii externi, ing. Nicolae Bârlea de la CUPSIC-București și ing. Dan Henegar de la UPRUC- Făgăraș care au sprijinit prin contracte de cercetare promovarea și lansarea în fabricație a impulsorilor și cărora le mulțumesc pentru toate acestea.

Mulțumesc conducătorilor catedrei MH care au fost în perioada studiului la această temă pentru asigurarea condițiilor cât mai bune în limita posibilităților existente.

În același timp și nu în ultimul rând mulțumesc familiei pentru sprijinul, susținerea și înțelegerea acordată pe toată durata elaborării tezei de doctorat.

CAPITOLUL 1.

OPORTUNITATEA CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL IMPULSORILOR

1.1 Considerații generale cu privire la pompele cu impulsori

Rotorul impulsor a apărut odată cu dezvoltarea tehnicii rachetelor și a vehiculelor cu propulsie reactivă, [78],[104]. În sistemul de alimentare al acestor mașini sunt necesare presiuni mari și debite relativ mici. Utilizarea pompelor volumice sau centrifuge multietajate scade fiabilitatea instalației. De aceea s-a optat pentru utilizarea unei pompe centrifuge monoetajate care să realizeze înălțimea de pompare cerută prin creșterea excesivă a turației (până la 30.000 rot/min) și într-un gabarit minim. La aceste turații mari vitezele lichidului în canalele rotorice cresc foarte mult, fapt ce duce la apariția inevitabilă a cavității în zona de intrare a rotorului. Pentru a preîntâmpina acest fenomen s-a adoptat ideea echipării pompei cu un dispozitiv melcat de aspirație, numit *inducer* în publicațiile de limbă engleză, sau *impulsor* și care se montează pe arborele pompei înaintea rotorului centrifug. Rotindu-se sincron cu rotorul centrifug, impulsorul lucrează ca o mică pompă axială al cărei aport energetic determină diminuarea înălțimii dinamice a aspirației pentru rotorul centrifug.

În sistemele de vehiculare a lichidelor sunt patru domenii de maximă importanță economică în care s-au impus pompele cu rotor impulsor. Acestea sunt rafinăriile și industria chimică, centralele termo și nucleare-electrice, vehicule cu propulsie reactivă și navele maritime sau fluviale. După cum rezultă din fig.

1.1 impulsorul este un rotor axial auxiliar dispus în fața rotorului radial.

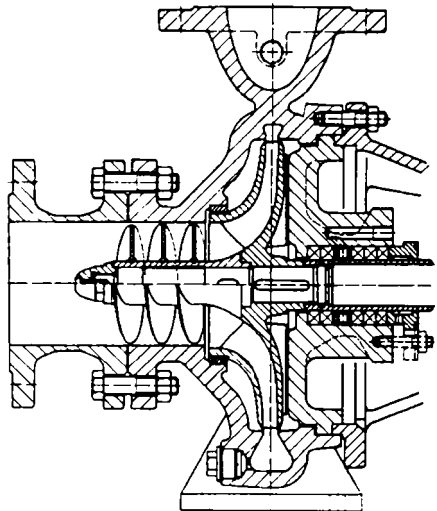


Fig. 1.1. Pompă centrifugă cu impulsor.

Dezvoltarea centralelor termoelectrice și nucleare-electrice, ajungând la puteri pe unitate de 900-1200 MW a impus creșterea puterii la pompele de condensatie și la cele de alimentare concomitent cu sporirea substanțială a turației, deci a vitezei periferice de transport. Aceste pompe funcționează la temperaturi ridicate și depresiuni la aspirație apropiate de presiunea vaporilor saturați. De multe ori NPSH (Net Positive Suction Head) disponibil este mai mic decât NPSH necesar pompei ceea ce înseamnă că funcționarea este într-un stadiu avansat de cavitație. Eliminarea acestui inconvenient a fost posibilă prin adoptarea rotorului impulsor în zona de aspirație a pompei.

Pompele din sistemele de alimentare cu combustibil ale rachetelor și ale sistemelor de propulsie aerospațială trebuie să aibă greutatea specifică redusă, deci turații ridicate și calități anticavitaționale superioare deoarece presiunile reduse din rezervorul de alimentare conduc la pereți mai subțiri și deci la o greutate mai mică. De asemenea aceste pompe trebuie să fie extrem de prompte în intervenția lor, iar funcționarea să fie fără oscilații. Este cunoscut faptul că dacă funcționarea este la limita fenomenului de cavitație se pot genera oscilații de joasă frecvență și curenți secundari la intrarea în rotor. Suprapunerea oscilațiilor proprii corpului rachetei cu cele ale rețelei de alimentare cu combustibil duc la o funcționare nestabilă a ansamblului, funcționare denumită "POGO". Toate aceste calități impuse pompelor pentru alimentarea rachetelor au dus la construcția lor cu rotor impulsor.

Un alt domeniu în care este deja uzuală utilizarea pompelor cu impulsor este cel al propulsiei marine. Pompa centrifugă cu intrare dublă este cea mai utilizată. Impulsorul dispus în

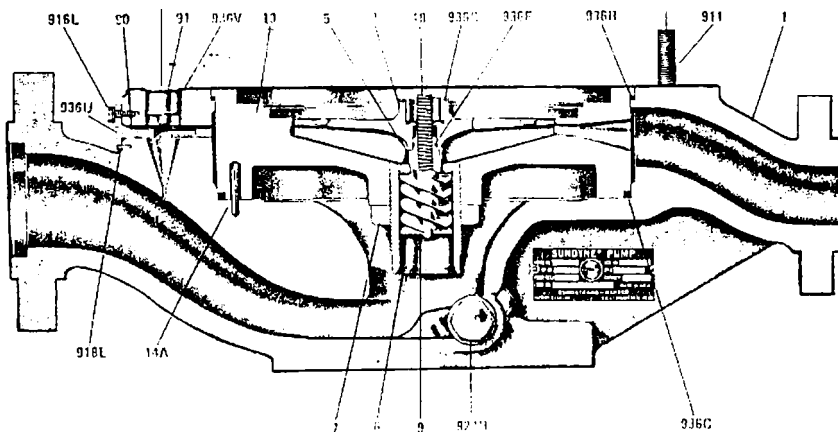


Fig. 1.2. Pompă SUNDYNE de turație mare, construcție "in line", având impulsor

fața rotoarelor primului etaj ameliorează caracteristicile de cavitație ale pompei.

Transportul țițeiului și al produselor petroliere la rafinării se face cu pompe centrifuge de turație mare construite "in line", (fig. 1.2), [104]. Pentru realizarea turației necesare se utilizează un amplificator de turație în două trepte. Angrenajul vertical complet închis transformă turația motorului de 2900 rot/min în turații de exploatare de până la 23700 rot/min. Arborii sunt fixați pe rulmenți sau lagăre de alunecare. O pompă de ulei asigură ungerea angrenajului.

Rotorul pompei are palete drepte și radiale și prin urmare un coeficient de presiune mai mare și o valoare a NPSH-ului mai mică decât rotoarele cu palete curbate. Fabricarea acestor rotoare este mult simplificată.

Colectorul unei astfel de pompe este inelar. Colectorul spiral are rolul de a transforma energia cinetică a fluidului la ieșirea din rotor în energie potențială (presiune). În acest caz energia cinetică transmisă lichidului de către rotor nu se transformă decât la nivelul colectorului în energie potențială, astfel încât lichidul din vecinătatea rotorului nu posedă energie potențială. Principiul colectorului descris mai sus permite toleranțe mari între rotor și stator. Astfel, pompa este capabilă să funcționeze în gol timp nelimitat.

În fig. 1.3. Sunt prezentate efectele asupra randamentului în utilizarea unor colectoare inelare sau spirale. Se observă că la valori n_q mici cum este cazul p. p. ... f. ... e. ...

recomandabilă utilizarea colectorului inelar deoarece duce la un randament mai bun.

În calculul $NPSH_{nec}$ (necesar) intervin pătratele vitezei de intrare axială ale lichidului în rotor și viteza tangențială a rotorului.

Prin mărirea turației cresc aceste viteze și în consecință și $NPSH_{nec}$. Pentru a putea compara diverse pompe având turații debite și $NPSH_{nec}$ diferite, în privința comportării cavitaționale s-a introdus noțiunea de turație specifică de aspirație n_{ss} , care prin analogie cu turația specifică, se calculează cu relația:

$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[3]{NPSH_{nec}^3}} \quad (1.1)$$

Această valoare teoretică poate fi calculată pentru o anumită funcționare a pompei după măsurarea înălțimii de aspirație. Ea este o constantă care caracterizează rotorul și care ușurează trasarea curbei $NPSH_{nec}$ funcție de Q menționată mai înainte. De aici reiese că la o turație

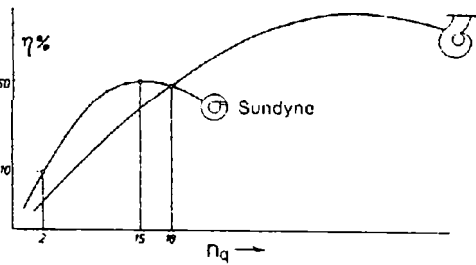


Fig. 1.3. Influența colectorului asupra randamentului pompelor de turație mare.

constantă și la un n_{ss} constant, $NPSH_{nec}$ funcție de Q trebuie să crească. Alura tipică a curbelor $NPSH_{nec}$ în cazul când turația pompei se mărește este redată în fig. 1.4. Deoarece $NPSH_{nec}$ crește, înseamnă că și capacitatea de aspirație a pompei scade cu creșterea turației. Este de la sine înțeles că se acordă o mare importanță acestui fapt la proiectarea pompelor de turație mare, deoarece în special la vehicularea de hidrocarburi posibilitățile de aducțiune sunt în mare majoritate foarte critice și deci avantajele unei pompe care funcționează la o turație mare sunt utile numai în cazul când aceste funcționări sînt inevitabile.

Turația specifică, n_{ss} , mare a acestui melc de aspirație dă valori foarte mici pentru $NPSH_{nec}$. Rotorul radial și melcul de aspirație formează un rotor ale cărui pierderi la intrare nu mai reprezintă decât a treia parte a valorii pe care o prezintă rotorul fără melcul de aspirație.

Domeniul de utilizare al acestor pompe este arătat în diagrama din fig. 1.5. Dată fiind construcția verticală, utilizarea electromotoarelor este limitată la 150 CP.

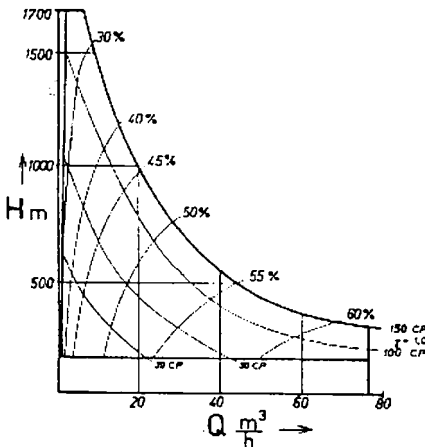


Fig. 1.5. Domeniul de utilizare al pompelor de turație mare

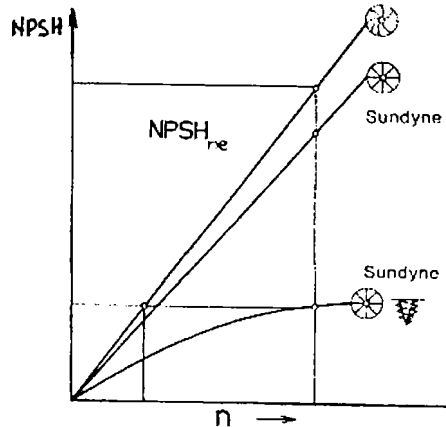


Fig. 1.4. Influența turației, a tipului de rotor și a impulsorului asupra $NPSH_{nec}$

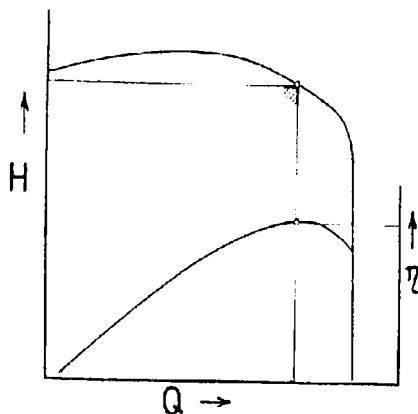


Fig. 1.6. Limitarea domeniului maxim de exploatare al pompelor de turație mare

Presiunea de refulare maximă este funcție de viteza periferică maximă realizabilă, care la rândul ei depinde de rezistența materialului. Debitul minim sau maxim este funcție de colector.

Cea mai mică înălțime de pompare la care utilizarea acestei pompe este eficace, depinde de condițiile de lucru. Pompa este competitivă numai când problema vehiculării nu poate fi rezolvată cu pompe centrifuge clasice cu una sau două trepte.

Din caracteristica $H=f(Q)$ și $\eta=f(Q)$, fig. 1.6, rezultă un alt avantaj al acestei construcții simplificate datorită antrenării la turație ridicată. Racordul de refulare cu colectorul limitează debitul maxim până la 120-140 %. Prin urmare electromotorul ce acționează pompa nu trebuie ales pentru puterea maximă.

1.2 Principiul de funcționare al pompelor cu impulsor

Reducerea gabariturii unei pompe, sau a greutateii specifice se poate face în mod deosebit prin creșterea turației de antrenare. Ca urmare vor crește vitezele curentului de lichid și deci $NPSH_{nec}$ va crește, ceea ce va limita funcționarea pompei spre debite inferioare punctului nominal. O posibilitate de extindere a funcționării se poate face acționând asupra condițiilor exterioare de la aspirația pompei prin intermediul unui ejector sau altă sursă de presiune. Această soluție nu este convenabilă din punct de vedere economic și atunci se apelează la parametrii care influențează reducerea $NPSH$ -ului pompei. Soluția cea mai convenabilă sub toate aspectele constă în adaptarea în zona de aspirație a pompei a unui rotor axial elicoidal (melcat) denumit impulsor (*inducer*). Prezența acestui rotor de tip axial de forma unui șurub elicoidal cu două sau trei palete creează condiții pentru generarea unei energii specifice suplimentare la intrarea în rotorul centrifug.

Această energie suplimentară la intrarea în rotorul centrifug face ca presiunea în paletajul rotorului centrifug să crească peste presiunea critică de apariție a cavității și astfel să se evite funcționarea în regim de cavitație.

Forma melcată a paletajului, gradul de obturare redus, transferul de energie relativ redus permit ca rotorul impulsor să funcționeze bine și în condiții de aspirație mai grele (ex: înălțime geometrică de aspirație mai mare) decât pompa centrifugă fără impulsor. Parametri de aspirație ai pompei pot fi diminuați până la funcționarea în cavitație a impulsorului fără ca rotorul centrifug să fie afectat. Exploatarea impulsorului în regim de cavitație industrială duce la distrugerea sa sau corodarea cavitațională după un anumit număr de ore. Pentru reducerea pe cât posibil a efectului de eroziune cavitațională și pentru ca să reziste la solicitări mecanice mari, știind că funcționează la turații foarte ridicate, materialele utilizate în construcția lui sunt de regulă de mare rezistență mecanică precum și la eroziunea cavitațională.

1.3 Aspecte constructive ale impulsorilor

Impulsorul ca rotor axial are paletajul asemănător unui melc arhimedic. Numărul de palete este de două sau mai multe. Se poate aplica la toate tipurile de pompe hidrodinamice, indiferent că sunt axiale, radial-axiale sau centrifuge, executate orizontal sau vertical, cu rotor închis, semiînchis, sau deschis cu autoaspirație.

Pentru a obține rezultate bune, la construcția rotorilor impulsori trebuie să se țină seama de următoarele cerințe:

- să realizeze surplusul de presiune necesar rotorului centrifug pentru a nu intra în cavitație;
- să nu se desamorseze chiar și la presiuni foarte scăzute la intrare;
- să aibă funcțiile minime ale presiunii în orice punct de funcționare;
- să funcționeze eficient fără a influența negativ randamentul pompei;
- să realizeze un nivel minim de vibrații;
- nivelul de zgomot cât mai redus în orice regim de funcționare;
- prețul de fabricație să fie cât mai redus;

Materialele utilizate la construcția impulsorului sunt de regulă materiale rezistente la cavitație cum sunt oțelurile aliate, foarte speciale, unele materiale plastice. Forma și dimensiunile pompei pe care se adaptează nu suferă modificări esențiale. Durata medie de funcționare a unui rotor impulsor este de 20.000-30.000 ore.

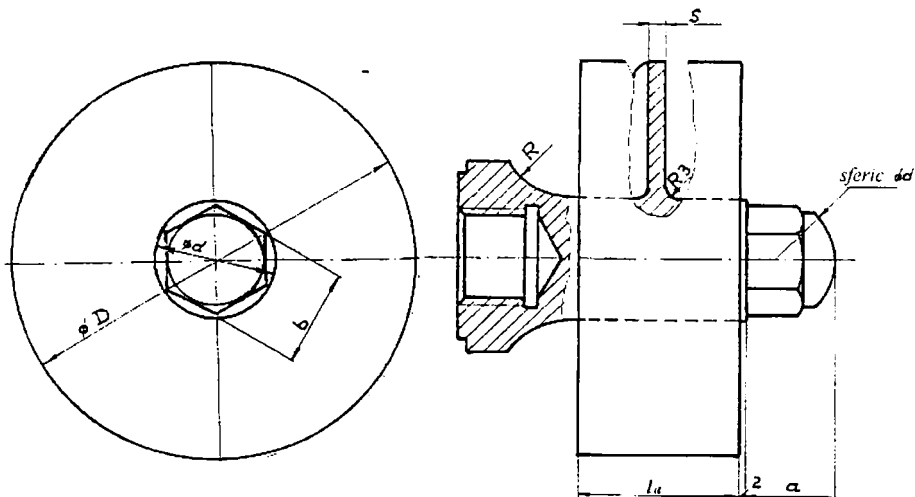


Fig. 1.7. Caracteristicile geometrice ale rotorului impulsor.

Impulsorul convențional (fig. 1.7) este asemenea unui șurub având două sau mai multe palete elicoidale fixate pe butuc. Parametri geometrici principali sunt următorii:

- D - diametrul exterior al paletajului
- d - diametrul butucului
- $(l/t)_r = f(r)$ -desimea rețelei paletelor
- e - extinderea axială a paletajului
- $\beta_{sr} = \beta_s(r)$ - unghiul de instalare al profilelor la raza curentă r
- s -grosimea paletelor
- z -numărul de palete

Geometria rotorului impulsor este impusă de geometria orificiului de aspirație al pompei. Diametrul exterior al paletajului este cu câteva zecimi de mm mai mic decât diametrul D_0 de intrare în pompă. Rostul sau jocul radial între palete și peretele fix exterior rezultă din toleranțele de prelucrare ale ansamblului rotitor.

Diametrul butucului se estimează a fi $d = (0,3 \div 0,35)D$.

Extinderea axială e , desimea rețelei l/t , unghiul de instalare al profilelor la raza r , β_{sr} rezultă din calculele hidraulice efectuate după una din metodele de proiectare.

Numărul de palete $z = 2 \div 4$ depinde de tipul de rețea și de condițiile de funcționare ale impulsorului.

Grosimea paletelor s este determinată de din condițiile de rezistență, corelate cu tehnologia de execuție. Dacă întregul impulsor rezultă prin turnare atunci $s = 4 \div 5$ mm. Dacă paletele se obțin prin ambutisare la cald, iar apoi se sudează pe butuc atunci $s = 1 \div 2$ mm.

Impulsorul descris anterior mai este denumit impulsor tip șurub la care paletele sunt fixate pe un butuc central spre deosebire de impulsorul tip piuliță la care paletele sunt fixate pe un suport tubular cilindric exterior și apoi prin acesta pe inelul rotorului. La acest tip de impulsor se elimină cavitația de rost, iar cavitațiile (bulele de cavitație) formate între palete sunt centripetate în zona axială liberă a impulsorului unde nu pot să mai aibă nici un efect de eroziune cavitațională. Desavantajul acestui impulsor este că din punct de vedere tehnologic este mult mai greu de realizat.

Rețeaua de palete a impulsorului este o rețea de plăci curbate care de obicei sunt rotunjite și ușor subțiate în zona bordului de atac și subțiate și ușor ascuțite în zona bordului de fugă. Forma melcată implică noțiunea de pas din terminologia filetelor. În general pasul este variabil și crescător de la intrare spre ieșire. Sunt și variante cu pas constant și unghi de incidență mai mare sau două porțiuni de paletaj cu pas constant și diferit, la intrare mai mic, la ieșire mai mare.

1.4 Pompe cu impulsor la turații obișnuite

Dintre pompele care funcționează la turații obișnuite și la care s-a aplicat pentru prima dată rotorul impulsor au fost pompele din industria chimică. Aceasta din cauza că lichidele vehiculate sunt foarte diverse, au proprietăți fizice diferite și sensibilitatea la cavitație în multe cazuri mai mare decât apa. Astfel de exemplu dintr-un studiu efectuat la NASA s-au comparat valorile NPSH ale unor lichide cu ale apei. Rezultatele au fost următoarele:

- valoarea NPSH pentru oxigen lichid = val. NPSH pt. apă/1,30
- valoarea NPSH pentru azot lichid = val. NPSH pt. apă/1,89
- valoarea NPSH pentru hidrocarburi = val. NPSH pt. apă/1,20.

Datorită impulsorului se poate observa o creștere a energiei la ieșirea din acesta și ca urmare o creștere a presiunii statice, ceea ce împiedică apariția cavitației.

Materialele din care se confecționează impulsorii pentru astfel de pompe sunt identice cu cele din care se confecționează pompele. Ca exemplu se poate da firma "Ochsner" din Austria [105] care produce pompe de chimie cu impulsori, (fig. 1.8). Un astfel de impulsor are butucul rotorului realizat prin strunjire dintr-o bară de oțel cilindrică. Paletele sunt realizate separat și sudate de butucul rotorului. Datorită rostului mic între impulsor și peretele carcusei, lichidele utilizate trebuie să conțină o cantitate mică de impurități solide și cu o granulație de

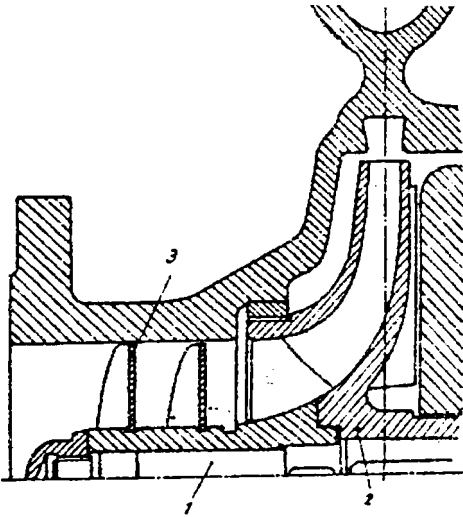


Fig. 1.8. Pompă de chimie cu impulsor; 1-arborele pompei, 2-rotor centrifug, 3-rotor impulsor.

maximum $0,15 \div 0,2$ mm. Dimensiunile de montaj ale pompelor echipate cu impulsor Ochsner rămân nemodificate față de pompele standard. Aceasta permite livrarea lor în orice variantă fără un efort deosebit.

Caracteristica de cavitație $NPSH = f(Q)$ a pompelor Ochsner cu impulsori realizează o scădere considerabilă a valorilor NPSH față de aceleași pompe fără impulsori (fig. 1.9). Se observă că la debite mai mari decât debitul nominal creșterea lui NPSH este foarte pronunțată fapt ce denotă că impulsorul este limitat cavitațional până la punctul de proiectare.

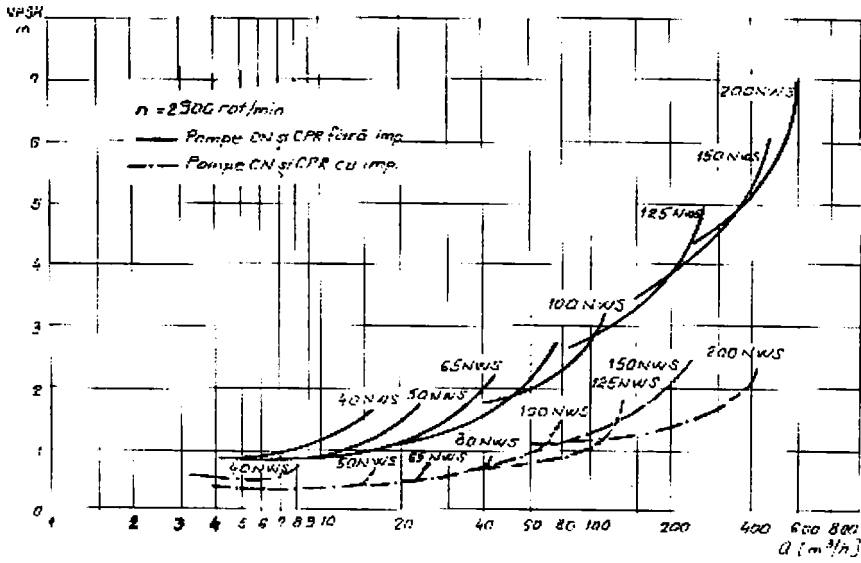


Fig. 1.9. Caracteristicile de cavitație ale pompelor de chimie Ochsner cu și fără impulsor.

La pompele mici efectul impulsorului este mai puțin pronunțat față de pompele mari (cu debite nominale mari) ceea ce face ca oportunitatea utilizării lui să fie atent analizată în corelație cu aspectele economice.

CAPITOLUL 2

STUDIUL ȘI PROIECTAREA IMPULSORILOR PENTRU POMPELE PCN

2.1. Identificarea pompelor PCN la care este necesară utilizarea impulsorilor

Urmărind caracteristicile cavitaționale ale pompelor PCN [102] la turația de 2900 rot/min se observă că înălțimea dinamică la aspirație (NPSH) crește sensibil imediat după depășirea debitului corespunzător randamentului maxim. Pentru a avea o vedere de ansamblu a întregii tiposerii din punct de vedere cavitațional s-a reprezentat într-o diagramă (fig. 2.1) punctele (Q_{opt} , $NPSH_{opt}$) unde $NPSH_{opt}$ este valoarea lui NPSH la debitul Q_{opt} corespunzător randamentului maxim. Se observă că valorile lui NPSH cresc odată cu creșterea dimensiunilor pompelor.

S-a arătat [52] că valoarea coeficienților de cavitație ai pompelor de chimie PCN se pot calcula cu relația:

$$\sigma = k n_q^4 \quad (2.1)$$

unde $k = 0,7 \cdot 10^{-3} \dots 1,1 \cdot 10^{-3}$ în punctele optime, iar pentru debitele maxime de exploatare a pompelor $k = 1,2 \cdot 10^{-3} \dots 1,7 \cdot 10^{-3}$.

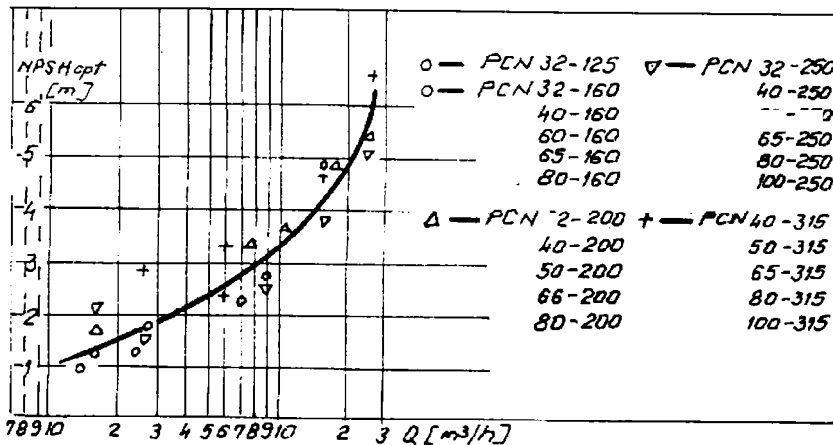


Fig. 2.1. NPSH-ul pompelor PCN corespunzător debitelor de randament maxim.

Din această structură a coeficientului de cavitație rezultă pentru NPSH:

$$NPSH = \sigma H = kHn_q^{4/3} = kn^{1/3}Q^{2/3} \quad (2.2)$$

Rotorul centrifug și cel axial (premergător) funcționează în serie. Efectul rotorului premergător se va resimți numai dacă $NPSH_{ax} < NPSH_{cf}$. Înlocuind din (2.2) rezultă $k_{ax} < k_{cf}$. Coeficientul k_{cf} nu poate fi diminuat prea mult.

Din studiul rotoarelor premergătoare realizate de firme cu experiență s-a formulat ca obiectiv o reducere cu 50 % a lui NPSH pentru pompele cu rotor premergător față de pompele fără. Aceasta înseamnă de fapt că pentru k_{ax} să avem valori de $0,3 \cdot 10^{-3} \dots 0,5 \cdot 10^{-3}$.

2.2. Determinarea turației caracteristice optime pentru rotorul impulsor

În cazul utilizării rotorului premergător cu o înălțime de pompare H_{ax} , nivelul presiunii minime din rotorul centrifug crește corespunzător cu această înălțime de pompare. În fig. 2.2 se poate urmări nivelul presiunilor. Se vede că înălțimea de pompare a rotorului axial, H_{ax} trebuie să ridice presiunea minimă în rotorul centrifug astfel încât funcționând în serie la aceleași condiții de instalare rotorul centrifug să intre în cavitație după rotorul axial. Presiunea minimă din rotorul centrifug nu trebuie ridicată prea mult deoarece rotorul impulsor intrând în cavitație la o anumită presiune de aspirație, amorsează procesul cavitațional și în rotorul pompei cu toate că aici aparent presiunea minimă este mai mare decât presiunea critică (de vaporizare) a lichidului de lucru. Se pot scrie relațiile conform fig. 2.2 :

$$\frac{P_{min\ ax}}{\rho g} + NPSH_{ax} + H_{ax} = \frac{P_{min\ cf}}{\rho g} + NPSH'_{cf} \quad (2.3)$$

$$\frac{P_{min\ cf}}{\rho g} > \frac{P_{min\ ax}}{\rho g} \quad (2.4)$$

Din relațiile (2.3) și (2.4) rezultă:

$$H_{ax} > NPSH'_{cf} - NPSH_{ax} \quad (2.5)$$

Dacă dorim ca aceeași pompă să poată funcționa cu și fără rotor impulsor nu este indicat ca H_{ax} să fie mare datorită faptului că modifică mult condițiile cinematice de intrare în rotorul centrifug. În relația (2.5) înlocuind k din relația (2.2) cu valorile precizate anterior rezultă:

$$H_{ax} > (0,4 \dots 0,5) 10^{-3} n^{4/3} Q^{2/3} \quad (2.6)$$

Cu această condiție rezultă pentru turația caracteristică a impulsorului:

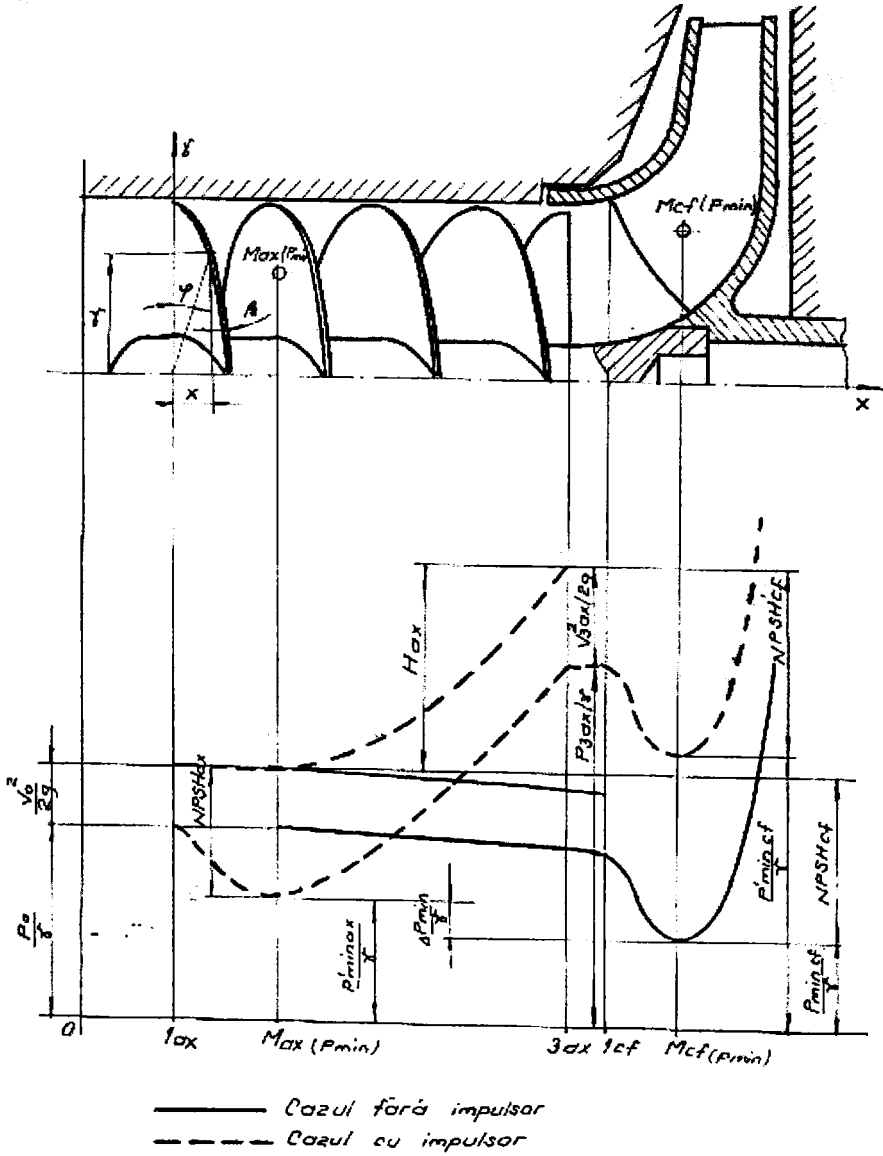


Fig. 2.2. Variația presiunilor și a energiilor specifice într-o pompă cu și fără impulsor.

$$n_{q\ ax} = n_{ax} \frac{\sqrt{Q_{ax}}}{H_{ax}^{3/4}} < n \frac{\sqrt{Q}}{(0,5 \cdot 10^{-3} n^{4/3} Q^{2/3})^{3/4}} \quad (2.7)$$

Efectuând calculele rezultă :

$$n_{q\ ax} < \frac{1}{k^{3/4}} \cong 299 \quad (2.8)$$

Acest rezultat este foarte important deoarece delimitează domeniul de construcție al rotorului impulsor între 150 și 300 pentru n_q . Cu cât dorim să proiectăm un rotor impulsor care să funcționeze la debite mai mari decât debitul optim cu atât n_0 trebuie să fie mai aproape de 150. Considerentele de mai sus constituie baza teoretică a tipizării impulsionilor.

2.3. Tipizarea rotorilor impulsori pentru pompele PCN

În primul rând se pune problema punctului de proiectare al rotorului premergător în domeniul Q-H al pompei. Deoarece dorim să extindem zona palier a caracteristicii de cavitație spre debite mai mari decât debitul nominal vom lua ca debit de proiectare pentru impulsor, Q_{ax} , debitul nominal al pompei majorat cu 20 %. Ne limităm la 20 % deoarece se observă că la debite mai mari randamentul pompelor scade considerabil. Turația este evident aceeași $n_{ax}=n$.

Pentru înălțimea de pompare H_{ax} avem relația (2.6). Dacă majorăm debitul cu 20 % față de nominal trebuie reconsiderat coeficientul k din relația (2.1) care va lua valorile : $k=(1...1,3)10^{-3}$. Cu aceste valori [48] rezultă pentru:

$$H_{ax} \cong 0,85 \cdot 10^{-3} n^{4,3} Q^{2,3} \quad (2.9)$$

$$n_{q\ ax} \cong 200 \quad (2.10)$$

Valoarea lui $n_0\ ax$ obținută este foarte importantă deoarece din ipotezele propuse la stabilirea datelor de proiectare, indiferent de caracteristicile pompei, rotorul premergător va avea o geometrie corespunzătoare lui $n_{q\ ax}=200$, geometrie care va fi de asemenea pentru toate pompele PCN la care este valabilă relația (2.1) pentru coeficientul de cavitație. Proiectând și experimentând câte un rotor premergător din fiecare mărime, rezultatele pot fi extrapolate la toate pompele la care se poate adapta acea mărime. Pe baza celor enumerate mai sus s-au stabilit datele de proiectare ale impulsionilor la turația nominală de 2900 rot/min.

Tabelul I

Tip	I-50	I-65	I-80	I-100	I-125
Q_{ax} [m ³ /h]	15	30	60	120	192
H_{ax} [m]	0,9	1,5	2,3	3,7	5
$n_0\ ax$	200	200	200	200	200

Semnificația notațiilor, I-65, de exemplu este că se referă la rotorul impulsor cu diametrul exterior de 65 mm ce se amplasează în orificiul de aspirație al tuturor pompelor PCN cu (Diametrul Nominal) DN 65 la aspirație.

2.4. Particularizarea relațiilor turbopompelor la rotorul impulsor

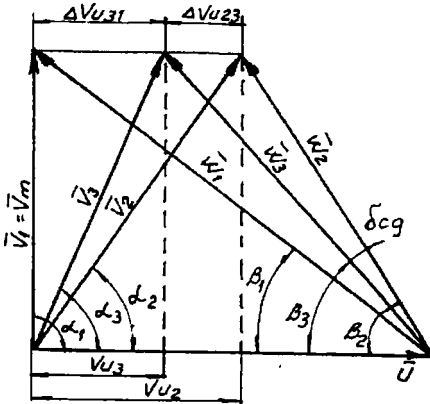


Fig. 2.3. Triunghiurile de viteze de la intrarea și ieșirea din paletaj.

Rotorul p... este un rotor de tip axial cu intrarea normală ($\alpha_1=90^\circ$) [71]. Triunghiurile de viteze de la intrare și ieșire sunt conform fig. 2.3. Vitezele de transport ale rotorului au aceeași valoare la intrarea și ieșirea din rotor, iar viteza meridiană de asemenea are o valoare constantă pe o suprafață de curgere:

$$u_1=u_2=u \quad (2.11)$$

$$v_{m1}=v_{m2}=v_m=v_1 \quad (2.12)$$

Ecuția fundamentală a turbo om... are expresiile:

- în unghiuri:

$$H_t = \frac{1}{g} u \Delta v_{u_{31}} = \frac{1}{g} u v_{u_3} \quad (2.13)$$

- în viteze:

$$H_t = \frac{v_3^2 - v_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_3^2}{2g} = \frac{v_{u_3}^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_3^2}{2g} \quad (2.14)$$

Pentru a evidenția structura energiei la ieșirea din impulsor se calculează gradul de reacție:

$$\bar{R} = \frac{H_{t,st}}{H_t} = \frac{2u - v_{u_3}}{2u} = 1 - \frac{1}{2} \frac{v_{u_3}}{u} \quad (2.15)$$

Din relația (2.15) se observă că gradul de reacție poate lua valori uzuale între 0,5 și 1. Aceasta înseamnă că în impulsor energia transferată sub formă potențială are ponderea de peste 50 %, ceea ce se urmărește prin utilizarea sa.

2.5. Distribuția mărimilor energetice da-a lungul razei

Debitul și înălțimea de pompare sunt cele două mărimi energetice ce definesc triunghiurile de viteze în diverse secțiuni și la diverse raze ale rotorului. Datorită mișcării axial simetrice viteza în plan meridian este constantă. Pentru pompele axiale se acceptă două tipuri de distribuții cunoscute sub denumirile de :

a) metoda vârtejului liber :

$$v_{m r} = ct = v_m \quad (2.16)$$

$$H_{tr} = ct = Ht \quad (2.17)$$

b) metoda vârtejului forțat :

$$v_{m r} = ct = v_m \quad (2.18)$$

$$H_{tr} = kr^2 \quad (2.19)$$

S-a adăugat indicele “r” mărimilor care sunt funcție de “r”. Consecințele acestor distribuții asupra triunghiurilor de viteze și a gradului de reacție sunt :

$$a) \quad H_{tr} = \frac{1}{g} u_r \Delta v_{u_r} = \frac{1}{g} \omega r v_{u_r} \quad (2.20)$$

$$v_{u_r} = \frac{g H_{tr}}{\omega r} = \frac{g H_t}{\omega} \frac{1}{r} = f(r) \quad (2.21)$$

$$\bar{R} = 1 - \frac{v_{u_r}}{2u} = 1 - \frac{g H_t}{2\omega^2} \frac{1}{r^2} = f(r) \quad (2.22)$$

■ la butuc :

$$r = r_{min} = r_b \Rightarrow \bar{R}_{min} = 1 - \frac{g H_t}{2\omega^2} \frac{1}{r_b^2} \dots \quad (2.23)$$

■ la periferie :

$$r = r_{max} = r_p \Rightarrow \bar{R}_{max} = 1 - \frac{g H_t}{2\omega^2} \frac{1}{r_p^2} \quad (2.24)$$

Din relațiile (2.23) și (2.24) se observă că în cazul că se acceptă o astfel de distribuție a mărimilor energetice, atunci energia potențială este maximă la periferie și minimă la butuc.

$$b) \quad H_{tr} = \frac{1}{g} u_r \Delta v_{u_r} = \frac{1}{g} \omega r v_{u_r} \quad (2.25)$$

$$v_{u_r} = \frac{g H_{tr}}{\omega r} = \frac{g k}{\omega} r = f(r) \quad (2.26)$$

$$\bar{R} = 1 - \frac{v_{u_r}}{2u} = 1 - \frac{g k}{2\omega^2} = 1 - \frac{4k_H}{\left(1 + \left(\frac{r_b}{r_p}\right)^2\right)^2} = ct. \quad (2.27)$$

unde k_H este coeficientul înălțimii de pompare [46].

Se observă că în acest caz gradul de reacție nu depinde de rază, deci structura energiei transferate este uniformă pe toată secțiunea de ieșire din impulsor.

Din această analiză a distribuției mărimilor energetice de-a lungul razei se evidențiază faptul că pentru proiectarea rotorului impulsor să se utilizeze metoda vârtejului forțat deoarece în acest caz structura energiei fiind constantă pe toată secțiunea, nu mai apar mișcări secundare.

2.6. Proiectarea paletajului rotorului impulsor

Din realizările existente în acest domeniu [78], [104], [105] se constată că pentru rotorul premergător rețeaua paletajului se recomandă să aibe desimea $t/l = 1 \dots 3$ și numărul de palete 2 sau 3, neprofilate. La acest tip de paletaj cea mai indicată metodă este metoda elementară (a

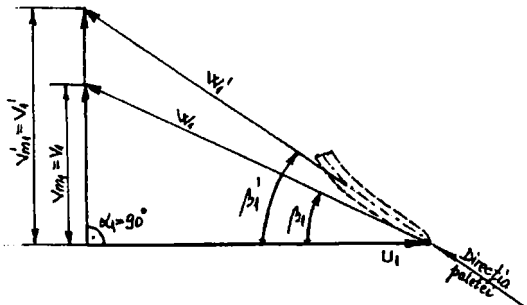


Fig. 2.4. Trunghiurile de viteze la intrarea în impulsor (cu și fără obturare).

intrării normale ($\alpha_1=90^\circ$). Direcția paletajului se aliniază la direcția vitezei relative w'_1 a lichidului în secțiunea obturată de palete (fig. 2.4). Relațiile de calcul sunt aceleași cu cele de la pompe centrifuge.

La ieșire calculul deviației unghiului cinematic față de cel geometric δ_{cg} (fig. 2.3) rezultă din calculul unghiului β_2 geometric de construcție al paletajului care să realizeze înălțimea de pompare corespunzătoare unghiului cinematic al curentului β_3 .

Dacă numărul de palete $z \rightarrow \infty$ atunci $H_1 \rightarrow H_{t\infty}$ și $\beta_3 \rightarrow \beta_2$. Între H_1 și $H_{t\infty}$ avem relația de legătură :

$$\frac{H_{t\infty}}{H_1} = 1 + p = \frac{v_{u2}}{v_{u1}} \quad (2.28)$$

unde p - coeficientul de deviație [81] se calculează cu relația determinată statistic :

$$p = k_1 \left(1 + \frac{\beta_2^*}{60} \right) \frac{r}{z l_a} \quad , \quad k_1 = 1..1,2 \quad (2.29)$$

Relația (2.29) este valabilă și pentru valorile locale la raza curentă " r ". Din (2.28) și (2.29) rezultă viteza :

$$v_{u,r} = \left[1 + k_1 \left(1 + \frac{\beta_{2r}}{60} \right) \frac{r}{z l_a} \right] \frac{2gH_t}{\omega(r_p^2 + r_b^2)} r \quad (2.30)$$

Din triunghiurile de viteze de la intrare (Δ_1) și ieșire (Δ_2 , fig. 2.3.) avem relația între viteze:

$$w_{u2} = w_{u1} - v_{u2} \quad (2.31)$$

Împărțind cu v_m sau v_1 în relația de mai sus rezultă:

$$ctg\beta_{2r} = ctg\beta_{1r} - \left[1 + k_1 \left(1 + \frac{\beta_{2r}}{60} \right) \frac{r}{z l_a} \right] \frac{2gH_t}{\omega v_1 (r_p^2 + r_b^2)} r \quad (2.32)$$

Această expresie a lui β_{2r} , funcție implicită de r și β_{2r} se rezolvă printr-un calcul iterativ din care vor rezulta un șir de valori convergente spre valoarea căutată a unghiului β_{2r} .

Unghiul β_{3r} rezultă din relația (2.26) și triunghiul (Δ_3)

$$ctg\beta_{3r} = ctg\beta_{1r} - \frac{2gH_t}{\omega v_1 (r_p^2 + r_b^2)} r \quad (2.33)$$

Celelalte viteze și unghiuri se rezolvă pe baza relațiilor matematice cunoscute.

Traseul intrare-ieșire reprezintă suprafața schelet a paletii între muchia de intrare și de ieșire. Rzolvarea sa se face interpolând pe $v_u = f(x)$ sau $\beta = f(x)$, (fig. 2.5). De regulă se recomandă interpolarea uneia din cele două mărimi și verificarea alurii curbei la cealaltă. Cazul de încărcare uniformă a paletii îl reprezintă variația liniară a lui $\beta = f_1(x)$ între β_1 și β_2 . Dacă dorim o aliniere cât mai bună a curentului la intrare și ieșire se interpolatează unghiul $\beta = f_2(x)$ astfel încât să

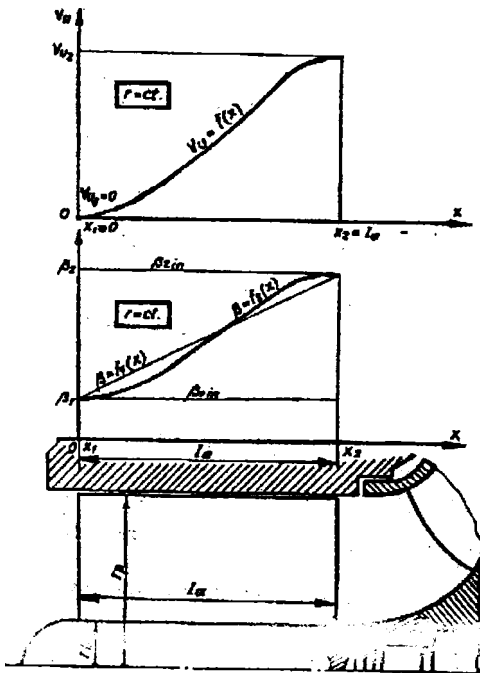


Fig. 2.5. Încărcarea paletii impulsorului între intrare și ieșire.

ia valori pe dreptele de β_{in} (inactiv) la intrare respectiv ieșire.

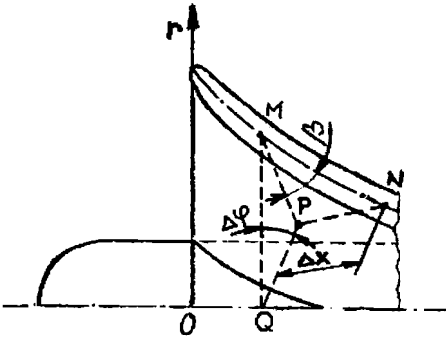


Fig. 2.6. Schema de integrare grafo-analitică a suprafeței schelet a paletelor

După interpoziția lui β urmează să definim suprafața schelet care să îndeplinească aceste condiții. Pentru aceasta luăm o porțiune din această suprafață într-un sistem de coordonate cilindrice (r, φ, x) , (fig. 2.6). Admiem un plan perpendicular pe axa Ox , MPQ , ce intersectează suprafața schelet la raza r în punctul M . Arcului $\widehat{MP} = \Delta\varphi$ îi corespunde razei r și pe direcția axială segmentul Δx . unghiul $\widehat{PMN} = \beta$.

În triunghiul MNP se poate scrie:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{PN}{MP} = \frac{\Delta x}{r\Delta\varphi} \quad (2.34)$$

Trecând la limită când $\Delta\varphi \rightarrow 0$ rezultă ecuația diferențială:

$$d\varphi = \frac{dx}{r \operatorname{tg}\beta} \quad (2.35)$$

sau integrând rezultă unghiul $\varphi=f(x)$

$$\varphi = \int \frac{dx}{r \operatorname{tg}\beta} = \frac{1}{r} \int \operatorname{ctg}\beta \, dx + C \quad (2.36)$$

Dacă se cunoaște expresia lui $\beta=f(x)$ sub formă analitică integrala este rezolvabilă analitic în unele cazuri. În caz contrar se rezolvă printr-o metodă aproximativă de integrare, de regulă metoda trapezelor.

În cazul în care se admite pentru β o variație liniară între β_1 și β_2 ($\beta=f_1(x)$), (fig. 2.5) atunci avem ecuația:

$$\beta = f_1(x) = \frac{\beta_2 - \beta_1}{l_a} x + \beta_1 \quad (2.37)$$

Calculând constanta C din condițiile la limită $x=0 \Rightarrow \varphi=0$

$$\varphi(x) = \frac{l_a}{r(\beta_2 - \beta_1)} \ln \frac{\sin\left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{l_a} x + \beta_1\right)}{\sin\beta_1} \quad (2.38)$$

Coordonatele profilului sunt astfel complet determinate în funcție de condițiile de calculare la fiecare rază a secțiunii de calcul. În desășurata secțiunii de calcul cilindrice, coordonatele scheletului se reprezintă în sistemul de axe (xOy) , unde $y=r \varphi(x)$.

2.7. Influența unor parametri constructivi asupra geometriei rotorilor impulsori

Grosimea "s" a paletelor influențează direct gradul de obturare ρ_1 la intrarea în impulsor. În diagrama din fig. 2.7 se observă dependența lui $\rho_1=f(s)$ la trei diametri semnificativi:

D_p - diametrul la periferie

D_m - diametrul mediu

D_b - diametrul butucului

și pentru trei numere de palete.

Valorile cele mai mici se înregistrează la D_b unde ρ_1 scade cel mai puternic cu creșterea lui z și s . Valorile acceptabile pentru ρ_1 sunt până la $s=3$ și $z=3$. O obturare sub 0,8 determină o creștere prea mare a vitezelor ceea ce favorizează apariția cavitației.

Extinderea axială l_a determină lungimea "l" a profilului paletei. Corespunzător pasul relativ t/l , al rețelei este invers proporțional cu extinderea axială. În fig. 2.8 se prezintă dependența unghiului β_2 de ieșire al paletajului funcție de pasul relativ t/l . Se constată o creștere a unghiului β_2 cu creșterea pasului relativ respectiv, cu micșorarea extinderii axiale pentru a realiza aceeași înălțime de pompare. Din studiul experimental s-a constatat o funcționare mai bună a impulsorului la pasul relativ apropiat de 1.

În [71] s-a arătat că unghiul β poate avea o variație liniară între intrare și ieșire sau după o curbă oarecare cu anumite condiții la intrare și ieșire. S-au calculat diverse variante cu β având variație liniară și parabolică între intrare și ieșire la diverse extinderi axiale l_{ax} . Efectul direct al modului de variație a unghiului β (fig.2.9) se manifestă asupra unghiului de înfășurare maxim

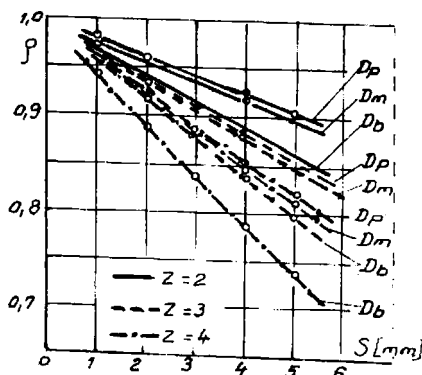


Fig. 2.7. Gradul de obturare al paletajului la intrare, ρ_1 , funcție de grosimea și numărul paletelor

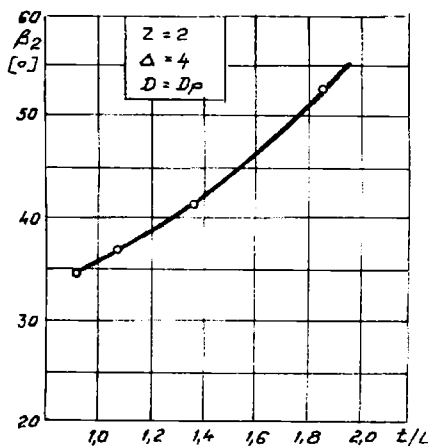


Fig. 2.8. Unghiul β_2 necesar funcție de extinderea axială reflectată prin t/l

" φ_{max} " al paletii. Se constată că φ_{max} crește dacă se acceptă pentru β o variație parabolică. Varianta optimă în acest caz se va putea determina doar pe cale experimentală.

Funcție de necesități rotorul impulsor se poate proiecta să diminueze NPSH-ul pe

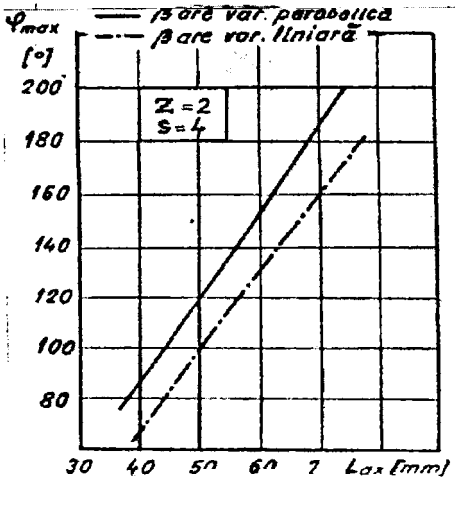


Fig. 2.9. Influența extinderii axiale, L_{ax} , asupra unghiului maxim de înfășurare al paletajului

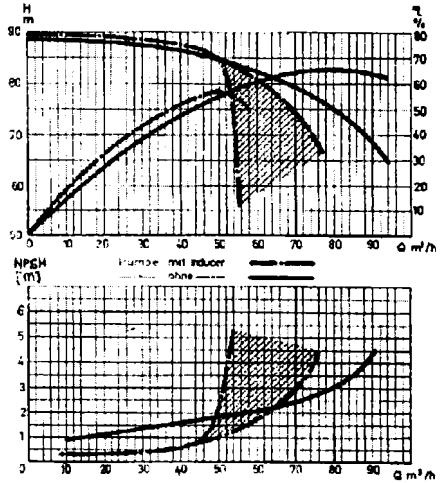


Fig. 2.10. Limitarea funcționării pompei prin impulsor supercavitant peste un anumit debit

domeniul de la zero până la debitul nominal sau de la zero până la valori cu 20 % peste debitul nominal. În primul caz diminuarea posibilă de obținut este mai mare decât în cazul al doilea. În fig. 2.10 se prezintă curbele caracteristice energetice și cavitaționale ale unei pompe centrifuge cu diametrul nominal la aspirație de 80 mm echipată cu un impulsor proiectat să funcționeze fără cavitație până la debitul nominal al pompei.

Studiul pe calculator permite analiza unui număr mare de variante din care se pot selecta câteva, funcție de necesități, urmând ca după execuție să se stabilească varianta optimă prin testare experimentală.

CAPITOLUL 3

STUDIUL CURGERII POTENȚIALE ÎN ZONA ROTORULUI UNEI POMPE CU IMPULSOR PRIN METODA DIFERENȚELOR FINITE (MDF)

3.1. Domeniul de analiză și relațiile de calcul utilizate

Ca model de studiu se ia pompa PCN 65-200, având diametrul de aspirație $D_0=100$ mm și diametrul rotorului centrifug, $D_2=200$ mm. Parametri nominali ai acestei pompe sunt: $Q_0=100$ m³/h și $H_0=50$ m. Corespunzător racordului de aspirație, diametrul butucului pentru rotorul impulsor este $d_0=30$ mm. Partea frontală a butucului este semisferică (fig.3.1). Circuitul hidraulic format din: (zona racordului de aspirație + zona impulsorului + conturul inel-coroană al rotorului centrifug) este în conformitate cu proiectul tehnic al acestor elemente [47]. Față de extremitățile geometrice ale ansamblului rotitor, punctele C (intrare), G (ieșire), zona studiată se prelungește cu porțiuni axial-simetrice de conducere uniformă a curentului la intrare și ieșire, asigurând astfel condiții cât mai apropiate de condițiile de uniformitate a curentului de la infinit.

Se alege un sistem de coordonate cilindrice r, θ, z . În fig.3.1 se prezintă jumătate din secțiunea studiată unde datorită simetriei geometrice avem și simetrie cinematică.

Ipotezele pentru dinamica curgerii sunt:

- fluid incompresibil nevâscos
- mișcare axial-simetrică, permanentă și potențială

În ipoteza mișcării axial-simetrice rezultă că mișcarea se reproduce identic în orice plan care conține axa de simetrie, numit și plan meridian, deci întregul studiu se poate reduce la o mișcare plană, unde $\partial v / \partial \theta = 0$. Ecuația de continuitate în coordonate cilindrice devine:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Cu aceasta se poate introduce funcția de curent Ψ prin ecuația:

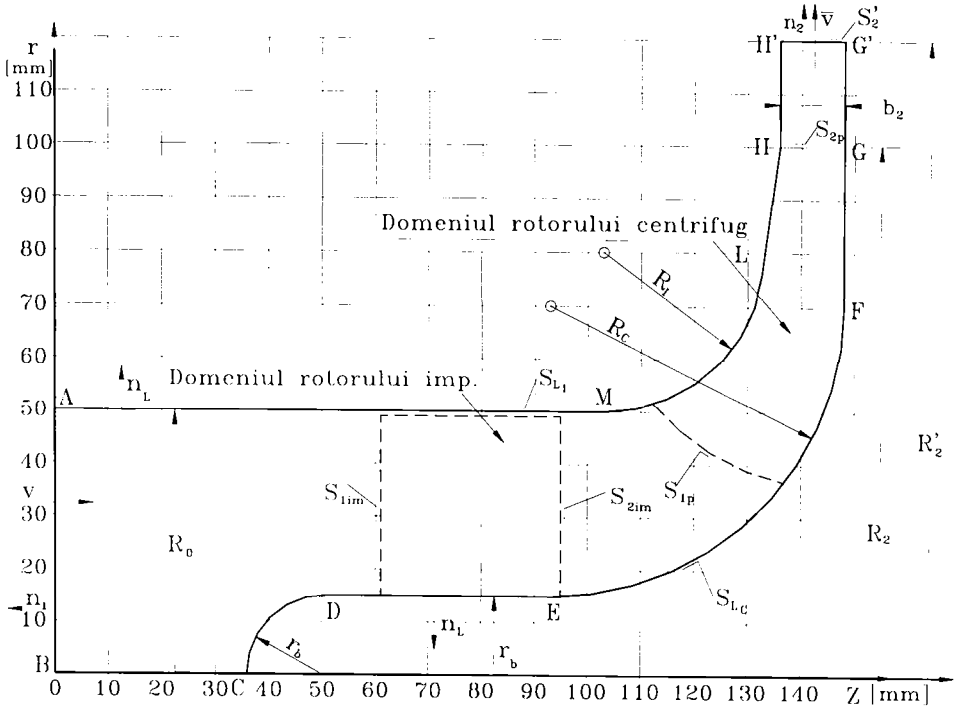


Fig.3.1. Suprafața de control și notațiile aferente.

$$d\Psi = rv_z dr - rv_r dz \quad (3.2)$$

din care rezultă componentele vitezei:

$$v_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z}, \quad v_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r}, \quad v_\theta = \text{const. (mișcare axial-simetrică)} \quad (3.3)$$

Punctele unde $\Psi = \text{const.}$ definesc o suprafață de curent și deoarece mișcarea s-a considerat ca fiind potențială: $\nabla \times \vec{v} = 0$, rezultă ecuația diferențială a mișcării pentru funcția de curent:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} = 0 \quad (3.4)$$

Relația (3.4) este o ecuație Helmholtz de tip eliptic în coordonate cilindrice.

Frontierele BCDEFGG' și AMLHH' sunt suprafețe de curent. În secțiunea de intrare AB avem:

$$v_r = 0 \quad v_z = \frac{Q}{\pi R_0^2} \quad (3.5)$$

Înlocuind (3.5) în (3.2) și integrând rezultă:

$$\Psi = \int \frac{Q}{\pi R_0^2} r dr = \frac{Q}{2\pi R_0^2} r^2 + C, \quad (3.6)$$

Admitem că pe frontiera solidă interioară și în axă funcția de curent $\Psi=0$, deci pe BCDEFGG', inclusiv în punctul B avem:

$$(r=0) \Rightarrow (\Psi=0) \Rightarrow (C_i=0) \quad (3.7)$$

Înlocuind (3.7) în (3.6) obținem legea de variație a lui Ψ pe suprafața de intrare AB:

$$\Psi = \frac{Q}{2\pi R_0^2} r^2 \quad (3.8)$$

Pe suprafața generată de conturul frontieră solidă AMLHH', funcția de curent va avea o valoare constantă și egală cu cea din punctul A, unde $r=R_0$, iar $\Psi = \frac{Q}{2\pi}$. În secțiunea de ieșire H'G' vom avea:

$$v_r = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2} \quad v_z=0 \quad (3.9)$$

Înlocuind (3.9) în (3.2) avem:

$$\Psi = - \int r v_r dz = - \int r \frac{Q}{2\pi R_2 b_2} dz \Big|_{r=R_2} = - \frac{Qz}{2\pi b_2} + C_e \quad (3.10)$$

Admițând aceleași condiții pe frontierele solide rezultă:

$$(z=z_{G'}) \Rightarrow (\Psi=0) \Rightarrow (C_e = \frac{Qz_{G'}}{2\pi b_2}) \quad (3.11)$$

Ca urmare, legea de variație a lui Ψ va fi dată de relația:

$$\Psi = - \frac{Qz}{2\pi b_2} + \frac{Qz_{G'}}{2\pi b_2} = \frac{Q}{2\pi b_2} (z_{G'} - z) \quad (3.12)$$

Soluționarea ecuației Helmholtz (3.4) se va face într-un domeniu unde valorile funcției sunt impuse pe frontieră ceea ce înseamnă că avem de soluționat o problemă de tip Dirichlet.

3.2. Discretizarea domeniului

În cele mai multe cazuri rețeaua de discretizare are pasul constant ($h=\text{const.}$). Îndesirea rețelei pe anumite zone se justifică dacă în zona respectivă rezultă prea puține puncte în raport cu precizia dorită. La conturul dat și dimensiunile precizate anterior, un pas nodal $h=1+2$ mm este suficient și oferă precizia dorită, ținând cont și de mediul de programare care permite utilizarea unor variabile tablou de max. 10920 elemente.

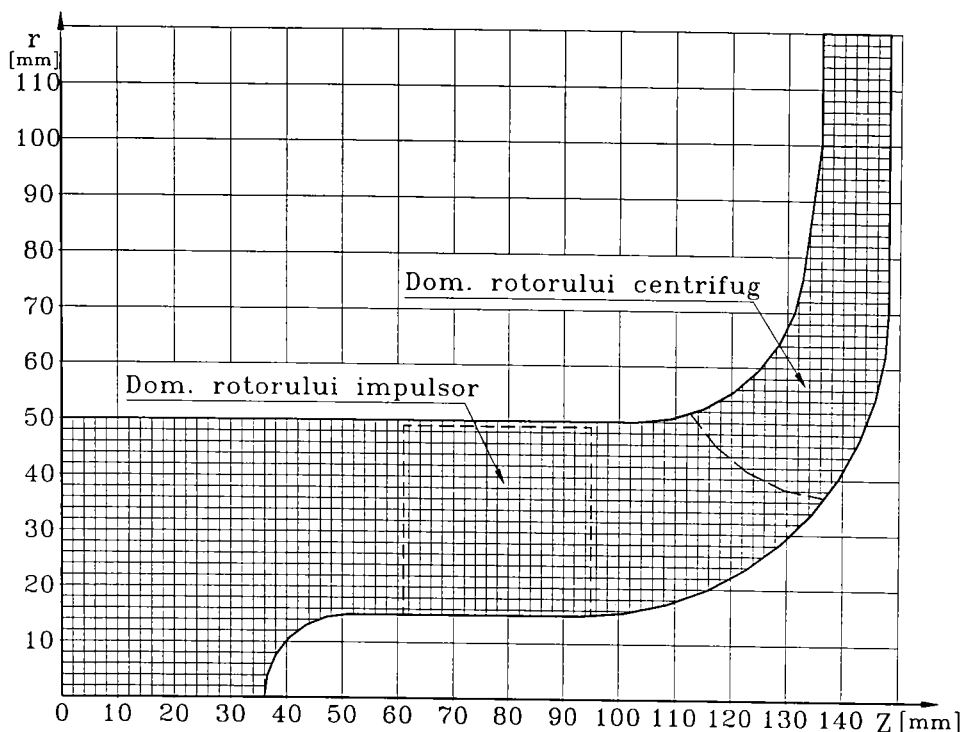


Fig.3.2. Discretizarea domeniului.

Domeniul de discretizare inițial se extinde la un dreptunghi cu laturile (z_{max}, r_{max}) . Nodurile rețelei rezultă din intersecția fasciculelor de drepte echidistante paralele cu axele Oz și Or. Fiecare punct nodal se identifică în memoria calculatorului prin denumirea variabilei și indicii i și j (i pentru axa Oz și j pentru axa Or). Toate variabilele cu excepția coordonatelor punctelor nodale vor avea valori uzuale în zona suprafeței de control din planul meridian și vor fi nule în afara acestui domeniu. După criteriul distanței vom numi *noduri interioare* cele pentru care distanța până la nodurile imediat vecine este constantă și egală cu h , iar cele pentru care cel puțin o distanță este mai mică decât h le vom numi *noduri de frontieră*.

Pentru a putea pune condițiile de operare în zona activă trebuie definite analitic toate punctele de pe frontieră. Zonele paralele cu axele au una din coordonate constantă, iar cealaltă crește cu câte un h la fiecare pas.

În zonele unde conturul este arc de cerc sau dreaptă înclinată vom avea două categorii de puncte: unele rezultate din intersecția frontierei respective cu fascicolul vertical de drepte

În zona arcului de cerc de la butucul rotorului impulsor avem:

$$Rv_i = [(ih - Z_{Cb})^2 - r_b^2]^{1/2}, \quad Zv_i = ih \quad (3.13)$$

$$R_{sj}=jh, \quad Z_{sj}=Z_{Cb}-[r_b^2-(jh)^2]^{1/2} \quad (3.14)$$

În zonele arcului de cerc de racordare de la coroană, coordonatele punctelor de frontieră se calculează cu relațiile:

$$R_{vco_i}=R_{Cc}-[R_c^2-(ih-Z_{Cc})^2]^{1/2}, \quad Z_{vco_i}=ih \quad (3.15)$$

$$R_{sco_j}=jh, \quad Z_{sco_j}=Z_{Cc}+[R_c^2-(jh-R_{Cc})^2]^{1/2} \quad (3.16)$$

Pentru zona arcului de cerc de la inel relațiile sunt similare:

$$R_{ein_i}=R_{Ci}-[R_i^2-(ih-Z_{Ci})^2]^{1/2}, \quad Z_{ein_i}=ih \quad (3.17)$$

$$R_{nin_j}=jh, \quad Z_{nin_j}=Z_{Ci}+[R_i^2-(jh-R_{Ci})^2]^{1/2} \quad (3.18)$$

În zona dreptei înclinate de la inel, între punctele L și H (fig.3.1) este necesară aflarea exactă a coordonatelor punctului L. Acestea rezultă din condiția analitică de tangență a dreptei duse din punctul H la arcul de racordare de la inel. Utilizând ecuația polarei și a tangentei la un cerc, din geometria analitică,[42] rezultă:

$$R_L=R_{Ci}+Frac, \quad Z_L=Z_{Ci}+[R_i^2-(R_H-R_{Ci})Frac]/(Z_H-Z_{Ci}) \quad (3.19)$$

unde termenul Frac se calculează cu relația:

$$Frac = \frac{R_i^2(R_H - R_{Ci}) - \sqrt{R_i^4(R_H - R_{Ci})^2 - [(R_H - R_{Ci})^2 + (Z_H - Z_{Ci})^2]R_i^2[R_i^2 - (Z_H - Z_{Ci})^2]}}{(R_H - R_{Ci})^2 - (Z_H - Z_{Ci})^2} \quad (3.20)$$

Punctele de frontieră de pe dreapta HL se calculează cu relațiile:

$$R_{ein_i}=R_H+(R_L-R_H)/(Z_L-Z_H)(ih-Z_H), \quad Z_{ein_i}=ih \quad (3.21)$$

$$R_{nin_j}=jh, \quad Z_{nin_j}=Z_H+(Z_L-Z_H)/(R_L-R_H)(ih-R_H) \quad (3.22)$$

3.3. Atribuirea valorilor inițiale pentru funcția de curent Ψ

Pentru rezolvarea ecuației Helmholtz (3.4) s-a ales procedeul lui Liebmann [60] care presupune un calcul iterativ ce are ca punct de start niște valori inițiale rezultate dintr-o lege de variație continuă a lui Ψ între frontiere unde valorile sunt cunoscute. Prin acest procedeu se evită rezolvarea sistemului cu Ψ_i necunoscute ce are atâtea ecuații câte noduri sunt. În fig.3.3 se prezintă câteva secțiuni semnificative cu variația liniară a lui Ψ între valorile limită cunoscute de pe frontieră. Relația de calcul a lui Ψ derivă din ecuația dreptei ce trece prin două puncte a două frontiere opuse având aceeași abscisă z.

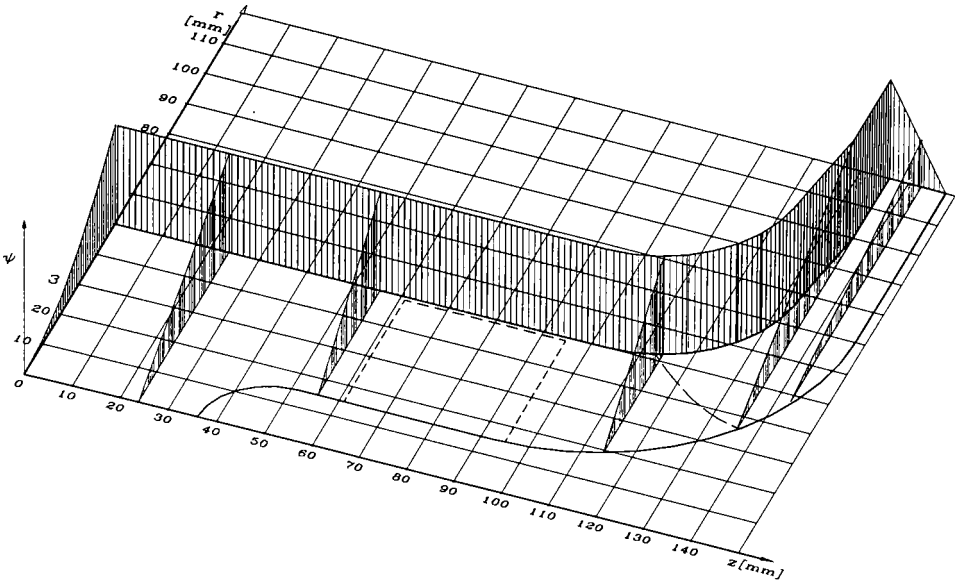


Fig.3.3. Inițializarea procesului iterativ prin variații liniare ale funcției $\Psi=f(r)$.

În zona de ieșire de lățime b_2 , unde datorită variației liniare a lui Ψ pe frontieră relația va fi adaptată corespunzător. Pentru prima parte avem:

$$\Psi_0(r) = \Psi_{co} + \frac{\Psi_{in} - \Psi_{co}}{R_{Ein} - R_{Vco}} (r - R_{Vco}) \quad (3.23)$$

Ținând cont că $\Psi_{co}=0$ și $\Psi_{in}=Q/2\pi=100$ relația (3.23) devine:

$$\Psi_0(r) = \frac{100}{R_{Ein} - R_{Vco}} (r - R_{Vco}) \quad (3.24)$$

Pe frontiera de ieșire Ψ_{in} din (3.23) are o variație liniară (3.12), de forma:

$$\Psi_{in}(z) = \frac{100}{b_2} (Z_{pG} - z) \quad (3.25)$$

Înlocuind în (3.23) $\Psi_{in}=\Psi_{in}(z)$ rezultă relația de calcul a valorilor inițiale $\Psi_0(r,z)$ pentru z ce acoperă domeniul de ieșire, de lățime b_2 :

$$\Psi_0(r,z) = \frac{100}{b_2 (R_{Ein} - R_{Vco})} (r - R_{Vco}) (Z_{pG} - z) \quad (3.26)$$

3.4. Calculul funcției de curent prin metoda diferențelor finite

Utilizând procedeul lui Liebmann, valorile funcției de curent se calculează în nodurile “active”, cuprinse în suprafața de control. Ecuațiile în diferențe finite se vor scrie diferit pentru nodurile interioare față de cele de frontieră, [5], [91], [92]. Pentru nodurile interioare vom avea relațiile:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} &\cong \frac{1}{h^2} [\Psi(z, r+h) + \Psi(z, r-h) - 2\Psi(z, r)] \\ \frac{\partial \Psi}{\partial r} &\cong \frac{1}{2h} [\Psi(z, r+h) - \Psi(z, r-h)] \\ \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} &\cong \frac{1}{h^2} [\Psi(z+h, r) + \Psi(z-h, r) - 2\Psi(z, r)] \end{aligned} \quad (3.27)$$

Introducem notațiile :

$$\begin{aligned} \Psi(z, r) &= \Psi_{i,j} & \Psi(z+h, r) &= \Psi_{i+1,j} = S \\ \Psi(z, r+h) &= \Psi_{i,j+1} = E & \Psi(z-h, r) &= \Psi_{i-1,j} = N & \Psi(z, r-h) &= \Psi_{i,j-1} = V \end{aligned} \quad (3.28)$$

Înlocuind în ecuația Helmholtz (3.4) și grupând termenii obținem :

$$\Psi_{ij} \cong \frac{1}{4} (\Psi_{i-1,j} + \Psi_{i+1,j}) + \frac{2r_{ij} - h}{8r_{ij}} \Psi_{i,j+1} + \frac{2r_{ij} + h}{8r_{ij}} \Psi_{i,j-1} \quad (3.29)$$

iar cu notațiile din (3.28) obținem:

$$\Psi_{ij} \cong \frac{1}{4} (N + S) + \frac{2r_{ij} - h}{8r_{ij}} E + \frac{2r_{ij} + h}{8r_{ij}} V \quad (3.30)$$

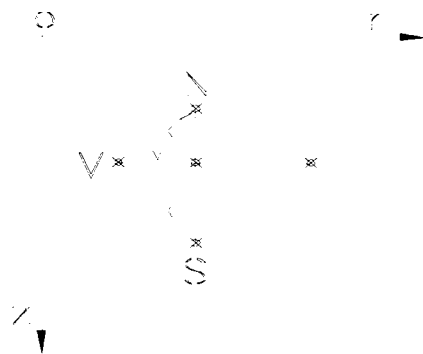


Fig.3.4. Schema de calcul a valorilor funcției într-un nod.

Indicele *i* indică poziția nodului în raport cu axa Oz, iar indicele *j* indică poziția nodului în raport cu axa Or. În cazul nodurilor de frontieră valoarea funcției de curent se calculează într-un nod funcție de valorile din cele patru noduri, la fel ca pentru nodurile interioare, dar cu deosebirea că în acest caz se ține cont de distanțele diferite între punctul central și punctele vecine.

Luând în considerare notațiile din figura 3.4, valorile funcției de curent în aceste noduri se vor calcula cu relațiile:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} &\cong \frac{2}{h_E + h_V} \left[\frac{\Psi(z, r + h_E) - \Psi(z, r)}{h_E} + \frac{\Psi(z, r - h_V) - \Psi(z, r)}{h_V} \right] \\ \frac{\partial \Psi}{\partial r} &\cong \frac{h_V}{h_E} \frac{\Psi(z, r + h_E) - \Psi(z, r)}{h_V + h_E} - \frac{h_E}{h_V} \frac{\Psi(z, r - h_V) - \Psi(z, r)}{h_V + h_E} \\ \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} &\cong \frac{2}{h_N + h_S} \left[\frac{\Psi(z + h_S, r) - \Psi(z, r)}{h_S} + \frac{\Psi(z - h_N, r) - \Psi(z, r)}{h_N} \right] \end{aligned} \quad (3.31)$$

Înlocuind în ecuația Helmholtz (3.4), grupând termenii și folosind notațiile (3.28) rezultă:

$$\begin{aligned} \Psi_y &\cong \frac{2}{(h_N + h_S)h_S \left(\frac{2}{h_N h_S} + \frac{2}{h_V h_E} + \frac{h_E - h_V}{h_V h_E} \frac{1}{r_y} \right)} S + \\ &\frac{2}{(h_N + h_S)h_V \left(\frac{2}{h_N h_S} + \frac{2}{h_V h_E} + \frac{h_E - h_V}{h_V h_E} \frac{1}{r_y} \right)} N + \\ &+ \frac{2 - \frac{h_V}{r_y}}{(h_V + h_E)h_E \left(\frac{2}{h_N h_S} + \frac{2}{h_V h_E} + \frac{h_E - h_V}{h_V h_E} \frac{1}{r_y} \right)} E + \\ &\frac{2 + \frac{h_E}{r_y}}{(h_V + h_E)h_V \left(\frac{2}{h_N h_S} + \frac{2}{h_V h_E} + \frac{h_E - h_V}{h_V h_E} \frac{1}{r_y} \right)} V \end{aligned} \quad (3.32)$$

Ecuatiile (3.30) și (3.32) realizează împreună un sistem liniar de $(i-1) \cdot (j-1)$ ecuații cu $(i-1) \cdot (j-1)$ necunoscute care se poate rezolva prin una din metodele uzuale. S-a apelat la procedeul lui Liebman [60] care nu solicită alocare de memorie decât pentru cele $(i-1) \cdot (j-1)$ necunoscute, comparativ cu sistemul liniar ce necesită pentru coeficienți memorie de ordinul $[(i-1) \cdot (j-1)]^2$. În mediul de programare Borland-Pascal o variabilă reală ocupă 6 octeți (bytes), iar dacă luăm spre exemplu cazul a 1000 de noduri, pentru procedeul lui Liebmann vor fi necesari 6000 de octeți, iar pentru rezolvarea sistemului vor fi necesari $2 \cdot 6000 + 6 \cdot 10^6 = 6.012.000$ octeți. La acestea se adaugă faptul că timpul de lucru (al calculatorului) crește proporțional cu numărul operațiilor efectuate cu toate aceste variabile chiar dacă unele dintre ele sunt nule.

Revenind la procedeul enunțat conform ecuațiilor (3.30) și (3.32) valoarea funcției de curent Ψ într-un punct nodal se calculează funcție de pas și valorile funcției Ψ în patru noduri vecine (N,S,E,V, fig.3.4.). Prima iterație se face utilizând valorile Ψ_0 definite prin relațiile (3.24) și (3.26). În continuare iterația curentă utilizează valorile N,S,E,V din iterația precedentă. Șirul

valorilor Ψ_{ij} calculate succesiv va fi convergent spre o valoare limită care este valoarea exactă a funcției Ψ în nodul respectiv. Atingerea acestei valori se face desigur teoretic după un număr infinit de iterații. În cazul de față am considerat satisfăcătoare valoarea obținută dacă diferența între ultima și penultima iterație este mai mică decât 10^{-4} . Se poate preciza faptul că testul de atingere a preciziei dorite s-a făcut pentru toate nodurile "active", diferențele obținute în modul au fost sortate în ordine crescătoare, iar în final s-a testat doar valoare maximă a diferențelor în modul.

3.5. Calculul liniilor de curent

Având calculate valorile funcției Ψ în nodurile rețelei vom avea doar o imagine discretă a suprafeței pe care o reprezintă. Este necesară o netezire a acestei suprafețe prin curbe polinomiale. În acest scop s-au ales funcțiile *spline* (Spl) [67]. Funcția Spl este o funcție segmentar polinomială, segmentele de polinoame racordându-se în noduri împreună cu un anumit număr de derivate ale acestora. Cele mai uzuale sunt funcțiile *spline cubice* (SC) la care segmentele de polinoame sunt de gradul trei.

Se pune problema de a racorda între ele valorile funcției Ψ cu arce de curbă polinom de gradul trei. Acest calcul se aplică funcției în direcția variabilei care poziționează liniile de curent (variabila r în zona axială și variabila z în zona radială, fig.3.6.). Deci fiind cunoscute (r_j, Ψ_j) puncte în zona axială pentru un anumit i =constant, adică după o direcție radială, perpendiculară pe axa de rotație, se vor calcula valorile de interpolare ale funcției Ψ în t_k puncte impuse, $r_1 < t_k < r_{jmax}$, cu ajutorul funcției Sc definită cu relația:

$$Sc(t_k) = \Psi_j + (t_k - r_j) \frac{\Psi_{j+1} - \Psi_j}{r_{j+1} - r_j} + (t_k - r_j)(t_k - r_{j+1}) \frac{1}{6} [Sc''(r_j) + Sc''(r_{j+1}) + Sc''(t_k)] \quad (3.33)$$

unde Sc'' reprezintă derivata a doua a funcțiilor SC de interpolare. În cazul de față s-au ales k , ($k=1...101=Nspl$) puncte echidistante pe domeniul $r_1...r_{jmax}$ astfel încât intervalul între două puncte consecutive de indice k și $k+1$ să fie cuprins între 0.5 și 1 mm. Procedura de determinare a valorilor funcțiilor SC duce la rezolvarea unui sistem de $Nspl$ ecuații prin metoda lui Young, a suprarelaxării succesive. Precizia de rezolvare este impusă inițial la valoarea de 10^{-6} . În felul acesta, având calculată funcția de curent în N puncte într-o secțiune perpendiculară pe axa de rotație, cu ajutorul interpolării cu funcții SC, numărul punctelor se multiplică de câteva ori și cu precizia este bună. Nu s-a apăsat

zone variația funcției Ψ ar fi fost estompată prin natura metodei.

Din punct de vedere matematic liniile de curent sunt definite de locul geometric al punctelor în care funcția de curent are aceeași valoare. Dacă între frontierele de conducere funcția Ψ ia valori între 0 și 100, atunci de obicei se caută liniile de curent pentru $\Psi=10;20;\dots;90$, deoarece $\Psi=0$ și $\Psi=100$ sunt chiar frontierele solide.

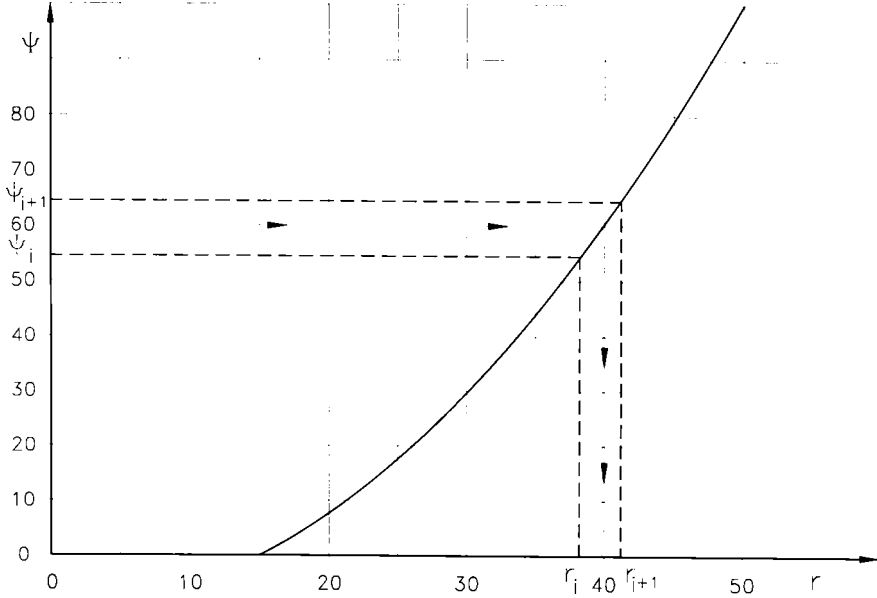


Fig. 3.5. Identificarea punctelor de $\Psi=\text{const}$.

Practic se pune problema de a afla razele unde funcția de curent ia valorile 10,20,...,90 pornind de la valorile cunoscute în N_{spl} puncte determinate cu funcții SC. Pentru oricare din valorile Ψ căutate vor exista două valori consecutive Ψ_j și Ψ_{j+1} (fig.3.5.) astfel încât $\Psi_j < \Psi_{60} < \Psi_{j+1}$. Acestora le corespund razele r_j, r_{j+1} . Pe acest interval se face o interpolare liniară utilizând ecuația dreptei ce trece prin cele două puncte consecutive conform relației:

$$r = \frac{(r_{j+1} - r_j)\Psi + r_j\Psi_{j+1} - r_{j+1}\Psi_j}{\Psi_{j+1} - \Psi_j} \quad (3.34)$$

Identificarea punctelor de $\Psi=\text{const}$. în zona de ieșire a rotorului centrifug riscă să ducă la obținerea de foarte puține puncte dacă lățimea rotorului este relativ mică. Pentru a evita o astfel de situație este necesar ca baleiajul de identificare să se facă pe cât posibil pe direcții relativ normale la liniile de curent. De aceea suprafața de control se împarte în două zone (fig.3.6). În zona axială identificarea punctelor de $\Psi=\text{const}$. se face suficient de exact cu ajutorul relației (3.34). Delimitarea celor două zone se face cu o dreaptă paralelă cu axa rotorului la raza $r=R_{rac}=R_0+h$. În zona radială se vor identifica punctele de $\Psi=\text{const}$. calculând la fiecare

$r_j = \text{const.}$, cota z unde funcția de curent ia valorile impuse. Relația de calcul va fi similară cu (3.34):

$$z = \frac{(z_{i+1} - z_i)\Psi + z_i\Psi_{i+1} - z_{i+1}\Psi_i}{\Psi_{i+1} - \Psi_i} \quad (3.35)$$

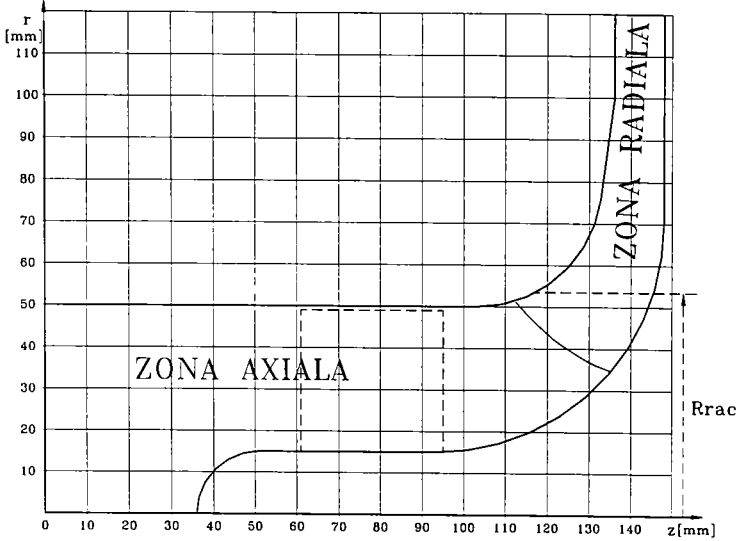


Fig.3.6. Delimitarea zonelor de identificare a punctelor de $\Psi = \text{const.}$

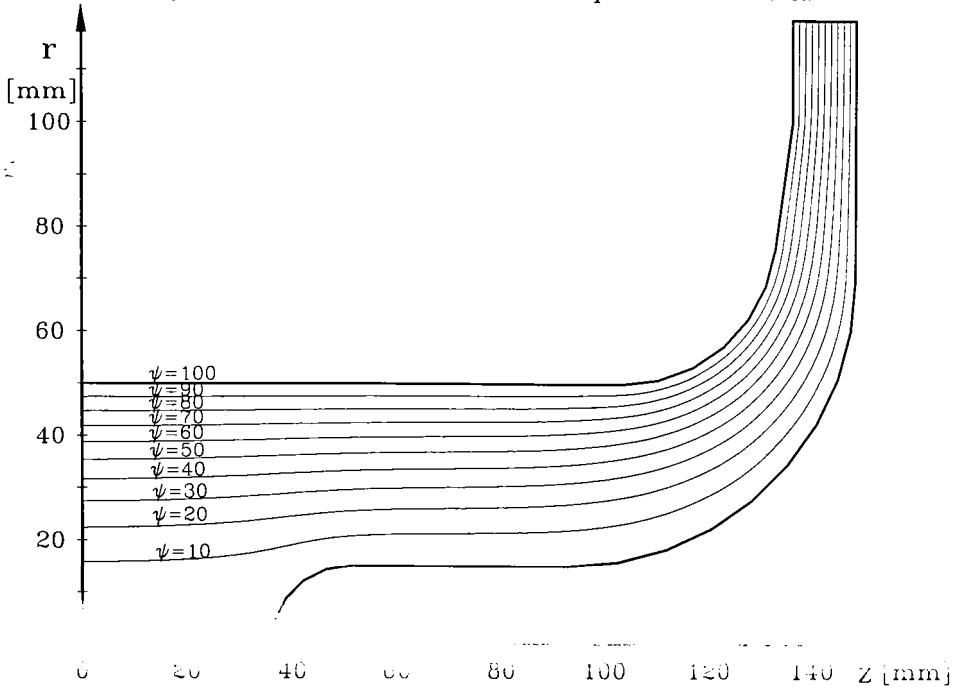


Fig. 3.7. Linii de curent în plan meridian

Cele două zone se racordează perfect la raza R_{rac} . Mulțimea punctelor (z,r) pentru care $\Psi=const.$ se află pe o linie de curent. Mișcarea fiind axial simetrică, liniile de curent sunt identice în orice plan meridian, deci pe ansamblul mișcării spațiale realizează suprafețe de curent. În fig.3.7. se prezintă imaginea liniilor de curent în plan meridian. Dificultățile de programare sunt compensate de precizia și acuratețea rezultatelor obținute.

3.6. Calculul câmpului de viteze

Calculul vitezelor se poate face pe mai multe căi, pornind de la faptul că valorile funcției Ψ sunt cunoscute discret în nodurile rețelei care fiind ortogonală și paralelă cu axele sunt posibile interpolări pe direcția axelor. Deci o primă posibilitate este de a interpola funcția Ψ pe un număr limitat de puncte în jurul punctului de calcul cu un polinom de gradul doi sau trei. Funcția polinomială de interpolare permite calculul derivatei și deci al vitezei în punctul considerat. Desavantajul acestei metode constă în faptul că interpolarea polinomială poate atenua variația funcției în anumite zone, complică foarte mult programul pentru calculator, iar precizia în urma utilizării de mai multe ori a metodelor numerice scade simțitor. Cealaltă cale ar fi calculul direct al componentelor vitezei prin diferențe finite, fără a mai parcurge procedeul de calcul iterativ. Se utilizează valorile funcției de curent în noduri, obținute la calculul liniilor de curent. Folosind relațiile cu diferențe finite pentru nodurile interioare avem:

$$v_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \Rightarrow v_{z_{ij}} \cong \frac{1}{2 r_{ij} h} (E - V) \quad (3.36)$$

$$v_r = - \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \Rightarrow v_{r_{ij}} \cong \frac{1}{2 r_{ij} h} (N - S)$$

În cazul nodurilor de frontieră relațiile devin :

$$v_{z_{ij}} \cong \frac{1}{r_{ij}} \left(\frac{h_v}{h_E} \frac{E - \Psi_{ij}}{h_E + h_v} - \frac{h_E}{h_v} \frac{V - \Psi_{ij}}{h_E + h_v} \right) \quad (3.37)$$

$$v_{r_{ij}} \cong \frac{1}{r_{ij}} \left(\frac{h_s}{h_N} \frac{N - \Psi_{ij}}{h_N + h_s} - \frac{h_N}{h_s} \frac{S - \Psi_{ij}}{h_N + h_s} \right)$$

Modulul vitezei va rezulta din însumarea componentelor :

$$v_{ij} = \sqrt{v_{r_{ij}}^2 + v_{z_{ij}}^2} \quad (3.38)$$

Utilizând relațiile (3.36), (3.37) și (3.38) vom obține valorile vitezei pe tot domeniul cu excepția frontierelor. În punctele de pe frontieră nu se pot utiliza relațiile (3.36), (3.37) și (3.38) deoarece pe direcția normală la frontieră spre exterior nu mai sunt valori de calcul. Pe aceste puncte se va utiliza un procedeu de extrapolare cu funcții SC. Conform fig.3.8. constă în

și $r_{J_{max}}$ sunt puncte de pe frontieră în care nu putem calcula valorile vitezei cu relațiile (3.36..3.38).

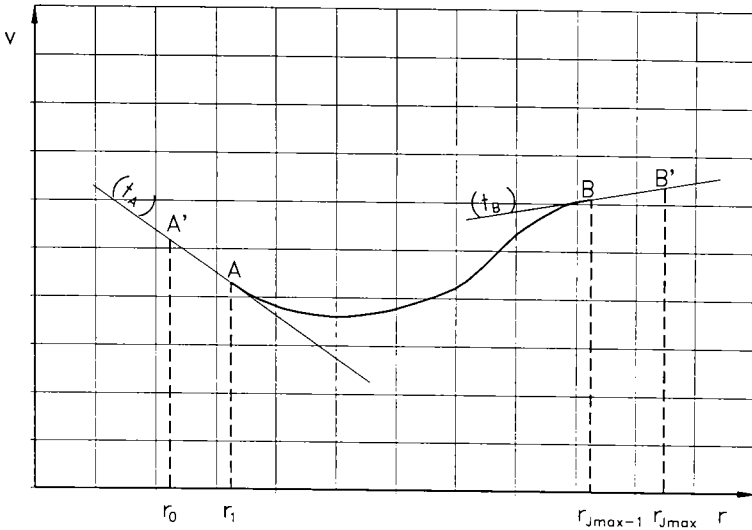


Fig.3.8. Identificarea prin extrapolare a valorilor vitezei pe frontieră

În celelalte puncte pentru fiecare pas pe axa Oz, $Z_{ij}=ih$, vom avea un grup de $J_{max}-1$ valori ale vitezei. Cu aceste valori se interpolează curba de variație a vitezei cu funcții SC. Prin algoritmul de calcul obținem și valoarea derivatei la extremități în punctele A și B, (fig.3.8). Variația cea mai probabilă a vitezei pe domeniul r_0-r_1 și $r_{J_{max}-1}-r_{J_{max}}$ este variația liniară după direcția tangentei în A respectiv B. Intersectând tangentele (t_A) , (t_B) cu verticalele prin r_0 și $r_{J_{max}}$ rezultă punctele A' respectiv B' ca valori pe frontieră ale vitezei. Acestea au o importanță pur teoretică deoarece pe frontieră în fluid real viteza este zero. Relația de calcul a vitezei în A' și B' este:

$$V_{A'} = V_A + (V_A)'(r_0-r_1) \quad (3.39)$$

unde, $(v_A)' = \left. \frac{dv}{dr} \right|_{r=r_1}$, este derivata în A.

Valoarea vitezei în B' se calculează în mod identic. Având acum valorile vitezelor în toate nodurile rețelei vom aplica din nou procedura de interpolare cu funcții SC în urma căreia se multiplică de câteva ori, după dorință, numărul punctelor în care cunoaștem valoarea vitezei, ce va fi util în aflarea vitezei în punctele de pe liniile de curent. Aplicând un raționament asemănător cu cel de la identificarea liniilor de curent se găsesc punctele de rază r_j , r_{j+1} care îndeplinesc condiția $r_j < r_c < r_{j+1}$ unde r_c este raza unui punct de pe linia de curent. Viteza corespunzătoare acestui punct se va calcula prin interpolare liniară cu relația:

$$v_{ca} = \frac{r_c(v_j - v_{j+1}) + r_j v_{j+1} - r_{j+1} v_j}{r_j - r_{j+1}} \quad (3.40)$$

Relația (3.40) este valabilă pentru zona axială. Pentru zona radială avem relația:

$$v_{cr} = \frac{z_c(v_i - v_{i+1}) + z_i v_{i+1} - z_{i+1} v_i}{z_i - z_{i+1}} \quad (3.41)$$

În urma calculelor se obțin valorile modulului vitezei fluidului în lungul liniilor de curent. Aceste viteze se reprezintă funcție de abscisa curbilinie "s" a liniilor de curent:

$$\Delta s_i = \sqrt{(r_{i+1} - r_i)^2 + (z_{i+1} - z_i)^2} \quad (3.42)$$

$$s_i = \sum_{i=0} \Delta s_i \quad (3.43)$$

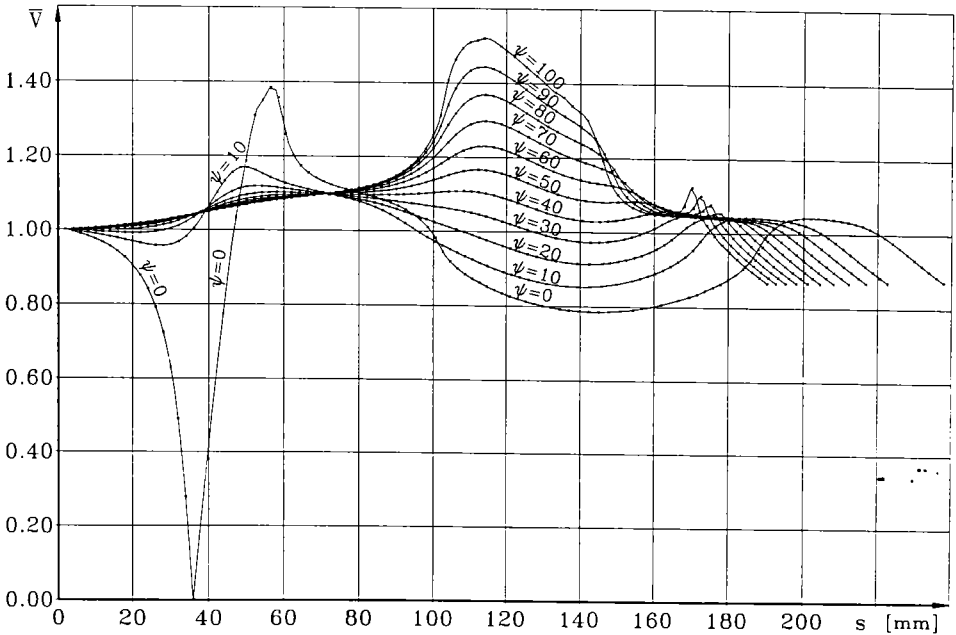


Fig. 3.9. Variația vitezelor în lungul liniilor de curent

În final va exista o corespondență între viteze v_i și abscisa s_i . Cu mulțimea acestor perechi (s_i, v_i) se realizează o interpolare cu funcții SC care dă posibilitatea trasării curbelor de variație a vitezei în lungul liniilor de curent. Având repartiția de viteze în lungul liniilor de curent, cu ajutorul unei teoreme Bernoulli pentru mișcarea potențială fără evoluție rezultă câmpul de presiuni din relația:

$$p = p_o + \frac{\rho}{2}(v_o^2 - v^2) \quad (3.44)$$

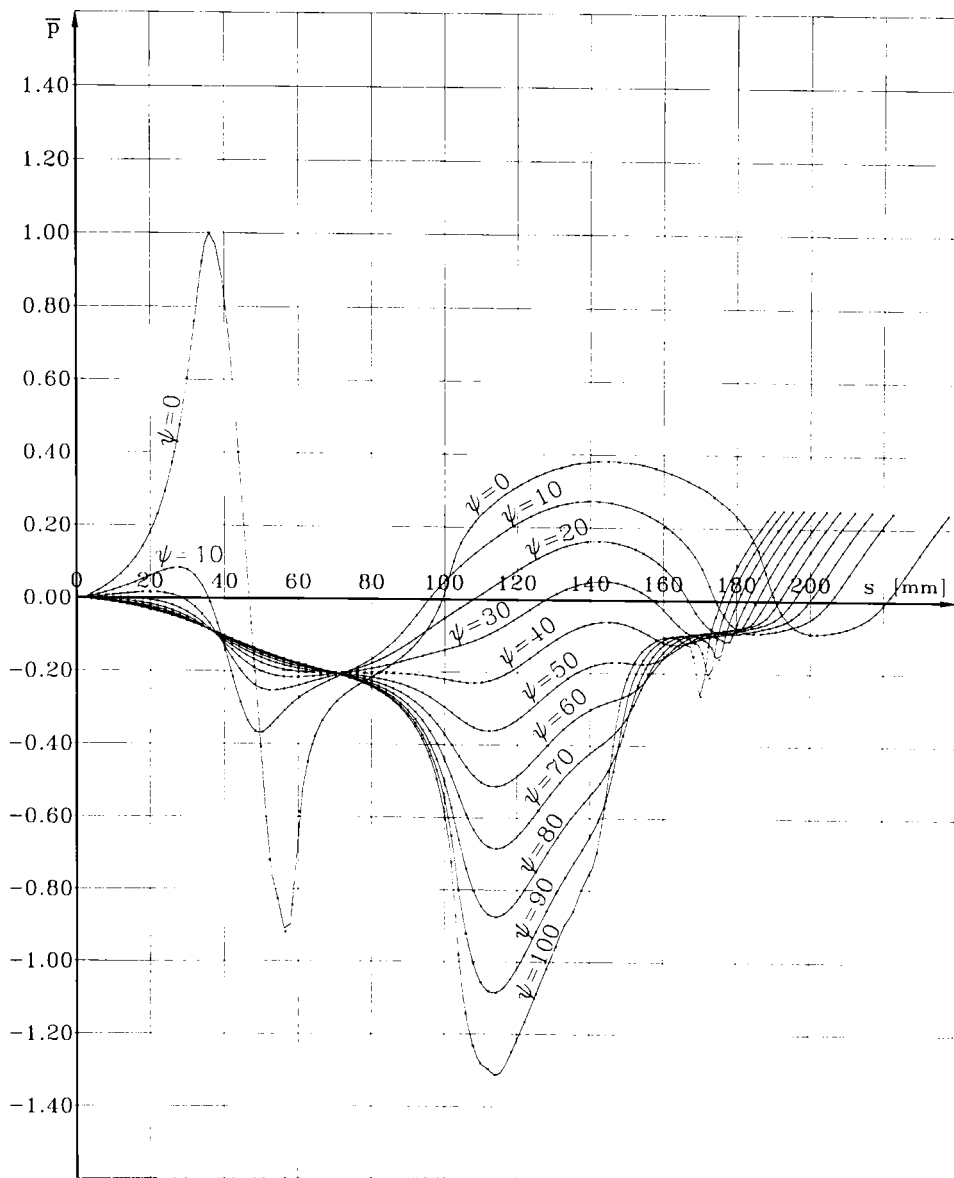


Fig. 3.10. Variația coeficientului de presiune C_p în lungul liniilor de curent.

unde p_0 și v_0 sunt valori ale presiunii și vitezei pe frontiera de intrare.

Pentru generalizarea rezultatelor în orice regim de curgere se preferă reprezentarea lor sub formă adimensională. Adimensionalizarea se realizează raportând valorile curente ale vitezelor și presiunilor la niște valori de referință. Vom lua drept valori de referință, valorile vitezei v_0 și ale

presiunii p_0 de pe frontiera de intrare. Valorile adimensionale ale presiunii \bar{p} și vitezei \bar{v} se vor calcula cu relațiile:

$$\bar{v} = \frac{v}{v_0} \quad (3.45)$$

$$\bar{p} = C_p = \frac{p - p_0}{\frac{\rho_0 v_0^2}{2}} = 1 - \bar{v}^2 \quad (3.46)$$

unde \bar{p} se identifică cu coeficientul de presiune C_p . În fig. 3.9. și fig.3.10. se prezintă variația vitezelor respectiv presiunilor adimensionale în lungul liniilor de curent.

3.7. Calculul liniilor echipotențiale

În mișcarea axial-simetrică potențială se poate considera ecuația Laplace a funcției de potențial al vitezei:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} = 0 \quad (3.47)$$

unde φ este potențialul vitezei. Urmărim să aflăm funcția φ -potențialul vitezei. Între φ și Ψ există relații de legătură prin intermediul vitezelor:

$$v_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} = \frac{\partial \varphi}{\partial z} \quad (3.48)$$

$$v_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} = \frac{\partial \varphi}{\partial r} \quad (3.49)$$

Condițiile la limită pentru potențialul vitezei se pun sub forma (fig.3.1):

$$\varphi = 0 \text{ pe } H'G'$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} = \frac{4Q}{\pi D_0^2} \text{ pe } AB \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0 \text{ pe } AMLHH' \text{ și } BCDEF GG'$$

Ultimile două dintre condițiile (3.47) sunt condiții de tip Neuman. Din prima condiție rezultă că frontiera de ieșire $H'G'$ este o linie echipotențială, de potențial nul și va fi linia de start în integrarea pentru aflarea funcției φ . $\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$ înseamnă că frontierele solide sunt impenetrabile

și evident vor fi linii de curent. De asemenea afirmația $\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$ este valabilă pentru oricare linie

de curent. Deci dacă integrăm în lungul unei linii de curent înseamnă că putem lucra cu valoarea modulului vitezei și nu cu componentele v_z și v_r separat. Pe o linie de curent avem egalitățile:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = v_n = 0, \quad \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} = v_\tau = v \quad (3.51)$$

unde \vec{n} este direcția normală la linia de curent, iar $\vec{\tau}$ este direcția tangentă la linia de curent (fig.3.11.). Relația (3.51/2) este calea cea mai simplă de rezolvare a problemei deoarece trecând la diferențială totală rezultă:

$$\frac{d\varphi}{ds} = v(s) \quad (3.52)$$

Dependența $\mathbf{v}=\mathbf{f}(s)$ o avem de la reprezentarea vitezelor în lungul liniilor de curent. Ecuația diferențială (3.52) se integrează prin separarea variabilelor:

$$\int_0^\varphi d\varphi = \int_0^s v(s)ds \quad (3.53)$$

Am pus limita inferioară "0" deoarece avem o singură condiție la limită impusă $\varphi=0$ în secțiunea de ieșire ceea ce înseamnă că integrarea se va

face succesiv începând cu ieșirea. Dependența $\mathbf{v}=\mathbf{f}(s)$ nu o avem analitic ci doar dată discret în urma interpolării cu funcții SC. Teoria funcțiilor *spline* oferă și o formulă de integrare aplicabilă din aproape în aproape pe intervalele de discretizare:

$$\Delta\varphi_i = \int_{s_i}^{s_{i+1}} v(s)ds \cong \frac{1}{2}(s_{i+1} - s_i)(v_i + v_{i+1}) - \frac{1}{24}(s_{i+1} - s_i)^3 [v''(s_i) + v''(s_{i+1})] \quad (3.54)$$

unde $v'' = \frac{d^2v}{ds^2}$ calculată numeric prin procedeul funcțiilor SC. Integrarea efectuându-se din aproape în aproape rezultă valoarea curentă, corespunzătoare punctului de indice i pentru potențialul vitezei:

$$\varphi_i = \sum_{l=0}^i \Delta\varphi_l \quad (3.55)$$

Pentru fiecare linie de curent vom avea o mulțime de valori φ_i corelate cu coordonatele punctelor discret calculate ale liniilor de curent. Se pune problema de a identifica punctele care au același potențial de pe fiecare linie de curent. Aceste puncte ne vor da liniile echipotențiale. Valorile căutate se vor găsi totdeauna între două valori consecutive cunoscute. Conform fig.3.12.

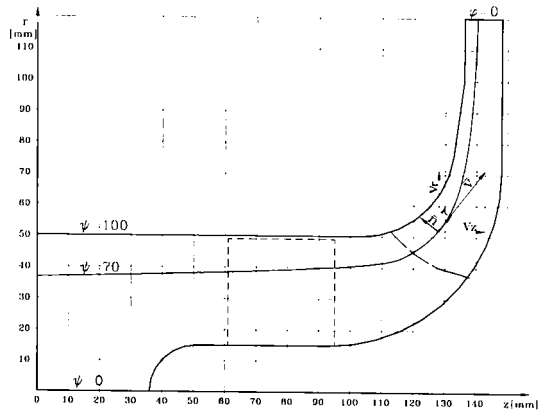


Fig.3.11. Viteza fluidului pe o linie de curent

urmărim să aflăm coordonatele punctului A' în planul (zOr) . Utilizând relațiile de asemănare geometrică obținem:

$$\begin{aligned} \Delta z' &= \frac{\Delta s'}{\Delta s} \Delta z \\ \Delta r' &= \frac{\Delta s'}{\Delta s} \Delta r \\ \frac{\Delta s'}{\Delta s} &= \frac{\Delta \varphi'}{\Delta \varphi} \end{aligned} \quad (3.56)$$

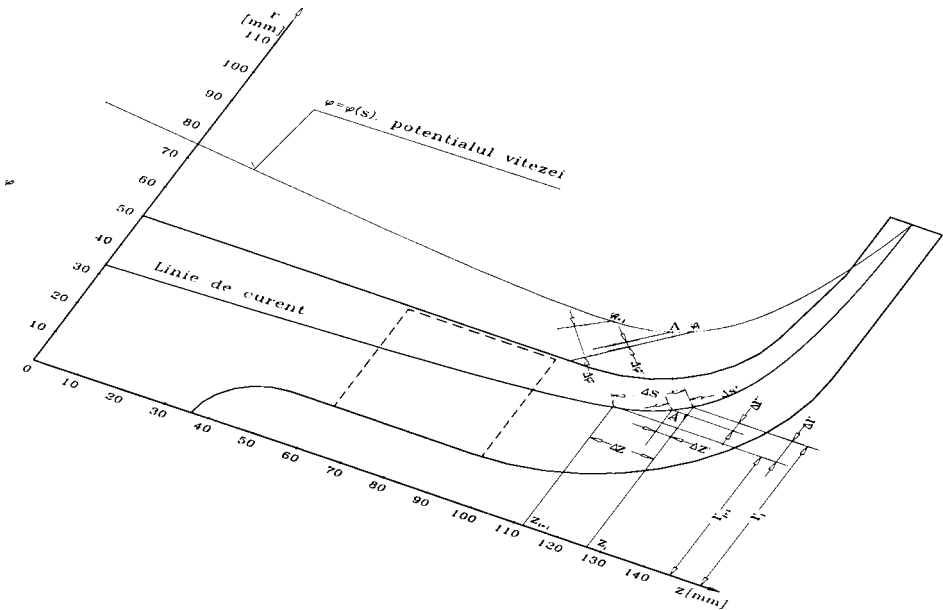


Fig.3.12. Schema de identificare a punctelor de egal potențial al vitezei.

În final ne interesează $\Delta z'$ și $\Delta r'$:

$$\Delta z' = \frac{\Delta \varphi'}{\Delta \varphi} \Delta z, \quad \Delta r' = \frac{\Delta \varphi'}{\Delta \varphi} \Delta r \quad (3.57)$$

Unind punctele de același potențial cu o curbă de interpolare SC obținem liniile echipotențiale care împreună cu liniile de curent formează spectrul hidrodinamic. În fig.3.13. se prezintă spectrul hidrodinamic în planul meridian.

Valorile potențialului vitezei sunt proporționale cu ale funcției de curent și depind de asemenea de lungimea liniei de curent. Spectrul hidrodinamic este corect calculat și reprezentat dacă liniile de curent sunt ortogonale cu liniile echipotențiale.

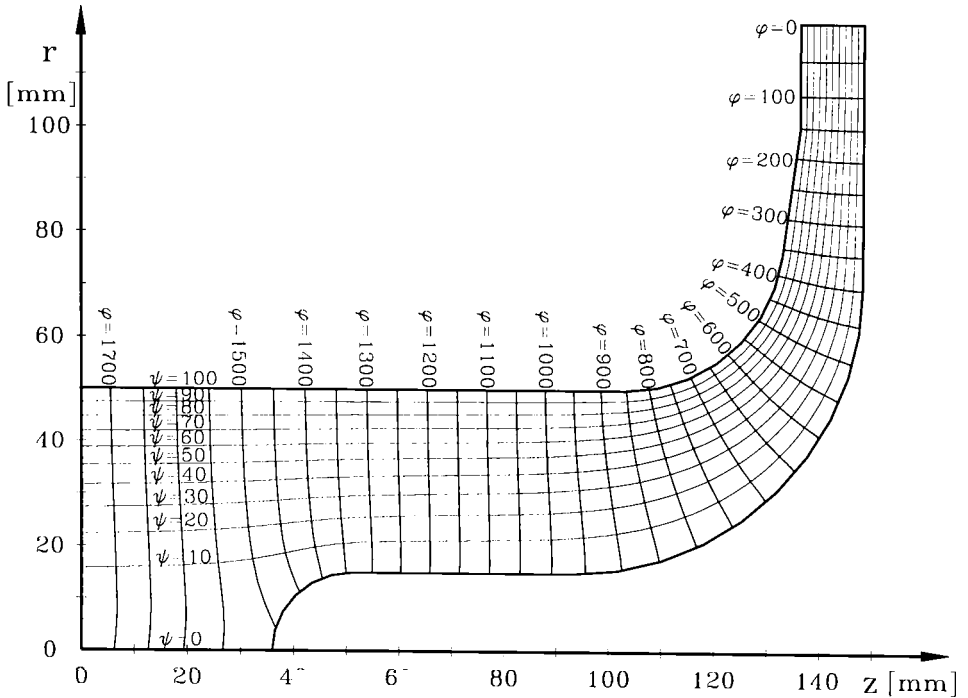


Fig. 3.13. Liniile de curent Ψ și liniile echipotențiale φ

Pentru a pune mai pregnant în evidență variația funcțiilor $\Psi=f(z,r)$, de curent și $\varphi=f(z,r)$, potențialul vitezei s-a trecut la reprezentarea lor spațială, tridimensională, fig. 3.14, respectiv fig. 3.15. Se observă continuitatea și uniformitatea lor ceea ce demonstrează corectitudinea calculelor.

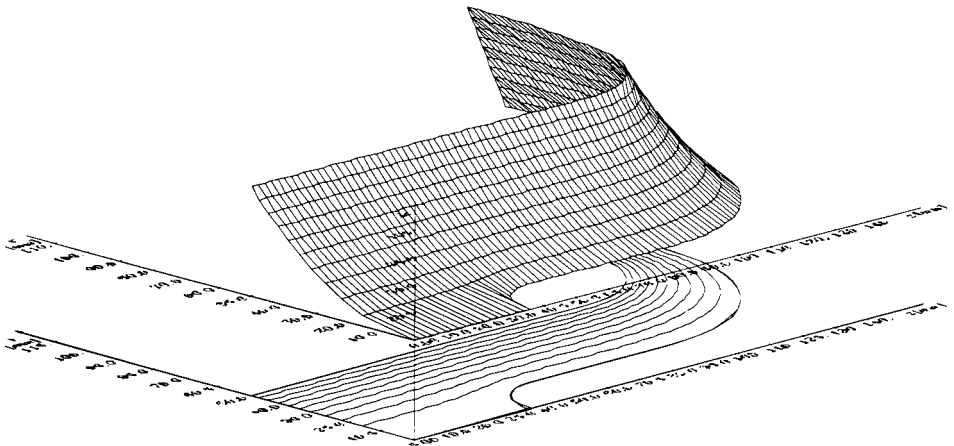


Fig. 3.14. Reprezentarea spațială a suprafeței funcției de curent $\Psi=f(z,r)$.

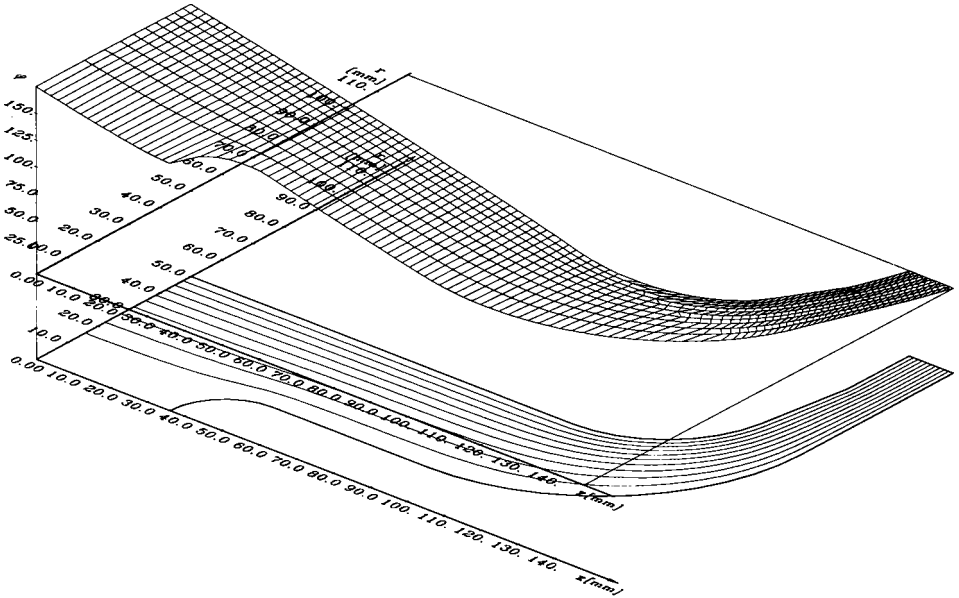


Fig. 3.15. Reprezentarea spațială a suprafeței funcției de potențial al vitezei $\varphi=f(z,r)$.

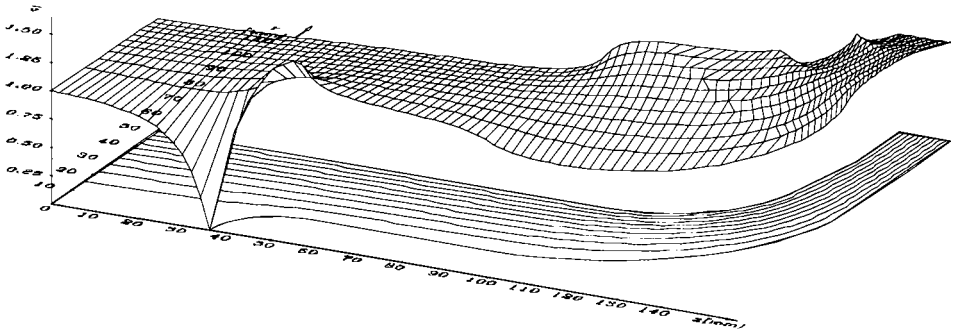


Fig. 3.16. Reprezentarea spațială a suprafeței câmpului de viteze $\vec{v}=f(z,r)$.

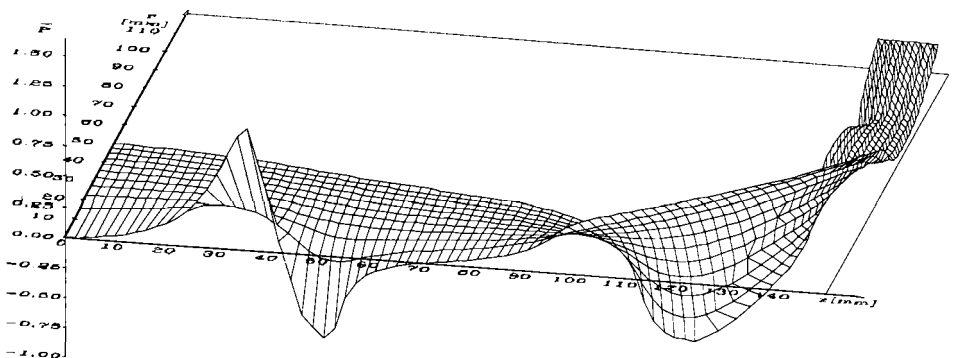


Fig. 3.17. Reprezentarea spațială a suprafeței coeficientului de presiune $\bar{p} = C_p = f(z,r)$.

Pentru a avea o imagine de ansamblu a repartiției de viteze și presiuni pe domeniul studiat s-au reprezentat și suprafețele spațiale ale funcțiilor de două variabile $\bar{v}=\mathbf{f}(\mathbf{z},\mathbf{r})$ și $\bar{p}=\mathbf{f}(\mathbf{z},\mathbf{r})$, fig. 3.16., respectiv fig. 3.17. Aceste suprafețe nu au netezimea curbelor de variație a celor două mărimi în lungul liniilor de curent din cauza limitărilor de memorie în mediul de desenare AutoCAD.

3.8. Concluzii asupra rezultatelor obținute

Din studiul și analiza pe calculator a aplicării metodei diferențelor finite la studiul curgerii în zona rotorului unei pompe cu impulsor rezultă următoarele concluzii:

1. Rezolvarea problemei este posibilă doar cu impunerea condițiilor la limită de tip Dirichlet pe toate frontierele.
2. Potențialul vitezei și vitezele curentului rezultă numai din funcția de curent, ceea ce nu influențează esențial asupra preciziei de calcul.
3. Folosind eficient memoria calculatorului, timpul efectiv de calcul al funcției de curent este de maxim 1,5 minute pentru o discretizare în 4440 de noduri din care rămân active aproximativ o treime, iar timpul total cu toate reprezentările grafice în Borland-Pascal este în jur de 2 minute. Din acest punct de vedere metoda diferențelor finite rezolvată prin procedeul lui Liebmann este superioară celorlalte metode numerice.
4. Extrapolările vitezei la frontieră sunt suficient de exacte având în vedere că în punctul de stagnare la butucul rotorului impulsor viteza tinde la zero, iar pe ansamblul câmpului de viteze nu sunt sesizabile evoluții ne plauzibile.
5. Corectitudinea calculelor de integrare numerică a ecuațiilor diferențiale Helmholtz rezultă din ortogonalitatea curbelor linii de curent și linii echipotențiale.
6. Scăderea coeficientului de presiune C_p în zona de intrare a butucului rotorului impulsor denotă faptul că paletajul impulsorului trebuie să înceapă la distanța de cel puțin un diametru de butuc impulsor de punctul de stagnare evitând astfel zona sensibilă la cavitație.
7. Câmpul de viteze obținut este câmpul vitezelor meridiane care sunt mărimi de bază în proiectare rotorului impulsor și a rotorului centrifug.
8. Curbele $C_p=\mathbf{f}(\mathbf{s})$ sunt foarte utile în evidențierea zonelor sensibile la cavitație în rotorul centrifug unde în zona de trecere de la mișcarea axială la cea radială, acest coeficient scade mult. Această scădere este accentuată în zona intrării de trecerea fluidului de la mișcarea cu

la : de : : : în acest caz

$$v \Rightarrow w \text{ și } w^2 = v^2 + u^2 \quad (3.58)$$

$$C_p = 1 - \frac{w^2}{v_0^2} = 1 - \frac{v^2}{v_0^2} - \frac{u^2}{v_0^2} \quad (3.59)$$

C_p se va micșora cu raportul vitezelor $(u/v_0)^2$. Vom obține valorile C_{pr} , coeficientul de presiune în mișcarea relativă din vecinătatea intrării în rotorul centrifug.

CAPITOLUL 4

STUDIUL CURGERII POTENȚIALE ÎN REȚEAUA DE PROFILE A PALETAJULUI ROTORULUI IMPULSOR PRIN METODA ELEMENTULUI FINIT (MEF)

4.1. Caracteristicile geometrice ale paletajului rotorului impulsor

Înainte de a aborda studiul curgerii în paletajul rotorului impulsor sunt necesare câteva precizări asupra caracteristicilor sale geometrice care au rezultat din metoda de proiectare și compromisul tehnico-economic de simplitate constructivă. Paletele impulsorului au o formă melcată cu pas variabil rezultat din faptul că unghiul de construcție β_1 la intrare este aliniat la direcția curentului, iar la ieșire corespunde unghiul β_2 necesar realizării înălțimii de pompare a impulsorului. Între intrare-ieșire unghiul β este uniform crescător. Utilizând, la proiectarea paletajului, metoda vârtejului forțat au rezultat unghiuri de construcție ale paletajului, între butuc și periferie, corespunzătoare unei suprafețe riglate, generată de o dreaptă perpendiculară tot timpul pe axa de rotație și care se deplasează pe elicea circulară cu pas variabil de la raza r_p (periferie), (fig.4.1).

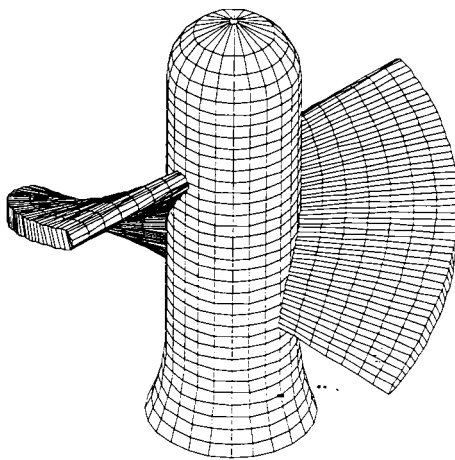


Fig.4.1. Forma riglată a paletei impulsorului realizată prin dispozitivul de formare

Profilul paletei în secțiune cilindrică desfășurată este de grosime constantă, rotunjit după un semicerc la bordul de atac și subțiat simetric în zona de ieșire până la grosimea de 0,5 mm. Ca model de studiu s-a luat impulsorul I-100 pentru pompa PCN 65-200 studiat în capitolul precedent. Acesta a fost proiectat la catedra de Mașini Hidraulice, realizat la UPRUC - S.A. -

impulsori cu caracteristici geometrice îmbunătățite și performanțe cavitaționale foarte bune, rezultate în urma încercărilor comparative și în instalația de vizualizare, (a se vedea Cap. 8) [70].

În vederea studiului teoretic al curgerii potențiale prin rețeaua de palete a impulsorului se fac mai multe secțiuni cilindrice la diverse raze cuprinse între r_b (raza butucului) și r_p (raza periferiei) care se desfășoară. Așa cum s-a arătat în cap. precedent, în zona impulsorului curgerea se realizează pe suprafețe de curent cilindrice, concentrice. Desfășurând secțiunea cilindrică la o anumită rază, înseamnă că aplatizăm curgerea axial simetrică, deci obținem o mișcare plană într-o rețea infinită de profile, așezate echidistant și la același unghi de instalare β_s . Vitezele luate în considerare și calculate vor fi vitezele relative w (vitezele în raport cu sistemul de referință neinerțial, rotitor sincron cu întregul ansamblu rotitor și având aceeași axă de rotație cu acesta).

4.2. Ecuații de mișcare și ipoteze inițiale

Mișcarea de pe suprafața de curent se transpune în plan prin desfășurare. Orice mișcare sau componentă a mișcării pe o direcție perpendiculară pe planul mișcării este nulă, $w_z=0$, $z=ct$. Ecuația de continuitate se scrie:

$$\nabla \cdot \bar{w} = 0 \Rightarrow \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

care permite introducerea funcției de curent Ψ prin:

$$d\Psi = w_x dy - w_y dx \quad (4.2)$$

din care rezultă componentele câmpului de viteze:

$$w_x = \frac{\partial \Psi}{\partial y}, \quad w_y = -\frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad (4.3)$$

Dacă mișcarea plană este potențială, $\text{rot } \bar{w} = 0$, câmpul de viteze admite un potențial ϕ dat de:

$$\bar{w} = \nabla \phi \quad (4.4)$$

combinând relațiile (4.3) și $\text{rot } \bar{w} = 0$ rezultă ecuația lui Laplace pentru funcția de curent:

$$\Delta \Psi = 0 \Rightarrow \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = 0 \quad (4.5)$$

Integrând ecuația (4.5) se obține suprafața spațială a funcției de curent Ψ care intersectată cu

Diferența $\Psi_a - \Psi_b$, unde Ψ_a și Ψ_b sunt două linii de curent diferite, reprezintă debitul plan ce trece printre cele două linii de curent.

4.3. Domeniul de analiză și condițiile la limită în general

Se consideră că la distanța de $t/2$ de generatoarea rețelei în amonte și în aval avem un curent uniform. Frontierele de influx și eflux se consideră frontierele situate în stânga respectiv dreapta fronturilor bordurilor de atac, respectiv de fugă, deci toate frontierele cu excepția conturului profilelor sunt penetrabile. Formularea condițiilor la limită trebuie să asigure periodicitatea mișcării.

Domeniul de analiză este determinat de trei profile consecutive așezate în rețea, în poziția lor normală de funcționare (fig.4.2.). Axa Ox a sistemului de referință este paralelă cu axa de rotație.

Determinarea mișcării înseamnă rezolvarea unei probleme la limită pentru ecuația (4.5) cu funcția de curent Ψ necunoscută, pe domeniul Ω , cu condițiile la limită de tip Dirichlet date pe frontierele domeniului. Frontierele AC, DE, FH și IJ sunt frontiere având condiții la limită fixe, iar frontierele CD, EF, HI, și JA sunt frontiere având condiții la limită impuse de periodicitatea mișcării în rețeaua de profile. Pornind de la ipoteza că frontierele solide ale profilelor din rețea sunt linii de curent rezultă următoarele condiții la limită:

$\Psi = \text{const.}$ pe DE, IJ și conturul profilului interior

$\Psi = \Psi(y)$ pe AC și FH (4.6)

$\Psi = \Psi(x)$ pe CD, EF, AJ și IH

Rețeaua de profile fiind o rețea de obstacole cu perioada t (pasul rețelei) implică fizic ca și câmpul de viteze și funcția de curent Ψ să fie influențate de acest caracter periodic.

$$\Psi(x, y + kt) = \Psi(x, y) + kC_\Psi \quad (4.7)$$

unde $C_\Psi = \text{const.}$

$$\frac{\partial \Psi(x, y + kt)}{\partial x} = \frac{\partial \Psi(x, y)}{\partial x} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \Psi(x, y + kt)}{\partial y} = \frac{\partial \Psi(x, y)}{\partial y}$$

Câmpul de viteze luat în considerare în toate cazurile fiind un câmp al vitezelor relative, w vom accepta uniformitatea sa pe frontierele AC și FH:

$$w_x = \frac{Q}{2t} = w_{x0} = w_{x3} \quad (4.9)$$

Această componentă w_x a vitezei relative se identifică cu viteza v_m din câmpul meridian. Din (4.3) rezultă că:

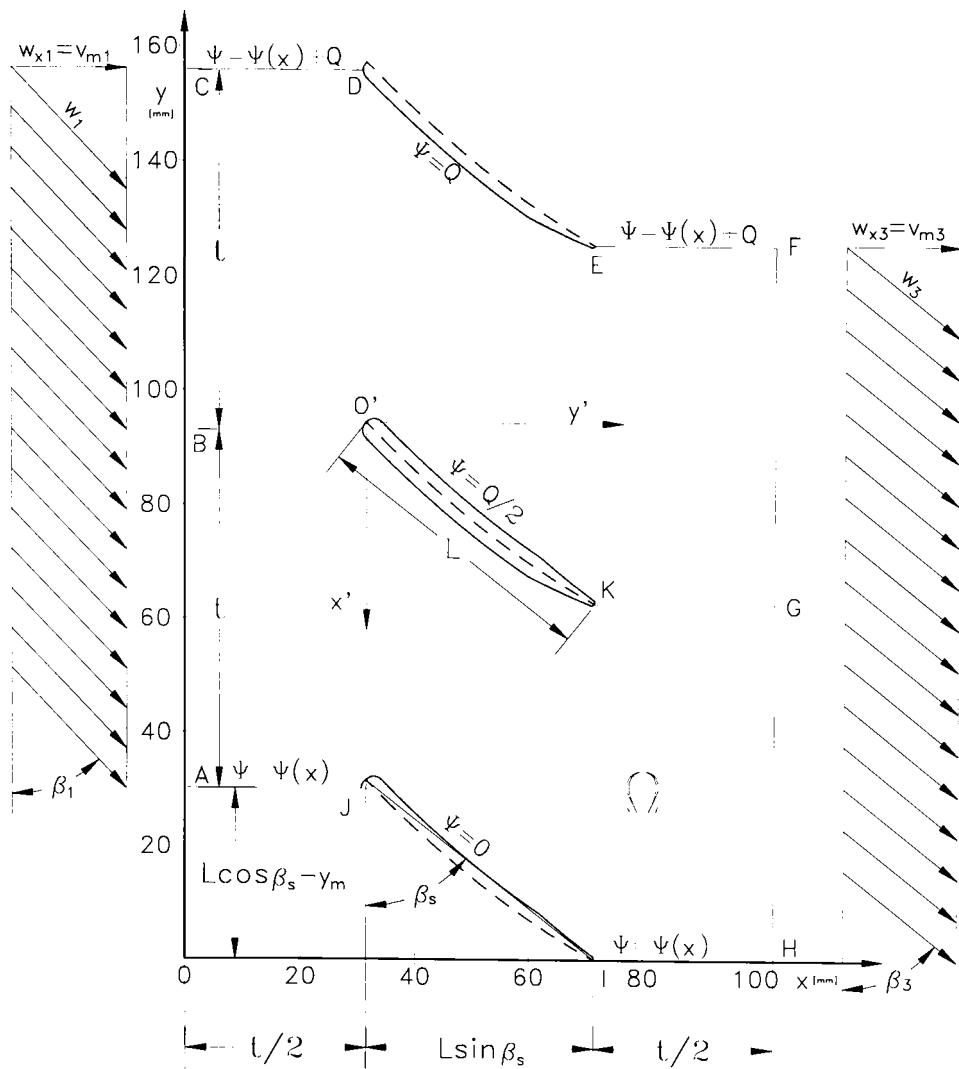


Fig. 4.2. Domeniul de analiză și condițiile la limită.

$$w_x = \frac{\partial \Psi}{\partial y} = \frac{Q}{2t} \quad (4.10)$$

În ultima egalitate se poate trece la diferențială totală, separarea variabilelor și integrare:

$$d\Psi = \frac{Q}{2t} dy \quad (4.11)$$

$$\Psi = \frac{Q}{2t} y + C \quad (4.12)$$

Constanta C rezultă dintr-o condiție la limită. Fie punctul I (fig. 4.2.) un punct unde $y=0$. Vom lua o valoare de start pentru Ψ pe frontiera JI: $\Psi=0$. Deci implicit în punctul I vom avea:

$$(y = 0) \Rightarrow (\Psi = 0) \Rightarrow (C = 0) \tag{4.13}$$

De aici rezultă imediat în punctul K: ($y=t, \Psi=Q/2$) și E: ($y=2t, \Psi=Q$), iar valorile acestor puncte sunt valabile pe tot conturul profilelor. Cu aceste precizări condițiile la limită pentru domeniul Ω devin:

- $\Psi=0$ pe JI
- $\Psi=Q$ pe DE
- $\Psi=Q/2$ pe frontiera profilului interior
- $\Psi=\Psi(y)$ pe AC și FH (4.14)
- $\Psi=\Psi(x)$ pe AJ și IH
- $\Psi=\Psi(x)+Q$ pe CD și EF
- $w_x=Q/2t$ pe AC și FH

4.4. Determinarea relațiilor de calcul ale condițiilor la limită pe frontiere

Relațiile (4.14.) definesc în general condițiile la limită pe frontiere. Pentru aplicarea (MEF) sunt necesare valorile concrete ale lui Ψ în punctele de discretizare, deci trebuiesc găsite expresiile funcțiilor $\Psi(x)$ și $\Psi(y)$. Dacă pe profilul inferior, frontiera JI, avem $\Psi=0$, înseamnă că și pe frontiera AC va exista un punct M (fig.4.3.) unde $\Psi=0$. Acest punct M va fi determinat de intersecția cu axa Oy a dreptei de direcție identică cu viteza w_{am} și care trece prin punctul de stagnare de pe profil. Punctul de stagnare J' de pe profil este determinat de normala la conturul profilului, având direcția vitezei w_{am} . Unghiul cinematic al acestei viteze este β_1 și se cunoaște din condițiile cinematice ale mișcării. Din relația (4.10.) și triunghiul de viteze (fig. 4.3.):

$$\Psi=w_x y + C_1 \tag{4.15}$$

Punând condiția ($\Psi_M = 0$) $\Rightarrow (C_1 = -w_x y_M)$, rezultă relația de calcul pentru Ψ pe AC:

$$\Psi=w_x(y-y_M) \tag{4.16}$$

În continuare identificarea poziției punctului M este o problemă de geometrie rezultând în final:

$$w_{xM} = \frac{Q}{2} \left(y - l \cos \beta_1 - \frac{t}{2 \tan \beta_1} \right) \tag{4.17}$$

Pe frontiera FH punctul de desprindere va fi chiar I. Din acest punct ducând o dreaptă cu direcția β_3 (din condițiile cinematice) va rezulta N (fig. 4.4) la intersecția cu verticala FH. Procedând în mod asemănător va rezulta relația:

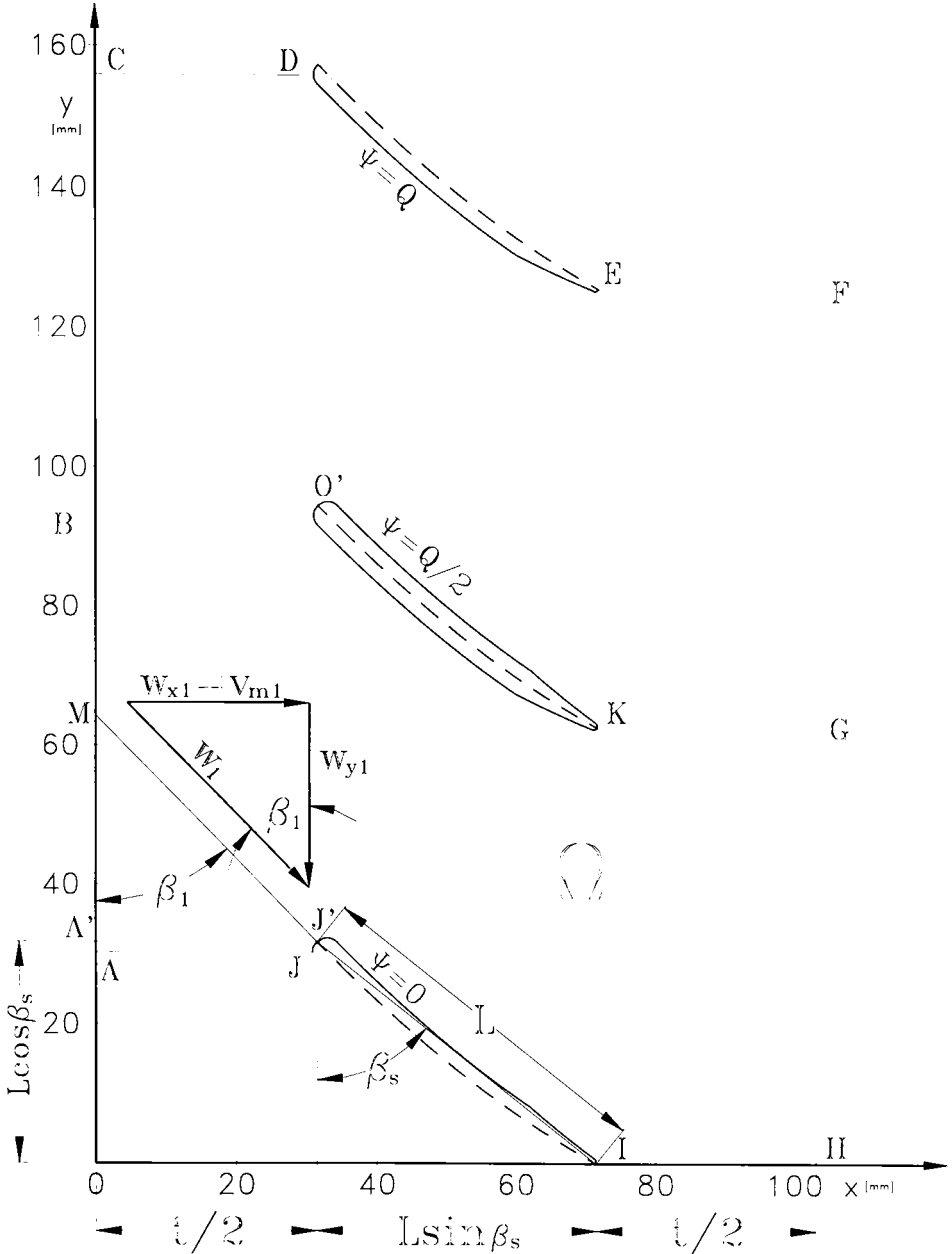


Fig. 4.3. Identificarea punctului M unde $\Psi=0$ pe frontiera AC

$$\Psi_{FH} = \frac{Q}{2t} \left(y + \frac{t}{2 \operatorname{tg} \beta_3} \right) \quad (4.18)$$

Condițiile pe frontierele laterale CD, EF, AJ și IH nu pot fi precizate exact de la început deoarece trebuie asigurată periodicitatea câmpului de viteze, adică vitezele obținute pe linia BO' și KG trebuie să se reproducă pe frontierele echidistante și paralele cu aceste linii.

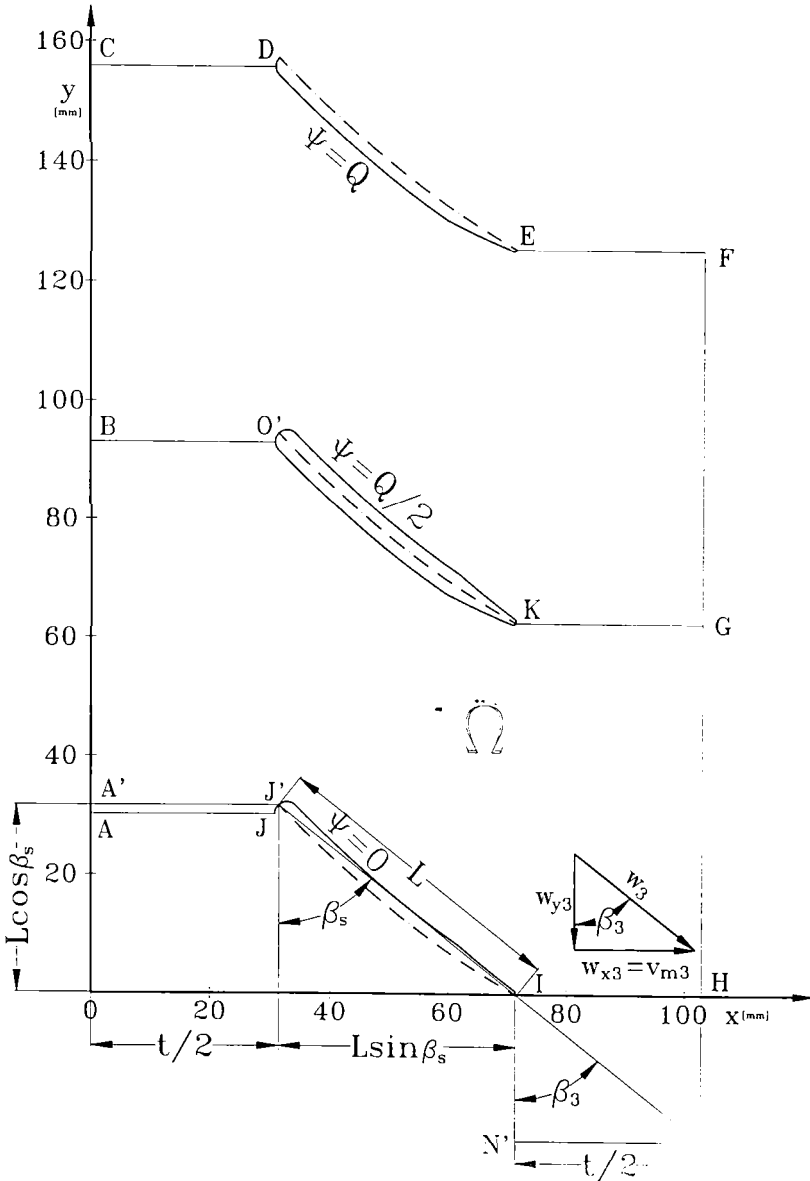


Fig. 4.4. Identificarea punctului N unde $\Psi=0$ pe frontiera FH

Deoarece valorile funcției Ψ pe BO' și KG nu se cunosc în faza stabilirii condițiilor la limită este necesară impunerea unor valori probabile, apropiate ce vor fi apoi corectate în urma unui calcul iterativ. Aceste valori probabile vor fi date de o variație liniară a lui Ψ pe frontiera AJ (fig. 4.5). În J avem $\Psi=0$, iar în A :

$$\Psi_A = \frac{Q}{2t} \left(y_A - L \cos \beta_s - \frac{t}{2 \operatorname{tg} \beta_1} \right) \quad (4.19)$$

Scriind ecuația dreptei funcție de x ce trece prin O punctul de ordonată Ψ_A :

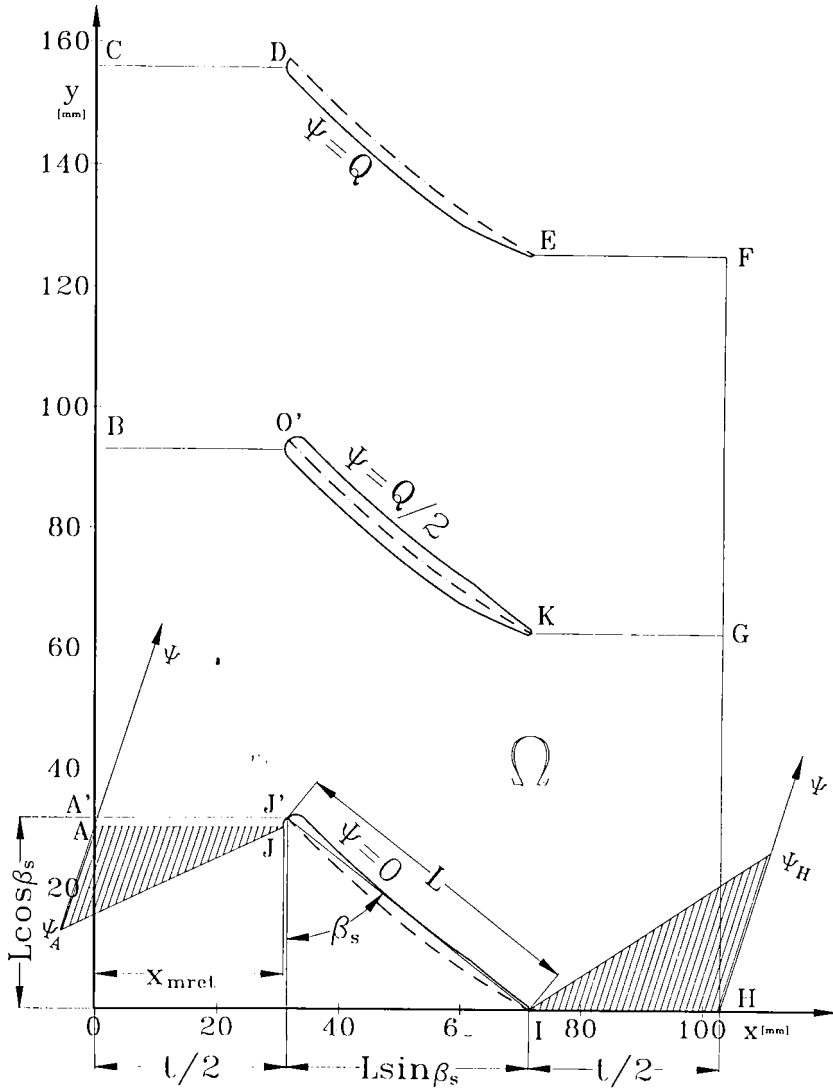


Fig. 4.5. Atribuirea valorilor inițiale pentru funcția de curent pe frontierele AJ și IH .

$$\Psi_{AJ} = -\frac{\Psi_A}{x_J} x + \Psi_A \quad (4.20)$$

Ținând cont de periodicitate avem:

$$\Psi_{CD} = \Psi_{AJ} + Q \quad (4.21)$$

Procedând în mod asemănător, conform fig.4.5. obținem relațiile de calcul pentru frontierele IH și EF:

$$\Psi_{IH} = \frac{Q}{2t \cdot \operatorname{tg}\beta_s} \left(x - \frac{t}{2} - L \sin\beta_s \right) \quad (4.22)$$

$$\Psi_{EF} = \Psi_{IH} + Q \quad (4.23)$$

4.5. Discretizarea domeniului

Prin discretizare se obțin punctele discrete în care urmează să fie calculată funcția de curent Ψ și câmpul de presiuni și viteze. Avem interes ca în zonele unde ne așteptăm la variații importante ale mărimilor precizate anterior să obținem cât mai multe valori posibile astfel încât să mărim gradul de încredere în rezultatele obținute. Calculele locale se fac pe elemente finite. În acest scop s-a ales tipul de elemente finite liniare patrulatere și izoparametrice. La acest tip de elemente finite funcțiile liniare ce descriu geometria elementului sunt folosite și ca funcții de interpolare pe element.

Elementele finite vor avea o distribuție neomogenă în suprafața domeniului Ω . Astfel în zona bordurilor de atac și de fugă ale profilelor vom încheia rețeaua de discretizare, iar în spațiul dintre profile o vom accepta mai rară. Problema cea mai delicată este transpunerea profilelor în domeniul Ω prin coordonatele lor (schelet, intrados, extradados). În general geometria unui profil este dată prin coordonatele scheletului, funcția de grosime sau coordonatele intradosului și extradadosului. Aceste coordonate sunt în raport cu sistemul de referință propriu profilului $x'O'y'$ care trebuie transpus în sistemul xOy al rețelei. Profilele din rețeaua impulsorului au o formă particulară în sensul că sunt de grosime constantă, rotunjite la bordul de atac și subțiate pe ultima porțiune de 20% a bordului de fugă.

4.5.1. Calculul coordonatelor profilului paletei de impulsor

Aplicând metoda de proiectare a paletajului impulsorului obținem coordonatele scheletului în 11 puncte și secțiunea desfășurată a paletei la o anumită rază conform fig. 4.5. Datorită particularităților constructive ale paletei impulsorului și a necesității unei reprezentări

cât mai fine se interpolează cu funcții SC scheletul profilului la o anumită rază. În acest fel finețea de reprezentare crește la 200 de puncte. Acestor puncte le vom asocia o funcție de grosime cu valori definite pe trei domenii (fig.4.6.):

- bordul de atac (arc de cerc)
- un domeniu de grosime constantă (zona de mijloc)
- zona subțiată (spre bordul de fugă)

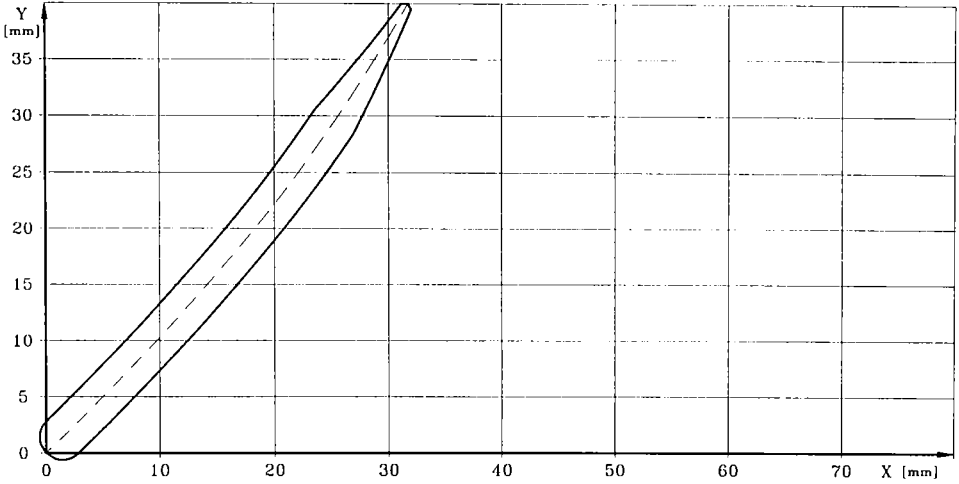


Fig. 4.6. a) Secțiune desfășurată prin paleta impulsorului la raza $r=20$ mm.

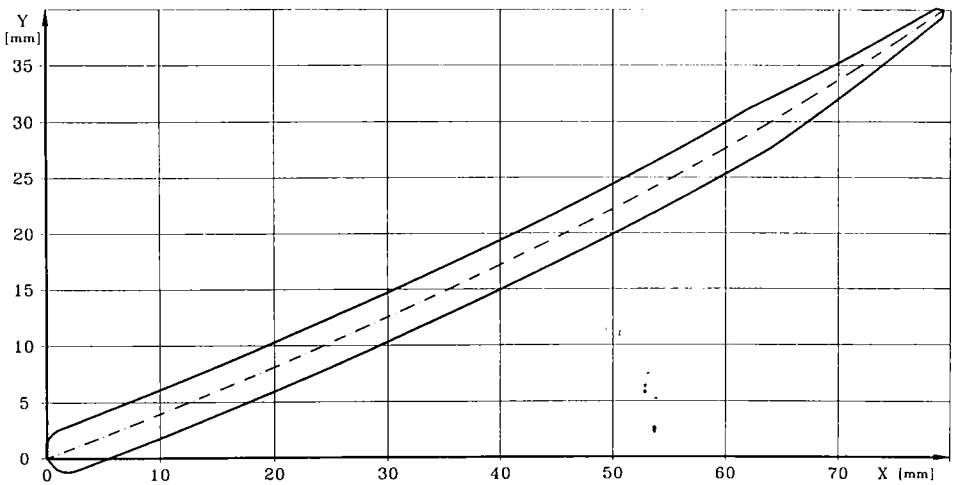


Fig. 4.6. b) Secțiune desfășurată prin paleta impulsorului la raza $r=50$ mm.

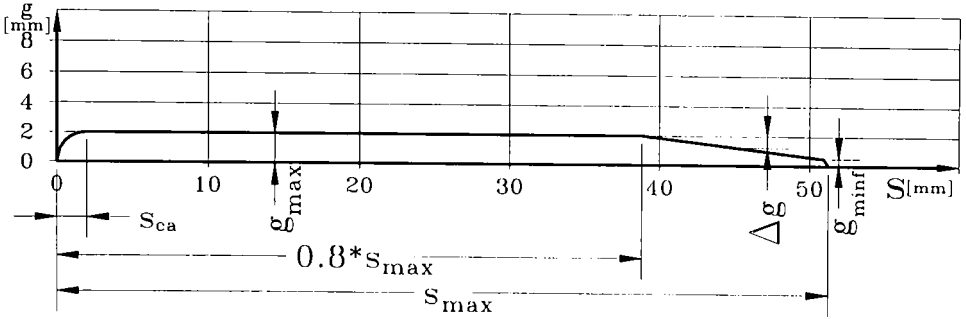


Fig. 4.7. Definirea funcției de grosime

În zona bordului de atac semigrosimea este dată de semicoarda cercului conform fig. 4.7. și relației:

$$g_{at} = \sqrt{R_{ba}^2 - (x_{ca} - x_s)^2} \quad (4.24)$$

În zona bordului de fugă subțierea profilului se face după o lege liniară:

$$g_{fg} = g_{max} - \frac{x_{160} - x_i}{x_{1max-1} - x_{160}} (g_{max} - g_{min}) \quad (4.25)$$

Transpunerea semigrosimii pe scheletul profilului se face conform fig. 4.8. și relațiile ce stabilesc coordonatele intradosului și extradosului:

$$\begin{cases} x_{in} = x_s - g_p \cos(90^\circ - \beta) = x_s - g_p \sin \beta \\ y_{in} = y_s + g_p \sin(90^\circ - \beta) = y_s + g_p \cos \beta \end{cases} \quad (4.26)$$

$$\begin{cases} x_{ex} = x_s + g_p \sin \beta \\ y_{ex} = y_s - g_p \cos \beta \end{cases} \quad (4.27)$$

Unghiul β , x_s , y_s din relațiile (4.26) și (4.27) rezultă din interpolarea cu funcții SC.

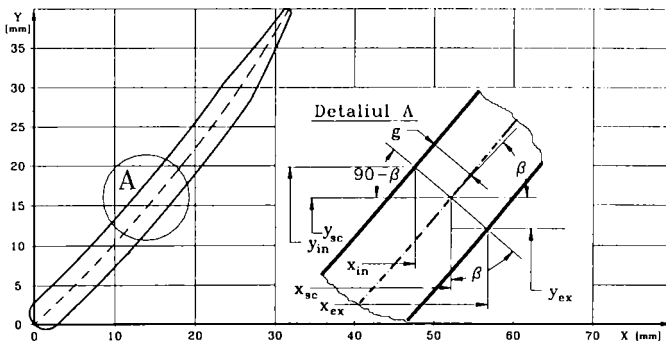


Fig. 4.8. Legătura geometrică între coordonatele scheletului, intradosului și extradosului.

4.5.2. Amplasarea profilelor în rețea

Din cele prezentate rezultă conturul și scheletul profilului în sistemul propriu de reprezentare. Profilul din mijloc și cele două profile de frontieră trebuie amplasate în rețea și în sistemul de referință propriu domeniului Ω . Rețeaua fiind o rețea de pompă se observă că pentru fiecare profil este necesară o translație în punctele J, O', D și o rotație cu -90° . Orice punct din sistemul $x'O'y'$ suferă o translație datorată deplasării originii sale cu (x_t, y_t) și o rotație cu unghiul α_r . Relațiile generale de calcul vor fi:

$$\begin{cases} x = x_t + x' \cos \alpha_r - y' \sin \alpha_r \\ y = y_t + x' \sin \alpha_r + y' \cos \alpha_r \end{cases} \quad (4.28)$$

4.5.3. Calculul coeficienților de divizare pentru discretizarea neomogenă a domeniului Ω

Una din posibilitățile de obținere a unor coeficienți subunitari pentru divizarea neuniformă a unui domeniu dat este după o lege pătratică. Această lege poate fi dată de parabola cu rădăcină dublă (fig. 4.9):

$$y = a(x - x_0)^2 \quad (4.29)$$

tangentă la axa Ox în punctul $x_0 = 0.5$. Ne interesează doar domeniul $x \in [0, 1]$.

Dacă dorim să obținem 20 de intervale de discretizare atunci $y_0 = 10$. Deci a va fi dat de:

$$a = \frac{y_0}{(x - x_0)^2} = 40 \quad , \text{ pentru } x = 0 \text{ și apoi dând lui } y \text{ valori între } 0 \text{ și } 10 \text{ vom obține cu ecuația în}$$

x:

$$ax^2 - 2axx_0 + ax_0^2 - y = 0 \quad (4.30)$$

valorile necesare pentru coeficienții de divizare. Înmulțind lungimea unui interval cu coeficienții astfel calculați vor rezulta segmente proporționale cu acești coeficienți.

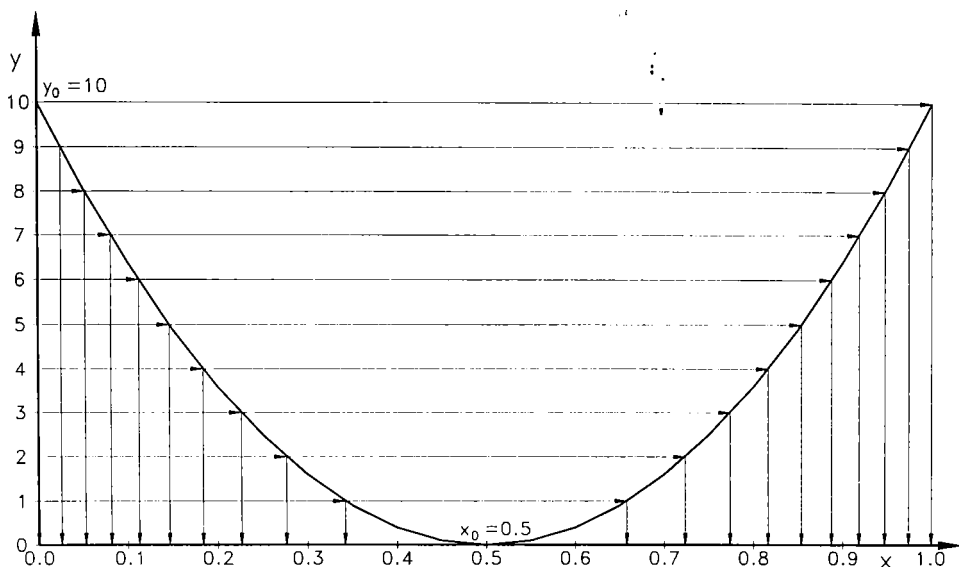


Fig. 4.9. Generarea coeficienților de divizare

4.5.4. Calculul rețelei de discretizare

Utilizând coeficienții de divizare vom împărți abscisa și ordonata domeniului în câte 40 de intervale rezultând în total $41 \cdot 41 = 1681$ puncte discrete. Distribuția intervalelor a fost următoarea, fig. 4.2.:

- domeniul AJ : 10 intervale;
- domeniul JI : 20 intervale;
- domeniul IH : 10 intervale;
- domeniul AB și culoarul până la HG : 20 intervale;
- domeniul BC și culoarul până la GF : 20 intervale;

Zona profilelor ridică probleme de calcul în sensul identificării punctelor pe frontiera profilelor. Conturul profilelor este dat prin câte 201 puncte pe intrădos și extradros. Pentru fiecare abscisă calculată cu ajutorul coeficienților de divizare se calculează ordonata prin interpolare liniară:

$$y = \frac{(y_i - y_{i+1})x + x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i}{x_i - x_{i+1}} \quad (4.31)$$

unde (x_i, y_i) și (x_{i+1}, y_{i+1}) sunt două puncte consecutive de pe ținutul profilului care cuprind abscisa și ordonata (x, y) a punctului discret căutat.

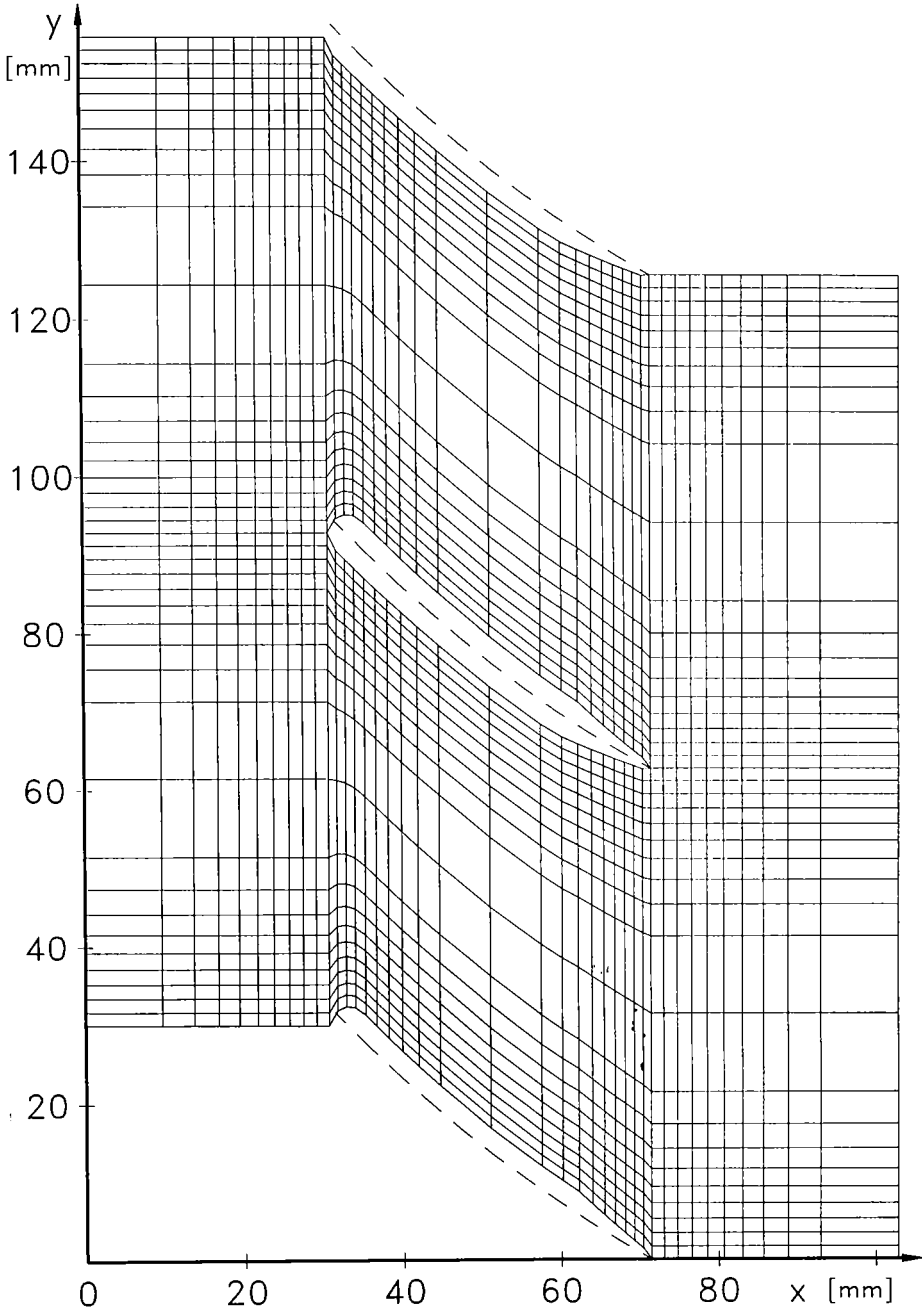


Fig. 4.10. Rețeaua de discretizare a impulsorului I-100 la raza $r=20$ mm

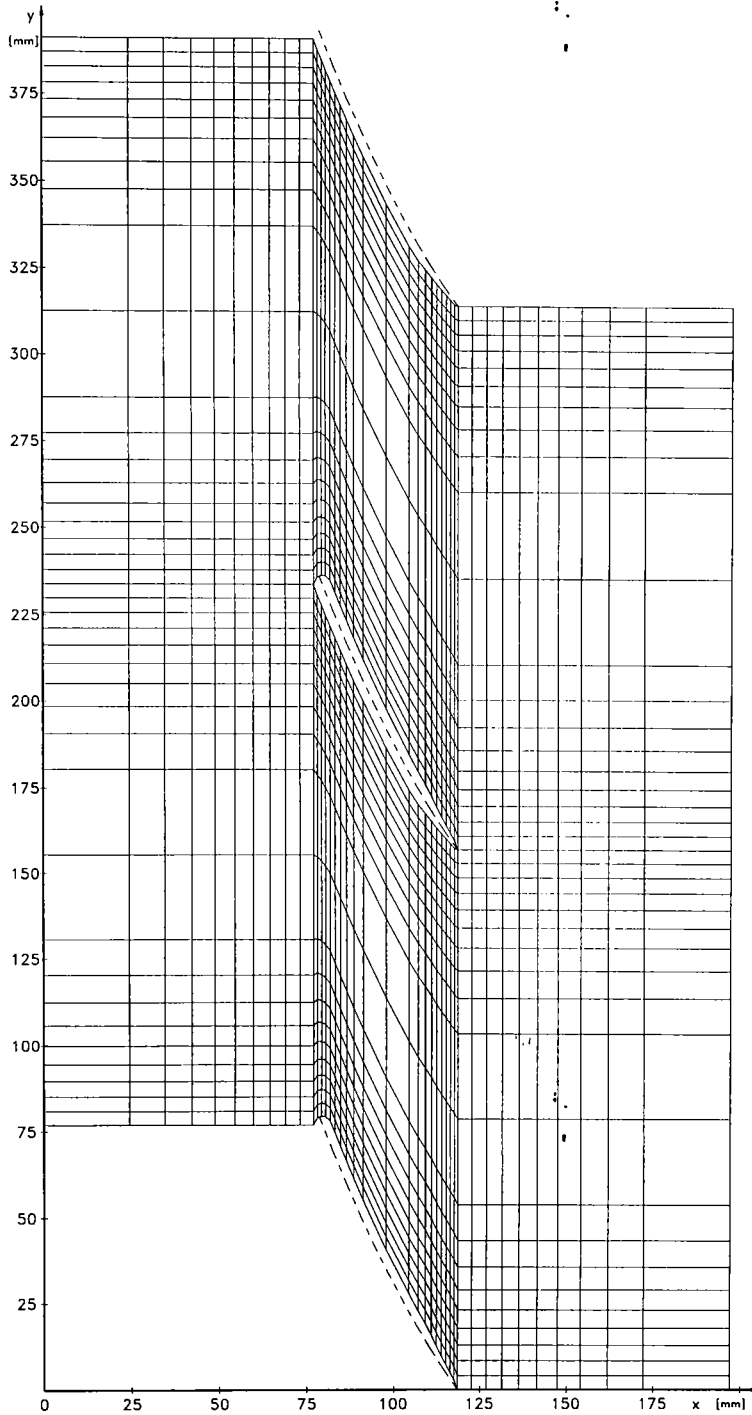


Fig. 4.11. Rețeaua de discretizare a impulsorului I-100 la raza $r=50$ mm

Unind prin linii punctele de discretizare ale domeniului Ω , rezultă rețeaua de discretizare. În fig. 4.10. se prezintă spre exemplificare rețeaua de discretizare a rețelei de profile a impulsorului I-100 la raza $r=20$ mm, iar în fig. 4.11. pentru raza $r_p=50$ mm (periferie):

4.6. Integrarea ecuației lui Laplace prin MEF

Cele prezentate anterior au creat toate condițiile necesare pentru integrarea prin MEF a ecuației lui Laplace (4.5). Se va folosi pentru început tratarea sub formă dimensională unde pentru Q se va lua valoarea de 100 unități de debit volumic urmând după caz să se facă corecțiile corespunzătoare pentru mărimile a căror valoare o dorim efectiv. Funcția Ψ poate fi aproximată global pe Ω , [8], prin:

$$\Psi = a_\alpha \Psi_\alpha, \quad \alpha = \overline{1, G} \quad (4.32)$$

unde G este numărul de noduri de pe Ω . Aplicând metoda lui Galerkin rezultă:

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} \right) a_\alpha d\Omega = 0 \quad (4.33)$$

care integrată prin părți folosind (4.32) conduce la:

$$\Psi_\beta \int_{\Omega} \left(\frac{\partial a_\alpha}{\partial x} \frac{\partial a_\beta}{\partial x} + \frac{\partial a_\alpha}{\partial y} \frac{\partial a_\beta}{\partial y} \right) dx dy = \int_{\Gamma} \left[\frac{\partial \Psi}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial \Psi}{\partial y} \cos(n, y) \right] a_\alpha^* d\Gamma \quad (4.34)$$

în care a_α sunt funcțiile de interpolare globală, a_α^* funcțiile de interpolare globală pe frontieră, iar Ψ_α valoarea lui Ψ în nodul α . Relația (4.34) definește sistemul linear global:

$$D_{\alpha\beta} \Psi_\beta = F_\alpha, \quad \alpha, \beta = \overline{1, G} \quad (4.35)$$

în care coeficienții $D_{\alpha\beta}$ sunt dați de:

$$D_{\alpha\beta} = \int_{\Omega} \left(\frac{\partial a_\alpha}{\partial x} \frac{\partial a_\beta}{\partial x} + \frac{\partial a_\alpha}{\partial y} \frac{\partial a_\beta}{\partial y} \right) a_\alpha dx dy \quad (4.36)$$

iar termenii liberi F_α de :

$$F_\alpha = \int_{\Gamma} \left[\frac{\partial \Psi}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial \Psi}{\partial y} \cos(n, y) \right] a_\alpha^* d\Gamma \quad (4.37)$$

Dacă facem o discretizare a lui Ω în E elemente finite Ω^e cu frontiera Γ^e , în mod analog cu cele precedente, funcția Ψ poate fi aproximată local pe Ω^e prin:

$$\Psi^e = a_N^e \Psi_N^e, \quad N = \overline{1, N_e} \quad (2,38)$$

în care a_N^e sunt funcțiile de interpolare locală, Ψ_N^e valoarea lui Ψ în nodul N a lui Ω^e . Aplicând metoda de rezolvare a lui Galerkin se obține:

$$\int_{\Omega^e} \left(\frac{\partial^2 \Psi^e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi^e}{\partial y^2} \right) a_N^e d\Omega^e = 0 \quad (4.39)$$

care integrată prin părți, folosind și (4.38) rezultă:

$$\begin{aligned} \Psi_M^e \int_{\Omega^e} \left(\frac{\partial a_N^e}{\partial x} \frac{\partial a_M^e}{\partial x} + \frac{\partial a_N^e}{\partial y} \frac{\partial a_M^e}{\partial y} \right) dx dy = \\ \int_{\Gamma^e} \left[\frac{\partial \Psi^e}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial \Psi^e}{\partial y} \cos(n, y) \right] a_N^* d\Gamma^e \end{aligned} \quad (4.40)$$

Ecuția (4.40) reprezintă sistemul local de ecuații liniare:

$$D_{NM}^e \Psi_M^e = F_N^e, \quad N, M = \overline{1, N_e} \quad (4.41)$$

în care:

$$D_{NM}^e = \int_{\Omega^e} \left(\frac{\partial a_N^e}{\partial x} \frac{\partial a_M^e}{\partial x} + \frac{\partial a_N^e}{\partial y} \frac{\partial a_M^e}{\partial y} \right) dx dy \quad (4.42)$$

$$F_N^e = \int_{\Gamma^e} \left[\frac{\partial \Psi^e}{\partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial \Psi^e}{\partial y} \cos(n, y) \right] a_N^* d\Gamma^e \quad (4.43)$$

Trecerea de la sistemul local (pe elementul finit, ecuația (4.41)) la cel global (pe întregul domeniu Ω) se face cu ajutorul matricilor Booleene $\Delta_{N\alpha}^e$ ale fiecărui element finit. Aceste matrici au elementele nule s-au unitare după cum urmează:

$$\Delta_{N\alpha}^e = \begin{cases} 1 & \text{dacă nodul local } N \text{ (al elementului finit) coincide cu} \\ & \text{nodul global } \alpha \text{ (al domeniului } \Omega) \\ 0 & \text{în celelalte cazuri} \end{cases} \quad (4.44)$$

Valorile funcției de curent Ψ în general se calculează cu relația:

$$\Psi = \sum_{e=1}^E \Psi^e = \sum_{e=1}^E a_N^e \Psi_N^e \quad (4.45)$$

în care avem legăturile prin matricile Booleene:

$$\Psi_N^e = \Delta_{N\alpha}^e \Psi_\alpha, \quad \alpha = \overline{1, G} \quad (4.46)$$

$$\Psi_\alpha = \sum_{e=1}^E \Delta_{N\alpha}^e \Psi_N^e \quad (4.47)$$

iar între coeficienți și respectiv termenii liberi din sistemul linear global avem:

$$D_{\alpha\beta} = \sum_{e=1}^E D_{NM}^e \Delta_{N\alpha}^e \Delta_{M\beta}^e \quad (4.48)$$

$$F_\alpha = \sum_{e=1}^E F_N^e \Delta_{N\alpha}^e \quad (4.49)$$

4.7. Integrarea ecuației Laplace în cadrul unui element finit

Pentru discretizarea domeniului Ω au fost alese elemente finite patrulatere izoparametrice liniare. Se numesc izoparametrice pentru faptul că aceleași funcții ce descriu geometria elementului sunt folosite și pentru funcțiile de interpolare pe element. Sistemul de referință utilizat local pe fiecare element finit va fi ζ, η -natural de coordonate, centrat în centrul de greutate al elementului (fig. 4.12). Un asemenea element finit are patru noduri în colțurile patrulatereului ($N_e=4$), iar domeniul de variație a lui ζ, η în interiorul elementului finit, inclusiv frontierele, este între -1 și +1. Pentru un punct din interiorul elementului finit, coordonatele lui carteziene, față de sistemul de referință global, xOy , sunt legate de cele ζ, η -naturale prin relația generală:

$$x_i = a_i + a_{ij}\zeta_j + a_{ijk}\zeta_j\zeta_k, \quad i, j, k = 1, 2 \quad (4.50)$$

unde $a_{ijk}=0$ pentru $j=k$, iar $x_1=x, x_2=y, \zeta_1=\zeta, \zeta_2=\eta$.

Același tip de relație descrie și variația liniară a funcției a_N de interpolare:

$$a_{Ni} = a_i + a_{ij}\zeta_j + a_{ijk}\zeta_j\zeta_k, \quad i, j, k = 1, 2 \quad (4.51)$$

Dacă scriem relațiile (4.50) pentru nodurile din colțurile elementului finit (fig. 4.12) se obține:

$$x_N = a_x + b_x\zeta_N + c_x\eta_N + d_x\zeta_N\eta_N, \quad N = \overline{1, 4} \quad (4.52)$$

$$y_N = a_y + b_y\zeta_N + c_y\eta_N + d_y\zeta_N\eta_N, \quad N = \overline{1, 4} \quad (4.53)$$

Rezolvând separat cele două sisteme în raport cu necunoscutele a_x, b_x, c_x, d_x , respectiv a_y, b_y, c_y, d_y rezultă:

$$\begin{cases} a_x = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 \\ b_x = -x_1 + x_2 + x_3 - x_4 \\ c_x = -x_1 - x_2 + x_3 + x_4 \\ d_x = x_1 - x_2 + x_3 - x_4 \end{cases} \quad (4.54)$$

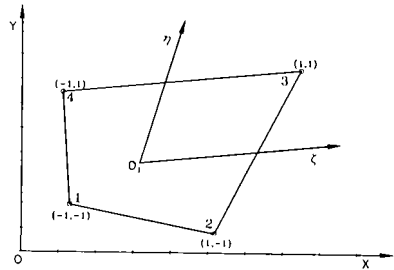


Fig. 4.12. Element finit patrulater și sistemul η, ζ -natural

$$\begin{cases} a_y = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 \\ b_y = -y_1 + y_2 + y_3 - y_4 \\ c_y = -y_1 - y_2 + y_3 + y_4 \\ d_y = y_1 - y_2 + y_3 - y_4 \end{cases} \quad (4.55)$$

În final coordonatele unui punct din domeniul elementului finit se calculează funcție de coordonatele ζ, η -naturale cu relațiile:

$$\begin{cases} x = \frac{1}{4}(a_x + b_x \zeta + c_x \eta + d_x \zeta \eta) \\ y = \frac{1}{4}(a_y + b_y \zeta + c_y \eta + d_y \zeta \eta) \end{cases} \quad (4.56)$$

Deoarece în calcule este mai ușor să utilizăm coordonatele (valorile lor) în nodurile rețelei, relațiile (4.55) devin:

$$\begin{cases} x = \sum_{N=1}^{Ne} a_N(\zeta, \eta) x_N \\ y = \sum_{N=1}^{Ne} a_N(\zeta, \eta) y_N \end{cases} \quad (4.57)$$

în care $a_N(\zeta, \eta)$ sunt funcțiile izoparametrice liniare de interpolare:

$$a_N(\zeta, \eta) = \frac{1}{4}(1 + \zeta_N \zeta)(1 + \eta_N \eta) \quad , \quad N = \overline{1, 4} \quad (4.58)$$

Substituind coordonatele ζ, η -naturale nodale care sunt egale, după caz cu +1 sau -1 (fig. 4.12), în relația (4.57) se obțin cele patru funcții de interpolare liniară:

$$\begin{cases} a_1(\zeta, \eta) = \frac{1}{4}(1 - \zeta)(1 - \eta) \\ a_2(\zeta, \eta) = \frac{1}{4}(1 + \zeta)(1 - \eta) \\ a_3(\zeta, \eta) = \frac{1}{4}(1 + \zeta)(1 + \eta) \\ a_4(\zeta, \eta) = \frac{1}{4}(1 - \zeta)(1 + \eta) \end{cases} \quad (4.59)$$

Integralele pe domeniul Ω^e al elementului finit se calculează folosind schimbarea de variabilă (4.55) cu relația:

$$\int_{\Omega^e} dx dy = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 J d\zeta d\eta \quad (4.60)$$

unde J , iacobianul transformării, se calculează cu relația:

$$|J| = \frac{\partial x}{\partial \zeta} \frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial x}{\partial \eta} = \frac{1}{8} (\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta) \quad (4.61)$$

în care $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ se calculează cu:

$$\begin{cases} \alpha_0 = (x_4 - x_2)(y_1 - y_3) - (x_1 - x_3)(y_4 - y_2) \\ \alpha_1 = (x_3 - x_4)(y_1 - y_2) - (x_1 - x_2)(y_3 - y_4) \\ \alpha_2 = (x_4 - x_1)(y_2 - y_3) - (x_2 - x_3)(y_4 - y_1) \end{cases} \quad (4.62)$$

Derivatele care intervin în coeficienții sistemului linear local (al elementului finit) se calculează ținând cont de transformarea sistemului de coordonate:

$$\begin{aligned} \frac{\partial a_N}{\partial \zeta} &= \frac{\partial a_N}{\partial x_k} J_{k\zeta} \\ \frac{\partial a_N}{\partial \eta} &= \frac{\partial a_N}{\partial x_k} J_{k\eta} \end{aligned} \quad (4.63)$$

sau invers:

$$\begin{aligned} \frac{\partial a_N}{\partial x} &= \frac{\partial a_N}{\partial \zeta} \frac{1}{J} \\ \frac{\partial a_N}{\partial y} &= \frac{\partial a_N}{\partial \eta} \frac{1}{J} \end{aligned} \quad (4.64)$$

Derivând relațiile (4.59) și ținând cont de (4.64) obținem:

$$\begin{aligned} \frac{\partial a_N}{\partial x} &= \frac{1}{8|J|} (A_{N1} + B_{N1}^1 \zeta + B_{N1}^2 \eta) \\ \frac{\partial a_N}{\partial y} &= \frac{1}{8|J|} (A_{N2} + B_{N2}^1 \zeta + B_{N2}^2 \eta) \end{aligned} \quad (4.65)$$

în care:

$$\begin{aligned} A_{11} &= y_2 - y_4 & A_{12} &= x_4 - x_2 \\ A_{21} &= y_3 - y_1 & A_{22} &= x_1 - x_3 \\ A_{31} &= y_4 - y_2 & A_{32} &= x_2 - x_4 \\ A_{41} &= y_1 - y_3 & A_{42} &= x_3 - x_1 \end{aligned} \quad (4.66)$$

$$\begin{aligned} B_{11}^1 &= y_4 - y_3 & B_{12}^1 &= x_3 - x_4 & B_{11}^2 &= y_3 - y_2 & B_{12}^2 &= x_2 - x_3 \\ B_{21}^1 &= y_3 - y_4 & B_{22}^1 &= x_4 - x_3 & B_{21}^2 &= y_1 - y_4 & B_{22}^2 &= x_4 - x_1 \\ B_{31}^1 &= y_1 - y_2 & B_{32}^1 &= x_2 - x_1 & B_{31}^2 &= y_4 - y_1 & B_{32}^2 &= x_1 - x_4 \\ B_{41}^1 &= y_2 - y_1 & B_{42}^1 &= x_1 - x_2 & B_{41}^2 &= y_2 - y_3 & B_{42}^2 &= x_3 - x_2 \end{aligned} \quad (4.67)$$

Calculând în continuare produsele derivatelor ce intervin în relația (4.42) obținem:

$$\frac{\partial a_N}{\partial x} \frac{\partial a_M}{\partial x} = \frac{1}{64|J|} \left[a_{NM}^{(1)} + b_{NM}^{(1)} \zeta + c_{NM}^{(1)} \eta + d_{NM}^{(1)} \zeta \eta + e_{NM}^{(1)} \zeta^2 + f_{NM}^{(1)} \eta^2 \right] \quad (4.68)$$

$$\frac{\partial a_N}{\partial y} \frac{\partial a_M}{\partial y} = \frac{1}{64|J|} \left[a_{NM}^{(2)} + b_{NM}^{(2)} \zeta + c_{NM}^{(2)} \eta + d_{NM}^{(2)} \zeta \eta + e_{NM}^{(2)} \zeta^2 + f_{NM}^{(2)} \eta^2 \right]$$

în care:

$$\begin{cases} a_{NM}^{(1)} = A_{N1} A_{M1} ; & a_{NM}^{(2)} = A_{N2} A_{M2} ; & N, M = \overline{1,4} \\ b_{NM}^{(1)} = A_{N1} B_{M1}^1 + A_{M1} B_{N1}^1 ; & b_{NM}^{(2)} = A_{N2} B_{M2}^1 + A_{M2} B_{N2}^1 \\ c_{NM}^{(1)} = A_{N1} B_{M1}^2 + A_{M1} B_{N1}^2 ; & c_{NM}^{(2)} = A_{N2} B_{M2}^2 + A_{M2} B_{N2}^2 \\ d_{NM}^{(1)} = B_{N1}^1 B_{M1}^2 + B_{N1}^2 B_{M1}^1 ; & d_{NM}^{(2)} = B_{N2}^1 B_{M2}^2 + B_{N2}^2 B_{M2}^1 \\ e_{NM}^{(1)} = B_{N1}^1 B_{M1}^1 ; & e_{NM}^{(2)} = B_{N2}^1 B_{M2}^1 \\ f_{NM}^{(1)} = B_{N1}^2 B_{M1}^2 ; & f_{NM}^{(2)} = B_{N2}^2 B_{M2}^2 \end{cases} \quad (4.70)$$

Înlocuind acum (4.68) și (4.69) în (4.42) ținând cont de egalitatea (4.60) obținem relația de calcul a coeficienților D_{NM} pe fiecare element finit:

$$D_{NM}^e = \frac{1}{8} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f_{NM}(\zeta, \eta) d\zeta d\eta \quad (4.71)$$

în care funcția $f_{NM}(\zeta, \eta)$ se calculează cu relația:

$$f_{NM}(\zeta, \eta) = \left[a_{NM}^{(1)} + a_{NM}^{(2)} + (b_{NM}^{(1)} + b_{NM}^{(2)}) \zeta + (c_{NM}^{(1)} + c_{NM}^{(2)}) \eta + (d_{NM}^{(1)} + d_{NM}^{(2)}) \zeta \eta + (e_{NM}^{(1)} + e_{NM}^{(2)}) \zeta^2 + (f_{NM}^{(1)} + f_{NM}^{(2)}) \eta^2 \right] \frac{1}{\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta} \quad (4.72)$$

Evaluarea integralelor din relația (4.71) cu (4.72) se face prin metoda Gauss-Legendre, utilizând formulele de cubatură numerică pentru $n=6$ (n fiind numărul punctelor Gaussiene). În locul integralelor (4.71) vom calcula sumele cu relația:

$$D_{NM}^e = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n w_i w_j f_{NM}(\zeta_i, \eta_j) \quad (4.73)$$

unde pentru $n=6$ puncte Gaussiene în interiorul domeniului Ω^e sunt date tabelar [23] coordonatele lor ζ_i, η_i -naturale și coeficienții de pondere w_i după cum urmează:

$$\begin{cases} \zeta_1 = \eta_1 = -0.9324695142 ; & \zeta_4 = \eta_4 = -\zeta_3 \\ \zeta_2 = \eta_2 = -0.6612093864 ; & \zeta_5 = \eta_5 = -\zeta_2 \\ \zeta_3 = \eta_3 = -0.2386191860 ; & \zeta_6 = \eta_6 = -\zeta_1 \end{cases} \quad (4.74)$$

$$\begin{cases} w_1 = 0.1713244923 ; & w_4 = w_3 \\ w_2 = 0.3607615730 ; & w_5 = w_2 \\ w_3 = 0.4679139345 ; & w_6 = w_1 \end{cases} \quad (4.75)$$

Termenii liberi F_N reprezintă, din punct de vedere fizic, în cazul curgerii bidimensionale, debitul în lungul frontierei de intrare a elementului finit respectiv. În cazul în care câmpul de viteze este ortogonal pe frontiera de intrare și condițiile la limită sunt de tip Dirichlet termenii liberi sunt toți nuli. Deci în cazul de față avem:

$$F_N^e = 0 \quad (4.76)$$

4.8. Asamblarea matricii sistemului global și impunerea condițiilor la limită

Având calculați coeficienții D_{NM}^e pe fiecare element finit se poate trece acum la implementarea lor în matricea $D_{\alpha\beta}$ (4.48) a sistemului global (4.35). Transferul coeficienților D_{NM}^e se poate face cu relația (4.48) care în scriere matriceală devine:

$$D_{\alpha\beta} = \sum_{e=1}^E (\Delta^e)^T D^e \Delta^e \quad (4.77)$$

în care: D^e - matricea coeficienților D_{NM}^e

Δ^e - matricea Booleeană a elementului finit respectiv

$(\Delta^e)^T$ -transpusa matricii Booleene

Chiar dacă $F_N^e=0$ trebuie calculată matricea coloană F_α a termenilor liberi din sistemul global cu relația:

$$F_\alpha = \sum_{e=1}^E (\Delta^e)^T F^e \quad (4.78)$$

Matricea Booleeană Δ^e , având elementele D_{Na}^e conform definiției (4.44) este de dimensiune $N_e \times G$, adică $4 \times G$ (G -numărul total de noduri). Pentru determinarea ei trebuie construit algoritmul, sau matricea de conexiuni \bar{C} care dă corespondența dintre numărătoarea locală și cea globală a nodurilor. Orice matrice Δ^e a unui element finit e va avea doar patru elemente nenule și egale cu 1.

După ce s-au obținut toate elementele sistemului liniar global de G ecuații cu G necunoscute se trece la impunerea condițiilor la limită. Necunoscutele sunt valorile funcției Ψ în cele G noduri. Dacă din cele G noduri ale domeniului Ω în m din ele se impun (se cunosc) valorile lui Ψ , sistemul liniar global (4.35) devine de dimensiune $G-m$ sub forma următoare:

$$\bar{D}_{\alpha\beta} \Psi_\beta = \bar{F}_\alpha \quad ; \quad \alpha, \beta = \overline{1, G-m} \quad (2,79)$$

Reducerea dimensiunii sistemului global inițial se face după anumite reguli. Presupunem că în nodul k avem impusă o condiție la limită $\Psi_k = q_k$. Linia și coloana de ordin k vor dispărea din matricea sistemului, iar q_k înmulțit cu valorile $D_{\alpha k}$ vor trece cu semn schimbat în matricea coloană \bar{F}_α a termenilor liberi conform relațiilor:

$$\bar{D}_{kk} = 1 \quad ; \quad \bar{D}_{\alpha k} = \bar{D}_{k\alpha} = 0 \quad \text{dacă } \alpha \neq k \quad (4.80)$$

$$\bar{F}_k = q_k \quad ; \quad \bar{F}_\alpha = F_\alpha - D_{\alpha k} q_k \quad \text{dacă } \alpha \neq k \quad (4.81)$$

$$\left(\begin{array}{cccc|cccc} D_{11} & D_{12} & \dots & \overline{D_{1k}} & \dots & D_{1\beta} & & \\ D_{21} & D_{22} & \dots & \overline{D_{2k}} & \dots & D_{2\beta} & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & & \\ \hline D_{k1} & D_{k2} & \dots & \overline{D_{kk}} & \dots & D_{k\beta} & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & & \\ \hline D_{\alpha 1} & D_{\alpha 2} & \dots & \overline{D_{\alpha k}} & \dots & D_{\alpha \beta} & & \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} \Psi_1 \\ \Psi_2 \\ \dots \\ \Psi_k \\ \dots \\ \Psi_\beta \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} F_1 - D_{1k} q_k \\ F_2 - D_{2k} q_k \\ \dots \\ \overline{F_k - D_{kk} q_k} \\ \dots \\ F_\alpha - D_{\alpha k} q_k \end{array} \right) \quad (4.82)$$

Obs: $\overline{}$ =linie și coloană care dispar.

4.9. Rezolvarea sistemului linear global

După impunerea condițiilor la limită vom avea de rezolvat un sistem linear de G -m ecuații în urma căruia vom obține valorile funcției de curent Ψ în nodurile rețelei de discretizare. Literatura de specialitate (matematică, algebră superioară) oferă mai multe metode exacte și aproximative. S-a optat pentru o metodă aproximativă, iterativă, a cărei soluții sunt suficiente de exacte dacă se fac un număr suficient de iterații testate prin diferența între valorile ultimei și penultimei iterații. În acest sens s-a ales metoda Gauss-Seidel, [60],[36],[95]. Această metodă este de fapt o variantă îmbunătățită a metodei simplei iterații în sensul că datorită algoritmului folosit este mult mai rapid convergentă.

Ideea principală care stă la baza acestei metode este că în procesul iterativ se folosesc imediat valorile obținute pentru necunoscutele precedente necunoscutei care se calculează la un moment dat. Metoda poate fi aplicată deoarece matricea coeficienților $\bar{D}_{\alpha\beta}$ are toate elementele diagonalei principale nenule.

Inițializarea procesului iterativ se face cu soluția în aproximația zero calculată cu relația:

$$\Psi_i^{(0)} = \frac{\bar{F}_i}{D_{ii}} \quad (4.83)$$

În continuare soluția curentă la iterația de ordin k se calculează cu relația:

$$\Psi_i^{(k)} = \frac{1}{D_{ii}} \left[\overline{F}_i - \overline{D}_{1i} \Psi_1^{(k)} - \overline{D}_{2i} \Psi_2^{(k)} - \dots - \overline{D}_{i,i-1} \Psi_{i-1}^{(k)} - \overline{D}_{i,i+1} \Psi_{i+1}^{(k-1)} - \dots - \overline{D}_{i\alpha} \Psi_\alpha^{(k-1)} \right] \quad (4.84)$$

Numărul maxim de iterații necesar este aproximativ egal cu numărul de necunoscute (G-m). Comparativ cu metoda eliminării Gauss are avantajul că este ușor programabilă pe calculator, este mai precisă și necesită un timp de lucru mai scurt.

Așa cum s-a arătat în paragraful 4.4. condițiile la limită pe frontierele AJ, IH, CD, EF au fost impuse doar aproximativ, urmând a fi corectate după prima estimare a valorilor funcției de curent Ψ în domeniul Ω . În virtutea periodicității funcției de curent în prezența rețelei de profile se poate considera că valorile funcției Ψ în lungul segmentului BO' trebuie să se reproducă cu o diferență constantă, $-Q/2$ pe frontiera AJ și $+Q/2$ pe frontiera CD. La fel vor sta lucrurile și pe segmentul KG unde valorile obținute trebuie să se reproducă cu o diferență $-Q/2$ pe frontiera IH și $+Q/2$ pe frontiera EF. Impunând aceste noi condiții la limită pe frontierele menționate se reia întregul calcul de integrare numerică a ecuației Laplace de atâtea ori până când corecția pe cele patru segmente de frontieră devine nesemnificativă. Întrădevăr convergența acestui calcul iterativ este rapidă, fiind necesare doar 3...4 iterații.

4.10. Calculul liniilor de curent

În urma rezolvării sistemului liniar global se obțin valorile funcției de curent Ψ în nodurile rețelei de discretizare. După cum s-a arătat în Cap. I. liniile de curent reprezintă, din punct de vedere matematic locul geometric al punctelor în care funcția de curent are aceeași valoare. La curgerea prin rețeaua de profile, valorile funcției de curent Ψ sunt bine definite în spațiul dintre profile unde avem valori cuprinse între 0 și 100. În zonele de frontieră AJ, IH, CD, EF, (Fig.4.2) aceste limite sunt depășite. De aceea pentru identificarea punctelor de $\Psi=\text{const.}$ se testează inițial domeniul de existență al valorilor cuprinse între două frontiere opuse, lucru posibil datorită alinierii punctelor pe direcția Oy conform rețelei de discretizare (Fig. 4.10 și Fig. 4.11). Dacă ne situăm pe o linie de $x=\text{const.}$ din rețeaua de discretizare este necesar să aflăm toate valorile lui y în care funcția de curent Ψ ia valorile căutate pentru o anumită linie de curent. Pentru oricare din valorile $\Psi=\text{const.}$ căutate vor exista două valori consecutive Ψ_{ij} și $\Psi_{i,j+1}$ calculate în nodurile rețelei de discretizare, astfel încât $\Psi_{ij} < \Psi_{ct} < \Psi_{i,j+1}$ (vezi Fig. 3.5). Acestora

le corespund ordonatele y_j, y_{j+1} . Pe aceste intervale mici se face o interpolare liniară utilizând ecuația dreptei ce trece prin cele două puncte consecutive conform relației (4.85).

$$y = \frac{(y_{j+1} - y_j)\Psi + y_j\Psi_{j+1} - y_{j+1}\Psi_j}{\Psi_{j+1} - \Psi_j} \quad (4.85)$$

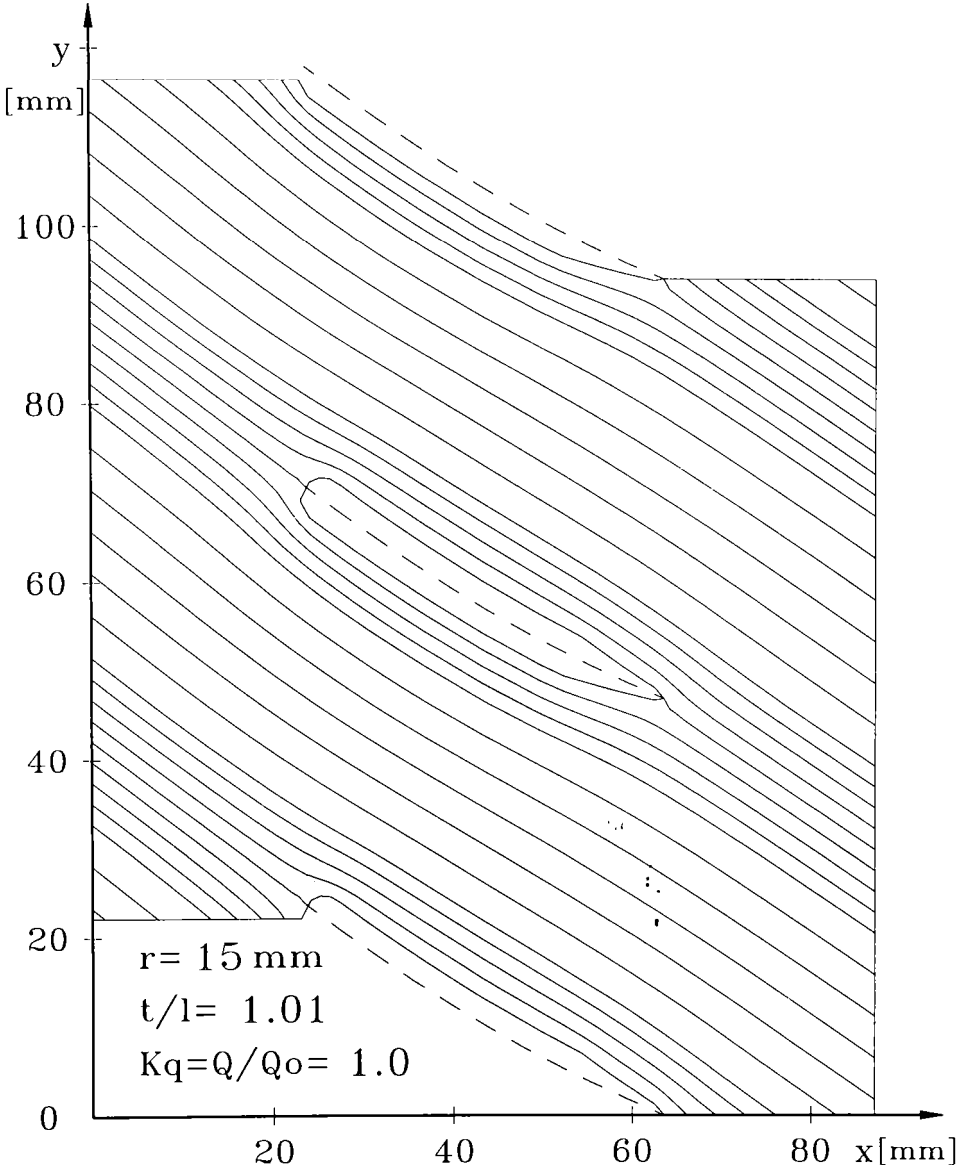


Fig. 4.13. Liniile de curent în rețeaua impulsorului I-100 la raza $r=15$ mm.

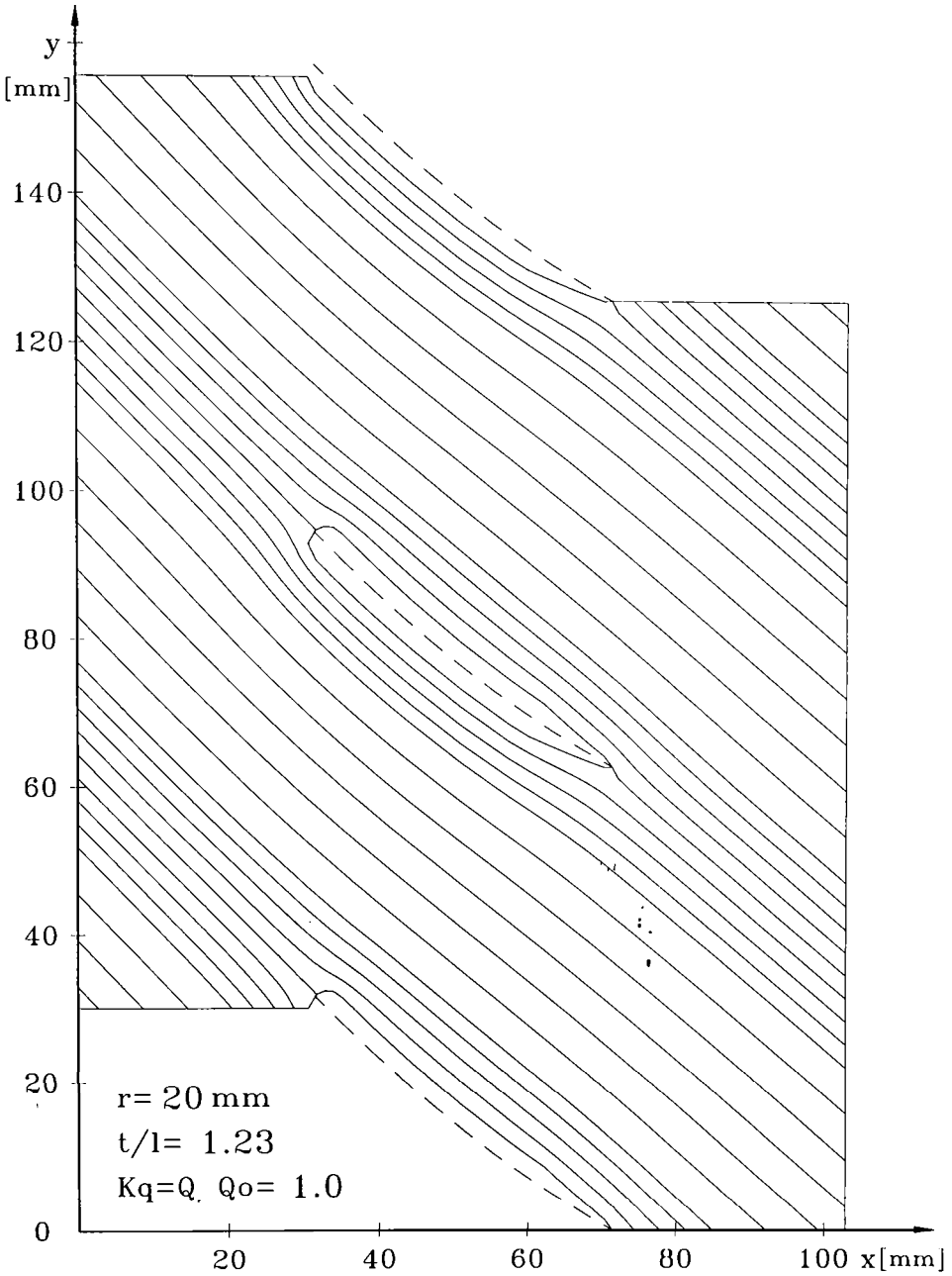


Fig. 4.14. Liniile de curent în rețeaua impulsorului I-100 la raza $r=20$ mm.

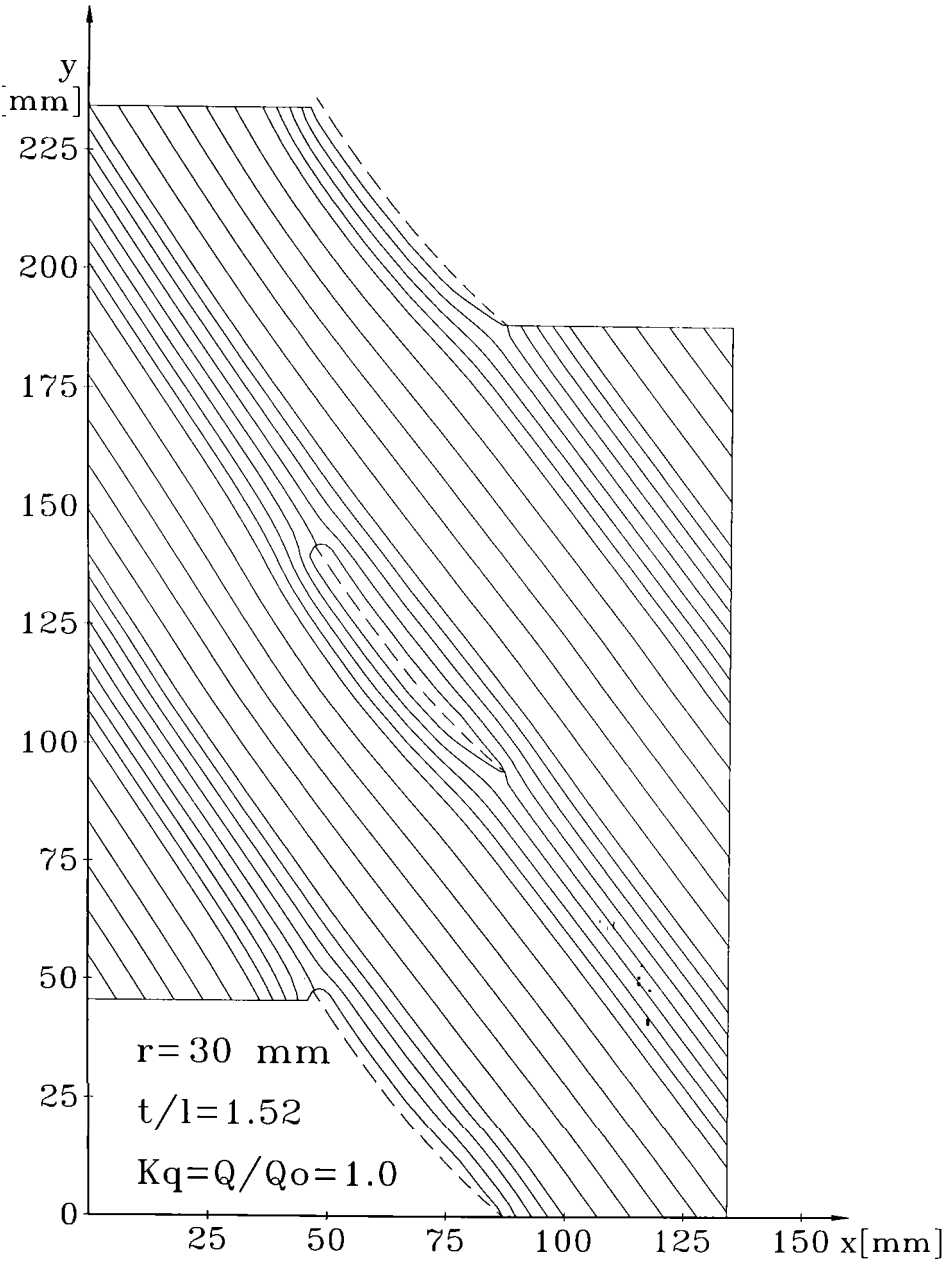


Fig. 4.15. Liniile de curent în rețeaua impulsorului I-100 la raza $r=30 \text{ mm}$.

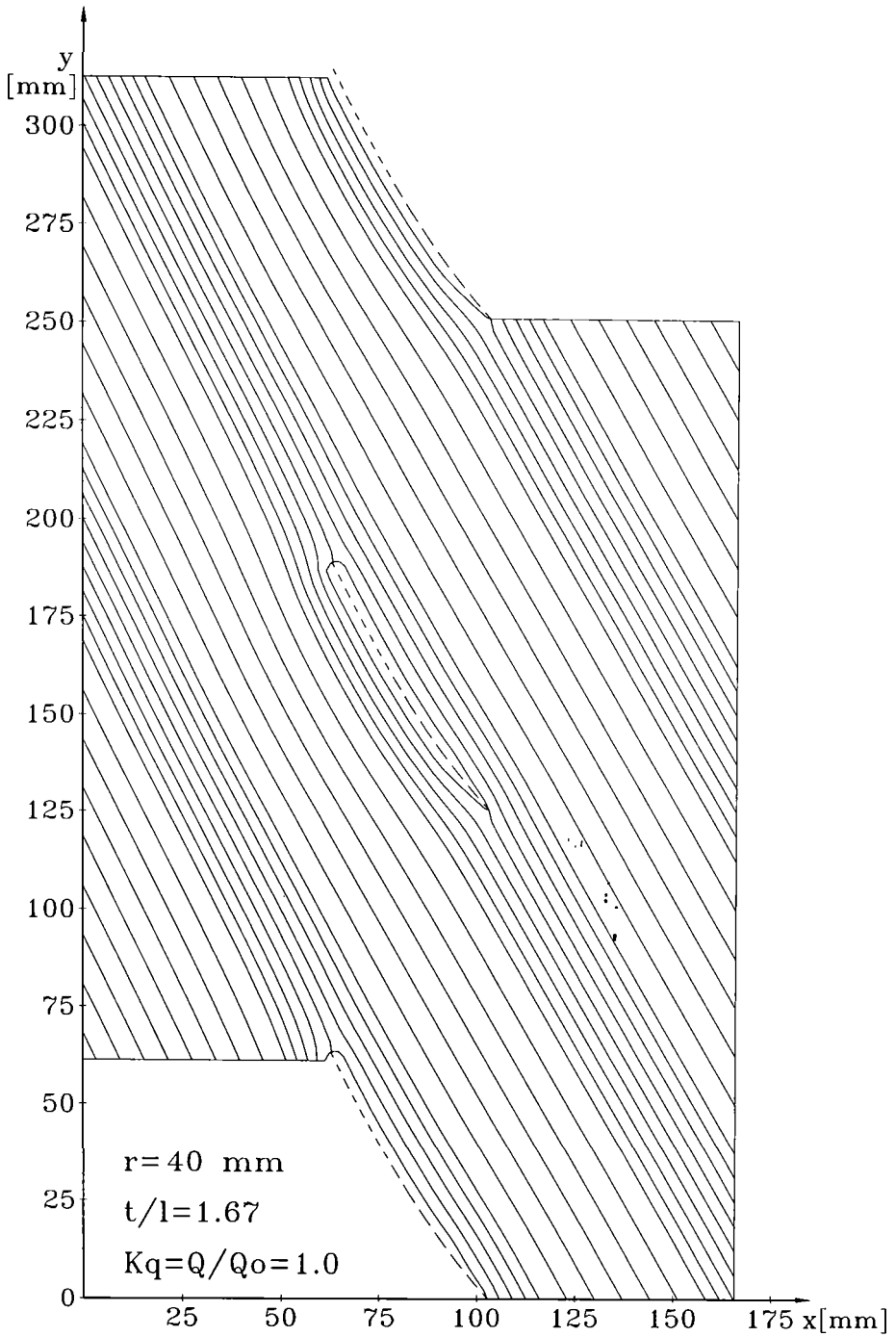


Fig. 4.16. Liniile de curent în rețeaua impulsorului I-100 la raza $r=40 \text{ mm}$.

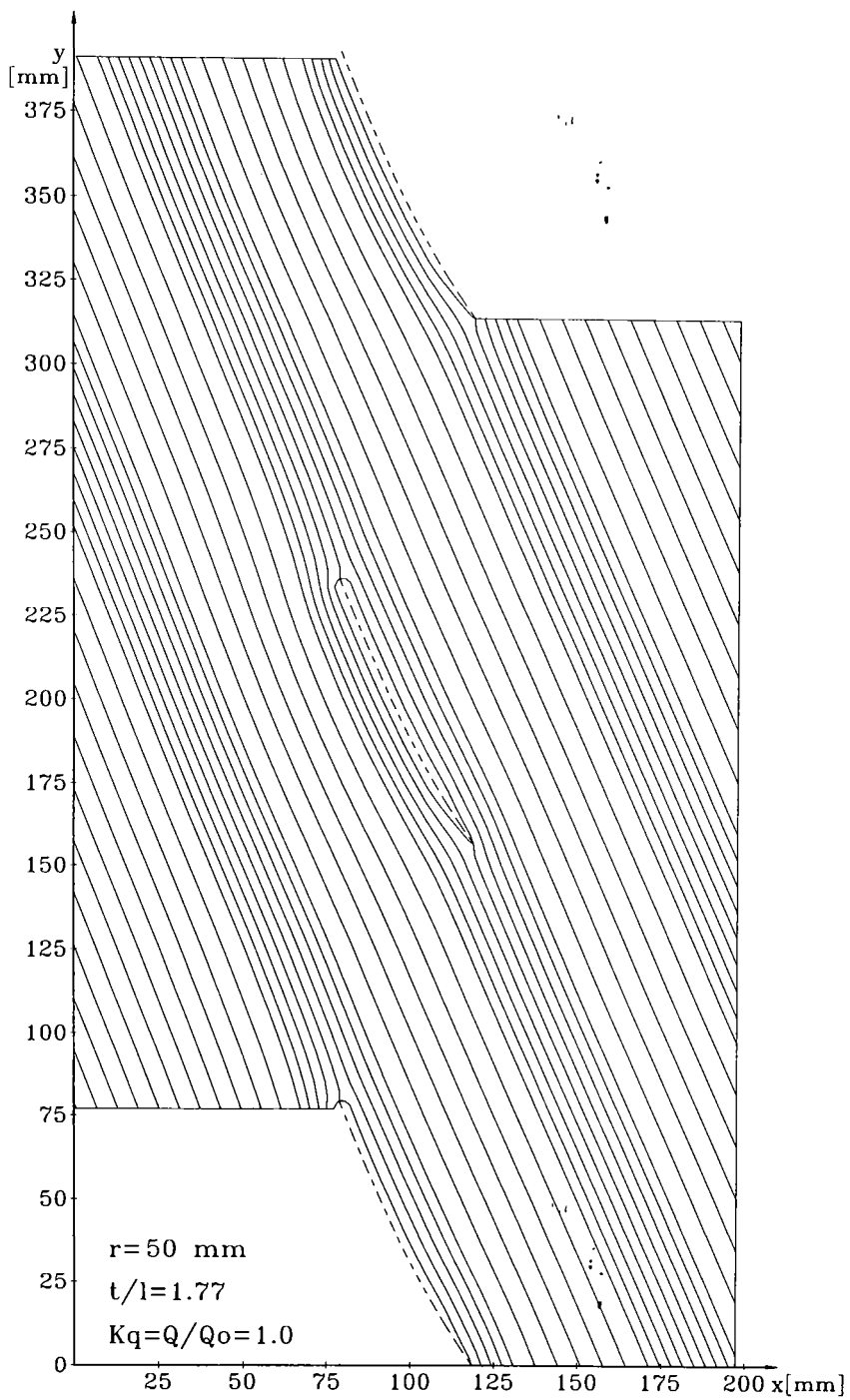


Fig. 4.17. Liniile de curent în rețeaua impulsorului I-100 la raza $r=50 \text{ mm}$.

Unind din aproape în aproape, punctele în care funcția de curent Ψ ia o valoare constantă se obțin curbele de $\Psi=\text{const}$ care reprezintă liniile de curent (Fig. 4.13.....4.17).

Se observă o orientare firească a liniilor de curent în vecinătatea profilelor. Pentru a avea o imagine cât mai exactă a spectrului hidrodinamic în zona din vecinătatea profilelor liniile de curent au fost dublate. Dacă măsurăm unghiurile formate de tangenta la liniile de curent în zona intrării în domeniul Ω și al ieșirii se constată o concordanță între unghiurile impuse în calcule și cele măsurate direct pe reprezentarea grafică sau calculate cu valorile numerice ale punctelor respective. Acest lucru confirmă corectitudinea calculelor.

4.11. Calculul câmpului de viteze și presiuni

Luând în considerare relațiile (4.3), (4.65) și (4.61) se pot calcula componentele vitezei pe fiecare element finit, cunoscând valorile funcției de curent Ψ în cele patru noduri din colțurile elementului finit. Aceste relații sunt:

$$\begin{cases} w_x^e = \frac{1}{\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta} \sum_{N=1}^4 (A_{N2} + B_{N2}^1 \zeta + B_{N2}^2 \eta) \Psi_N^e \\ w_y^e = \frac{1}{\alpha_0 + \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \eta} \sum_{N=1}^4 (A_{N1} + B_{N1}^1 \zeta + B_{N1}^2 \eta) \Psi_N^e \end{cases} \quad (4.86)$$

În urma unui studiu făcut pe calculator în timpul realizării programului s-a constatat că vitezele calculate într-un nod care este comun la patru elemente finite vecine diferă dacă suprafața Ψ este curbată în acea zonă. Acest lucru este normal deoarece fiecare element finit are altă orientare în acea zonă, viteza reprezentând derivata funcției de curent în acea zonă. O estimare mai bună ar fi să se facă media celor patru valori, dar la frontierele domeniului vor fi numai două valori de mediat, deci o medie mai slabă, or tocmai pe conturul profilelor ne interesează cât mai exact variația vitezelor. S-a constatat că cea mai bună evaluare a vitezelor pe fiecare element finit se face în centrul lor de greutate. Relațiile de calcul ale componentelor vitezelor pentru centrul de greutate rezultă din (4.86) unde $\zeta=0$ și $\eta=0$, deci:

$$\begin{cases} w_x^e = \frac{1}{\alpha_0} \sum_{N=1}^4 A_{N2} \Psi_N^e \\ w_y^e = -\frac{1}{\alpha_0} \sum_{N=1}^4 A_{N1} \Psi_N^e \end{cases} \quad (4.87)$$

Modulul vitezei se calculează cu cele două componente w_x^e și w_y^e :

$$w^e = \sqrt{(w_x^e)^e + (w_y^e)^2} \quad (4.88)$$

Cu ajutorul relațiilor (4.87) și (4.88) se calculează vitezele fluidului în centrele de greutate ale fiecărui element finit. Mai rămân necunoscute valorile vitezei pe frontierele domeniului Ω . Pe frontierele AC și FH acestea rezultă din condițiile cinematice impuse la intrare și ieșire. Pe celelalte frontiere, inclusiv frontiera profilului interior este necesar un calcul de extrapolare care să țină cont de tendința de variație a vitezei în punctele vecine acestor frontiere. Ținând cont de faptul că în aceste zone, conform schemei de discretizare, distanțele pe verticală sunt foarte mici este suficientă o extrapolare liniară conform celor arătate în capitolul precedent.

Este evident faptul că orice punct din domeniul Ω aparține unei linii de curent (inclusiv frontierele profilelor din rețea) chiar dacă nu sunt pe liniile de curent calculate și reprezentate grafic. Pe frontiera AC viteza w_0 și presiunea p_0 sunt aceleași în orice punct, deci putem aplica ecuația lui Bernoulli între orice punct din interiorul domeniului Ω și punctul corespunzător de pe frontiera AC.

$$p = p_0 + \frac{\rho}{2}(w_0^2 - w^2) \quad (4.89)$$

Cu relația (4.89) obținem și câmpul de presiuni în domeniul Ω .

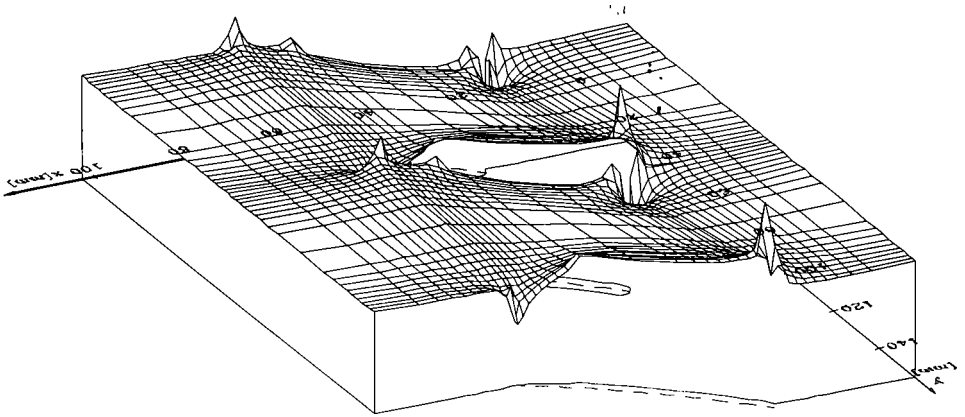
Pentru generalizarea rezultatelor în orice regim de curgere se preferă reprezentarea lor sub formă adimensională. Adimensionalizarea se realizează conform celor arătate în capitolul precedent. Valorile adimensionale ale presiunii \bar{p} și vitezei \bar{w} se vor calcula cu relațiile:

$$\bar{w} = \frac{w}{w_0}, \quad \bar{p} = \frac{p - p_0}{\frac{\rho}{2} w_0^2} \quad (4.90)$$

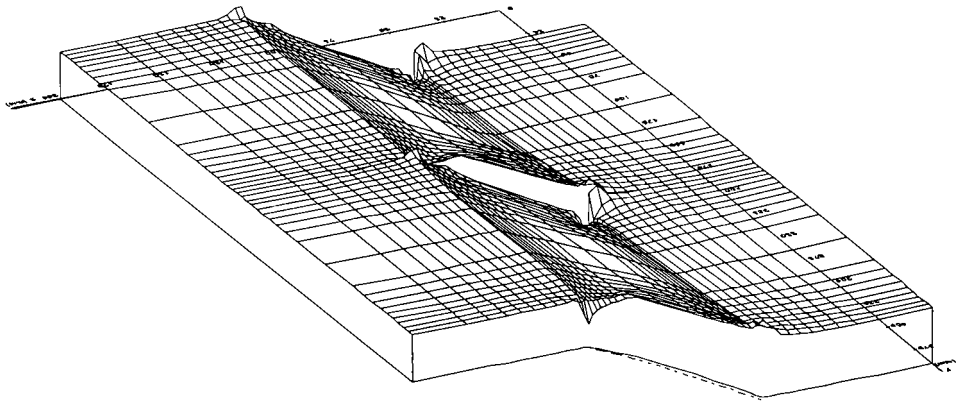
Luând în considerare (4.89) între viteza adimensională și presiunea adimensională avem relația:

$$\bar{p} = 1 - (\bar{w})^2 \quad (4.91)$$

În practica ingierească mărimea \bar{p} mai este cunoscută sub denumirea de coeficient de presiune, $C_p = \bar{p}$. În fig. 4.18 și fig. 4.19 se prezintă sub formă tridimensională suprafețele câmpului de viteze $\bar{w} = f(x, y)$ și $C_p = f(x, y)$.

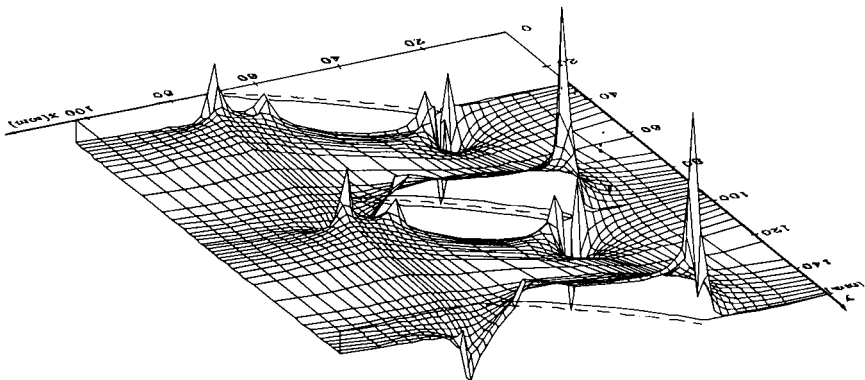


a) raza secțiunii de calcul, $r=20$ mm.

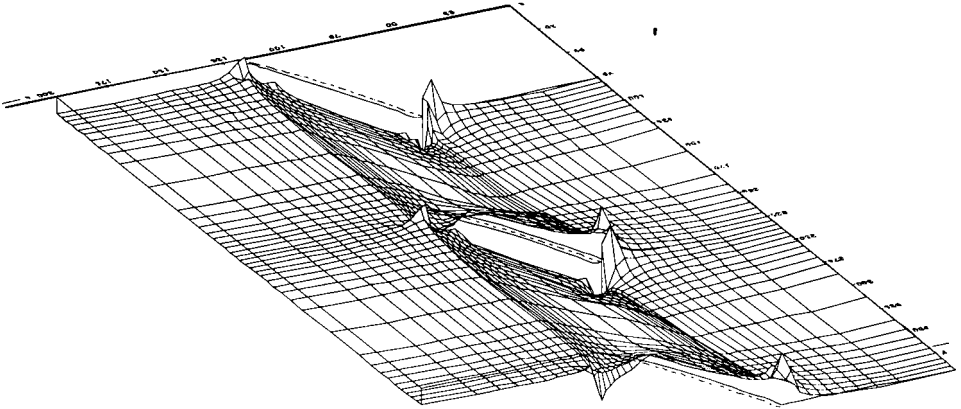


b) raza secțiunii de calcul, $r=50$ mm.

Fig. 4.18. Câmpul de viteze în regim nominal



a) raza secțiunii de calcul, $r=20$ mm.



b) raza secțiunii de calcul, $r=50$ mm.

Fig. 4.19. Câmpul de presiuni în regim nominal

4.12. Concluzii

Din studiul efectuat asupra curgerii potențiale în rețeaua de profile a paletajului rotorului impulsor cu ajutorul metodei elementului finit rezultă următoarele concluzii:

1. Rețeaua de discretizare are o finețe suficient de bună pentru a oferi precizia dorită pentru toate mărimile calculate.
2. Volumul mare de date prelucrate și rezultate în urma prelucrării impune o sistematizare clară a lor pe fișiere ce conțin în codificare parametri principali de variantă.
3. Liniile de curent au orientarea specifică în vecinătatea rețelei de profile, iar unghiul tangentei la liniile de curent în zona de intrare și ieșire calculat cu coordonatele punctelor de pe linii în zona respectivă are valoarea impusă inițial prin condițiile la limită, ceea ce confirmă corectitudinea calculelor.
4. Repartiția de presiuni și viteze în domeniul tipic pentru o rețea de profile din paletajul impulsorului la o anumită rază pune în evidență faptul că variațiile cele mai pronunțate ale acestor mărimi se produc în vecinătatea bordului atac și de fugă. Coeficientul de presiune C_p are valori minime în zona bordului de atac ceea ce înseamnă că această zonă va trebui studiată din punct de vedere al sensibilității la cavitație.
5. Din repartiția spațială a coeficientului de presiune C_p rezultă că cele mai pronunțate variații au loc în vecinătatea profilelor, iar în spațiul dintre profile, curgerea nu este perturbată în mod

esențial, deci nici efecte secundare nu pot să apară. Interesul total trebuie îndreptat spre studiul curgerii în vecinătatea profilelor.

6. În realitate datorită stratului limită valorile extreme ale coeficientului de presiune sunt atenuate în oarecare măsură. Acest lucru se va evidenția din cercetările experimentale ce vor urma asupra rețelei de profile a impulsorului.
7. La studiul curgerii în regimuri extreme (k_q apropiat de 0,1) se constată că apar dificultăți în aprecierea punctului de stagnare al curentului pe profil. În acest sens sunt necesare investigații de finețe în zona bordului de atac pe intrados pentru a identifica cel puțin o zonă restrânsă în care viteza tinde la zero.

CAPITOLUL 5

CALCULUL CURBELOR DE SENSIBILITATE LA CAVITAȚIE A PROFILELOR DIN REȚEAUA IMPULSORULUI

5.1. Repartiția de viteze și presiuni pe frontiera profilului paletii impulsorului în regim de curgere nominal

Din analiza cu elemente finite au rezultat vitezele și presiunile în centrele de greutate ale elementelor finite, iar prin extrapolare liniară și pe frontierele domeniului. Vom analiza curgerea în jurul profilului din mijloc, curgerea fiind periodică, situația se repetă la fiecare profil. Ne interesează să obținem variația vitezelor și presiunilor în jurul profilului în mod distinct pe intrados și pe extrados, iar pe abscisă să avem valori adimensionale care reprezintă abscisa curentă raportată la lungimea corzii profilului. Prin aceasta se identifică ușor zonele critice din punct de vedere cavitațional.

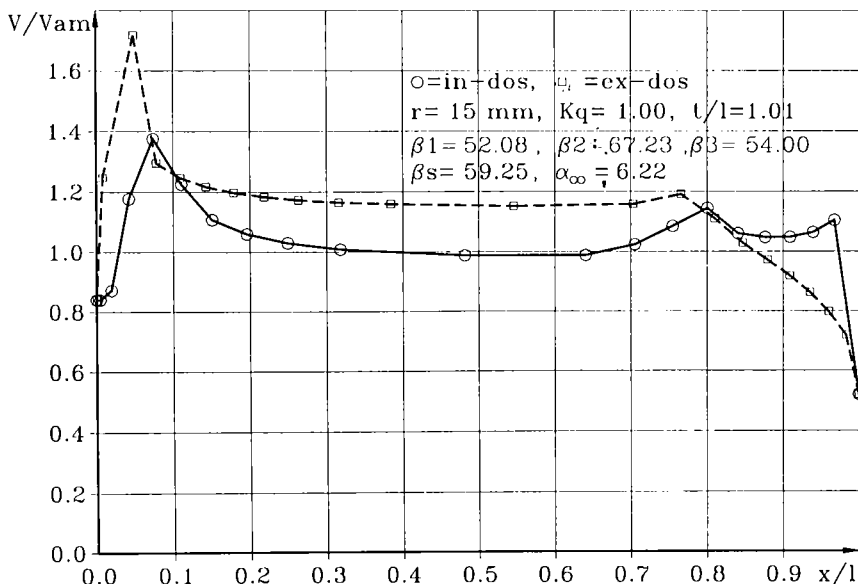


Fig. 5.1. Variația vitezei în jurul profilului paletii de la raza $r=15$ mm.

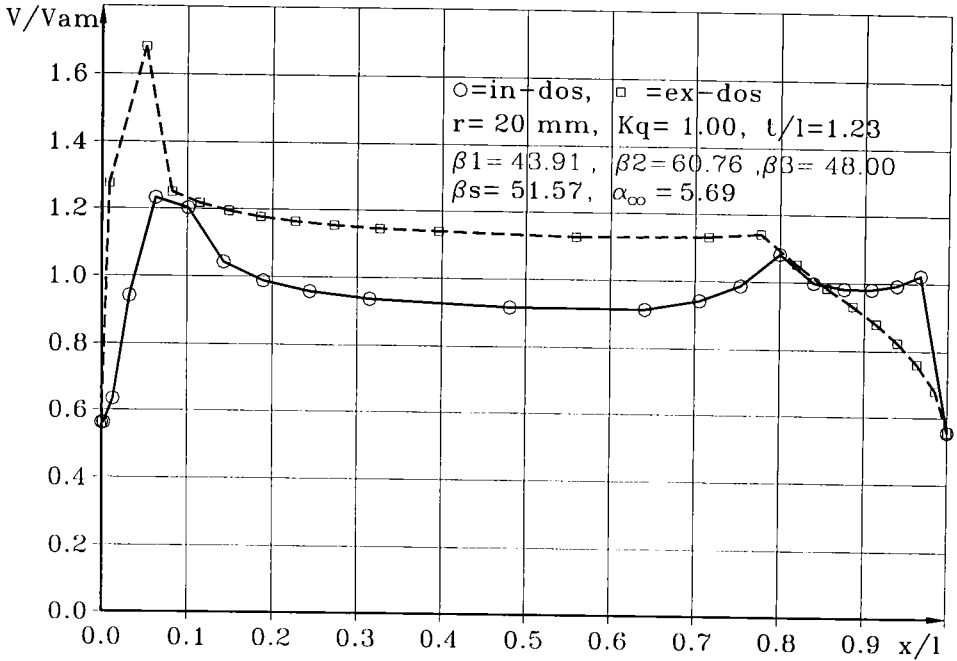


Fig. 5.2. Variația vitezei în jurul profilului paletelor de la raza $r=20 \text{ mm}$.

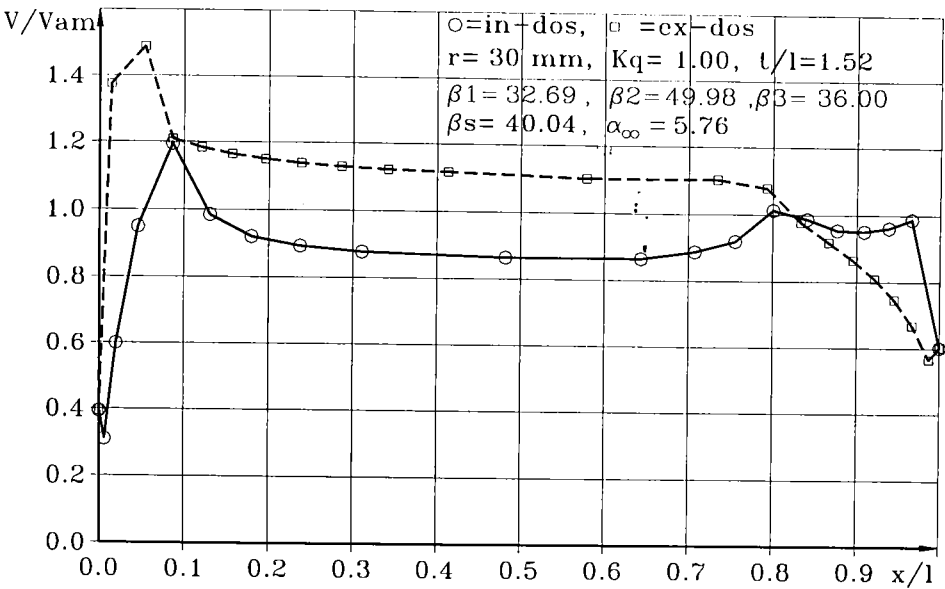


Fig. 5.3. Variația vitezei în jurul profilului paletelor de la raza $r=30 \text{ mm}$.

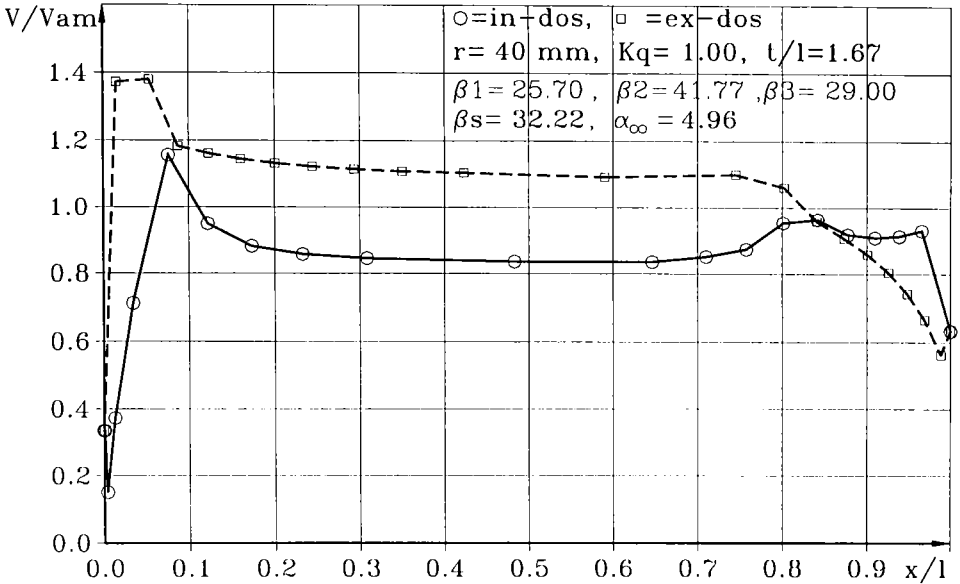


Fig. 5.4. Variația vitezei în jurul profilului paletii de la raza $r=40 \text{ mm}$.

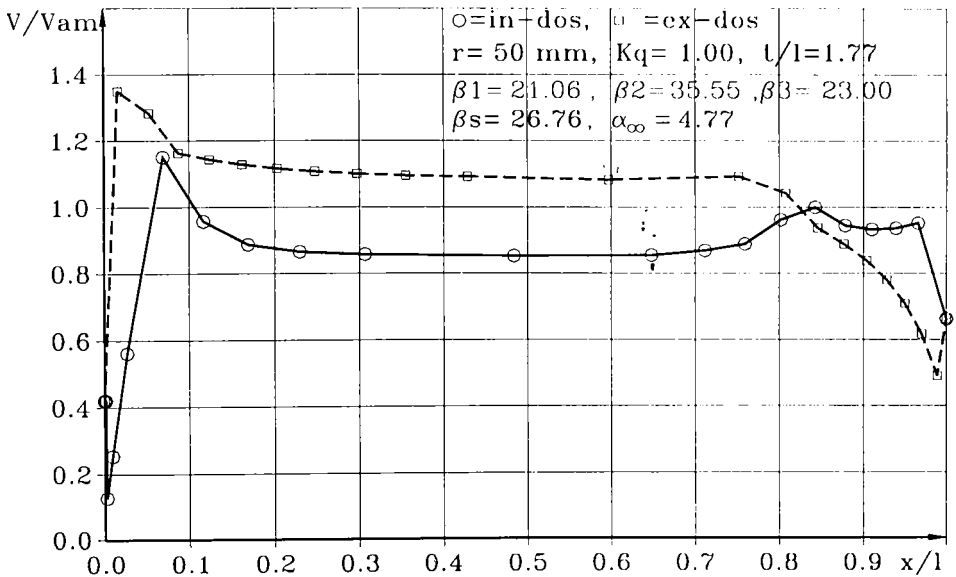


Fig. 5.5. Variația vitezei în jurul profilului paletii de la raza $r=50 \text{ mm}$.

În figurile 5.1...5.5 se prezintă variația vitezei unitare \bar{v} în jurul profilului de la razele $r=15; 20; 30; 40; 50$, iar în figurile 5.6...5.10 variația coeficientului de presiune C_p în jurul aceluiași profile și secțiuni corespunzătoare.

Se observă variații importante în zona bordului de atac și de fugă care se explică prin comportarea profilului ca un obstacol în calea curentului. Minimum de presiune este pe extradós în zona bordului de atac.

Comparând comportarea în lungul razei se observă o creștere sensibilă a coeficientului de presiune cu creșterea razei. Aceasta înseamnă că la debitul nominal zona periferică a impulsorului este mai puțin sensibilă la cavitație decât zona butucului. Acest aspect este favorabil deoarece în zona periferică transferul energetic este mai intens și există și riscul cavitației de rost.

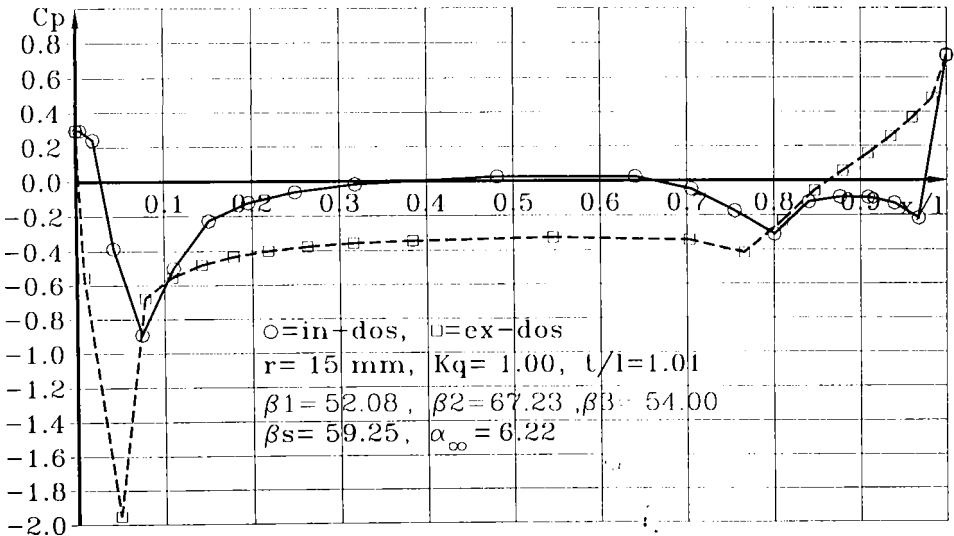


Fig. 5.6. Variația coeficientului C_p în jurul profilului paletii de la raza $r=15$ mm.

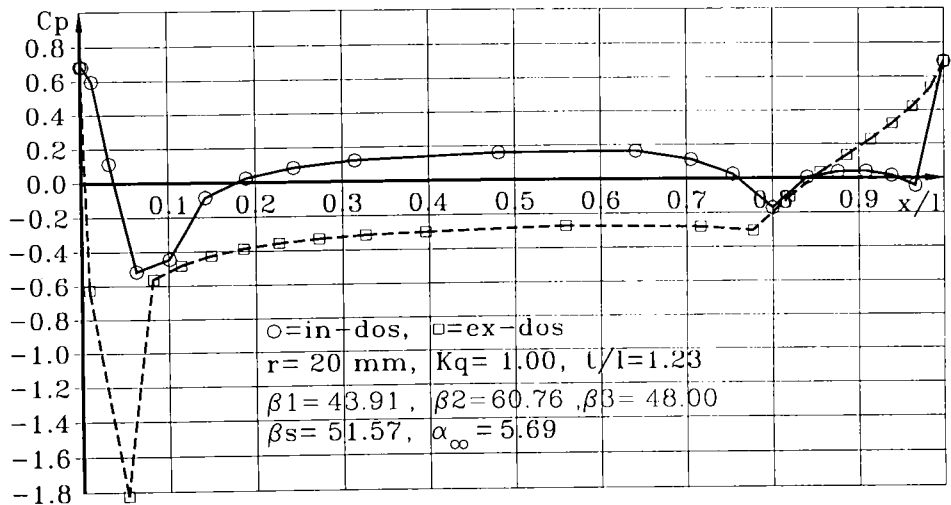


Fig. 5.7. Variația coeficientului C_p în jurul profilului paletii de la raza $r=20$ mm.

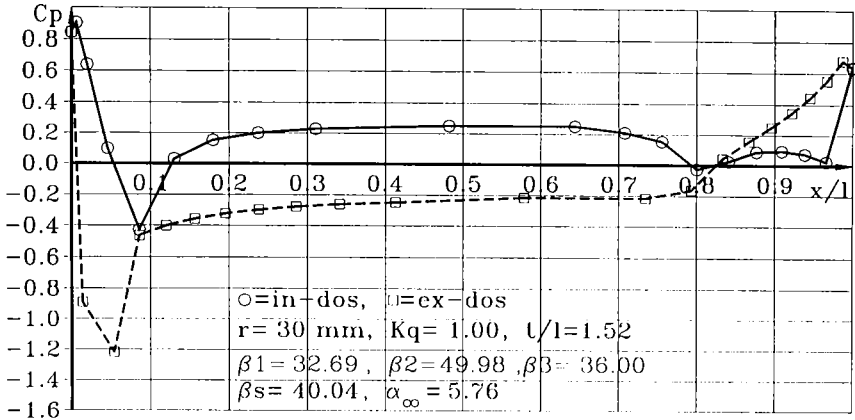


Fig. 5.8. Variația coeficientului C_p în jurul profilului paletei de la raza $r=30$ mm.

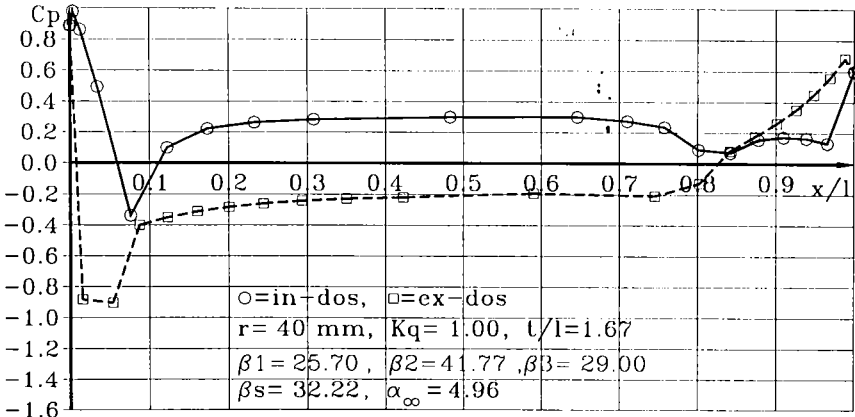


Fig. 5.9. Variația coeficientului C_p în jurul profilului paletei de la raza $r=40$ mm.

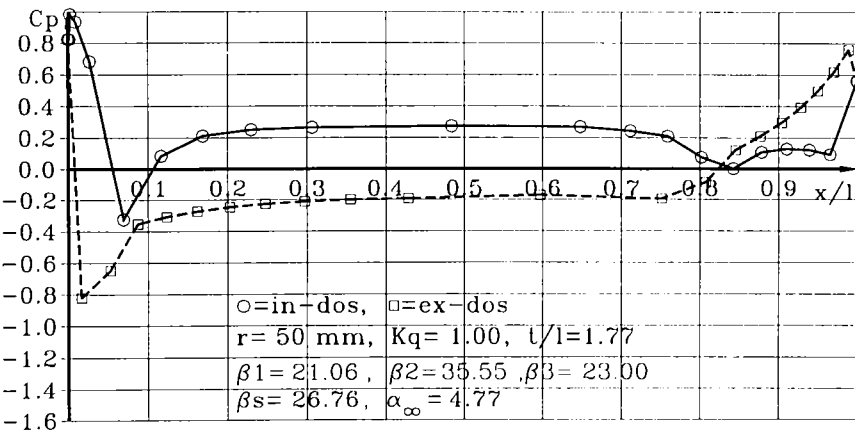


Fig. 5.10. Variația coeficientului C_p în jurul profilului paletei de la raza $r=50$ mm.

5.2. Calculul câmpului de viteze și presiuni în rețeaua de palete a impulsorului la regimuri de curgere diferite de nominal

Din proiectare unghiul de construcție al paletajului la intrare este aliniat la direcția curentului. La regimuri diferite de regimul nominal va exista o diferență între unghiul curentului și unghiul de construcție al paletajului. Dacă la regimul nominal unghiul de incidență este zero, atunci la debite sub debitul nominal incidența va fi pozitivă, iar la debite peste debitul nominal, incidența va fi negativă. Putem considera diferite incidențe pozitive și negative și în mod corespunzător să calculăm debitele respective, sau invers să considerăm diferite debite și să estimăm unghiul de incidență corespunzător. Ultima variantă este mai convenabilă din punct de vedere ingineresc. Pentru aceasta considerăm că regimurile extreme de exploatare a unei pompe față de regimul nominal pot merge maxim până la +50%. Vom căuta să analizăm acest domeniu în maximum 15 puncte de funcționare din care se va putea estima sensibilitatea la cavitație a rețelei de profile a paletajului impulsorului la diferite raze.

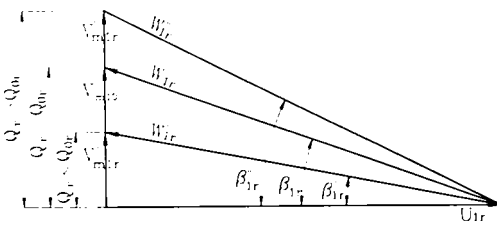


Fig. 5.11. Triunghiurile de viteze la intrare pentru regimurile nominal și diferite de nominal

Unghiurile de incidență față de scheletul profilului vor rezulta din triunghiurile de viteze corespunzătoare intrării la diferite regimuri de lucru (debite diferite), (fig. 5.11). Vom folosi relațiile de legătură între debit viteze și unghiurile curentului la intrare. Pentru regimul nominal caracterizat de debitul Q_{0r} la raza curentă

r avem:

$$v_{m1r} = \frac{Q_{0r}}{S_1} \quad \text{și} \quad u_{1r} = \omega r \quad (5.1)$$

Relațiile utilizate sunt valabile pentru oricare secțiune cilindrică prin paletajul impulsorului caracterizată de raza curentă r. Unghiul curentului pentru $Q_r=Q_{0r}$ va fi:

$$\operatorname{tg} \beta_{1r} = \frac{v_{m1r}}{u_{1r}} = \frac{Q_{0r}}{S_1 \omega r} = k_r Q_{0r} \quad (5.2)$$

Am introdus constanta $k_r = \frac{1}{S_1 \omega r}$ care grupează mărimile invariabile față de regimul de curgere la o rază curentă. Din relația (5.2.) vom putea exprima constanta k_r , valabilă pentru oricare regim de curgere diferit de nominal.

$$k_r = \frac{tg\beta_{1r}}{Q_{0r}} \quad (5.3)$$

La regimuri diferite de nominal vom avea direcția curentului după unghiul β'_{1r} , sau β''_{1r} , (fig. 5.5) calculabilă cu relațiile:

$$tg\beta'_{1r} = k_r Q'_r \quad \text{sau} \quad tg\beta''_{1r} = k_r Q''_r \quad (5.4)$$

Înlocuind (5.3) în (5.4) și exprimând direct unghiurile rezultă:

$$\beta'_{1r} = arctg\left(tg\beta_{1r} \frac{Q'_r}{Q_{0r}}\right) \quad \text{sau} \quad \beta''_{1r} = arctg\left(tg\beta_{1r} \frac{Q''_r}{Q_{0r}}\right) \quad (5.5)$$

Vom nota raportul $\frac{Q_r}{Q_{0r}} = \frac{Q}{Q_0} = k_q$ și îl vom folosi ca parametru ce caracterizează regimul de curgere în rețeaua de profile a impulsorului la diferite debite.

Cunoașterea direcției curentului de fluid la ieșire pentru fiecare regim de lucru este necesară la MEF în formularea condițiilor la limită pentru domeniul rețelei studiate. O primă posibilitate este utilizarea metodelor clasice ce țin de proiectarea turbopompelor. Rezultatele obținute vor constitui baza de plecare pentru calculul iterativ ce urmează în MEF.

Schimbându-se cinematica curgerii (viteze, unghiuri) la intrare este evident că și deviația curentului la ieșire se va modifica. Măsura acestei modificări va fi dată de momentul hidraulic de interacțiune dintre paletaj și fluid conform relației lui Pfleiderer[81]:

$$\frac{M_{h\infty}}{M_{hz}} = 1 + p \quad (5.6)$$

unde: $M_{h\infty}$ reprezintă momentul hidraulic în ipoteza numărului infinit de palete,

M_{hz} reprezintă momentul hidraulic în ipoteza numărului de palete finit, la raza curentă r ,

p este coeficientul de deviație al curentului la ieșire după Pfleiderer [81] calculabil cu relația adaptată pentru rețeaua axială.

$$p = 1,1 \left(1 + \frac{\beta_2^*}{60}\right) \frac{t}{2\pi e_{ax}} = 1,1 \left(1 + \frac{\beta_2^*}{60}\right) \frac{r}{z e_{ax}} \quad (5.7)$$

unde: β_2^* - unghiul de construcție al paletajului la ieșire exprimat în grade sexzecimale

z - numărul de palete

e_{ax} - extinderea axială a paletajului.

Dezvoltând expresia (5.6) [46] rezultă relația de calcul (în proiectarea pompelor axiale) a unghiului de construcție al paletajului la ieșire:

$$ctg\beta_2 = (1 + p)ctg\beta_3 - p \cdot ctg\beta_1 + p \cdot ctg\alpha_1 \quad (5.8)$$

În relația (5.8) deoarece nu avem antestator și intrarea este normală rezultă că $\alpha_1=90^\circ$ și exprimând unghiul β_3 pe care vrem să-l aflăm, ca fiind unghiul curentului la ieșirea din rețea obținem:

$$\operatorname{ctg}\beta_3 = \frac{\operatorname{ctg}\beta_2 + p \cdot \operatorname{ctg}\beta_1}{1 + p} \quad (5.9)$$

Utilizând relațiile (5.5) și (5.9) se vor calcula condițiile la limită în situațiile create de modificarea regimului de curgere prin variația debitului reflectat de coeficientul k_q ce va lua valori cu pasul de 0,1 de la 0,1 până la 1,5. Întregul set de programe va fi rulat de la început până la sfârșit pentru a obține rezultatele fiecărui pas de modificare a debitului. În cele ce urmează se prezintă imaginile liniilor de curent prin rețea la regimuri diferite de nominal și la razele de 20 mm (fig. 5.6...5.9) și 50 mm (fig. 5.10..5.13). Se observă modificarea sensibilă a direcției și traseului liniilor de curent la unghiuri de incidență pozitive sau negative.

Punctul de stagnare în zona bordului de atac se deplasează corespunzător pe intrados sau pe extrados după cum unghiul de incidență al curentului este pozitiv sau negativ. În acest caz s-a folosit un algoritm special pentru trasarea liniilor de curent care este valabil în orice situație. Condițiile impuse necesită doar precizarea limitelor extreme ale funcției de curent Ψ .

Îndesirea liniilor de curent în zona bordului de atac este evidentă la unghiuri mici de incidență, ceea ce corespunde unei circulații inverse a curentului de la punctul de stagnare spre bordul de atac. Comparând zona butucului ($r=20$ mm) cu zona periferiei ($r=50$ mm) se constată o accentuare a procesului de îndesire a liniilor de curent în zona periferiei unde desimea rețelei de profile este mult mai mică, iar devierea curentului în rețea scade sensibil.

La bordul de fugă impunerea condiției ca acest punct extrem să fie punct de stagnare, (condiția Kuta-Joukovski) adică să existe portanță, face ca în această zonă să nu avem circulație inversă a curentului în dreptul bordului de fugă.

După calculul și reprezentarea liniilor de curent s-au calculat vitezele și presiunile din domeniul studiat al rețelei de profile. Pentru a pune în evidență variația de ansamblu a acestora s-a trecut la o reprezentare spațială, unde în plan orizontal (xOy) apare domeniul rețelei de profile, iar pe verticală corespunzător fiecărui punct din domeniu se reprezintă vitezele respectiv presiunile fluidului. Se constată că cele mai pronunțate modificări ale vitezelor și presiunilor se produc în vecinătatea profilelor. Variațiile sunt mai pronunțate la regimurile diferite de regimul nominal.

Și în acest caz s-au reprezentat vitezele și presiunile sub formă adimensională, adică în raport cu viteza constantă și presiunea constantă din amonte de rețeaua de profile, fiind astfel posibilă o comparație elocventă a regimurilor de curgere între ele.

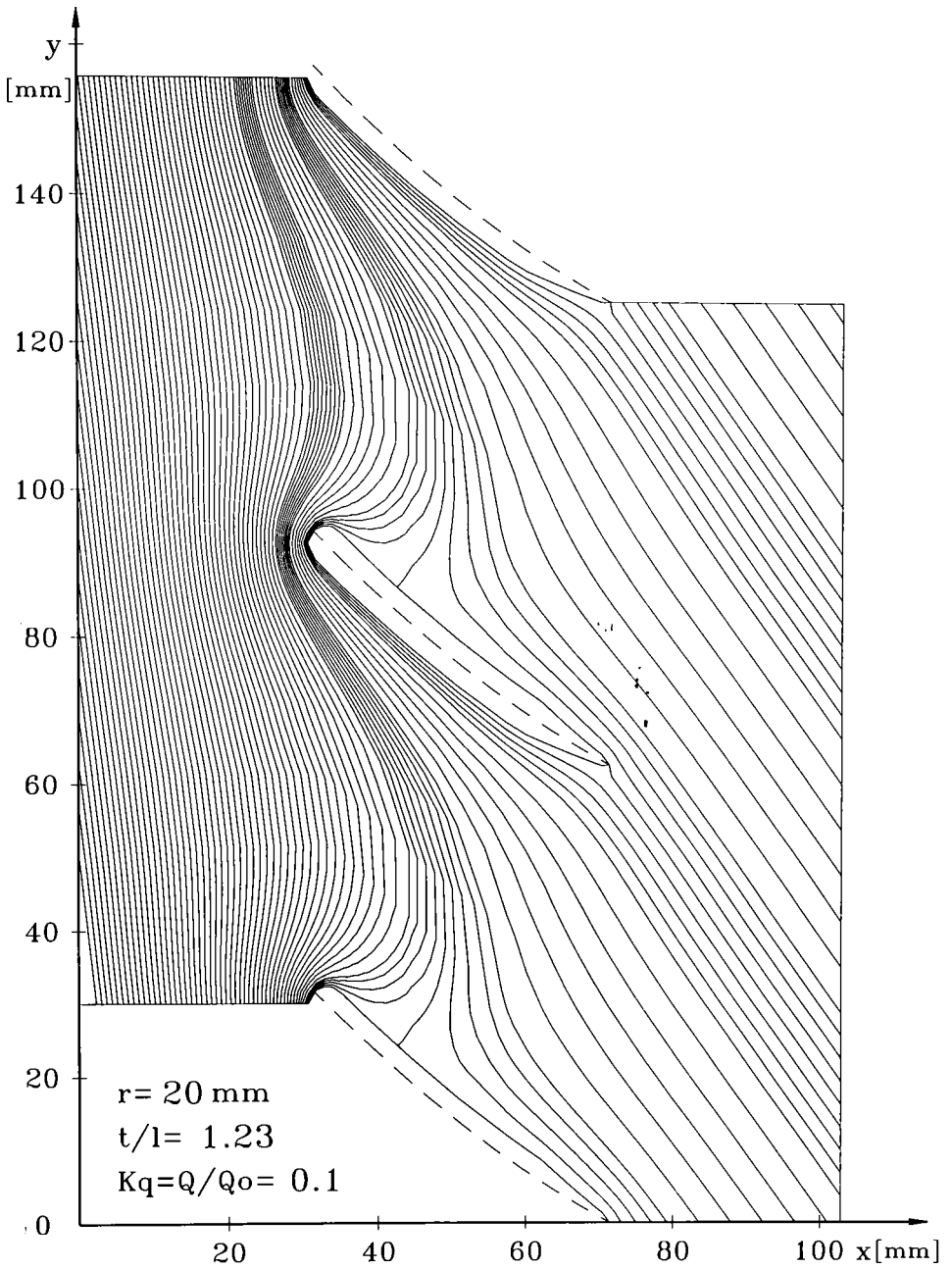


Fig. 5.12. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20$ mm și $k_q=0,1$

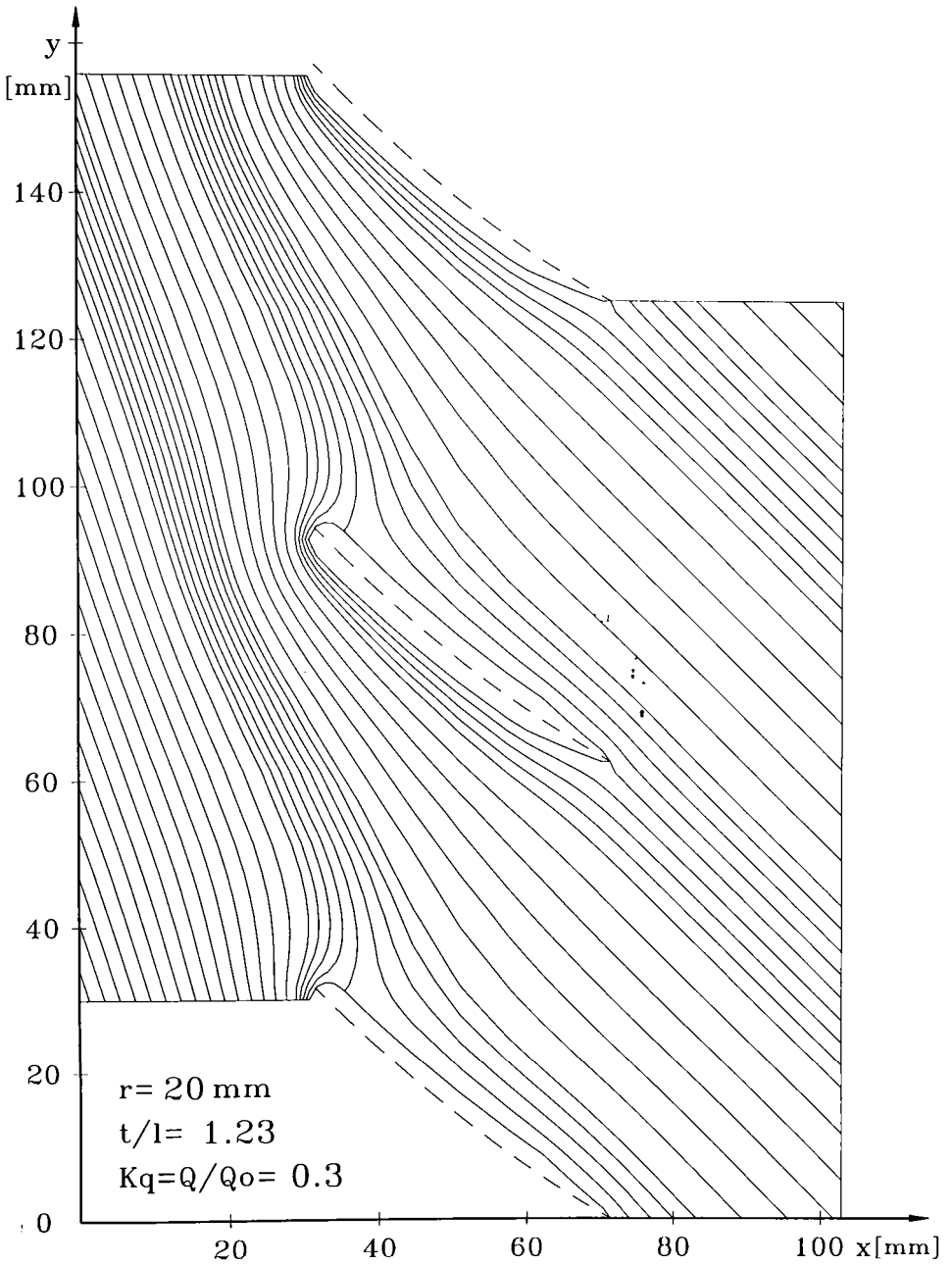


Fig. 5.13. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20$ mm și $k_q=0,3$

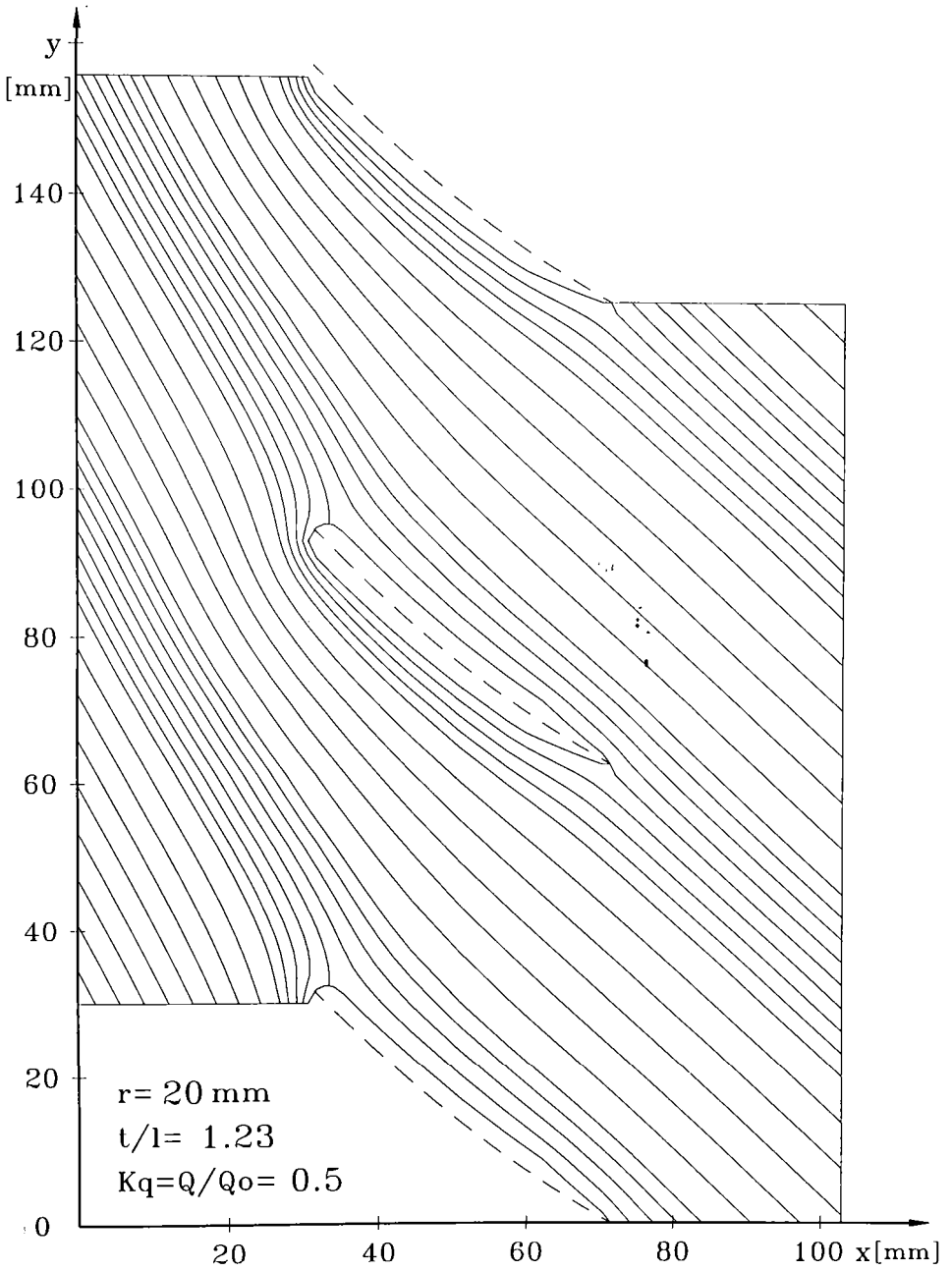


Fig. 5.14. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20 \text{ mm}$ și $k_q=0,5$

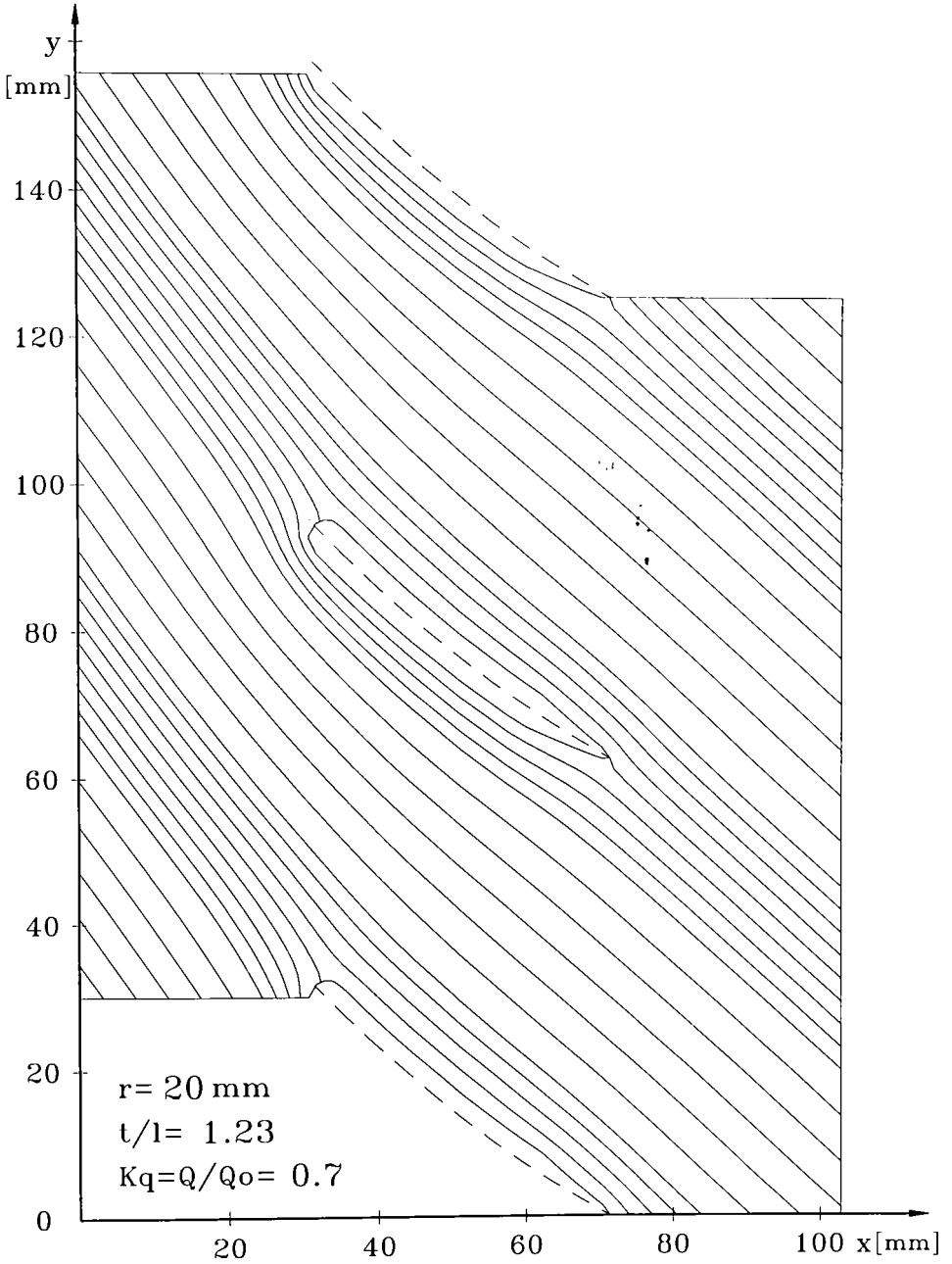


Fig. 5.15. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20 \text{ mm}$ și $k_q=0,7$

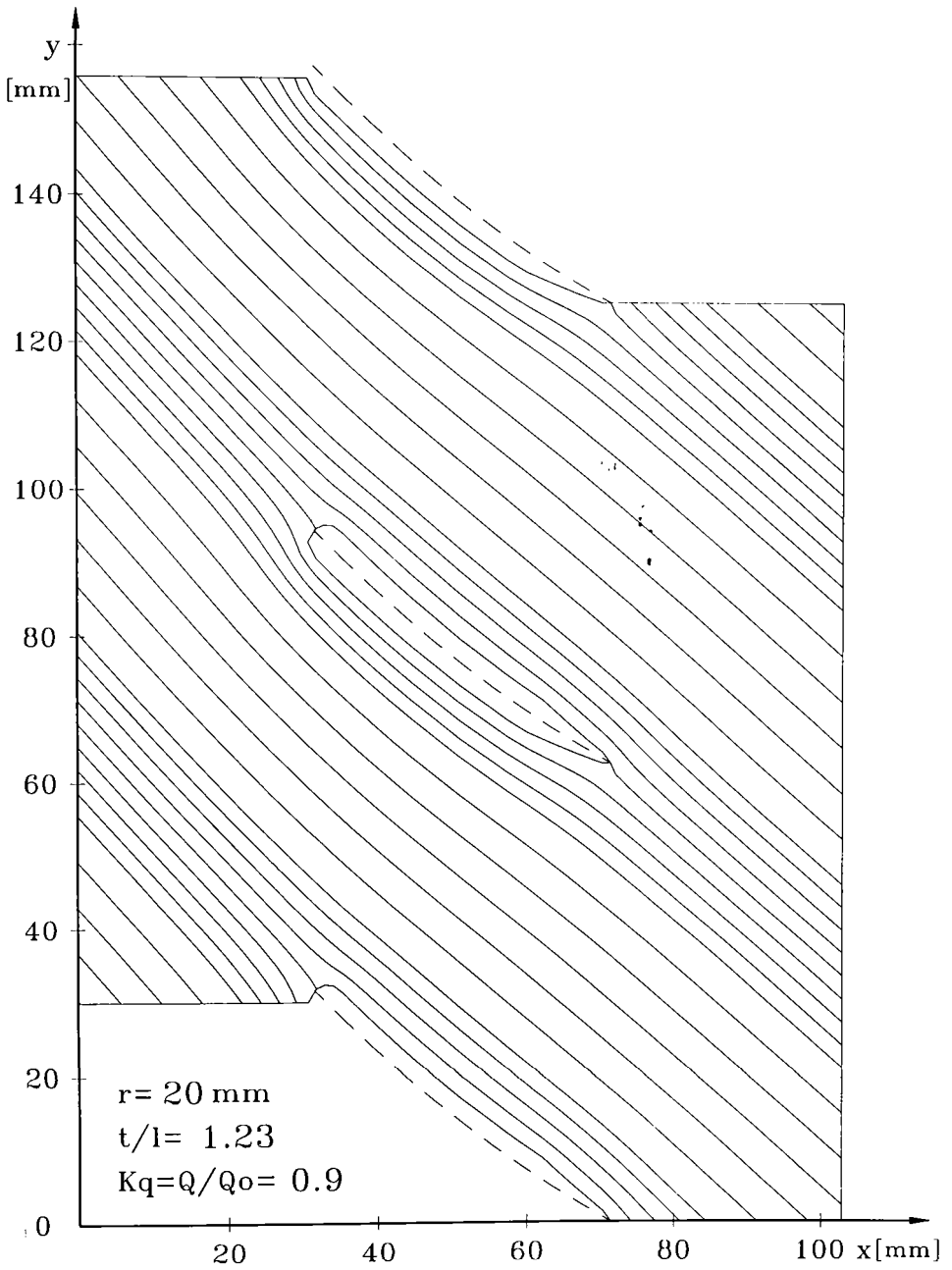


Fig. 5.16. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20 \text{ mm}$ și $k_q=0,9$

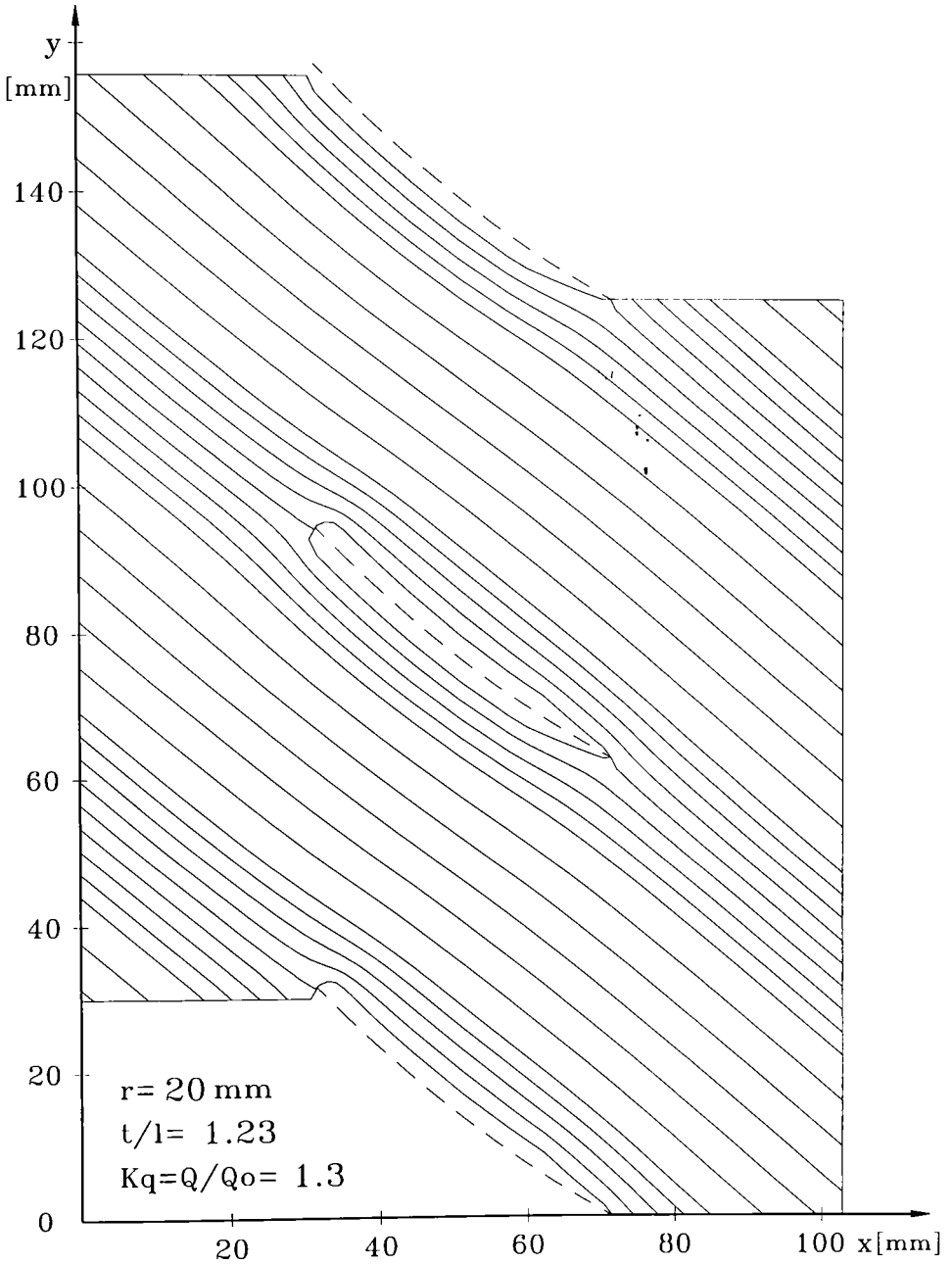


Fig. 5.17. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20 \text{ mm}$ și $k_q=1,3$

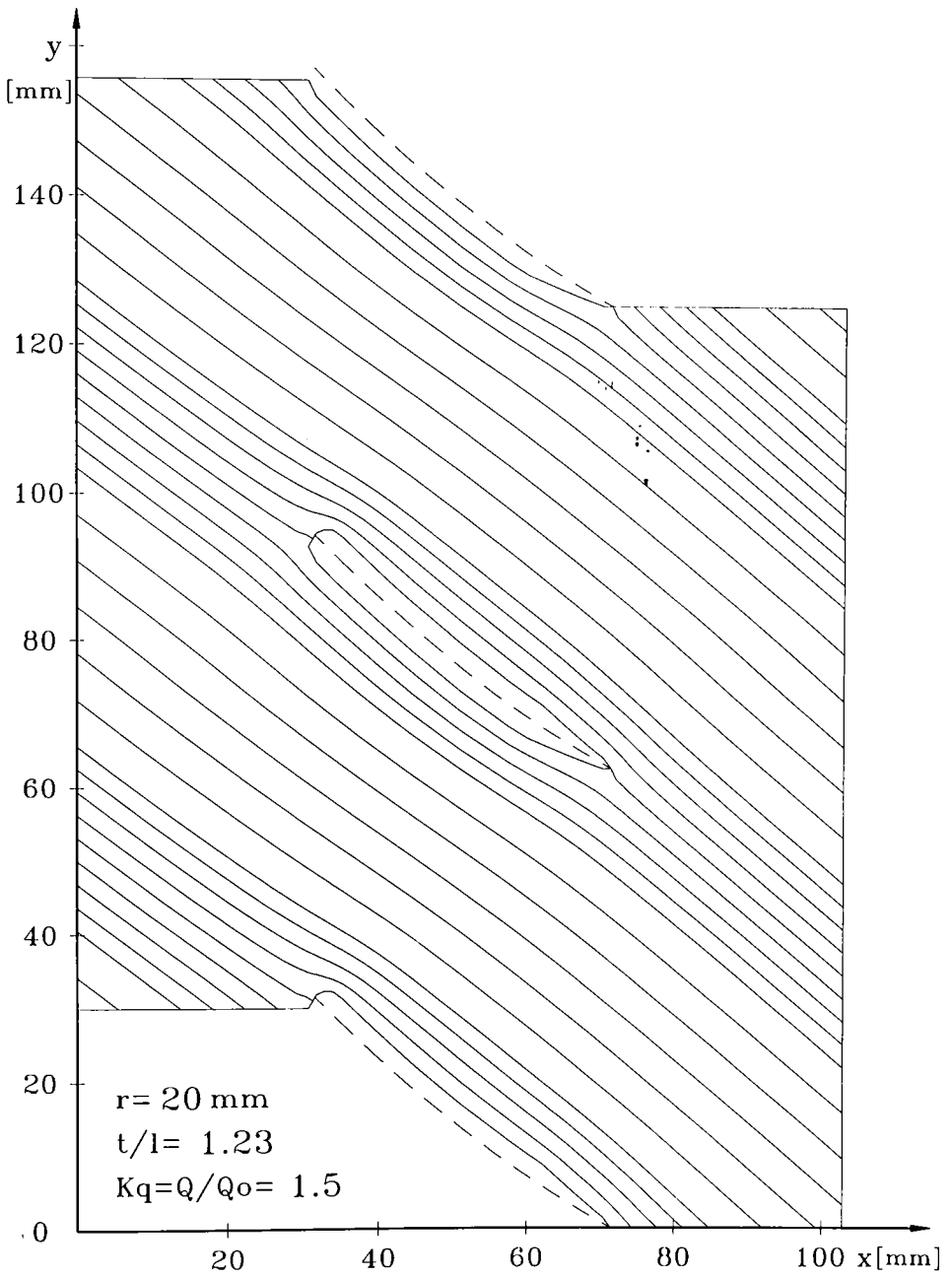


Fig. 5.18. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=20 \text{ mm}$ și $k_q=1,5$

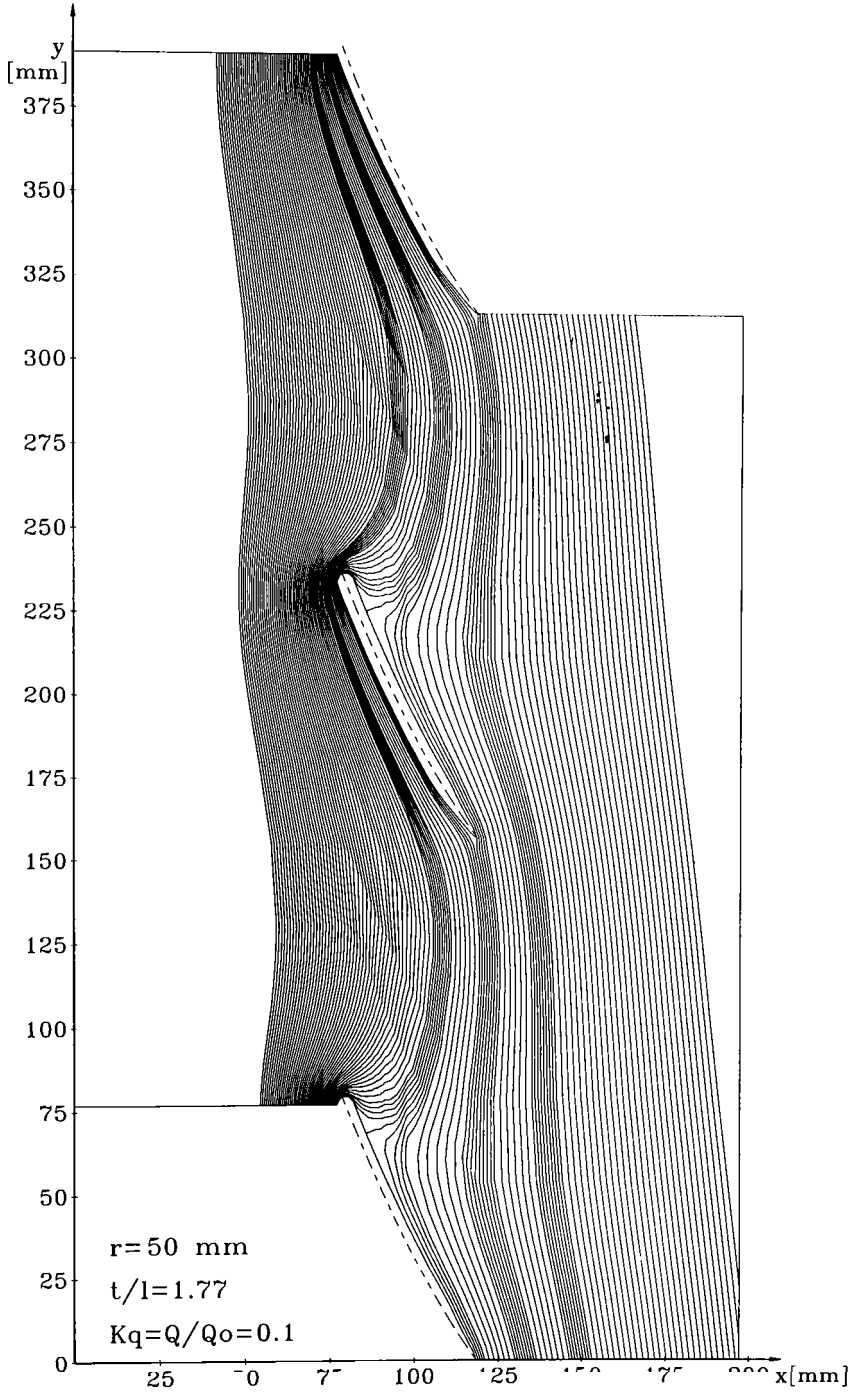


Fig. 5.19. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50 \text{ mm}$ și $k_q=0,1$

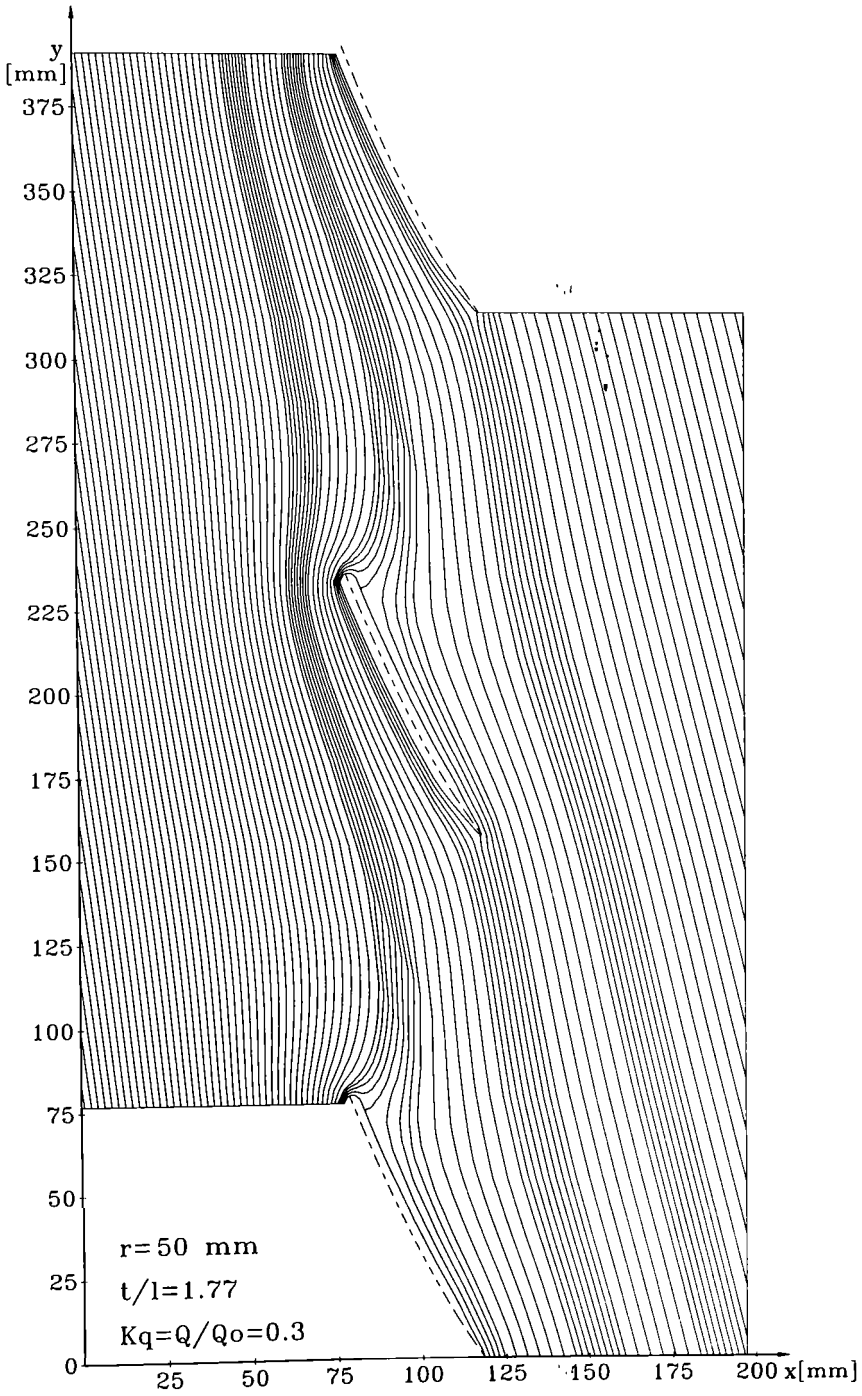


Fig. 5.20. Linile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50 \text{ mm}$ și $k_q=0,3$

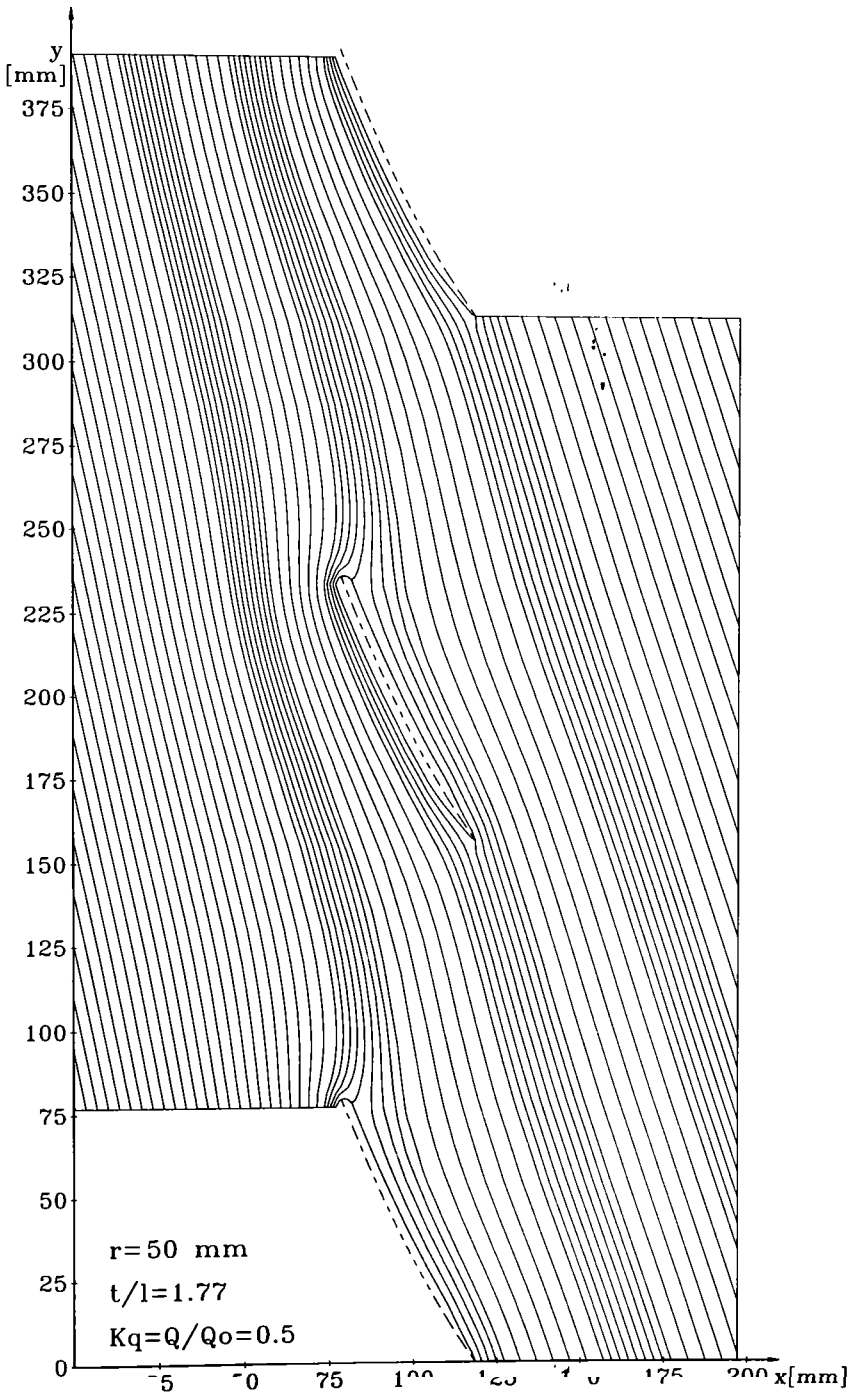


Fig. 5.21. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50 \text{ mm}$ și $k_q=0,5$

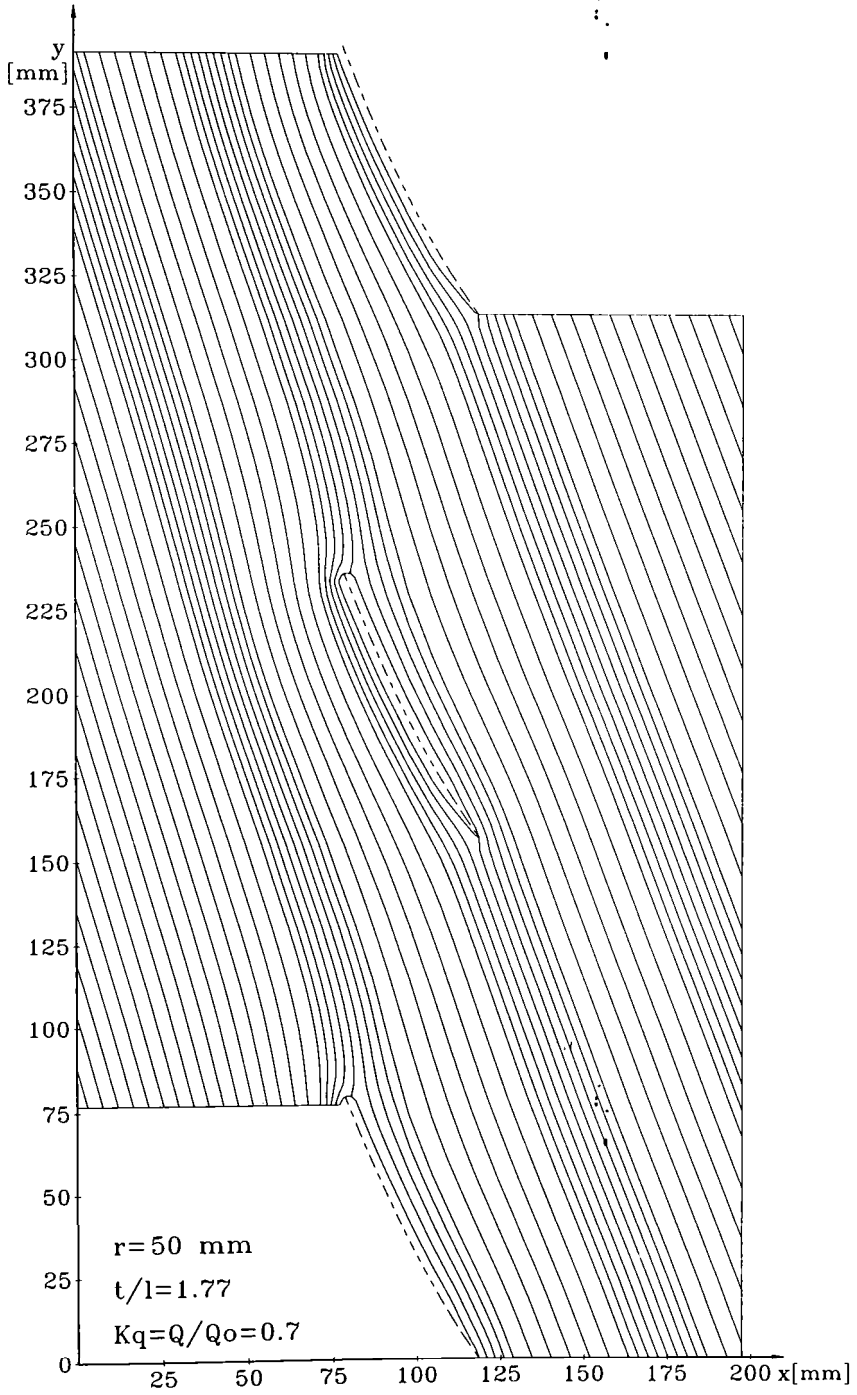


Fig. 5.22. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50$ mm și $k_q=0,7$

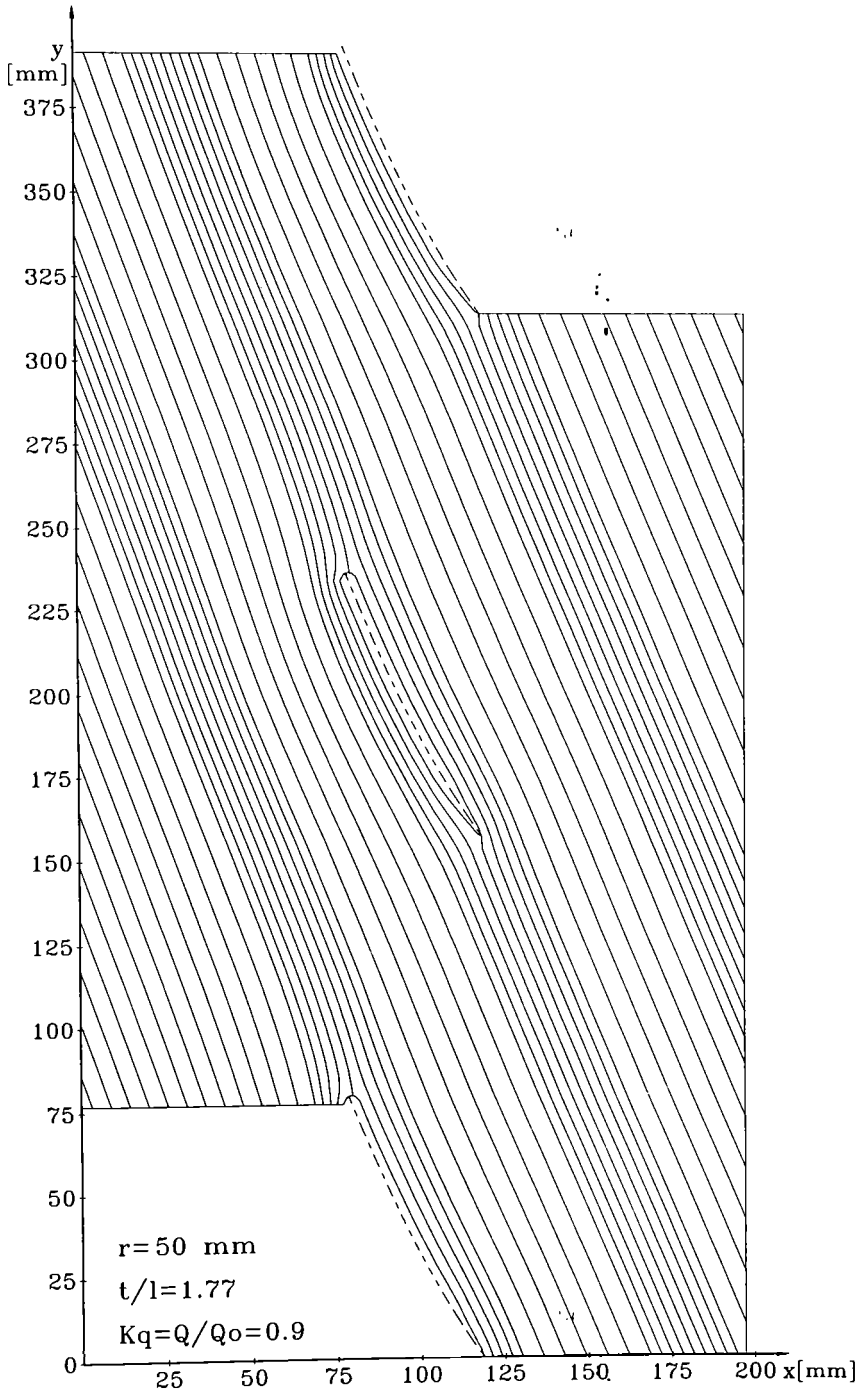


Fig. 5.23. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50$ mm și $k_q=0,9$

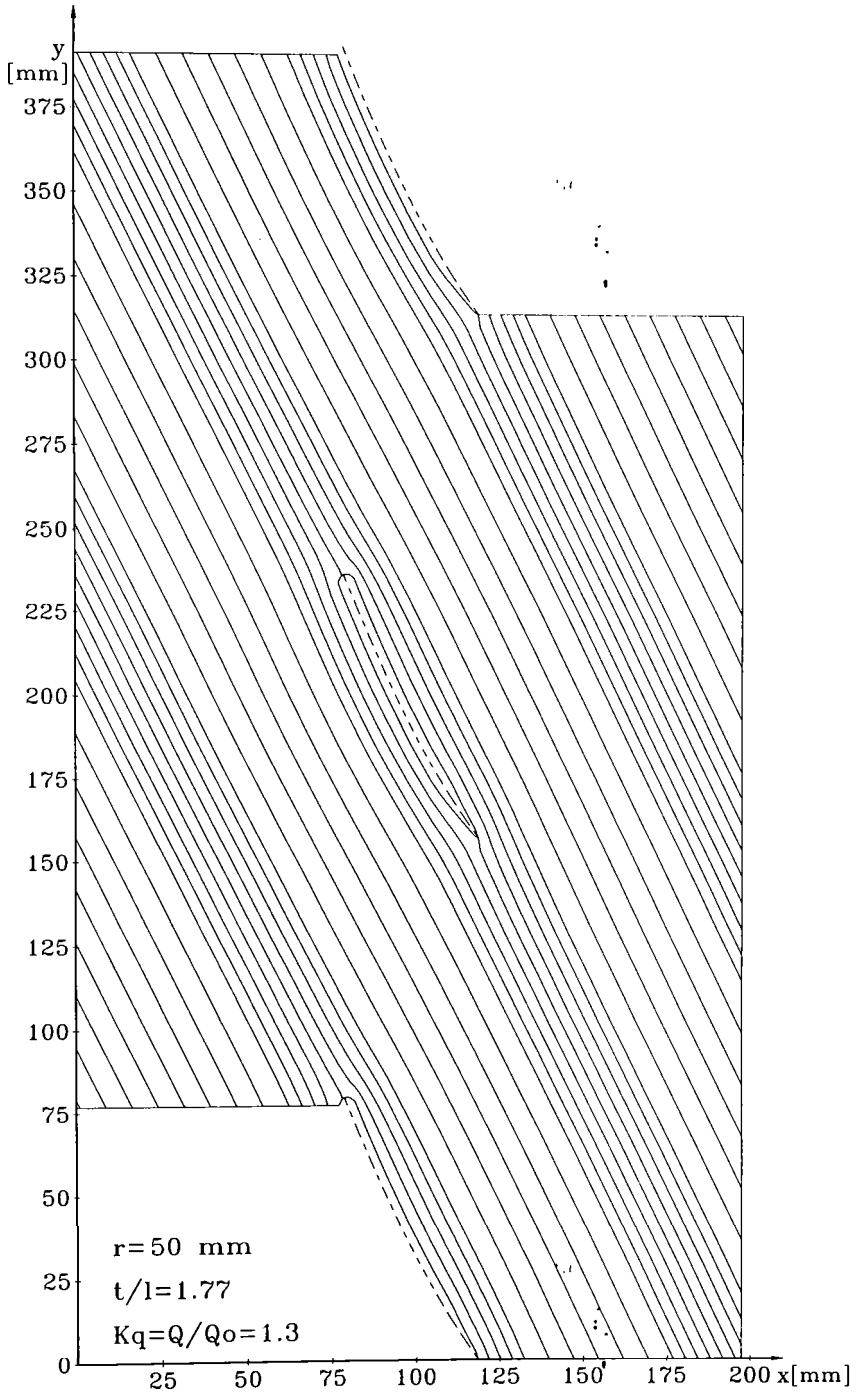


Fig. 5.24. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50 \text{ mm}$ și $k_q=1,3$

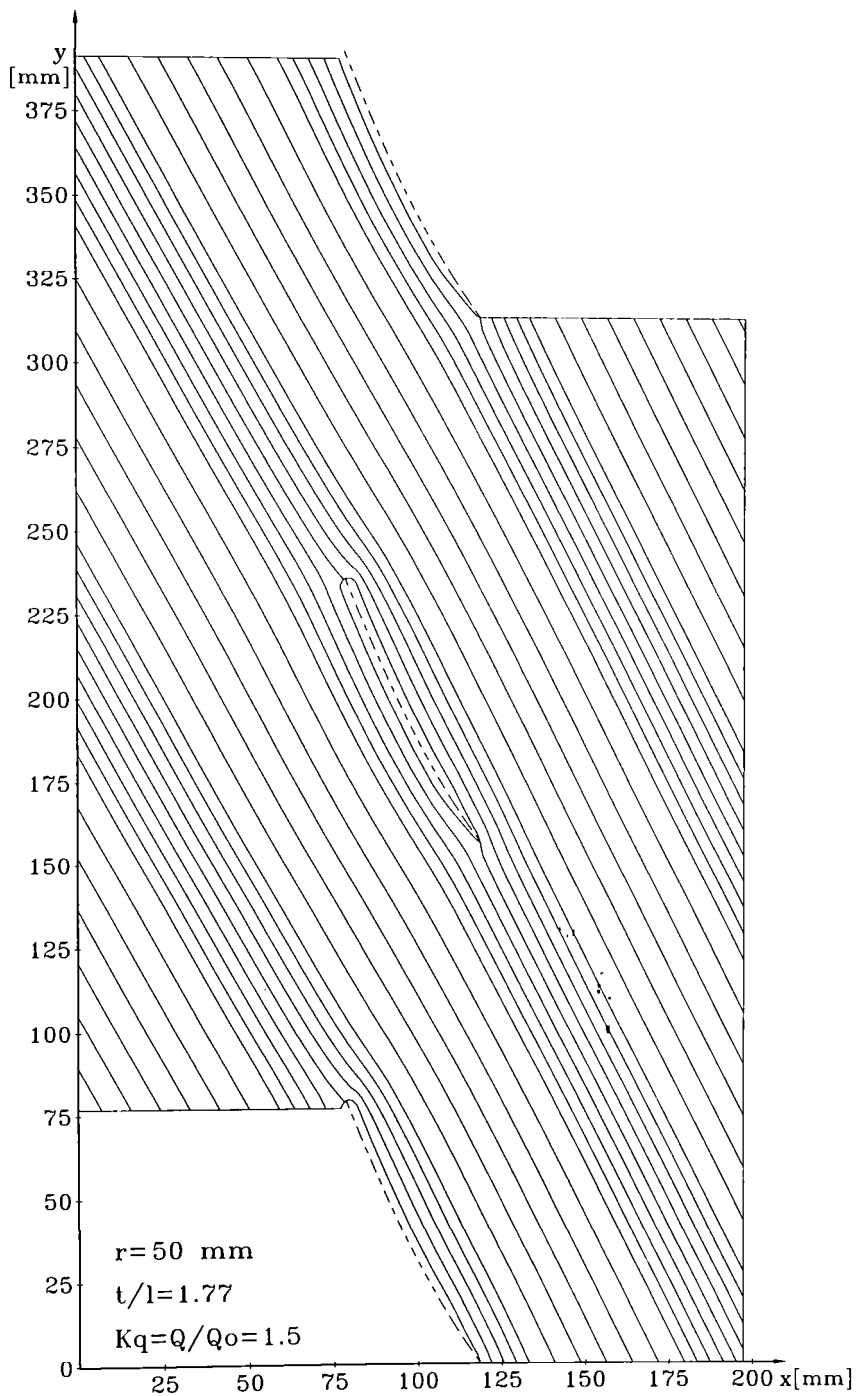


Fig. 5.25. Liniile de curent în secțiunea desfășurată de la raza $r=50$ mm și $k_q=1,5$

Efectul de ansamblu asupra spectrului curgerii se reflectă cel mai bine în reprezentarea câmpului de viteze în fig. 5.26...5.33 și respectiv a coeficientului de presiune C_p în figurile 5.34....5.41.

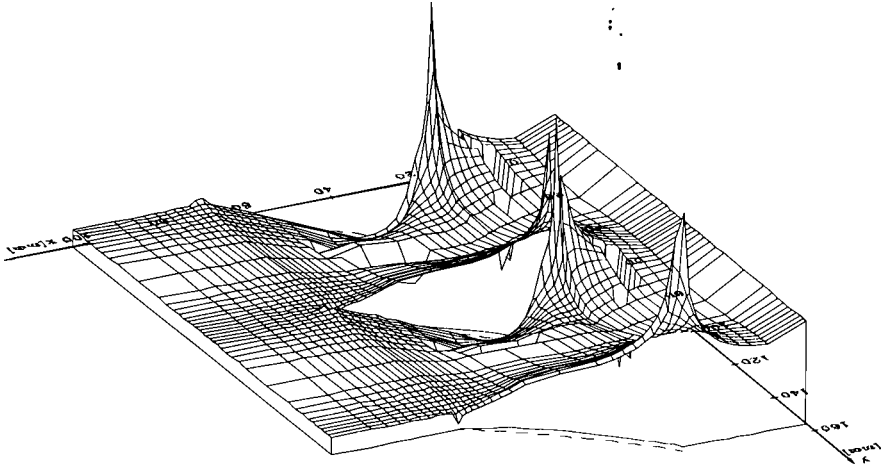


Fig. 5.26. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=20$ mm, $k_q=0,1$.

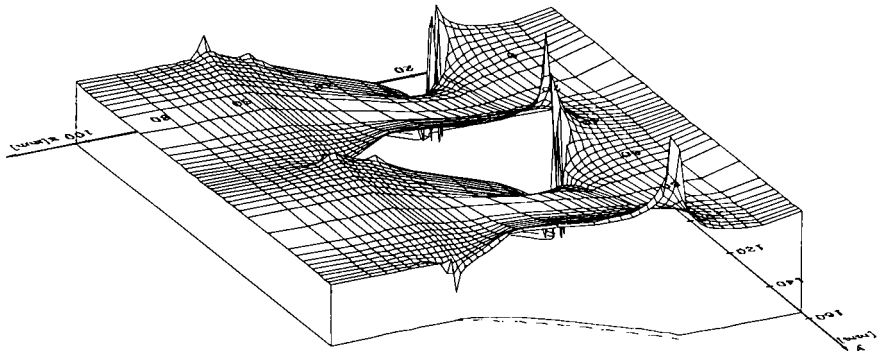


Fig. 5.27. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=20$ mm, $k_q=0,5$.

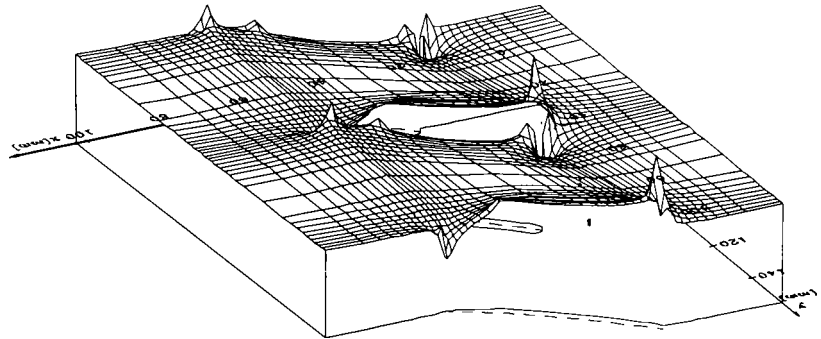


Fig. 5.28. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=20$ mm, $k_q=1,0$.

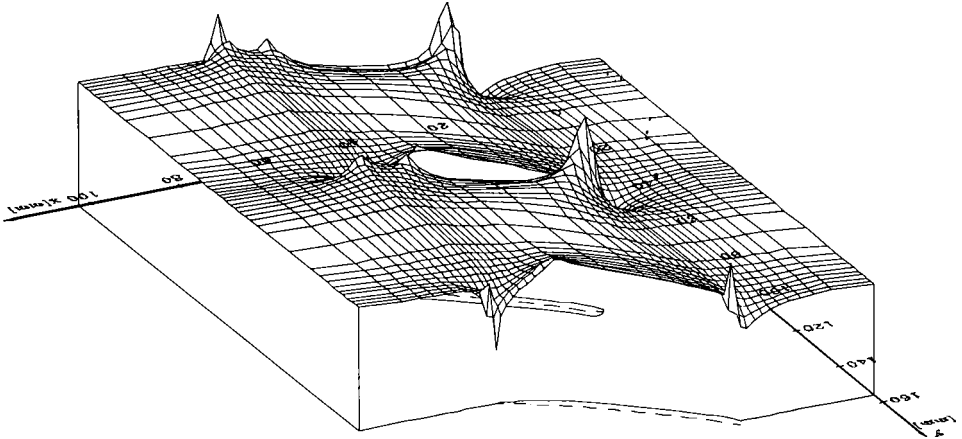


Fig. 5.29. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=20$ mm, $k_q=1,5$.

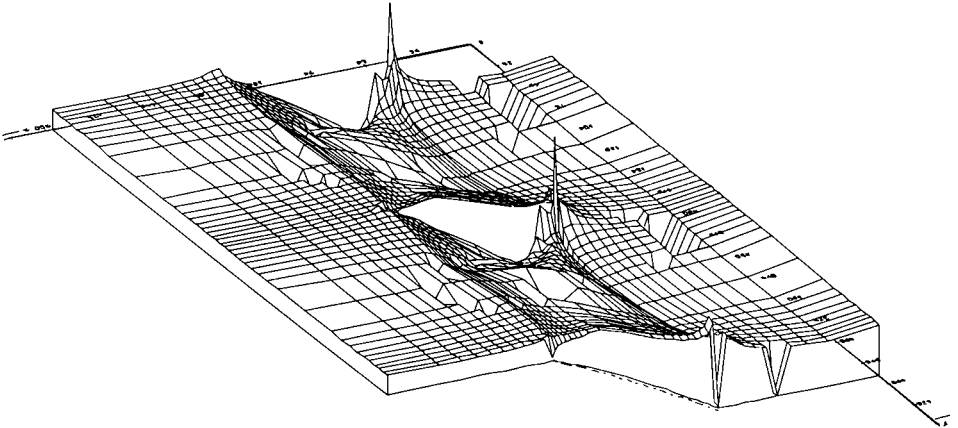


Fig. 5.30. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=50$ mm, $k_q=0,1$.

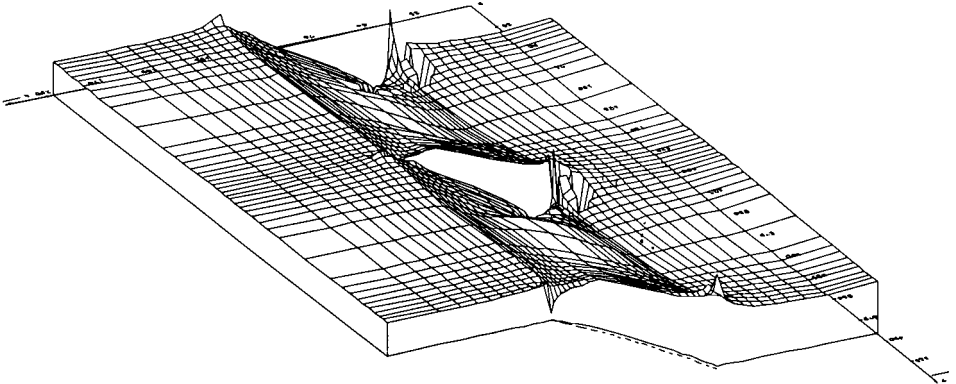


Fig. 5.31. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=50$ mm, $k_q=0,5$.

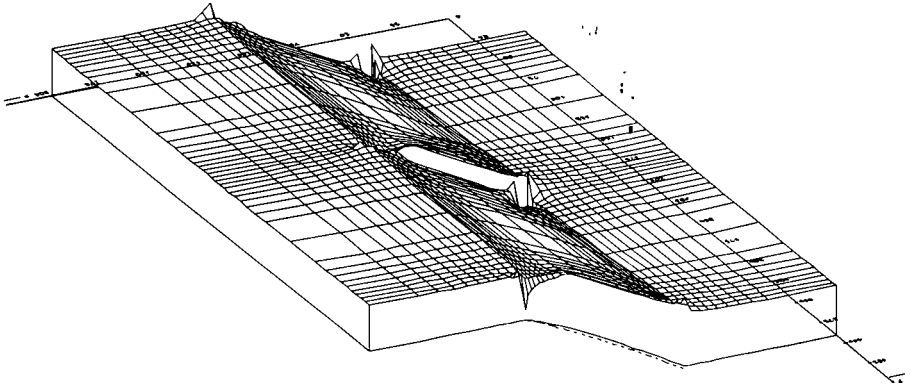


Fig. 5.32. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=50$ mm, $k_q=1,0$.

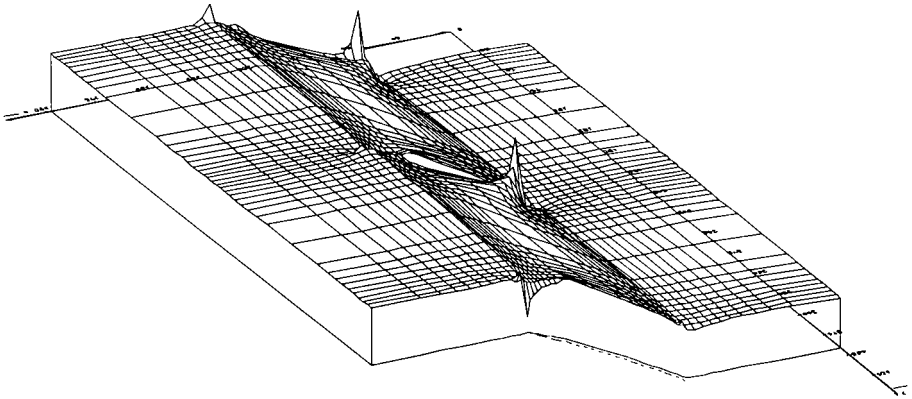


Fig. 5.33. Câmpul de viteze în domeniul rețelei pentru $r=50$ mm, $k_q=1,5$.

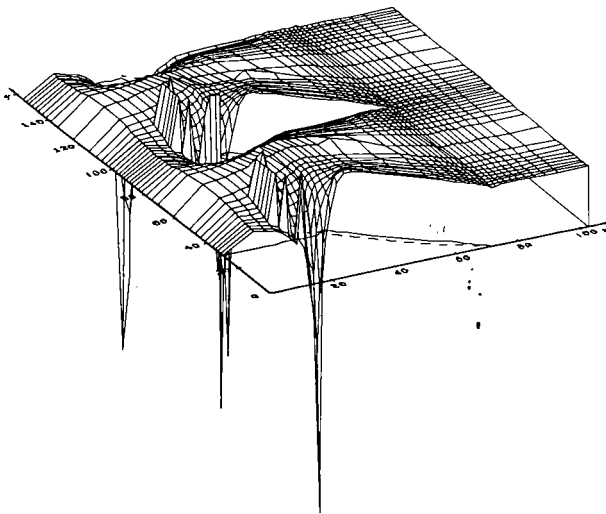


Fig. 5.34. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=20$ mm și $k_q=0,1$.

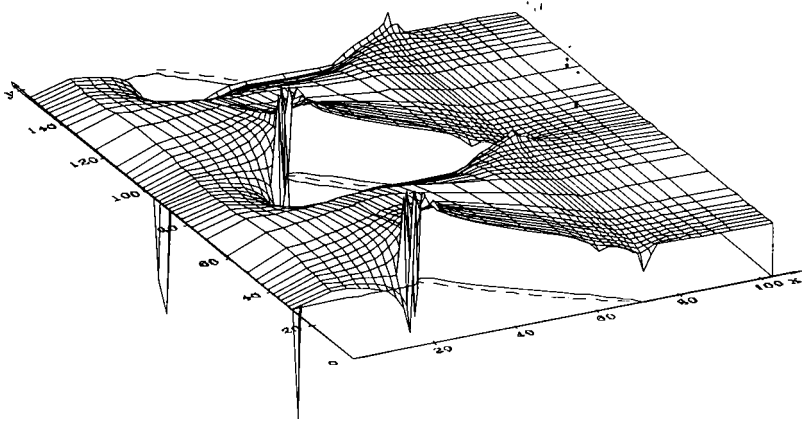


Fig. 5.35. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=20\text{mm}$ și $k_q=0,5$.

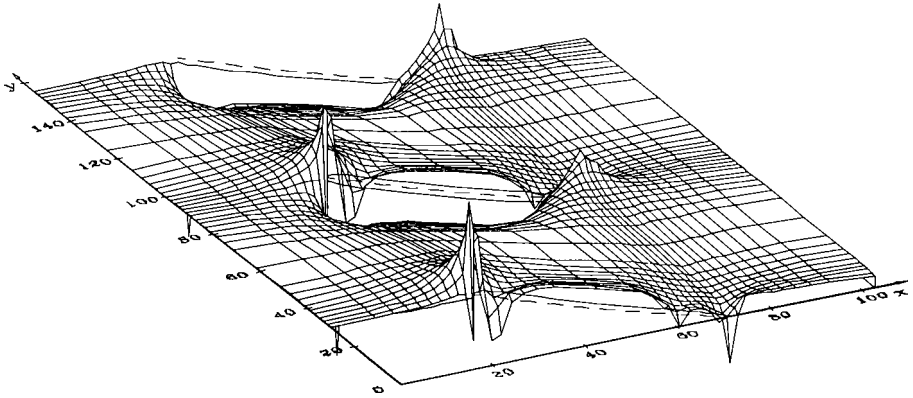


Fig. 5.36. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=20\text{mm}$ și $k_q=1,0$.

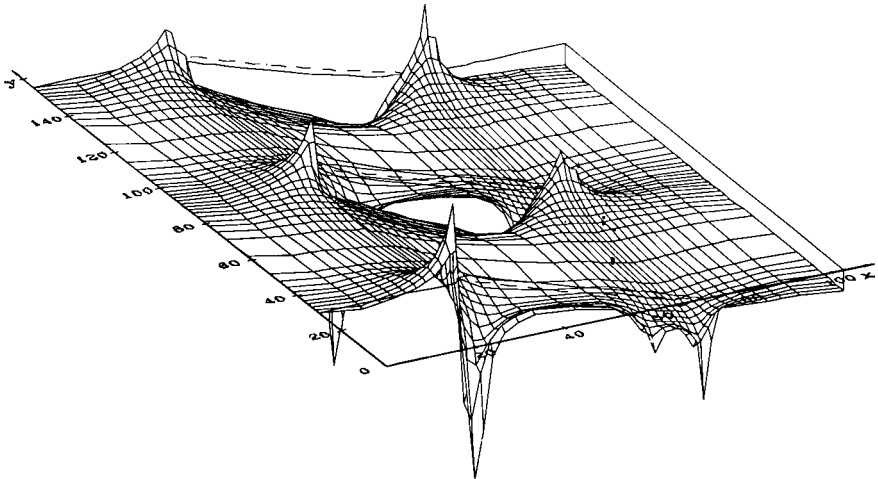


Fig. 5.37. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=20\text{mm}$ și $k_q=1,5$.

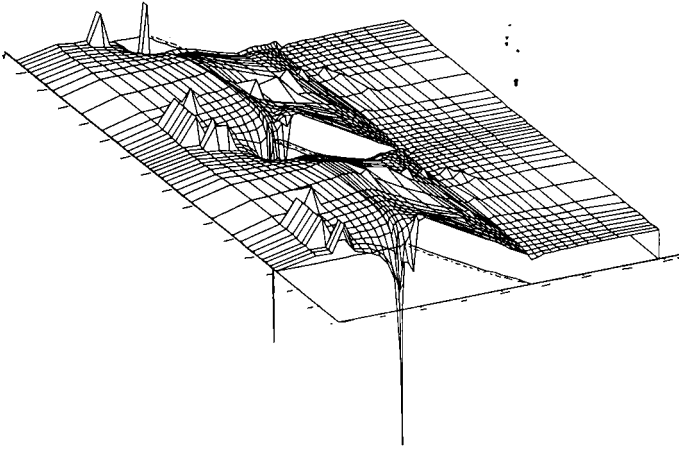


Fig. 5.38. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=50\text{mm}$ și $k_q=0,1$.

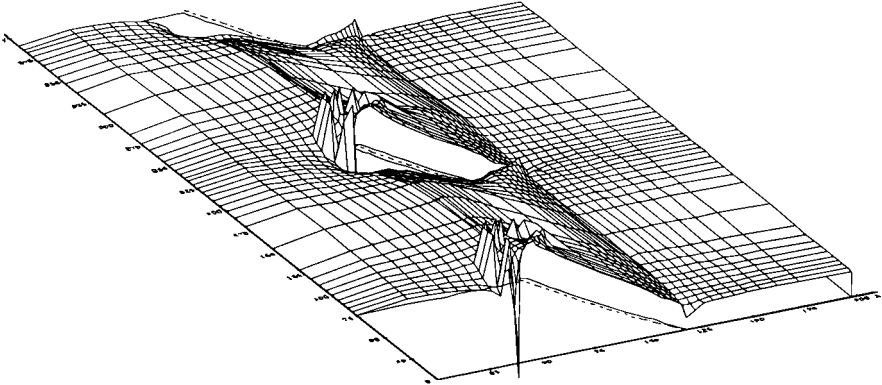


Fig. 5.39. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=50\text{mm}$ și $k_q=0,5$.

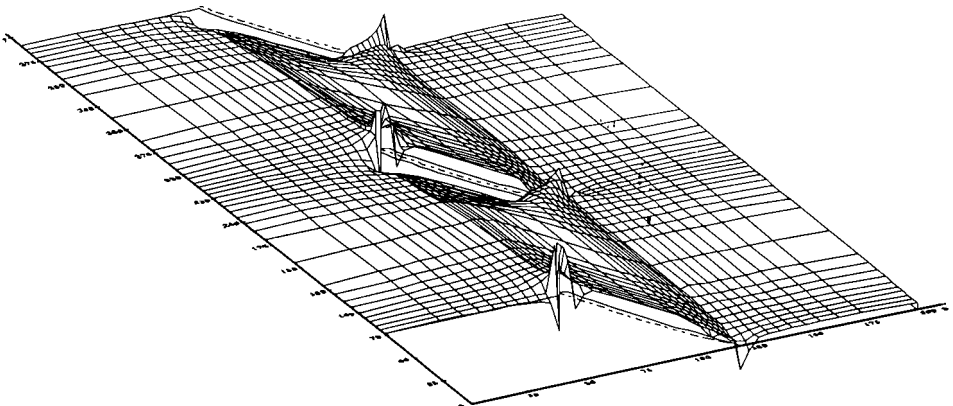


Fig. 5.40. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=50\text{mm}$ și $k_q=1,0$.

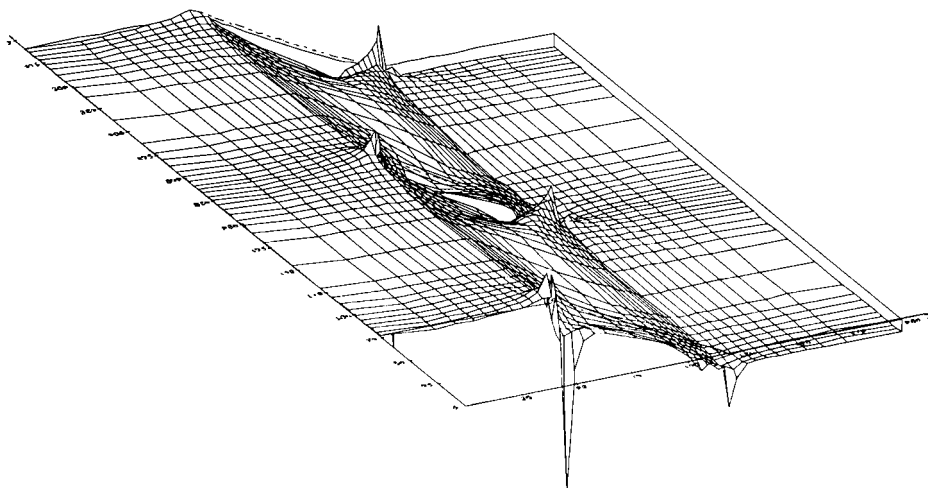


Fig. 5.41. Variația coeficientului de presiune C_p la raza $r=50\text{mm}$ și $k_q=1,5$.

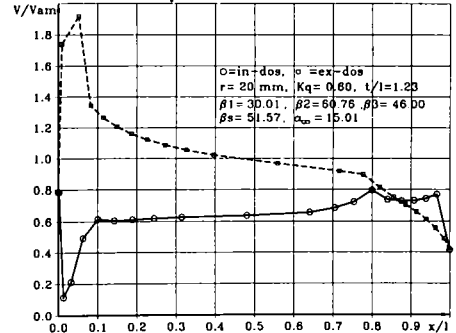
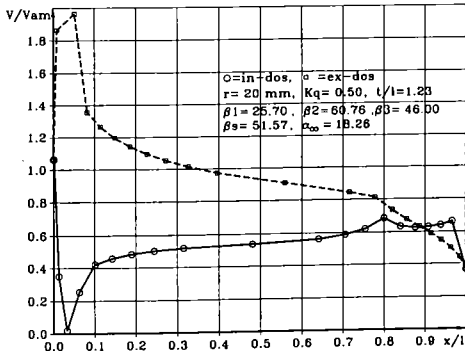
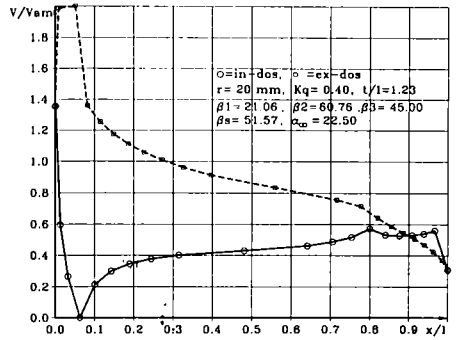
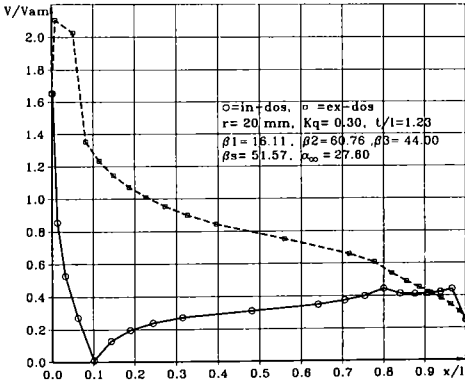
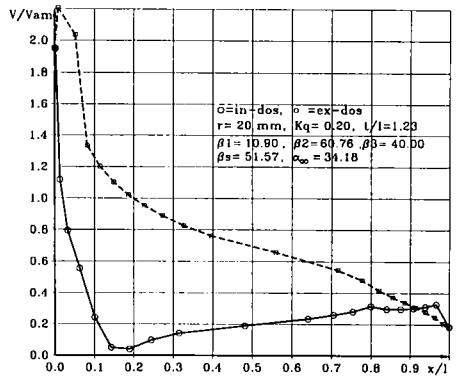
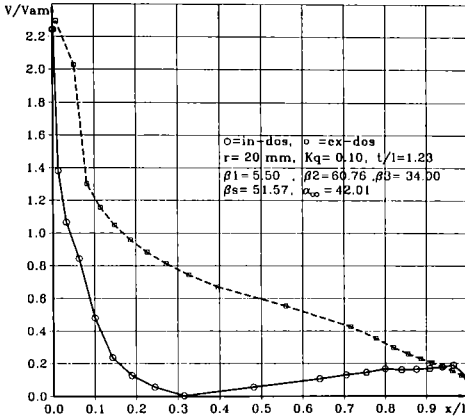
5.3. Repartiția de viteze și presiuni pe frontiera profilului paletelor impulsorului la regimuri de curgere diferite de nominal

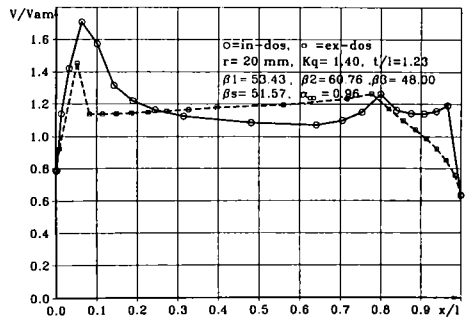
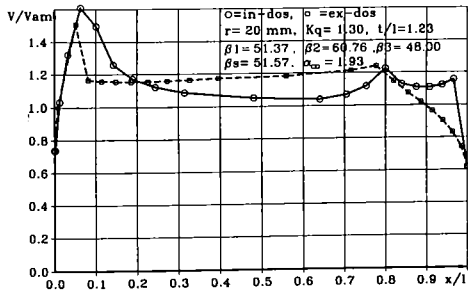
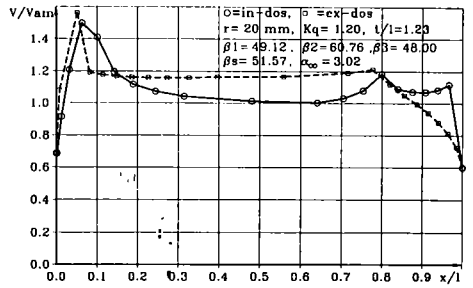
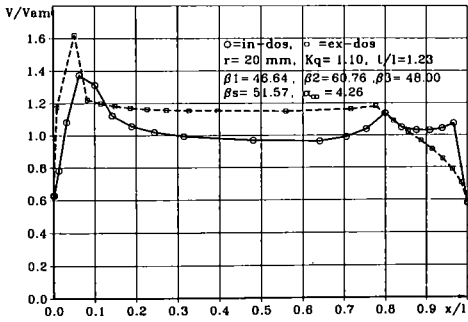
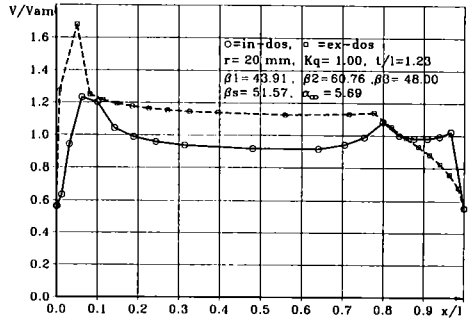
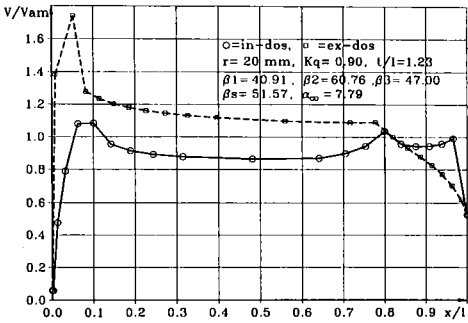
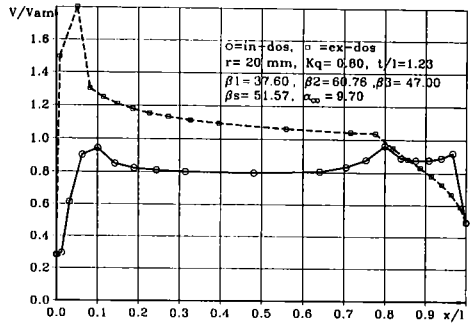
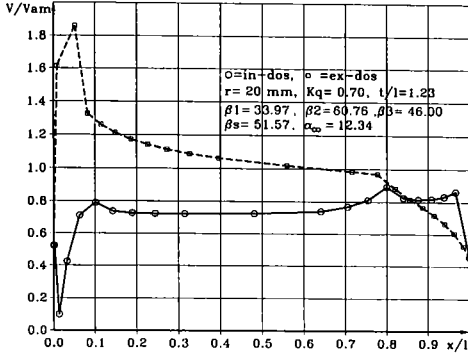
Așa cum s-a arătat în paragraful precedent modificând condițiile la limită pentru regimuri diferite de regimul nominal se obțin și repartițiile de presiuni și viteze în vecinătatea profilului paletelor la diferite raze și diferite regimuri de curgere. Domeniul de debite explorat a fost pentru k_q cuprins între 0,1 și 1,5 cu pasul de o zecime, adică au rezultat 15 regimuri de curgere. Studiul s-a făcut complet prin MEF în 5 secțiuni distincte între butuc și periferie la razele corespunzătoare: $r_1=15\text{ mm} = r_b$, $r_2=20\text{ mm}$, $r_3=30\text{ mm}$, $r_4=40\text{ mm}$ și $r_5=50\text{ mm} = r_p$.

Valorile obținute pentru vitezele adimensionale \bar{v} și coeficienții de presiuni C_p în programul Pascal GRA_RET.PAS au fost prelucrate într-o procedură SC de unde s-a obținut o curbă continuă definită în 101...251 puncte. Datorită faptului că în zona bordurilor de atac și de fugă variațiile de presiune sunt relativ pronunțate, utilizarea funcțiilor SPLINE accentuează extremele graficului, ceea ce denaturează alura normală prin puncte a curbei propriu-zise. De aceea în final s-a optat pentru unirea tuturor punctelor calculate cu segmente de dreaptă. Curba rezultată nu are netezimea dorită, dar în schimb reflectă foarte bine variația probabilă a vitezelor și presiunilor în jurul profilului din rețea.

Se observă variații importante ale presiunii și vitezei în zona bordurilor de atac și de fugă. Variația în zona bordului de atac se explică prin comportarea profilelor ca un obstacol în calea curentului și datorită modificării unghiului de incidență.

În zona bordului de fugă variația pe ultima porțiune se explică prin ieșirea curentului de pe un obstacol. Ceea ce ne interesează cel mai mult din aceste diagrame sunt minimele absolute ale coeficientului de presiune C_p care vor fi folosite în determinarea curbelor de sensibilitate la cavitație. În cele ce urmează se prezintă variația vitezelor adimensionale \bar{v} și a coeficientului de presiune C_p pe intradosul și extradosul profilului paletelor la diferite raze și diferite regimuri de curgere, regimuri precizate anterior.





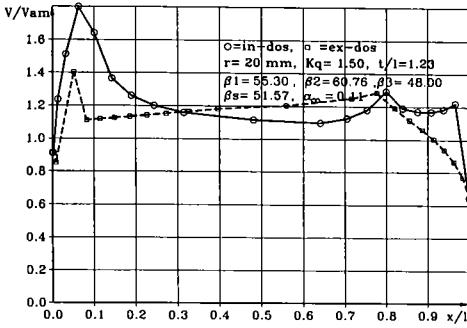
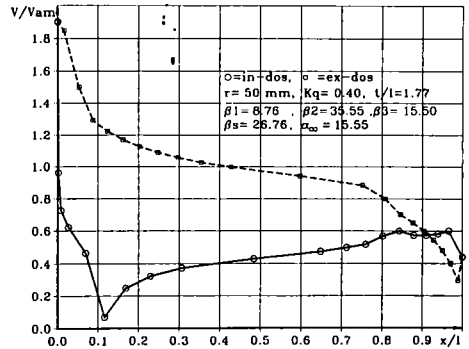
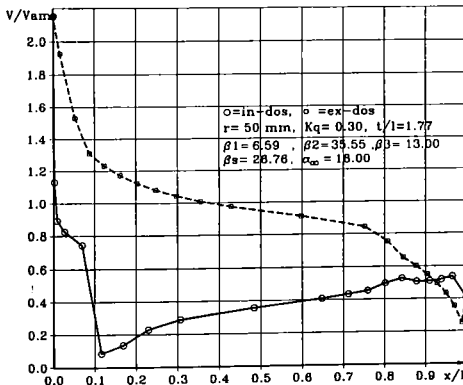
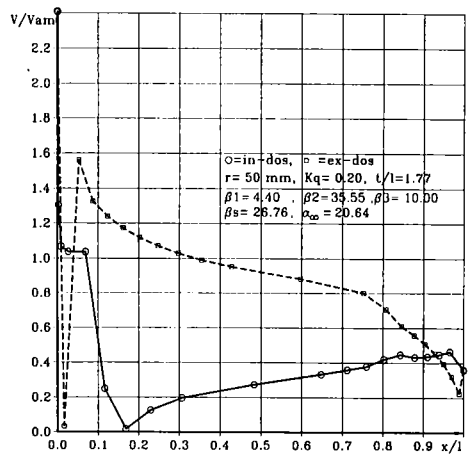
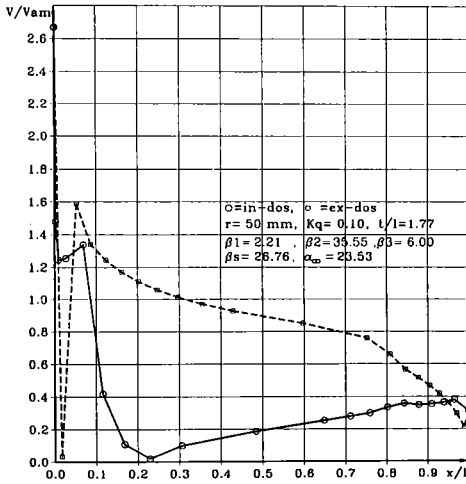
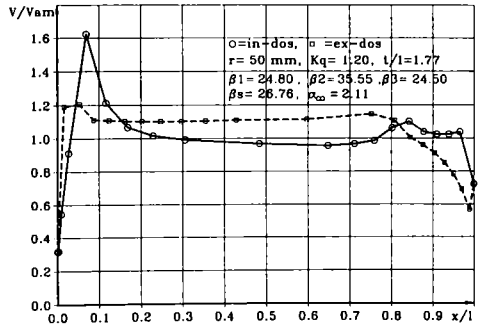
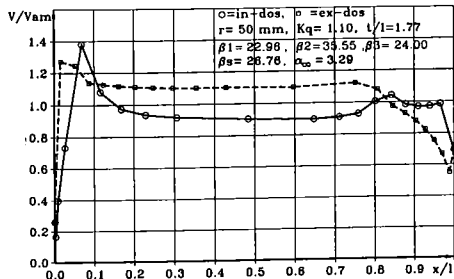
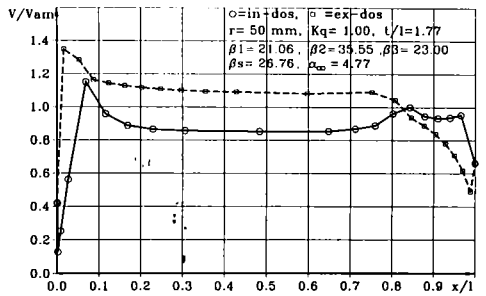
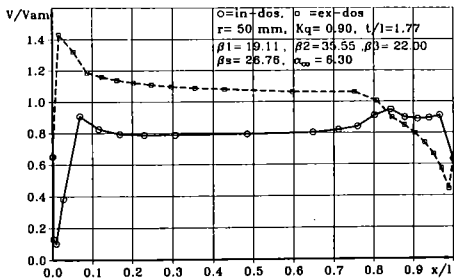
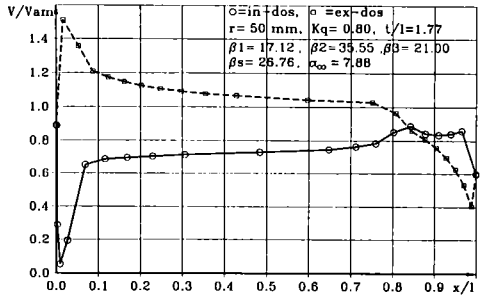
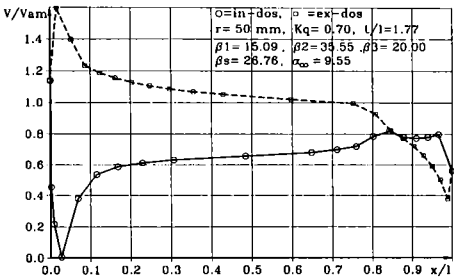
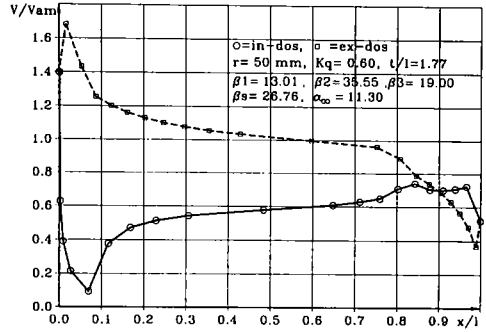
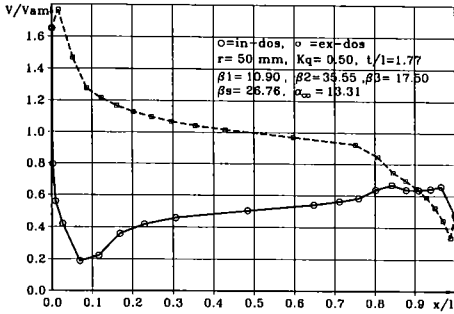


Fig. 5.42. Variația vitezelor pe frontiera profilului de la raza $r=20 \text{ mm}$, $k_q=0,1\dots1,5$





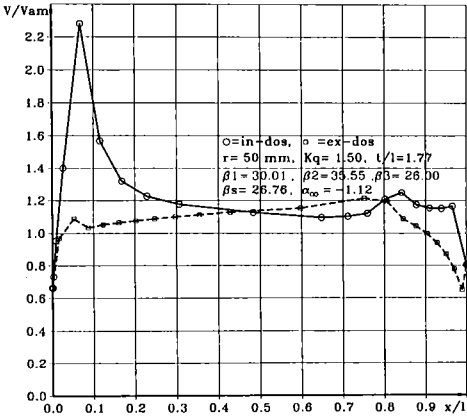
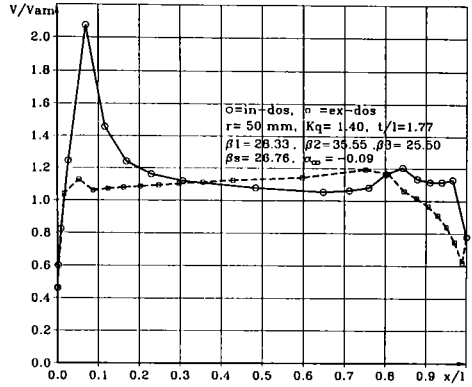
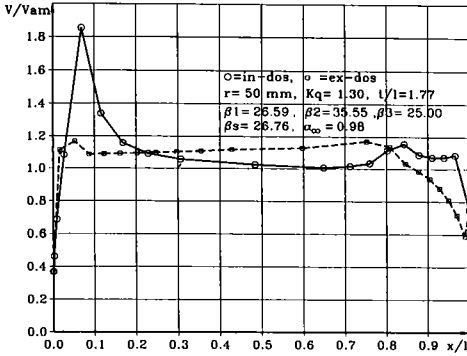
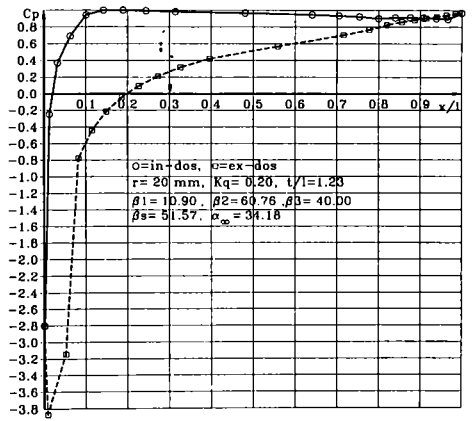
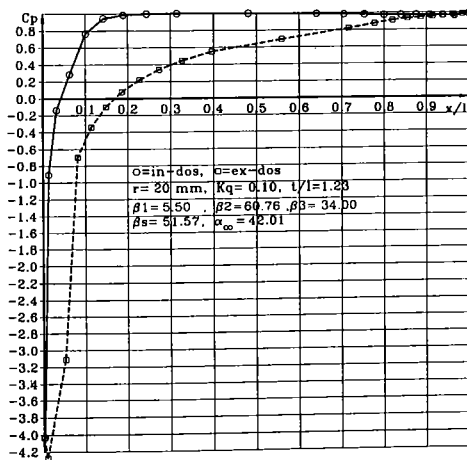
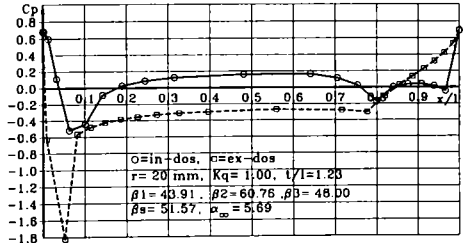
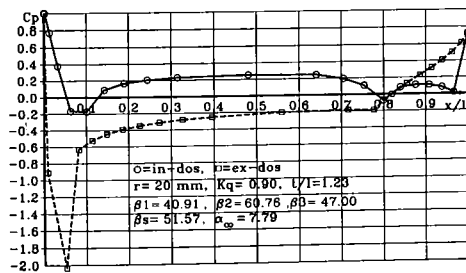
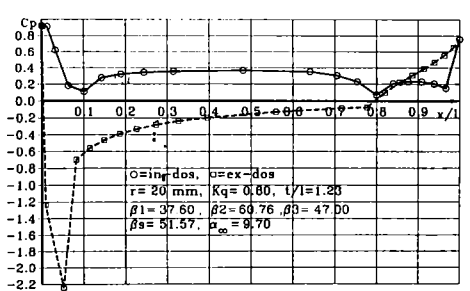
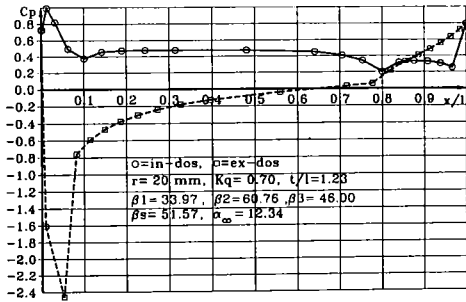
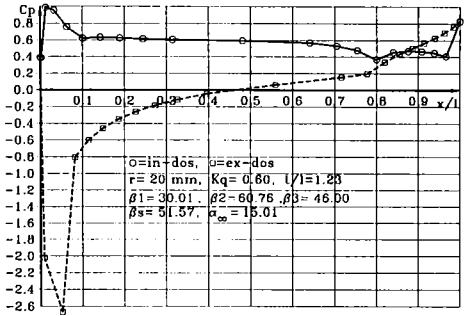
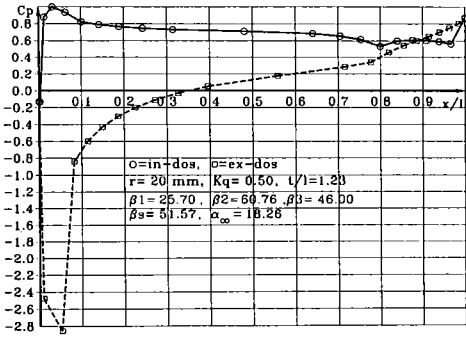
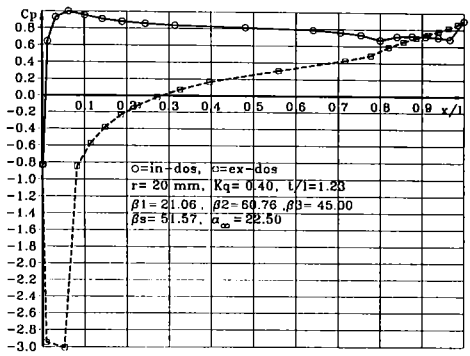
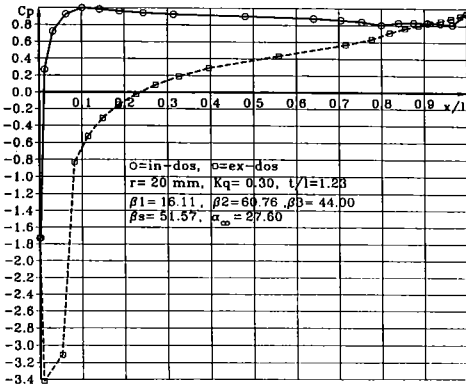


Fig. 5.43. Variația vitezelor pe frontiera profilului de la raza $r=50$ mm, $k_q=0,1 \dots 1,5$





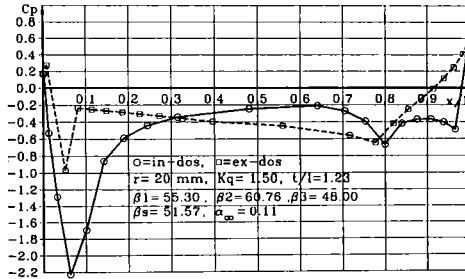
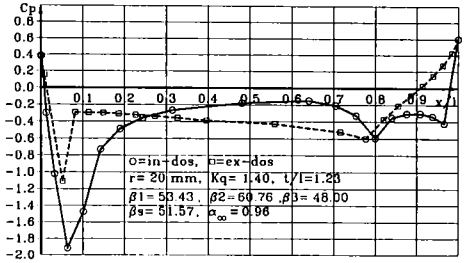
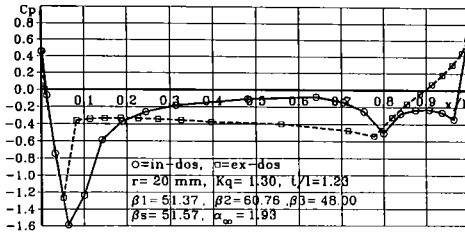
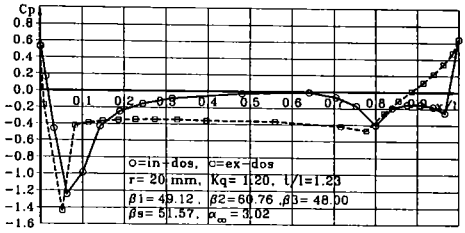
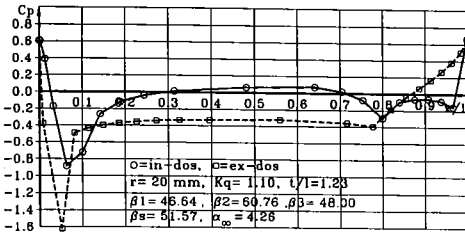
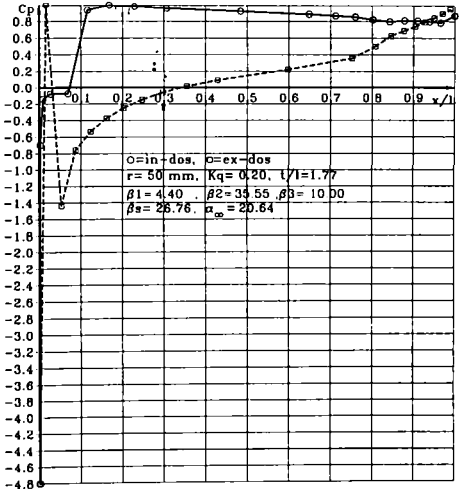
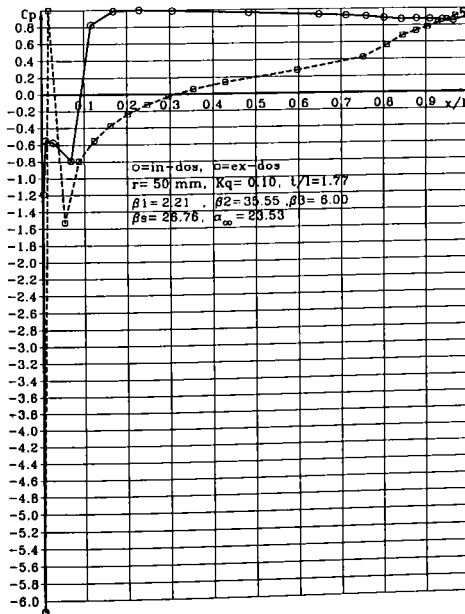
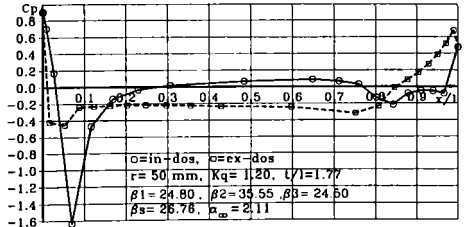
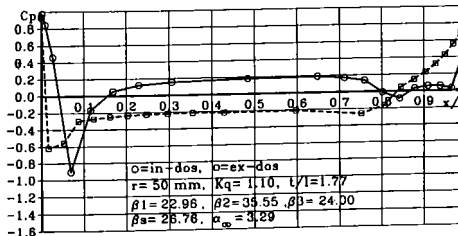
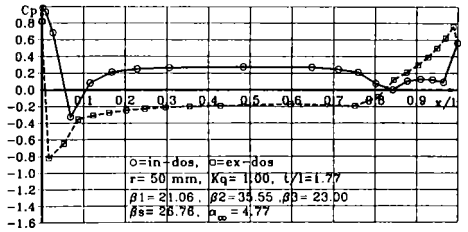
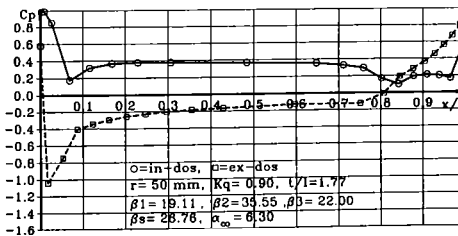
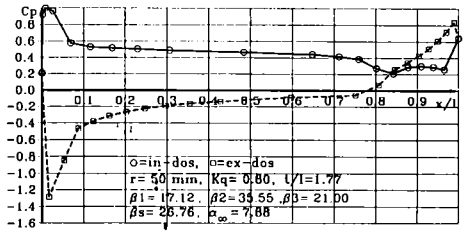
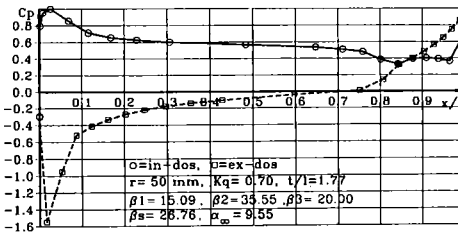
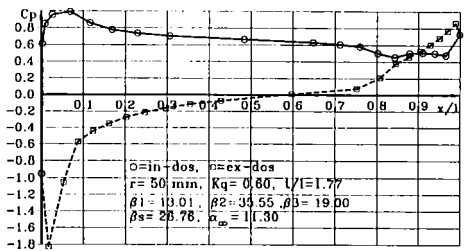
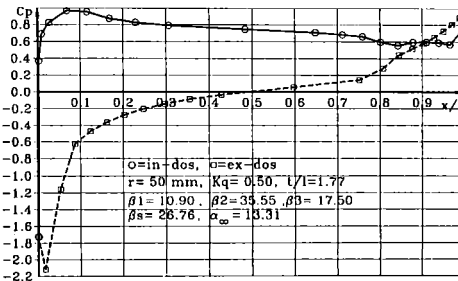
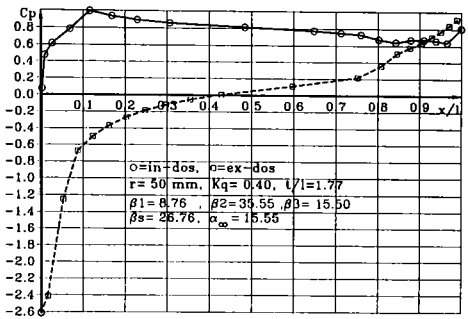
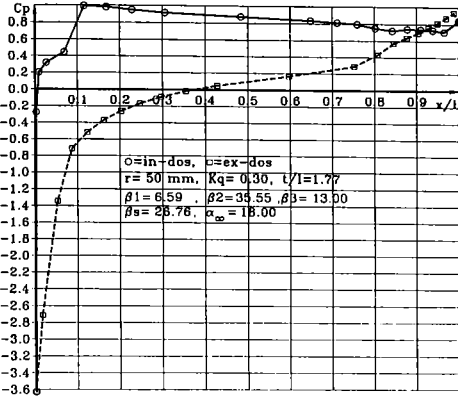


Fig. 5.44. Variația coeficientului de presiune, C_p , pe frontiera profilului de la raza $r=20 \text{ mm}$, $K_q=0,1 \dots 1,5$





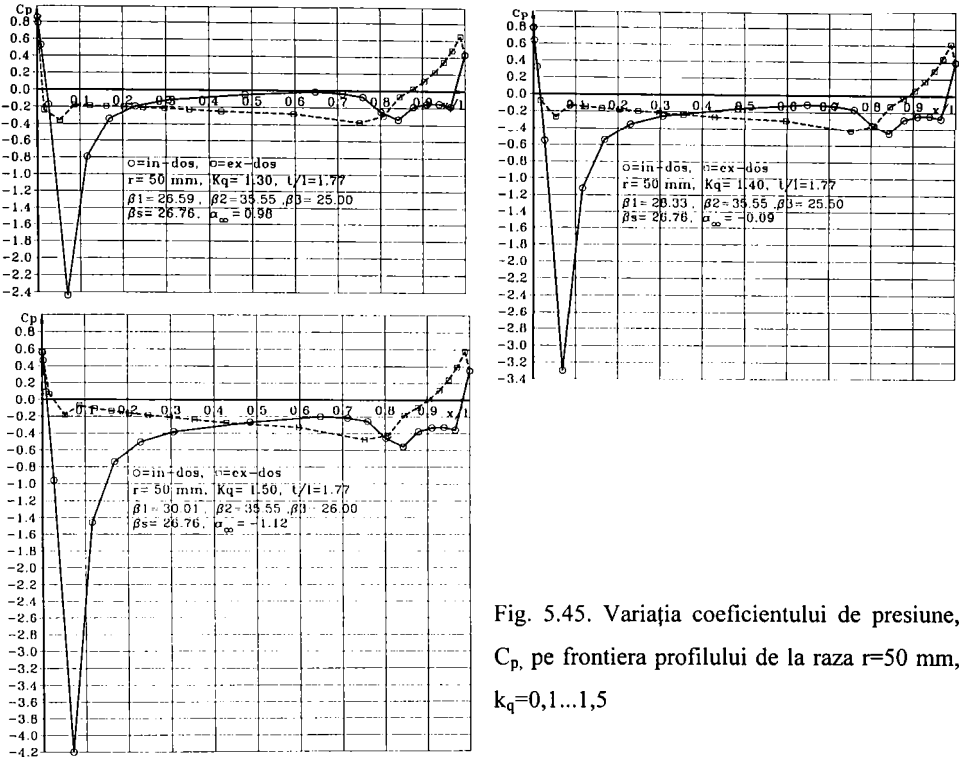


Fig. 5.45. Variația coeficientului de presiune, C_p , pe frontiera profilului de la raza $r=50 \text{ mm}$, $k_q=0,1...1,5$

5.4. Curbele de sensibilitate la cavitație ale rotorului impulsor

Din graficele de variație ale coeficientului de presiune C_p în jurul profilului paletii impulsorului la fiecare din cele cinci raze investigate, pe intrados și extrados în zona intrării se înregistrează un minim, $C_{p\min}$. Dacă asociem fiecare valoare $C_{p\min}$ cu unghiul de incidență al curentului β_1 obținem dependența $C_{p\min} = f(\beta_1)$. Deoarece $C_{p\min}$ are preponderent valori negative în literatura de specialitate se utilizează coeficientul $K_{p\max} = -C_{p\min}$, [6],[9],[10]. Se observă că minimele lui C_p în zona bordului de atac se situează în intervalul $x/l \in [0..0,1]$, adică în porțiunea primă de 10% din lungimea profilului. De aceea în programul de calcul se va folosi o procedură de sortare a valorilor doar din această porțiune, separat pentru intrados și extrados. Minimele $C_{p\min}$ pentru o secțiune de calcul și cele 15 regimuri de curgere au fost transferate într-un fișier de date și apoi preluate și prelucrate în programul SESIB_RET.PAS. Deoarece în reprezentarea grafică $K_{p\max} = f(\beta_1)$ cele 15 puncte transferate vor fi afectate de mici abateri de la o aliniere de uniformitate, s-a ales pentru interpolare ca fiind cea mai potrivită o curbă de regresie

polinomială de gradul III. În procedura care efectuează calculele de aflare a coeficienților polinomului și apoi estimează valorile polinomului de interpolare s-a folosit o discretizare pe 101 puncte, suficiente pentru ca grafica pe calculator să redea o curbă netedă. În figurile 5. 46., 5.47., 5.48., 5.49., 5.50. se prezintă curbele de sensibilitate la cavitație pentru secțiunile prin paletajul impulsorului de la razele de 15, 20, 30, 40 și 50 mm. Se observă că pe extradados, așa cum era de așteptat, la incidențe pozitive se înregistrează valori extreme ale lui $K_{p_{max}}$, deci riscul de apariție a cavitației este mai mare. La periferie și la razele apropiate periferiei se constată o creștere a coeficientului de presiune pe intrados la $k_q=0,6$ și $k_q=0,5$. Acest lucru se explică prin faptul că în această zonă punctul de stagnare pe profil se deplasează pe intrados spre bordul de fugă și datorită depresiunii mari create pe extradados se produce o circulație a fluidului din zona punctului de stagnare spre extradados. De fapt mai este și alt lucru evident că din punctul de stagnare curentul se ramifică în două direcții opuse, din care una este spre bordul de atac ceea ce va intensifica circulația pe extradados și implicit creșterea vitezei.

Situația aceasta nu a fost evidențiată până în prezent deoarece curbele $K_{p_{max}}$ nu au fost trasate în domeniul negativ. Valorile obținute pentru $K_{p_{max}}$ vor fi utilizate în aprecierea globală a sensibilității la cavitație a profilelor din rețeaua impulsorului și în calculul coeficientului de cavitație.

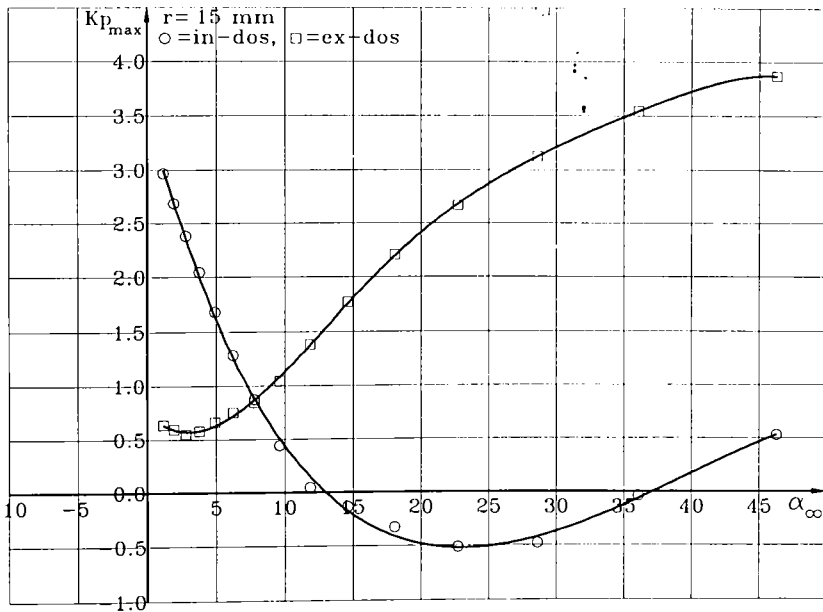


Fig. 5.46. Curbele de sensibilitate la cavitație pentru profilul de la raza $r=15$ mm.

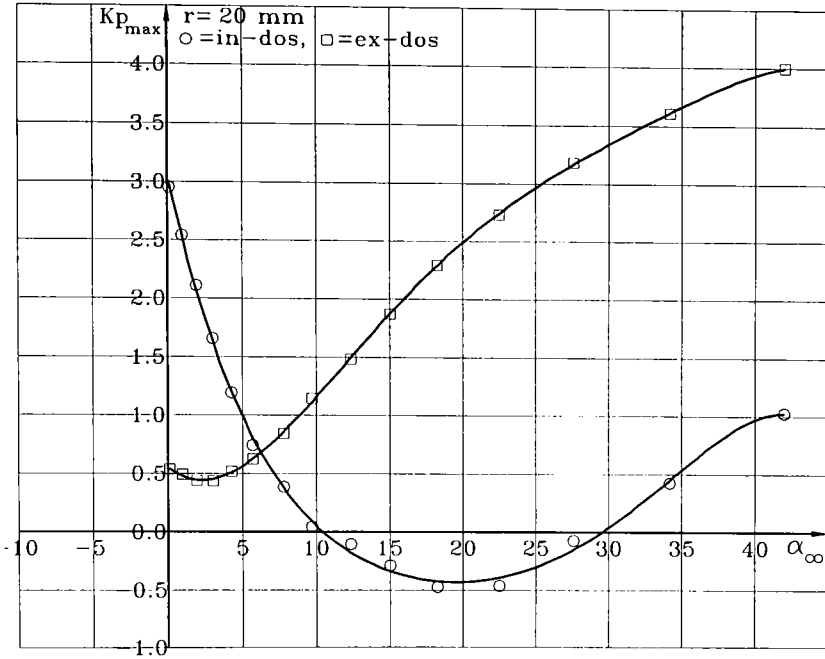


Fig. 5.47. Curbele de sensibilitate la cavitație pentru profilul de la raza $r=20$ mm.

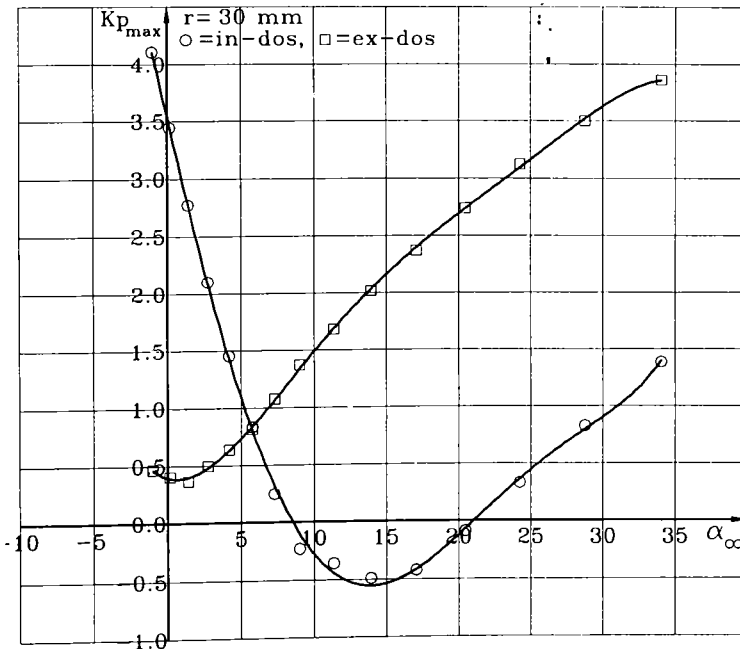


Fig. 5.48. Curbele de sensibilitate la cavitație pentru profilul de la raza $r=30$ mm.

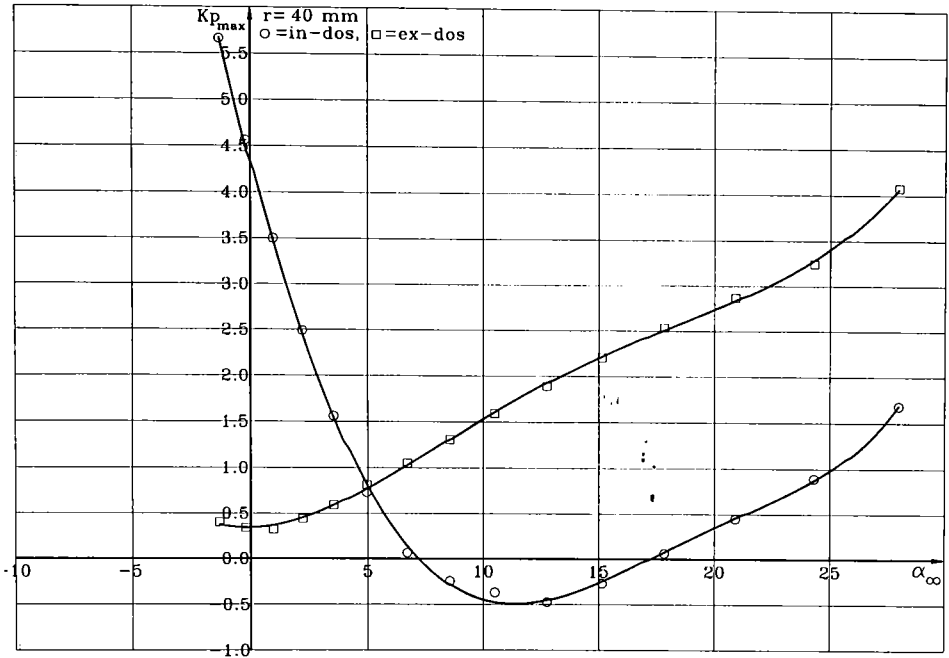


Fig. 5.49. Curbele de sensibilitate la cavitație pentru profilul de la raza $r=40$ mm.

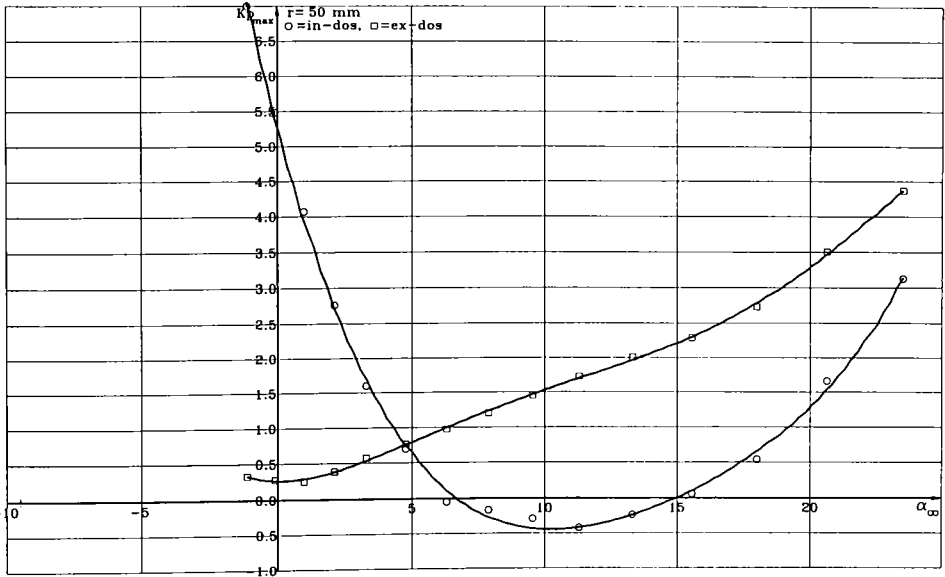


Fig. 5.50. Curbele de sensibilitate la cavitație pentru profilul de la raza $r=50$ mm.

5.5. Aprecierea globală a sensibilității la cavitație a impulsorului

Analizând curbele de sensibilitate la cavitație se constată că informațiile oferite nu reflectă global fenomenul de cavitație, adică fiind două sau trei curbe ce reprezintă două sau trei zone. După ce s-au văzut care sunt zonele sensibile la cavitație, gradul lor de sensibilitate, ne interesează obținerea unei aprecieri globale a fenomenului. Prin îmbunătățirea caracteristicilor de cavitație urmărim ca de fapt să diminuăm efectul hidrodinamic global (oriunde, în orice zonă ar apare pe profil) asupra parametrilor energetici, să creem niște criterii de apreciere a unor geometrii de paletaje date sau nou create. Unele dintre aceste criterii globale sunt coeficientul de cavitație σ și căderea dinamică interioară (caracteristica interioară de cavitație) Δh_i . Legătura dintre ele este cunoscută sub forma relației:

$$\sigma_i = \frac{\Delta h_i}{H} \quad (5.10)$$

În cele ce urmează se va căuta o relație de legătură între Δh_i și coeficientul de presiune $C_{p_{min}}$ sau $K_{p_{max}}$. Pentru aceasta se va utiliza ca punct de plecare relația de definiție a lui Δh_i :

$$\Delta h_i = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{P_{min}}{\gamma} \quad (5.11)$$

și ecuația lui Bernoulli aplicată de două ori pe aceeași linie de curent, fig. 5.51. între punctul de pe suprafața de intrare în pompă marcată prin “a”, secțiunea de intrare în paletaj marcată prin “1” și punctul M din zona paletajului unde presiunea este minimă la raza respectivă. Cât de mică este această presiune?, va fi reflectată de coeficientul $K_{p_{max}} = -C_{p_{min}}$. Ecuația Bernoulli se poate scrie aflându-ne pe o linie de curent sau suprafață de curent și vom ține cont că între “1” și “M” avem mișcare relativă în raport cu suprafețele de conducere ale curentului. Deci ecuația lui Bernoulli între “a” și “1” va fi:

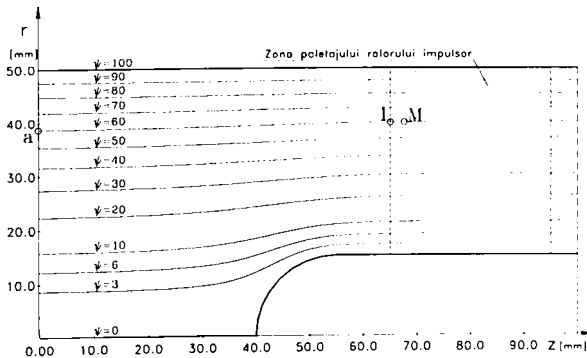


Fig. 5.51. Liniile de curent pe care se aplică ecuația Bernoulli.

$$\frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \quad (5.12)$$

iar între “1” și “M” aceeași ecuație va fi:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{w_M^2}{2g} - \frac{u_M^2}{2g} \quad (5.13)$$

Se poate considera că având o curgere uniformă într-un spațiu cilindric și distanța foarte mică între “1” și “M” vor fi posibile aproximările $r_1 \approx r_M$ și implicit $u_1 \approx u_M$, iar în punctul “M” presupunem că avem $p_M = p_{min}$ și combinând relațiile (5.12) și (5.13), grupând termenii în mod convenabil și ținând cont de (5.11) obținem:

$$\Delta h_1 = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{p_{min}}{\gamma} = \frac{v_1^2 - w_1^2}{2g} + \frac{w_M^2}{2g} \quad (5.14)$$

Intrarea în rotorul impulsor fiind normală între viteze avem relația pitagoreică:

$u_1^2 = w_1^2 - v_1^2$, iar (5.14) devine:

$$\Delta h_1 = \frac{w_M^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \quad (5.15)$$

În această relație pentru o secțiune dată u_1 este o constantă iar w_M este viteza relativă din rețea cu valoare maximă (dacă M este un punct de presiune minimă în rețea). Legătura cu viteza și presiunea din amonte va fi dată de C_{pmin} .

$$C_{pmin} = \frac{p_M - p_1}{\rho \frac{w_1^2}{2g}} = 1 - \frac{w_M^2}{w_1^2} \quad (5.16)$$

Din relația (5.16) rezultă:

$$w_M^2 = w_1^2 (1 - C_{pmin}) \quad (5.17)$$

Înlocuind în (5.15) rezultă:

$$\Delta h_1 = \frac{w_1^2 (1 - C_{pmin})}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} C_{pmin} \quad (5.18)$$

sau ținând cont de $u_1^2 = w_1^2 - v_1^2$, obținem:

$$\Delta h_1 = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} C_{pmin} \quad (5.19)$$

Această formă a relației lui Δh_1 a mai fost menționată într-o formă asemănătoare în literatura de specialitate în lucrările [6] și [78].

Relația (5.18) (prima parte) poate fi adusă la o formă de calcul în care să intervină termeni variabili utilizați drept parametri ai regimurilor de curgere menționate anterior:

$$\Delta h_i = \frac{w_1^2 (1 - C_{pmin})}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{v_{m1}^2 (1 - C_{pmin})}{2g \sin^2 \beta'_1} - \frac{u_1^2}{2g} \quad (5.20)$$

În relația (5.20) am pus în evidență influența regimului de curgere (fig. 5.5) prin marcajul prim “ ‘ ” la viteza meridiană și unghiul curentului la diferite regimuri de curgere. Ținând cont că $\beta'_1 = f(k_q)$ se calculează cu relația (5.5) și raportul debitelor $k_q = Q/Q_0$ și făcând niște artificii de calcul rezultă:

$$\Delta h_i = \frac{Q_0^2 k_q^2 (1 - C_{pmin})}{S_1^2 2g \sin^2 \beta'_1} - \frac{u_1^2}{2g} \quad (5.21)$$

În relația (5.21) raportul $\frac{Q_0^2}{S_1^2}$ reprezintă v_{m10}^2 , pătratul vitezei meridiene în regim nominal cunoscută din câmpul hidrodinamic, iar $-C_{pmin} = K_{pmax}$ ceea ce duce la relația finală de calcul:

$$\Delta h_i = \frac{v_{m10}^2 (1 + K_{pmax})}{2g \sin^2 \beta'_1} k_q^2 - \frac{u_1^2}{2g} \quad (5.22)$$

În această relație avem trei parametri variabili K_{pmax} , k_q și β'_1 dintre care primul și ultimul depind direct de k_q .

Dacă analizăm curbele de sensibilitate la cavitație constatăm că ele se intersectează într-un punct. La incidențe negative până în punctul de intersecție vitezele sunt maxime pe intrados, iar în continuare până la incidența pozitivă maximă vitezele sunt maxime pe extradados. Aceasta înseamnă că în relația (5.22) va trebui să introducem valorile K_{pmax} cele mai mari pe care le vom numi $K_{pmax max}$ (adică Maximum Maximorum).

$$K_{pmax max} = \text{Max}(K_{pmax in-dos}, K_{pmax ex-dos}) \quad (5.23)$$

Calculând în cele 15 puncte valorile lui Δh_i și reprezentând grafic funcție de k_q care este parametrul principal obținem prin interpolare cu regresie polinomială cu un polinom de gradul VI, curbele $\Delta h_i = f(k_q)$ care reflectă cel mai bine comportarea la cavitație a rețelei de profile a impulsorului de la o anumită rază. În figurile 5.52...5.56. se prezintă caracteristicile de cavitație ale secțiunilor prin paletajul impulsorului de la razele $r=15, 20, 30, 40$ și 50 mm.

Se observă că la periferie, chiar dacă minimumul lui Δh_i este cel mai mic în schimb sensibilitatea la creșterea sau scăderea debitului este cea mai mare. De asemenea se observă că

valoarea minimă pentru toate secțiunile este în jurul valorii lui $k_q=1,0$ care este de fapt chiar valoarea debitului nominal al pompei.

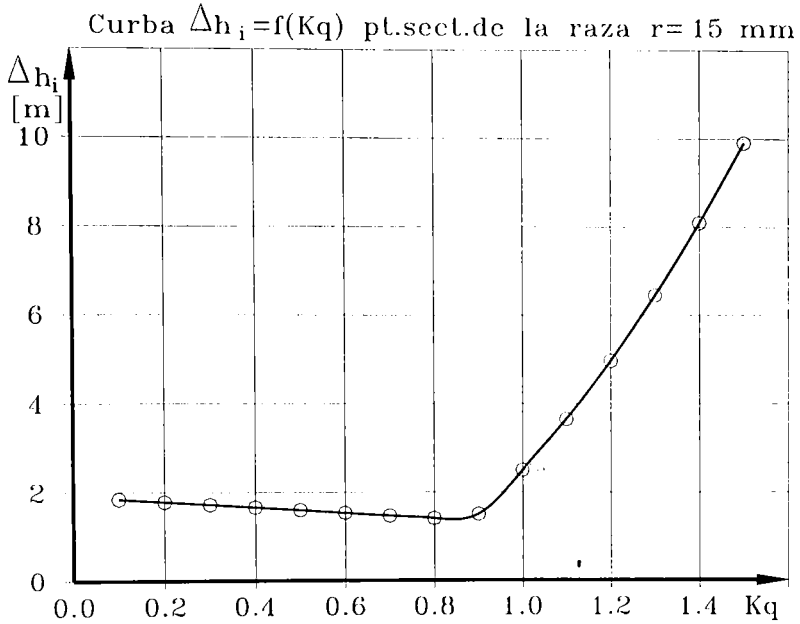


Fig. 5.52. Caracteristica de cavitație a paletajului impulsorului la raza $r=15$ mm

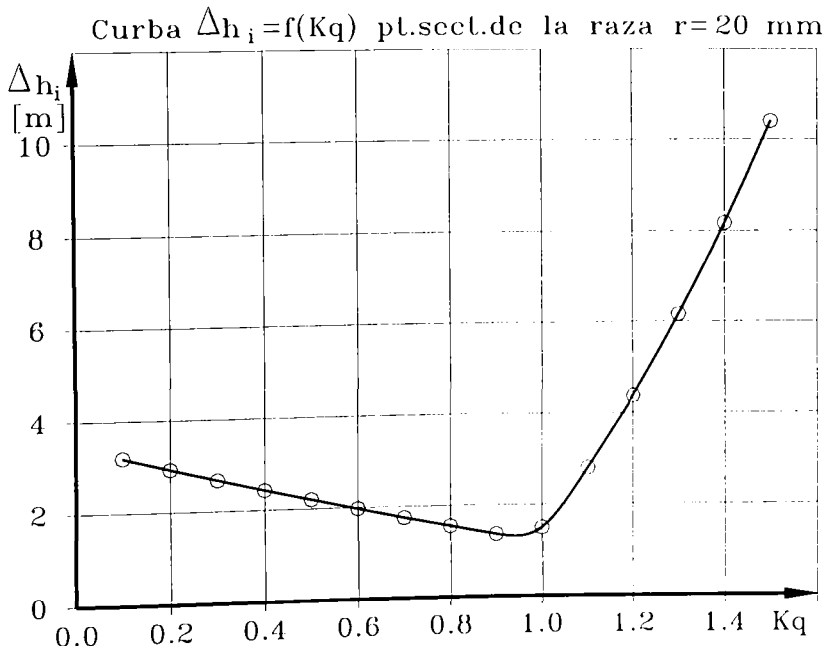


Fig. 5.53. Caracteristica de cavitație a paletajului impulsorului la raza $r=20$ mm

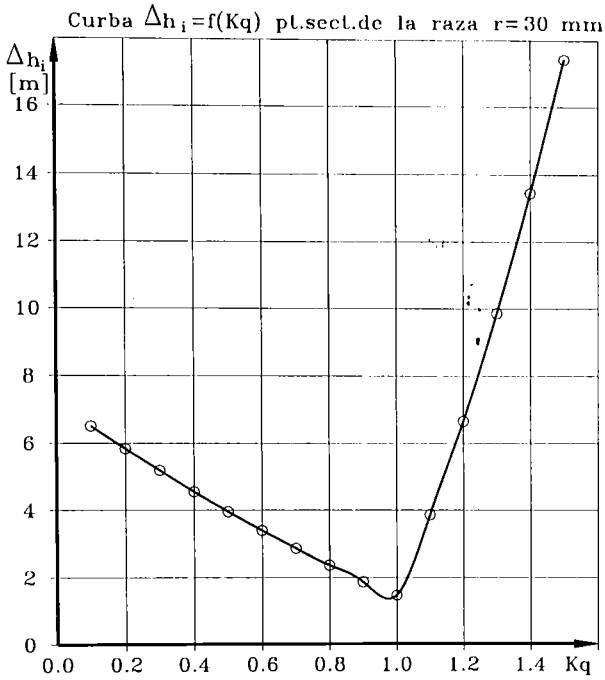


Fig. 5.54. Caracteristica de cavitație a paletajului impulsorului la raza $r=30$ mm.

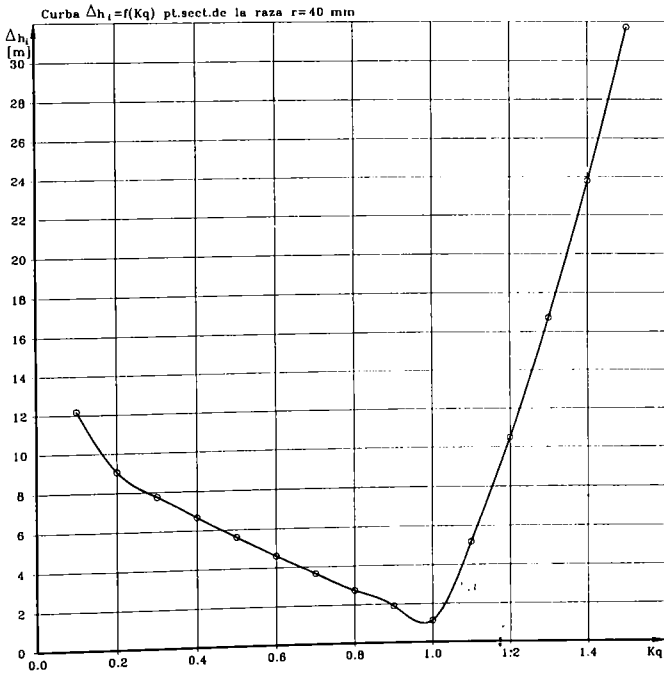


Fig. 5.55. Caracteristica de cavitație a paletajului impulsorului la raza $r=40$ mm.

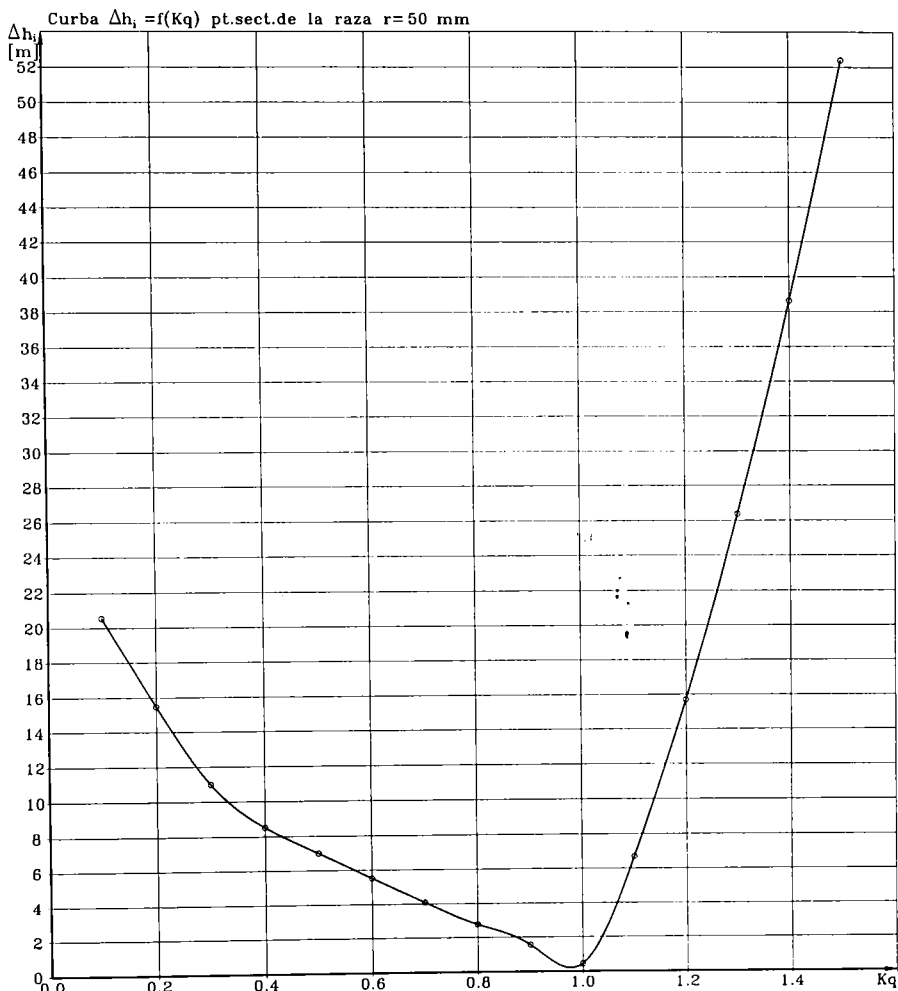


Fig. 5.56. Caracteristica de cavitație a paletajului impulsorului la raza $r=50$ mm.

5.6. Concluzii

1. Repartiția de presiuni și viteze în jurul profilului impulsorului la regimul nominal de funcționare pune în evidență minime de presiune în zona bordului de atac pe extradusul profilului cum era de așteptat. În zona bordului de fugă variațiile de presiune sunt nesemnificative, iar pe extrados în zona cunoscută ca fiind zona nr. 3, [9] [85], în general nu are loc o scădere a presiunii datorită faptului că grosimea profilului este relativ mică, fiind mai degrabă o placă curbată.

2. La regimuri de curgere diferite de nominal făcând o sinteză a rezultatelor obținute se constată că rezultatele sunt plauzibile comparativ cu alte rezultate teoretice și experimentale din literatura de specialitate. Criteriul de identificare automat (prin algoritm de calcul) a oferit valori ce s-au aliniat relativ bine pe curbele trasate ulterior.
3. Trasarea curbelor de sensibilitate la cavitație pe tot domeniul de debite investigat a scos în evidență faptul că se constată o creștere a coeficientului de presiune pe intrados începând cu $k_q=0,6$ și până la $k_q=0,1$. Acest lucru se explică prin faptul că în această zonă punctul de stagnare pe profil se deplasează pe intrados spre bordul de fugă și datorită depresiunii mari create pe extrados se produce o circulație a fluidului din zona punctului de stagnare spre extrados. De fapt mai este și alt lucru evident că din punctul de stagnare curentul se ramifică în două direcții opuse, din care una este spre bordul de atac ceea ce va intensifica circulația pe intrados și implicit creșterea vitezei. Situația aceasta nu a fost evidențiată până în prezent deoarece curbele $K_{p_{max}}$ nu au fost trasate în domeniul valorilor negative.
4. Introducerea termenului $K_{p_{max}}$ și a modului său de estimare fac legătura cu σ_i sau Δh_i și caracterul lor global de apreciere a sensibilității la cavitație a profilelor din rețeaua impulsorului.
5. Cele prezentate în acest capitol se constituie într-o nouă metodă de estimare a sensibilității la cavitație a impulsorilor pentru pompele centrifuge. Având criteriile de performanță date de această metodă se pot genera diverse geometrii ale paletajului și se poate studia influența tuturor parametrilor geometrici.
6. Confruntând rezultatele teoretice cu cele experimentale se vor putea găsi factorii de corecție ai coeficienților de cavitație care să exprime cât se poate de corect performanțele cavitaționale ale unei geometrii studiate prin modelare pe calculator.

CAPITOLUL 6

CALCULUL ÎNĂLȚIMII TEORETICE DE POMPARE REALIZATE DE IMPULSOR

Impulsorul funcționează ca un rotor de pompă axială. Energia transferată de el fluidului trebuie să ducă la o creștere a presiunii la intrarea în rotorul centrifug astfel încât acesta din urmă să nu intre în regim de cavitație. Pe lângă faptul că impulsorul trebuie să fie foarte bun din punct de vedere cavitațional, el trebuie să realizeze și un transfer energetic cât mai bun la o deviație minimă a curentului față de direcția axială cu $\alpha=90^\circ$, astfel încât intrarea în rotorul centrifug să nu fie perturbată. Înălțimea de pompare teoretică, H_t , pentru întregul rotor impulsor va rezulta ca urmare a integrării și medierii înălțimilor de pompare locale pe domeniul secțiunii transversale a volumului de control al impulsorului.

Din ecuația fundamentală a rețelor de profile utilizate la turbomașini avem relația înălțimii de pompare aferentă secțiunii de la raza curentă r sub forma:

$$H_{tr} = C_{ar} \frac{l w_\infty u}{t 2g} = C_{ar} \frac{l w_\infty \omega}{t 2g} r \quad (6.1)$$

În această relație pentru un impulsor cu o geometrie cunoscută, l , t , r , se identifică imediat. Dintre elementele cinematice se cunoaște doar viteza unghiulară ω . Deci mai rămân de determinat coeficientul de portanță în rețea, C_{ar} , și viteza de calcul w_∞ .

6.1. Calculul coeficientului de portanță C_{ar} al rețelei de profile a impulsorului

Pentru calculul coeficientului de portanță C_{ar} este necesară cunoașterea circulației vitezei în jurul profilelor din rețea. Din teoria hidrodinamicii rețelor de profile circulația vitezei este dată de deflecția curentului între frontiera amonte și aval de rețea [99], conform relației:

$$\Gamma = t(w_{0y} - w_{3y}) \quad (6.2)$$

unde w_{0y} și w_{3y} sunt proiecțiile după axa Oy ale vitezelor asimptotice din amonte și aval de rețea.

Relația lui Bernoulli integrată în lungul unei linii de curent între punctele de pe frontiera amonte și aval se scrie (pentru rețea de pompă, deceleratoare, fig.6.1):

$$p_3 - p_0 = \frac{\rho}{2}(w_0^2 - w_3^2) = \frac{\rho}{2}(w_{0x}^2 + w_{0y}^2 - w_{3x}^2 - w_{3y}^2) \quad (6.3)$$

Deoarece din ipotezele inițiale $w_{3x}=w_{0x}$ rezultă:

$$p_3 - p_0 = \frac{\rho}{2}(w_{0y}^2 - w_{3y}^2) \quad (6.4)$$

Pentru a evidenția o situație similară profilului singular se introduce media vectorială a vitezelor \bar{w}_0 și \bar{w}_3 :

$$\bar{w}_\infty = \frac{1}{2}(\bar{w}_0 + \bar{w}_3) \quad (6.5)$$

având componentele:

$$\begin{cases} w_{\infty x} = \frac{1}{2}(w_{0x} + w_{3x}) = w_{0x} = w_{3x} \\ w_{\infty y} = \frac{1}{2}(w_{0y} + w_{3y}) \end{cases} \quad (6.6)$$

Ținând cont de (6.2) și (6.4) rezultă în final:

$$p_3 - p_0 = \rho w_{\infty y} \frac{\Gamma}{l} \quad (6.7)$$

Modulul forței portante pe un profil din rețea va fi:

$$F = \rho w_\infty \Gamma \quad (6.8)$$

Orientarea acestei forțe este perpendiculară pe direcția vitezei \bar{w}_∞ .

Coefficientul de portanță al profilului din rețeaua de anvergură unitară este definit de relația:

$$C_{ar} = \frac{F}{\rho \frac{w_\infty^2}{2} l} \quad (6.9)$$

Înlocuind (6.8) în (6.9) rezultă:

$$C_{ar} = \frac{2\Gamma}{lw_\infty} \quad (6.10)$$

Ținând cont de descompunerea vitezelor în rețea (fig.6.1) și că $w_x=Q/2t$ relația (6.10) devine:

$$C_{ar} = \frac{4t\Gamma \sin\beta_\infty}{lQ} \quad (6.11)$$

unde unghiul β_∞ se calculează cu relația dedusă din triunghiurile din fig. 6.1:

$$\cotg \beta_\infty = \frac{1}{2} (\cotg \beta_1 + \cotg \beta_3) \quad (6.12)$$

În relația (6.11) circulația vitezei în jurul profilului, Γ , se poate calcula prin integrare din repartiția de viteze pe conturul închis, C , al profilului din rețea:

$$\Gamma = \oint_C v_i ds_i \quad (6.13)$$

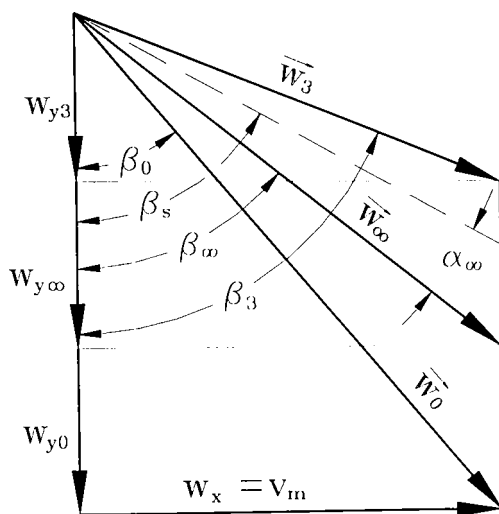


Fig. 6.1. Descompunerea vitezelor în rețea de pompă

Efectuând calculele pentru rețimurile de curgere exprimate de k_q între 0,1 și 1,5 rezultă curbele $C_{ar}=f(\alpha_\infty)$ unde α_∞ este unghiul de incidență al curentului în rețea și reprezintă diferența dintre direcția vitezei w_∞ și direcția coardei profilului (exprimată de unghiul β_s).

$$\alpha_\infty = \beta_s - \beta_\infty \quad (6.14)$$

Pentru fiecare regim studiat s-a făcut verificarea dacă circulația vitezei, Γ , calculată cu relația (6.2) dă aceeași valoare cu cea calculată prin integrarea vitezelor pe conturul profilului (6.13). S-a constatat că la unghiuri de incidență, (α_∞), mari, ceea ce corespunde pentru regimurile de curgere

$k_q=0,1 \dots 0,6$, nu mai există concordanță între rezultatele obținute cu cele două relații. Pentru a identifica cauzele au fost analizate în amănunt toate rezultatele intermediare începând cu funcția de curent Ψ . La funcția de curent Ψ se constată o variație "improprie" în zona bordului de atac pe intrados și pe extrados. Astfel dacă pe conturul profilului din mijloc Ψ are o valoare constantă, impusă ca o condiție la limită a mișcării periodice în rețea, în zonele susmenționate se constată o scădere sensibilă a valorilor funcției de curent. Aceasta înseamnă că punctele de stagnare la bordul de atac și de fugă se modifică în sensul că cel din zona bordului de atac se deplasează pe intrados spre bordul de fugă, iar la incidențe negative pe extrados spre bordul de fugă (fig. 6.2). În consecință circulația vitezei pe conturul profilului pornind din punctele de stagnare, conform teoriei hidrodinamicii rețelelor de profile, se ramifică în două direcții opuse. De acest lucru trebuie să se țină cont în cazul integrării vitezelor pe conturul profilului. Identificarea punctelor de stagnare se face relativ ușor.

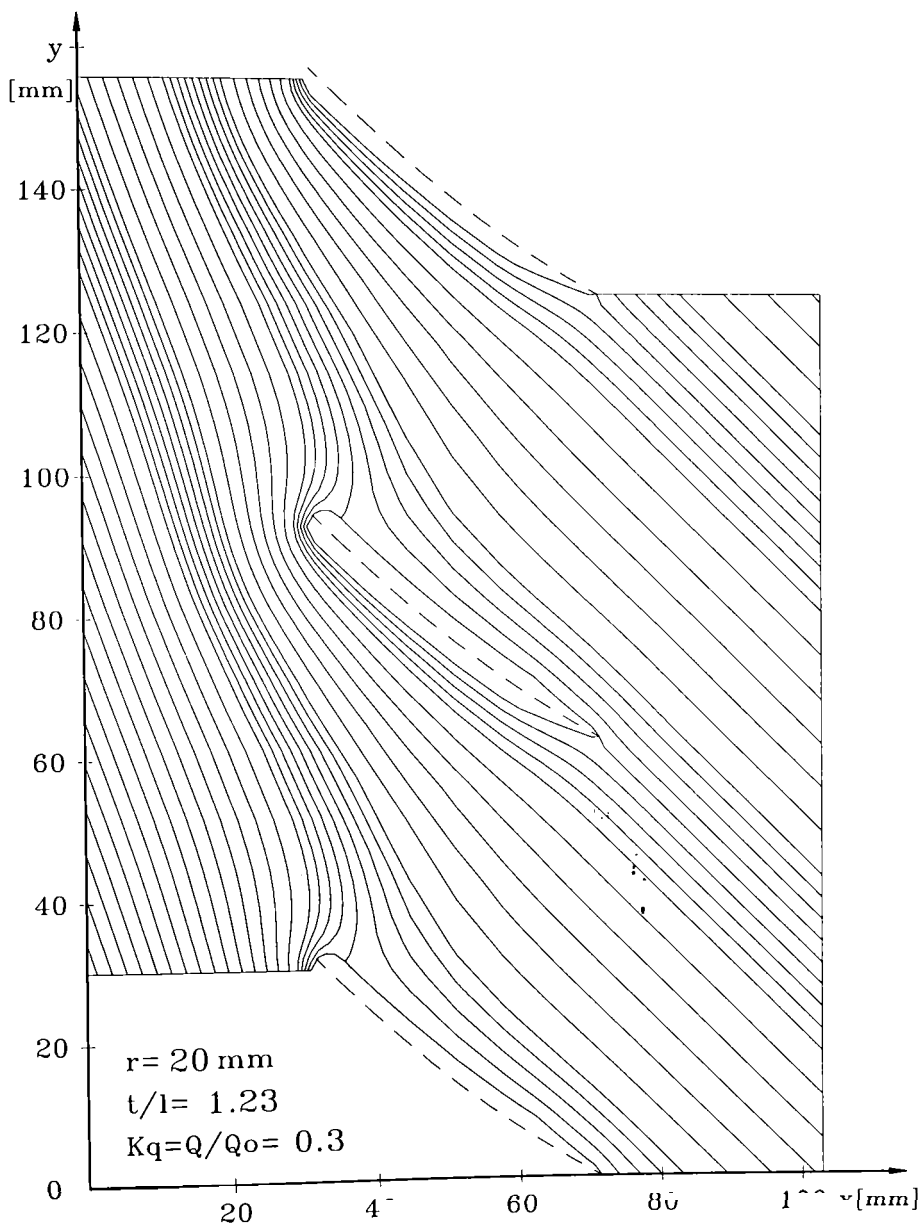


Fig. 6.2. Liniile de curent cu circulație inversă în zona bordului de atac.

Fie S_{ii} și S_{te} cele două puncte de stagnare ale curentului corespunzătoare unor situații extreme, (fig. 6.3). Dacă considerăm două puncte vecine punctului de stagnare situat în zona bordului de fugă și schițăm vectorii vitezei tangenți la contur și având evident orientarea opusă, iar apoi

realizăm descompunerea după axele sistemului de referință obținem imaginea din fig. 6.3. Se constată că în punctele situate de o parte și cealaltă a punctului de stagnare componentele vitezei după cele două axe de coordonate își schimbă semnul. Deci punctul de stagnare din zona bordului de atac se identifică ca fiind punctul unde componentele vitezei realizează schimbarea de semn.

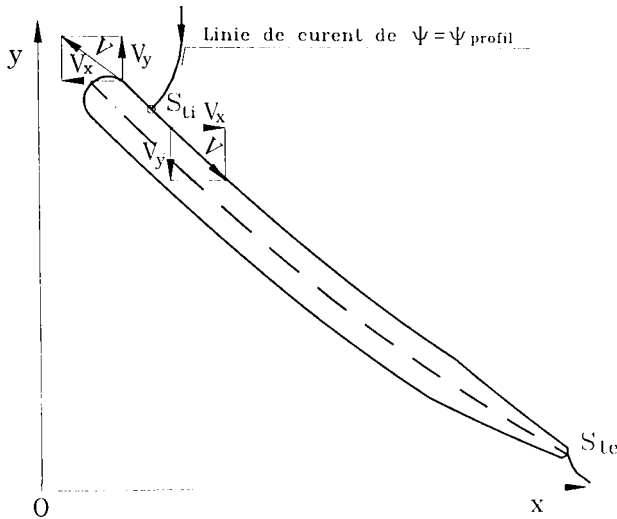


Fig. 6.3. Vitezele fluidului pe conturul profilului în vecinătatea punctelor de stagnare.

După cum s-a arătat în Capitolul 5, prin MEF se calculează inițial componentele vitezei și apoi rezultă modulul vitezei care evident va fi tot timpul pozitiv. Dacă ținem cont de considerentele de mai sus și atribuim semn modulului vitezei la calculul circulației pe conturul profilului se va aplica riguros relația vectorială a circulației:

$$\Gamma = \oint \vec{v} \cdot d\vec{r} \quad (6.15)$$

Cu aceste considerente va exista o concordanță între circulația vitezei calculată cu cele două relații. Calculând coeficienții de portanță ai rețelelor de profile ale impulsorului din cele cinci secțiuni de calcul stabilite anterior rezultă curbele din figurile 6.4.....6.9.

Analizând alura curbelor $C_{a,r} = f(\alpha_\infty)$ se constată că pentru $k_q = 0,1 \dots 0,6$ (ultimele 6 puncte în sensul de creștere a lui α_∞) curba $C_{a,r}$ se abate de la creșterea liniară. De remarcat că sensul creșterii lui k_q este invers sensului creșterii lui α_∞ pe grafic. Se constată că tendința de neliniaritate scade spre secțiunile de la periferie deoarece unghiurile maxime de incidență α_∞ sunt mai mici. Important este că regimul nominal se situează în zona mijlocie a variației liniare, deci rețeaua de profile funcționează în zona de transfer energetic direct proporțional cu unghiul de incidență al curentului față de rețeaua de profile.

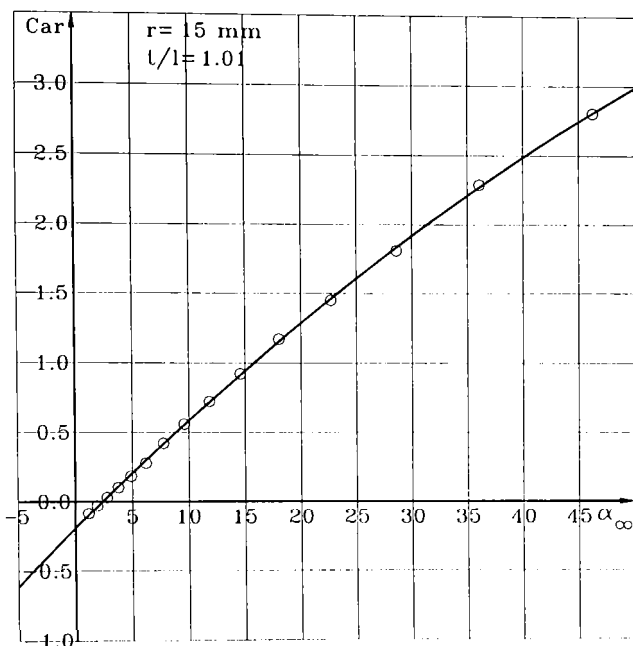


Fig. 6.4. Curba coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor de la raza $r=15$ mm

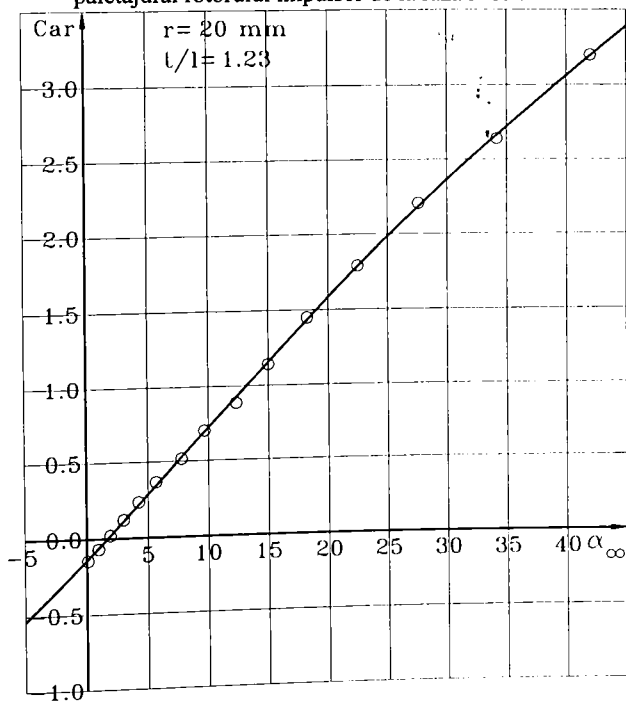


Fig. 6.5. Curba coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor de la raza $r=20$ mm

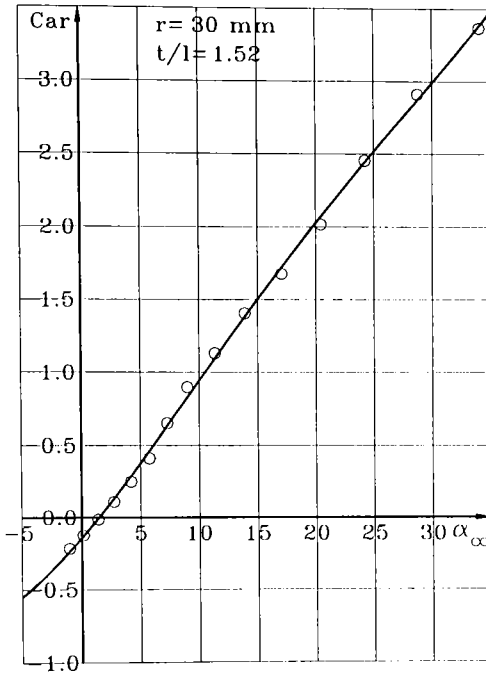


Fig. 6.6. Curba coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor de la raza $r=30$ mm

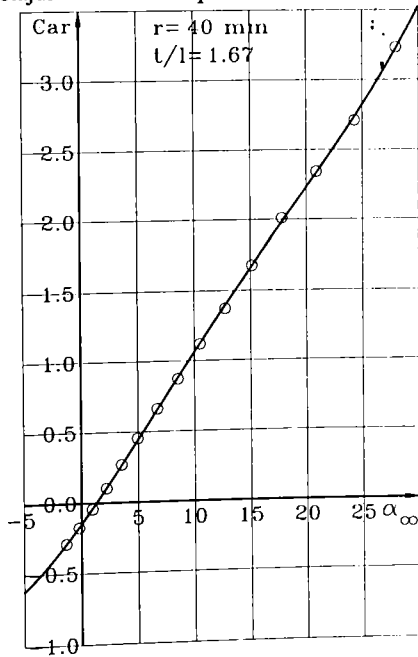


Fig. 6.7. Curba coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor de la raza $r=40$ mm

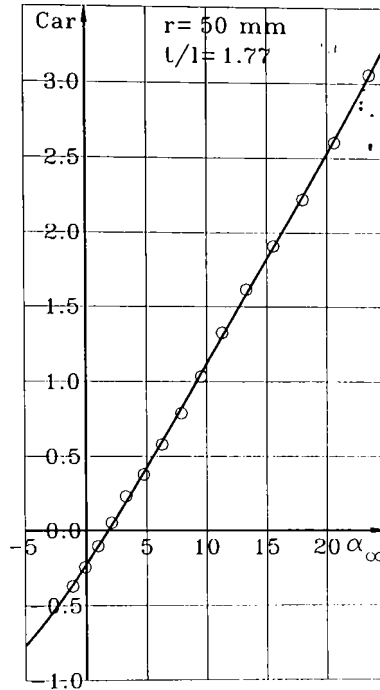


Fig. 6.8. Curba coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor de la raza $r = 50$ mm

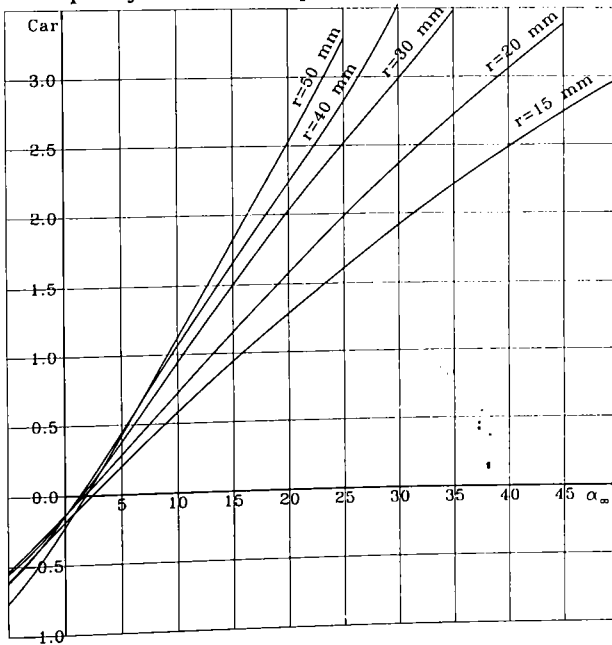


Fig. 6.9. Curbele coeficienților de portanță, $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$, ai rețelei paletajului rotorului impulsor grupate pentru comparație

6.2. Calculul înălțimii teoretice de pompare locale, $H_{tr} = f(r)$

În relația (6.1) se observă dependența directă și indirectă $H_{tr} = f(r)$. Deci pentru fiecare regim de curgere studiat (reflectat de k_q) în cele cinci secțiuni analizate vom obține câte o valoare pentru C_{ar} . Conform relației (6.1) mai este necesară cunoașterea lui w_∞ , ω și g fiind niște constante, iar l/t este specific fiecărei secțiuni. Din fig. 6.1 rezultă că:

$$w_\infty = \frac{v_m}{\sin \beta_\infty} = \frac{w_r}{\sin \beta_\infty} \quad (6.16)$$

unde w_r sau v_m vor fi afectate de regimul de curgere (k_q). La regimul nominal viteza meridiană v_{m0} se calculează cu relația:

$$v_{m0} = \frac{Q_0}{S_{\text{zona imp}}} = \frac{Q_0}{\pi(r_p^2 - r_b^2)} \quad (6.17)$$

Rezultă în general pentru orice regim de lucru:

$$v_m = k_q v_{m0} \quad (6.18)$$

Cu aceste considerații și utilizând un program de calcul de interpolare prin regresie polinomială a curbei $H_{tr} = f(r)$ printr-un polinom de gradul trei au rezultat curbele înălțimii locale de pompare pentru cele 15 regimuri de lucru $k_q = 0,1 \dots 1,5$, (fig. 6:9). Se observă că alura curbelor se apropie foarte mult de forma parabolică din ipoteza inițială de proiectare a paletajului rotorului impulsor prin metoda vârtejului forțat.

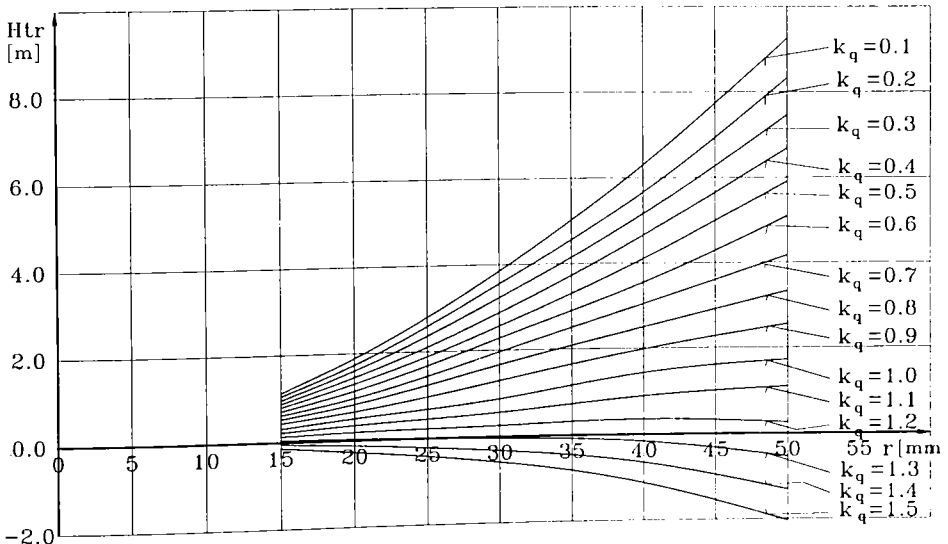


Fig. 6.10. Curbele de variație a înălțimii teoretice de pompare $H_{tr} = f(r)$ pentru $k_q = 0,1 \dots 1,5$

6.3. Calculul înălțimii teoretice de pompare globale, $H_t=f(Q)$

Conform fig. 6.10 se constată că energia transferată fluidului nu este uniform repartizată pe secțiunea de trecere a impulsorului. Ca urmare la ieșirea din paletaj se va produce o egalizare a energiilor pe secțiune, iar pentru comparația cu experimentul va trebui să luăm de asemenea în considerare energia globală (mediată pe secțiunea de trecere) transferată fluidului de către impulsor. În acest sens va trebui să integrăm pe $H_{tr}=f(r)$ pe întreaga secțiune de trecere și apoi să o mediem pe secțiune (fig. 6.11). Integrarea pe secțiune se realizează cu relația:

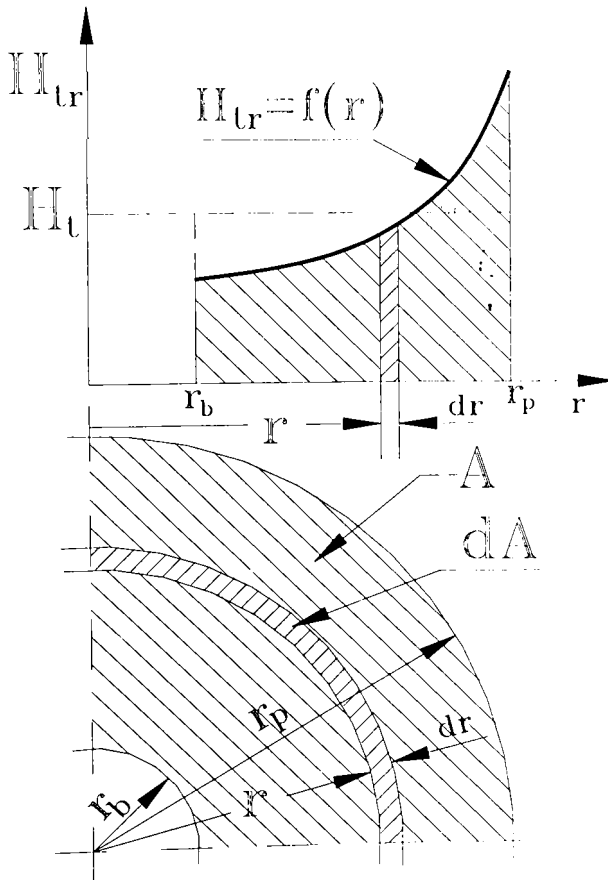


Fig. 6.11. Schema de integrare a înălțimii de pompare pe secțiunea transversală de ieșire

$$H_{im} = \frac{1}{A} \int_A H_{tr} dA \quad (6.19)$$

unde $dA=2\pi r dr$.

Înălțimea de pompare globală (mediată pe secțiune) se va calcula cu relația:

$$H_t = \frac{\int_{r_b}^{r_p} H_{tr} 2\pi r dr}{\pi(r_p^2 - r_b^2)} = \frac{2 \int_{r_b}^{r_p} (r H_{tr}) dr}{r_p^2 - r_b^2} \quad (6.20)$$

Integrarea funcției rH_{tr} se efectuează pe cale numerică în urma unei interpolări cu funcții Spline Cubice. Procedând astfel pentru fiecare regim de curgere, adică $k_q=0,1\dots1,5$ vom obține 15 puncte calculate de pe curba înălțimii teoretice de pompare $H_t=f(Q)$ a impulsorului. Cu ajutorul unui program Pascal de interpolare cu funcții Spline Cubice va rezulta efectiv curba $H_t=f(Q)$ unde s-a preferat în final exprimarea funcție de debitul real Q (fig. 6.12) (și nu funcție de coeficientul de debit, k_q). Punctele marcate pe curbă corespund punctelor calculate pentru $k_q=0,1,\dots,1,5$.

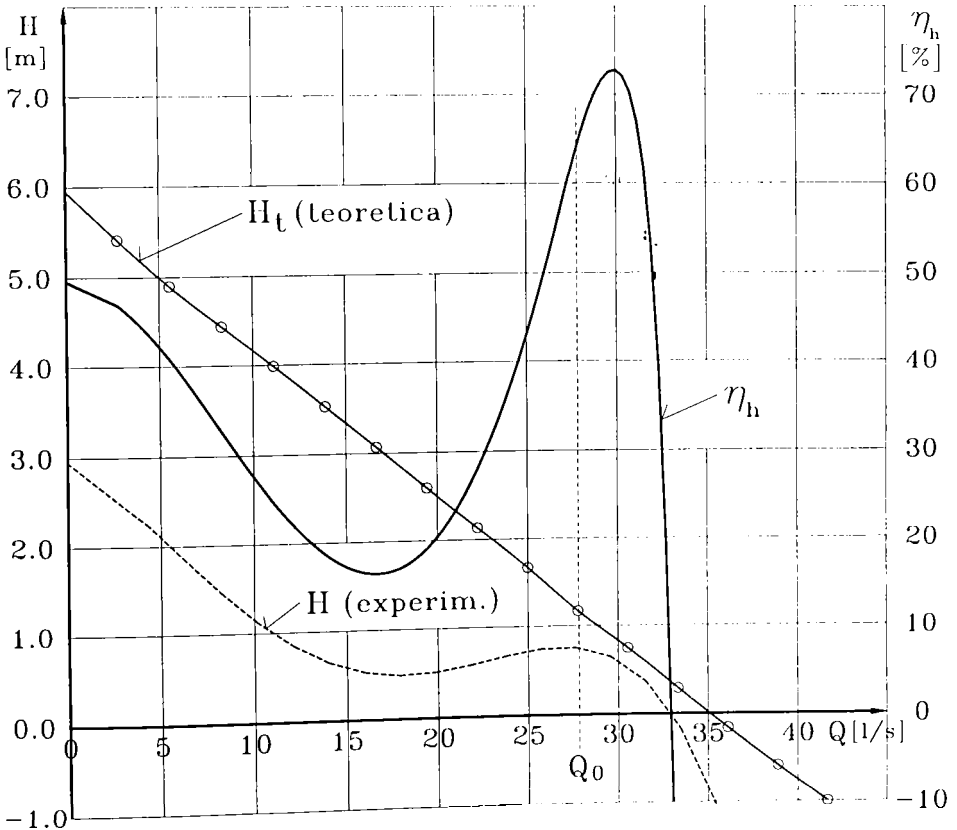


Fig. 6.12. Curbele înălțimii de pompare și ale randamentului hidraulic

- $H_t=f(Q)$ (teoretică)
- $H=f(Q)$ (experimentală)
- $\eta_h=f(Q)$ (randament hidr.)

6.4.Comparația curbelor înălțimilor de pompare teoretică, $H_t=f(Q)$, cu cea experimentală, $H=f(Q)$, ale impulsorului. Randamentul hidraulic

În urma încercărilor experimentale ale pompei PCN 65-200 cu impulsor și fără impulsor(a se vedea fig. 8.21, Cap. 8.) au rezultat curbele corespunzătoare $H=f(Q)$. Aceste curbe măsurate în aproximativ 22...25 de puncte au fost interpolate cu o curbă de regresie polinomială de gradul trei. Făcând diferența între înălțimile de pompare în cele două situații au rezultat valorile corespunzătoare înălțimii de pompare realizate de impulsor. Acestea au fost puse pe același grafic cu înălțimea teoretică de pompare $H_t=f(Q)$ a impulsorului calculată după metodologia prezentată anterior (fig. 6.12). Disponând de înălțimea teoretică și de cea reală de pompare se poate calcula eficiența hidraulică a impulsorului exprimată prin randamentul hidraulic, η_h calculabil cu relația:

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} 100 \quad [\%] \quad (6.21)$$

Comparând cele două curbe se constată că pe tot domeniul explorat înălțimea de pompare $H < H_t$ cum de fapt este normal datorită disipațiilor hidraulice din paletajul impulsorului. Alura curbei $H=f(Q)$ este tipică pentru o pompă axială. Funcționarea uneori în cadranul IV, în regim de disipator era de așteptat datorită faptului că impulsorul funcționează în serie cu rotorul centrifug care are o pondere dominantă în transferul energetic.

Randamentul hidraulic are un maxim în vecinătatea punctului nominal ($Q=Q_0$) ceea ce înseamnă că în acea zonă se realizează un transfer mai bun de energie.

6.5. Concluzii

Din studiul efectuat în acest capitol se pot evidenția următoarele concluzii:

1. Prin modelarea curgerii în rețeaua de palete a impulsorului cu ajutorul metodei elementului finit este posibilă estimarea distribuției de viteze și presiuni în jurul profiilelor, iar apoi se poate calcula înălțimea de pompare ca o măsură a energiei transferate fluidului.
2. Transferul energetic se diminuează sensibil pentru $k_q > 1,2$ datorită faptului că impulsorul intră în regim de disipator având portanță negativă.
3. Alura curbelor $H_t, r = f(r)$ la regim nominal, $k_q = 1,0$, este în relativă concordanță cu repartiția pătratică (cu raza) adoptată în faza de proiectare. Observația este valabilă și pentru celelalte regimuri diferite de nominal.

4. Alura curbei $H=f(Q)$ este tipică pentru o pompă axială.
5. Funcționarea în regim de disipator se reflectă teoretic și experimental.
6. Randamentul hidraulic înregistrează un maxim în imediata apropiere a punctului nominal.
7. Ținând cont de forma specială a paletajului impulsorului se poate spune că aceasta este cea mai eficientă metodă de calcul a înălțimii teoretice de pompare.
8. Generând mai multe geometrii de paletaj impulsor prin această metodă se poate selecta varianta optimă care răspunde cel mai bine la condițiile impuse inițial referitor la înălțimea de pompare.

CAPITOLUL 7

TEHNOLOGIE DE EXECUȚIE PENTRU MODELE EXPERIMENTALE DE IMPULSORI REALIZATE ÎN L.C.M.H.T.

Din studiile anterioare și bibliografia de specialitate [78],[104],[105] rezultă forma melcată a paletajului pentru impulsor. Există mai multe posibilități tehnice de execuție funcție de tehnologia adoptată. O primă posibilitate ar fi prin turnare, urmată de prelucrări mecanice prin așchiere pentru aducerea semifabricatului turnat la forma și cotele de pe desenul de execuție. Se pretează foarte bine la o producție de serie. Are dezavantajul că rugozitatea suprafețelor și grosimea paletelor sunt relativ mari, fapt ce favorizează apariția cavității în timpul funcționării.

În cazul unor posibilități de execuție reduse de atelier de laborator s-a conceput o altă metodă de a realiza paletele separat prin deformare plastică la cald urmată de sudarea lor pe butucul rotorului. Această metodă va fi tratată în cele ce urmează.

7.1. Particularități ale geometriei paletii rotorului impulsor

Conform metodei de proiectare [71] rezultă că suprafața melcată a paletii este determinată de forma secțiunii de la periferie. Linia mijlocie (scheletul) acestei secțiuni este o porțiune dintr-o elice circulară cu pasul variabil, descrescător continuu de la intrare spre ieșire. Unghiul β de înclinare a scheletului paletii față de un plan perpendicular pe axa rotorului, pentru alte secțiuni se calculează cu relația (7.1),

$$\beta = \arctg\left(\frac{r_p}{r} \operatorname{tg}\beta_p\right) \quad (7.1)$$

unde $r_p = \frac{D}{2}$ și β_p sunt valori din secțiunea de la periferie corespunzătoare aceluiași unghi de înfășurare θ . Dacă reprezentăm sub formă desfășurată trei secțiuni la razele de la periferie, r_p , mijlocie, r_m , respectiv butuc, r_b , vom avea conform fig. 7.1.

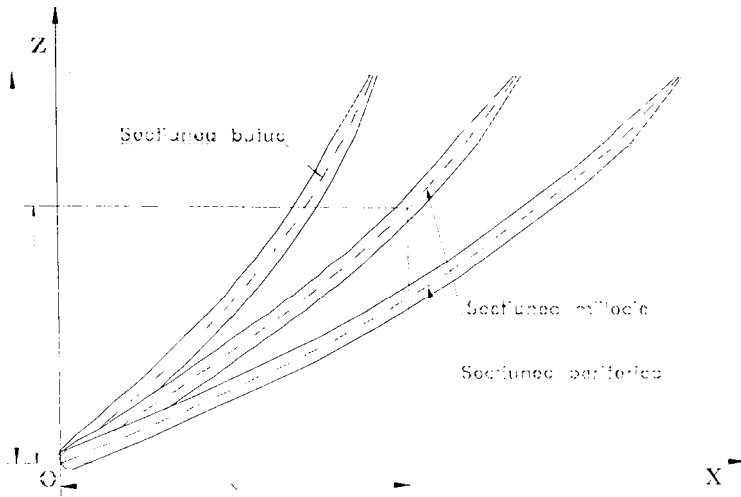


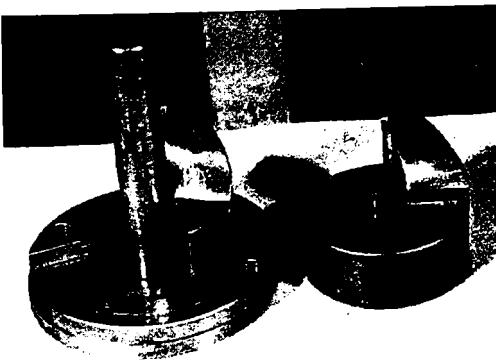
Fig. 7.1. Secțiuni desfășurate ale paletii de impulsor.

Coordonatele punctelor scheletului paletii rezultă din coordonatele secțiunii de la periferie exprimate sub formă de coordonate cilindrice (r, θ, z) . În planul suprafeței desfășurate (inițial cilindrică), pentru cota curentă z rezultă abscisa suprafeței desfășurate x din relația (7.2):

$$x = r \theta \quad (7.2)$$

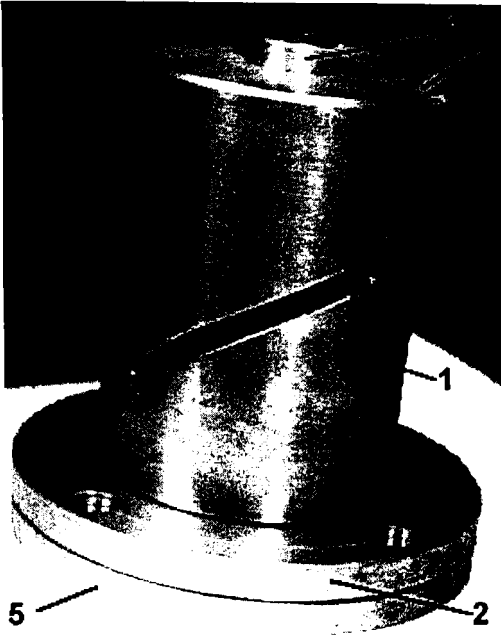
Suprafața schelet a paletii este o suprafață riglată rezultată prin deplasarea unei drepte pe linia schelet a secțiunii de la periferie și care este tot timpul perpendiculară pe axa rotorului. Rețeaua de profile rezultată în urma intersecției cu o suprafață cilindrică și desfășurată ulterior este o rețea de plăci curbate.

7.2. Construcția și funcționarea dispozitivului de formare a paletelor



a)

Prin acest dispozitiv (fig. 7.2-a)) se urmărește realizarea paletii prin deformare plastică la cald. Pentru realizarea lui se pornește de la o bară laminată de formă cilindrică având diametrul $> D$ (diametrul exterior al impulsorului). Se strunjește la cotele D și d_b (diametrul butucului impulsorului).



b)

Fig. 7.2. Dispozitivul de formare al paletei

Suprafețele active între care se presează paleta se realizează prin frezare pe direcție radială. Avansul frezei după fiecare pătrundere radială se face prin rotirea semifabricatului cu câte un grad și deplasarea pe verticală corespunzător poziției punctului respectiv de pe scheletul paletii. În acest scop s-au recalculat, prin interpolare polinomială, cotele liniei schelet de la periferie pentru variația unghiului polar cu câte un grad. Suprafața rezultată va avea o rugozitate relativ mică care se reduce prin finisare manuală.

Dispozitivul se compune din trei subansamble, fi. 7.2-b):

-un corp inferior 1, de formă cilindrică având prelucrată suprafața paletii. Acesta este sudat de o flanșă decupată, 2 având trei sau patru găuri de prindere.

-un corp superior 3, având prelucrată aceeași suprafață a paletii în oglindă.
-tija de ghidare 4, a corpului superior sudată de o flanșă 5, de aceeași mărime cu cea a corpului inferior cu care se centrează și se îmbină prin șuruburi.

7.3. Tehnologia de realizare a paletii rotorului impulsor

Semifabricatul inițial pentru o paletă este o porțiune dintr-o coroană circulară decupată dintr-o tablă de grosime 1.. 2 mm. Se pune problema de a găsi cât trebuie să fie raza exterioară a coroanei circulare și măsura în grade a arcului de cerc corespunzător. Pentru aceasta trebuie să cunoaștem lungimea L a profilului de la periferie (fig. 7.3.) care este dat în n puncte. Lungimea L va rezulta însumând:

$$L = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x_i}{\sin \beta_i} \quad (7.3)$$

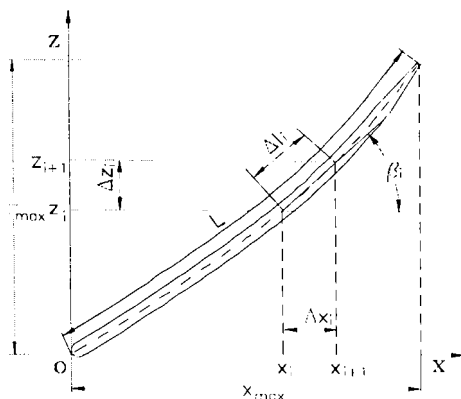


Fig. 7.3. Profilul de la periferie (desfășurat)

Linia schelet a profilului de la periferie este o curbă spațială, parte dintr-o elice circulară cu pas variabil. Se aproximează această curbă cu o elice circulară cu pas constant având panta β_{med} ce rezultă din :

$$\beta_{med} = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i}{n} \quad (7.4)$$

Utilizând ecuațiile elicei circulare în coordonate carteziene [42], avem:

$$\begin{aligned} x &= \frac{D}{2} \cos \beta_{med} \\ y &= \frac{D}{2} \sin \beta_{med} \\ z &= k \beta_{med} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Raza exterioră a coroanei circulare de care avem nevoie la debitarea din tablă, se aproximează cu raza de curbură a elicei în planul osculator. Conform relației din geometria analitică [42] :

$$R = \frac{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + k^2}{2} \quad (7.6)$$

unde k se calculează cu relația:

$$k = \frac{z_{max}}{\theta_{max}} \quad (7.7)$$

Unghiul δ al sectorului de coroană circulară din care se presează paleta va fi:

$$\delta = \frac{L}{R} \frac{180}{\pi} \quad (7.8)$$

Sectorul de coroană circulară se decupează cu 15° în plus că adaus necesar prinderii pe șablonul dispozitivului de formare al paletii de impulsor.

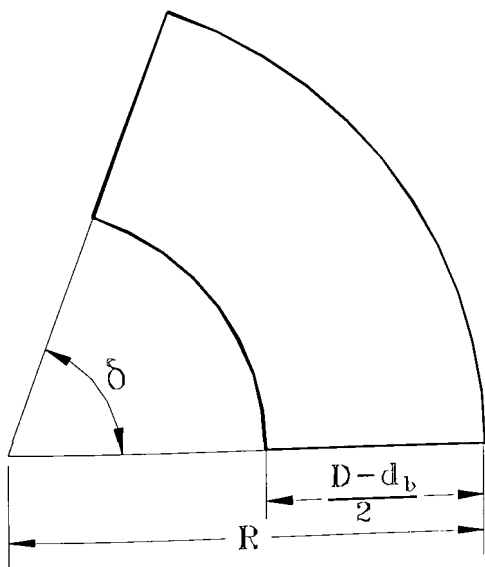


Fig. 7.4. Paleta după debitare din tablă

Itinerariul tehnologic de formare și sudare a paletelor este următorul:

- se fixează sectorul de coroană circulară, (fig. 7.4.), prin două șuruburi de corpul inferior 1, al dispozitivului, (fig.7.2.)
- se încălzește sectorul de coroană circulară cu flacără oxigaz până la incandescență
- se introduce corpul superior 3 al șablonului pe tija de ghidare 4
- se introduce dispozitivul în presă și se presează până se realizează deformarea totală a paletelor
- se îndepărtează tija de ghidare și corpul superior
- în locul tijei de ghidare se introduce butucul rotorului
- se sudează în câteva puncte paleta de butucul rotorului
- se scoate impulsorul cu paleta fixată din dispozitiv și se retează porțiunea de adaus de prindere
- se reia același procedeu pentru a doua paletă
- se sudează paletele pe tot conturul de contact cu butucul rotoric

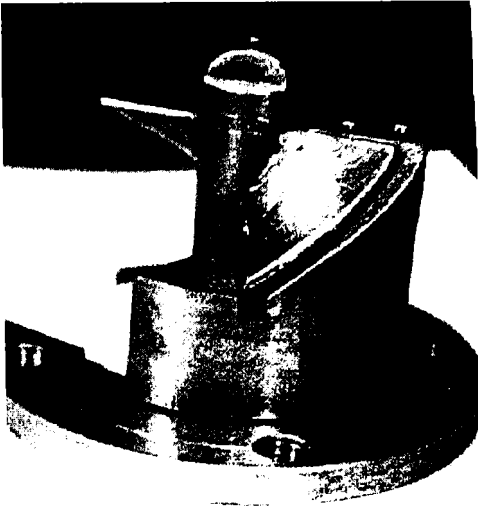


Fig. 7.5. Verificarea corectitudinii execuției

- se ajustează muchii de intrare și ieșire ale paletelor și diametrul exterior la cota finală prin strunjire

- în final se verifică corectitudinea de realizare introducând rotorul în dispozitiv și confruntând suprapunerea suprafețelor paletelor cu suprafețele active ale dispozitivului, fig. 7.5.

Itinerariul tehnologic prezentat se pretează la o producție de serie mică. În cazul unor producții mai mari sunt posibile automatizări.

Prin acest procedeu se obțin următoarele avantaje față de turnare:

- precizia de execuție mult mai bună și abaterile de la forma prescrisă mai reduse
- rugozitatea suprafețelor mai redusă și

grosimea paletelor micșorată de două sau trei ori fapt ce reduce considerabil riscul de amorsare al cavității

- consum energetic și preț de cost mai mici.
- verificarea directă și imediată a corectitudinii de execuție.

7.4. Impulsori realizați cu ajutorul dispozitivului propus



Fig. 7.6. Impulsor I-100 cu două palete



Fig. 7.7. Impulsor I-100 cu trei palete

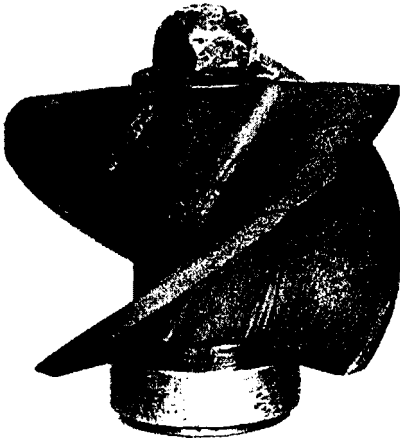


Fig. 7.8. Impulsor I-100 din masă plastică, (PVC), având trei palete și pas constant diferit pe zona de intrare și de ieșire

Cu ajutorul dispozitivului propus și realizat s-au executat primii doi impulsori în LCMHT având forma geometrică a paletajului în conformitate cu metoda de proiectare propusă în Cap. 2. Aceștia au fost testați împreună cu pompele PCN 65-200 și PCN 65-250. Rezultatele sunt prezentate în partea experimentală, Cap. 8. Ulterior s-au prelucrat pe strung din masă plastică (PVC) impulsori cu pas constant. În fig. 7.8 se prezintă un impulsor din masă plastică cu trei palete având două zone de paletaj cu pas diferit, prima are unghiul β al paletajului conform condițiilor de intrare, iar a doua are unghiul β al paletajului conform condițiilor de ieșire.

CAPITOLUL 8

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA CARACTERISTICILOR ENERGETICE ȘI CAVITAȚIONALE ALE UNOR POMPE ECHIPATE CU IMPULSORI

8.1. Instalația experimentală

Încercările au fost efectuate într-o stațiune în circuit deschis echipată cu dulap de comandă automatizat și aparate de măsură de înaltă precizie, fig. 8.1.

Pentru a evidenția influența impulsorului asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale ale pompelor au fost efectuate încercări de pompe echipate cu impulsor și fără impulsor (în condiții normale de funcționare). Ambele tipuri de încercări au fost realizate pe aceeași instalație și cu aceeași aparatură de măsură. În ambele cazuri s-a procedat identic ca metodică de încercare. La fiecare încercare energetică s-au realizat 25...30 de regimuri de lucru, parcurgându-se curba caracteristică în ambele sensuri.

Caracteristicile de cavitație s-au estimat în vecinătatea a 5...6 regimuri de lucru distribuite uniform pe tot domeniul de debite realizate de pompă. Funcționarea pompei în cavitație a fost determinată prin modificare (scăderea) presiunii la aspirație. La fiecare regim de cavitație s-au măsurat 10...12 puncte de lucru ale pompei.

8.2. Mărimi măsurate și aparate de măsură utilizate

În cele ce urmează se prezintă mărimile măsurate direct în instalație, aparatele de măsură utilizate și clasa lor de precizie exprimată prin abaterea lor procentuală.

- Diferența de presiune între refulare și aspirație: Manometru cu piston tip ASTRÖ, clasa de precizie 0,1 %.
- Presiunea la aspirație: Manovacuumetru cu piston tip ASTRÖ, clasa de precizie 0,1 %.

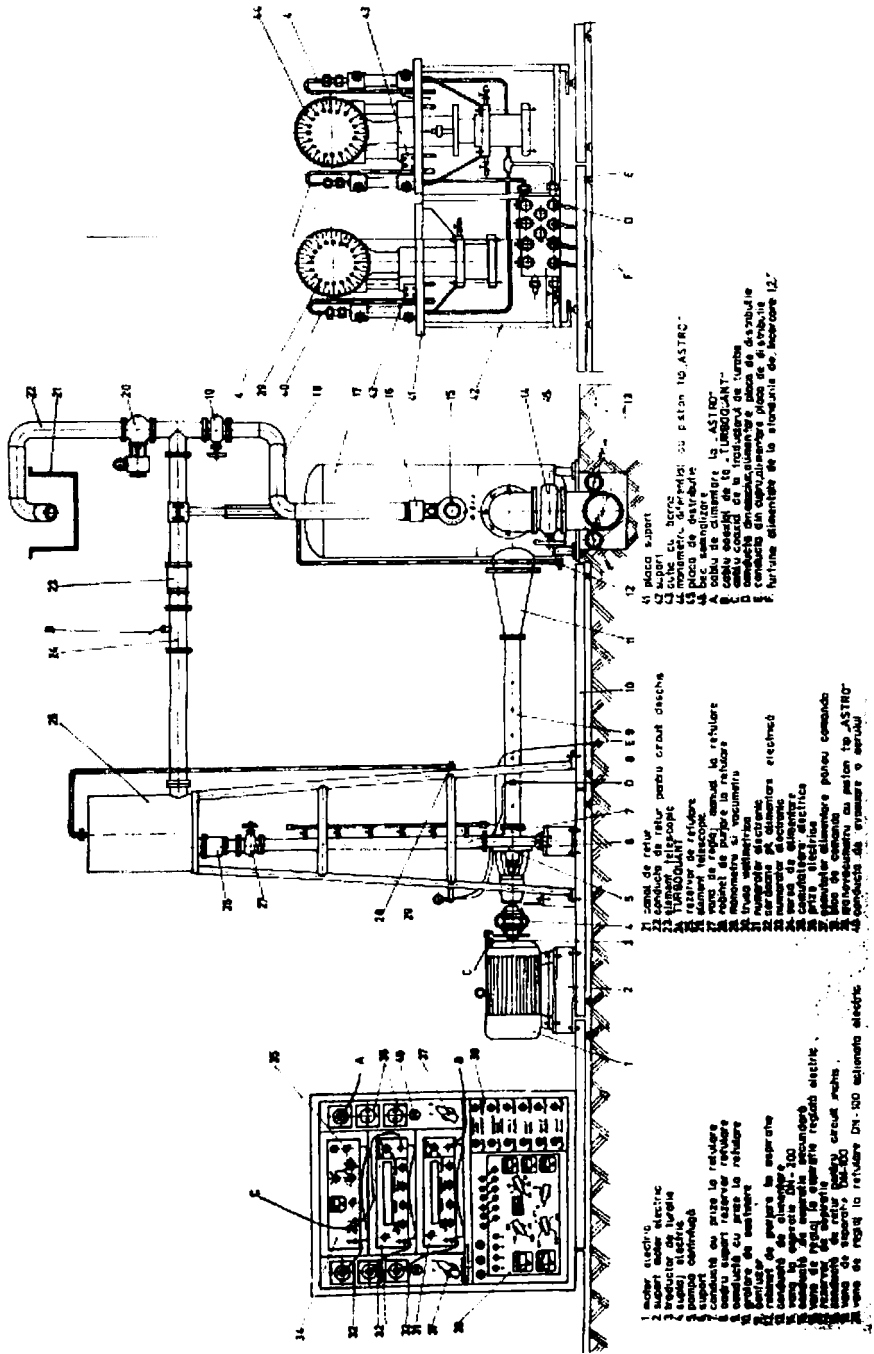


Fig. 8.1. Instalația experimentală pentru încercarea energetică și cavitațională a pompelor

- Debitul refulat: Debitmetru cu turbină tip TURBOQUANT, clasa de precizie 0,5 %.
- Turația: Traductor cu fotodiodă și numărător electronic, clasa de precizie 0,1 %.
- Puterea absorbită de motorul electric: Wattmetru de laborator, clasa de precizie 1 %, (Obs.: Puterea absorbită de pompă s-a stabilit pe baza curbelor de etalonare ale motorului electric prin buletinul de încercări întocmit de firma producătoare).

8.3. Erori de măsurare, domenii garantate

Luând în considerare aparatele de măsură folosite, pe baza principiilor generale de calcul ale erorilor, banda de erori a parametrilor energetici și cavitaționali ai pompelor încercate s-a determinat pe baza următoarelor considerente:

- **Turația n .** Având în vedere că se folosește un traductor cu disc cu 60 de fante și contorizarea impulsurilor se face timp de 1 secundă, pot apare erori la începutul contorizării și la sfârșitul contorizării cu câte un impuls, deci eroarea relativă a turației, $\Delta n/n$ va fi:

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{2}{2900} 100 \approx 0,1 \% \quad (8.1)$$

- **Debitul volumic Q .** Cunoscând clasa de precizie a debitmetrului, C_{pQ} și debitul maxim, Q_{max} , ce-l poate măsura debitmetrul se poate calcula eroarea relativă a debitului, $\Delta Q/Q$:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = C_{pQ} \frac{Q_{max}}{Q} \quad [\%] \quad (8.2)$$

Deoarece debitul se transpune la turație constantă și în timpul măsurătorilor turația s-a modificat funcție de încărcarea motorului electric acest fapt va influența eroarea globală de măsurare a debitului conform relației:

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)_{gl} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2} \quad [\%] \quad (8.3)$$

- **Înălțimea de pompare H .** Aparatele de măsură utilizate, manometrul și manovacuumetrul, au clase de precizie C_{pM} și respectiv C_{pMV} . În cazul de față folosindu-se pentru măsurarea înălțimii de pompare doar manometrul diferențial cu piston, eroarea relativă a înălțimii de pompare, $\Delta H/H$, s-a calculat cu relația:

$$\frac{\Delta H}{H} = C_{pM} \frac{\left(\frac{\Delta p}{\gamma}\right)_{\max}}{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad [\%] \quad (8.4)$$

Din aceleași considerente ca și debitul înălțimea de pompare este dependentă de turație și de debit:

$$\left(\frac{\Delta H}{H}\right)_{gl} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 + \left(2 \frac{\Delta n}{n}\right)^2 + \left(2 \frac{\Delta Q}{Q}\right)^2} \quad [\%] \quad (8.5)$$

- **Puterea absorbită P_a** : Măsurarea s-a făcut cu trusa wattmetrică a cărei indicație în diviziuni, I_w , este proporțională cu puterea calculată, iar clasa de precizie s-a notat cu C_{pw} :

$$\frac{\Delta P_a}{P_a} = C_{pw} \frac{(I_w)_{\max}}{I_w} \quad [\%] \quad (8.6)$$

Eroarea relativă globală este și ea la rândul ei influențată de turație conform relației:

$$\left(\frac{\Delta P_a}{P_a}\right)_{gl} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta P_a}{P_a}\right)^2 + \left(3 \frac{\Delta n}{n}\right)^2} \quad [\%] \quad (8.7)$$

- **Randamentul η** : Abaterea relativă globală a randamentului depinde de abaterile relative globale ale parametrilor ce intervin în calculul randamentului:

$$\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_{gl} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)_{gl}^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_{gl}^2 + \left(\frac{\Delta P_a}{P_a}\right)_{gl}^2} \quad [\%] \quad (8.8)$$

Luând în considerare faptul că pe de o parte erorile se reduc prin trasarea curbelor printre puncte, iar pe de altă parte banda de dispersie a punctelor se lărgeste din cauza tensiunii și frecvenței rețelei electrice de alimentare a rezultat că măsurătorile energetice sunt afectate de următoarele erori absolute de măsură:

- Înălțimea de pompare..... $\Delta H = \pm 0,6$ m
- Debit..... $\Delta Q = \pm 0,6$ l/s
- Putere absorbită..... $\Delta P_a = \pm 400$ W
- Turația de lucru..... $\Delta n = \pm 2$ rot/min
- Randamentul pompei..... $\Delta \eta = \pm 2$ %

8.4. Impulsori studiați experimental în prima fază a încercărilor

Pentru prima fază a cercetărilor au fost executate în LCMHT trei modele experimentale de impulsori având zona butucului adaptată pentru pompa PCN 65-200 și diametrul de intrare de $\varnothing 100$. Primele două s-au executat din oțel pe dispozitivul prezentat anterior, iar al treilea prin strunjire dintr-o bară din masă plastică, PVC.



Fig. 8.2. Impulsor cu două palete realizat în LCMHT cu dispozitivul special



Fig. 8.3. Impulsor cu trei palete realizat în LCMHT cu dispozitivul special

Impulsorii din oțel au avut geometria paletajului conform metodei de proiectare prezentate în Cap. II (fig. 8.2 și 8.3), iar cel din masă plastică a fost strunjit dintr-o bară cilindrică ca un filet cu pas constant, având unghiul de intrare în zona de intrare și cel de ieșire în zona de ieșire de la impulsorii din oțel. Cele două porțiuni s-au asamblat pe o tijă comună (fig. 8.4).

Încercările fiecărui model s-au efectuat în două etape:

- I) încercări energetice și de cavitație ale pompei fără impulsor,
- II) încercări energetice și de cavitație ale pompei echipate cu impulsor.

La modelul din masă plastică s-au diversificat în două încercările prin studierea influenței elementelor de natură tehnologică asupra desprinderilor de strat limită și a apariției cavitației. În prima fază s-a încercat impulsorul cu muchia de intrare și ieșire rezultate direct din strunjire. Ca

urmare cele două muchii au avut o formă ascuțită și asimetrică față de suprafața schelet a paletelor. În faza a doua s-a încercat impulsorul cu muchiile de intrare rotunjite simetric față de suprafața schelet, iar la ieșire paleta a fost subțiată și rotunjită simetric la o rază de 1 mm.

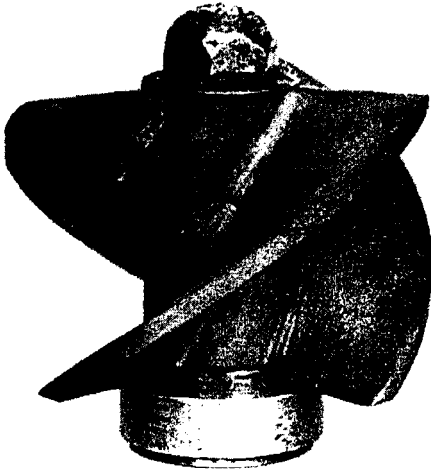


Fig. 8.4. Impulsor din masă plastică (PVC) realizat în LCMHT din două zone cu pas constant

În cazul tuturor variantelor s-au determinat caracteristicile energetice într-un număr mare de puncte de funcționare și s-au testat regimuri de cavitație în circuit închis și deschis. Precizia aparaturii de măsură folosite a permis sesizarea celor mai mici diferențe manifestate de la o variantă la alta, iar la prelucrarea datelor s-au evidențiat diferențele care apar la curbele de NPSH admitând grade diferite de dezvoltare a cavitației în pompă, în limitele de 2 %, 4 %, 6 % ca efect asupra η și n lîmii de pompare.

Pompa PCN 65-200 folosită la încercări a fost o pompă din producția de serie a UPRUC Făgăraș, fabricată în 1978. De aceea

în primul rând s-au comparat caracteristicile energetice și cavitaționale ale pompei de serie cu pompa prototip încercată în anul 1971. Din punct de vedere energetic caracteristicile se încadrează în limitele benzilor de toleranță admise. Din punct de vedere cavitațional însă se constată că datorită unor imperfecțiuni de fabricație și abateri de la geometria prescrisă, performanțele de cavitație au rezultat diminuate. Astfel gradul de dezvoltare al cavitației la limita tolerată în catalogul de fabricație este cu ceva mai mare decât la pompa prototip.

Comparând în continuare pompa martor din producția de serie fără impulsor cu aceeași pompă echipată cu cele trei variante de impulsori menționate se constată că nu apar diferențe sensibile între NPSH calculat cu diverse grade de tolerare a cavitației și toate au dus la diminuarea lui NPSH în special la debite mai mari decât debitul nominal. De asemenea toate variantele de impulsori au dus la diminuarea lui NPSH față de pompa prototip la debite mai mari decât debitul nominal. Comparând variantele de rotor premergător încercate între ele s-au constatat următoarele (fig. 8.5):

- a) Între modelele de impulsori cu două palete și cu trei palete cu pas variabil este mai bună varianta cu două palete, ceea ce este favorabil din punct de vedere tehnologic și al prețului de cost.

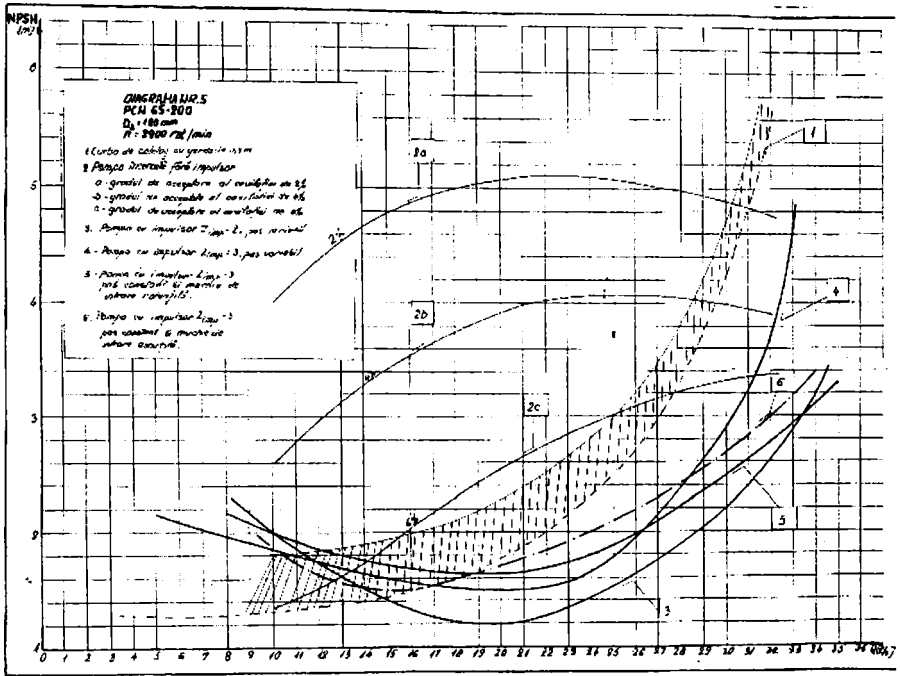


Fig. 8.5. NPSH=f(Q) pentru pompa PCN 65-200 încercată cu mai mulți impulsori: 1-Curba de catalog cu toleranța de 0,5 m; 2-Pompa fără impulsor, cu trei grade de tolerare a cavității, 2a→2%, 2b→4%, 2c→6%; 3-Pompa cu impulsor, z=2, pas variabil; 4-Pompa cu impulsor, z=3, pas variabil; 5- Pompa cu impulsor, z=3, pas const. și muchie de intrare rotunjită; 6- Pompa cu impulsor, z=3, pas const. și muchie de intrare ascuțită

- b) La modelul din PVC cu pas constant se constată că diferențele între cele două variante (cu muchiile ajustate și neajustate) sunt mici. Totuși ajustarea muchiilor este favorabilă la debite mari.
- c) Datorită unghiului de intrare mare rotorul cu pas constant funcționează bine la debite mai mari decât debitul nominal apropiindu-se de performanțele impulsorilor cu pas variabil.
- d) Se observă că pompa, din producția de serie, fără impulsor se comportă mult mai rău din punct de vedere cavitațional față de pompa prototip. Cauzele au reieșit după analiza atentă a execuției rotorului care prezenta rugozități mari și abateri de la geometria prescrisă în urma procesului de turnare.
- e) Conform observațiilor de la punctul d) se poate evidenția și faptul că rotorul impulsor are și avantajul că poate atenua imperfecțiunile de fabricație ale rotorului centrifug.

f) Din punct de vedere energetic se constată o creștere de $\approx 0,5\%$ la înălțimea de pompare și puterea absorbită, iar randamentul rămâne relativ neschimbat.

Aceștia au fost primii impulsori încercați în LCMHT, iar rezultatele obținute au oferit certitudinea utilității lor pentru îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale pompelor de uz general și funcționând la turații de până la 2900 rot/min. În continuarea cercetărilor experimentale se prezintă rezultatele obținute în urma încercărilor unor impulsori din producția de serie a U.P.R.U.C. Făgăraș.

8.5. Impulsori de fabricație industrială studiați experimental în prima variantă de proiectare

Ca urmare a contractelor de cercetare științifică cu aplicare în producție la U.P.R.U.C.-Făgăraș s-au executat o parte din modelele propuse pentru încercări de selecție. În prima fază a cercetărilor s-au efectuat încercări energetice și cavitaționale ale pompelor fără impulsor după care s-au repetat aceleași încercări cu pompele echipate cu rotor premergător. Tipodimensiunile încercate au fost: I-65, I-80, I-100, I-125 și fiecare cu variantele de paletaj corespunzătoare. Cele patru mărimi de impulsori au fost încercate pe pompe din producția de serie a U.P.R.U.C.-Făgăraș conform Tabelului Nr. 8.1.

Tabelul Nr. 8.1.

Nr. crt.	Tipul pompei	D ₂ [mm] (diam. rotor)	Variantele de impulsor încercate
1	PCN 40-160	175	I - 65 - 2 - 1, 2, 3
2	PCN 50-250	260	I - 80 - 2 - 1, 2, 3
3	PCN 65-200	210	I - 100 - 2 - 1, 2, 3
4	PCN 65-200	210	I - 100 - 3 - 1, 2, 3
5	PCN 65-250	260	I - 100 - 2 - 1, 2, 3
6	PCN 65-250	260	I - 100 - 3 - 1, 2, 3
7	PCN 80-200	210	I - 125 - 2 - 1, 2, 3
8	PCN 80-200	210	I - 125 - 3 - 2

Notățiile variantelor de impulsori au următoarea semnificație pornind de la notația simbolică: I - D - Z - S

I = Impulsor (Inducer)

D = Diametrul nominal al orificiului de aspirație al pompei

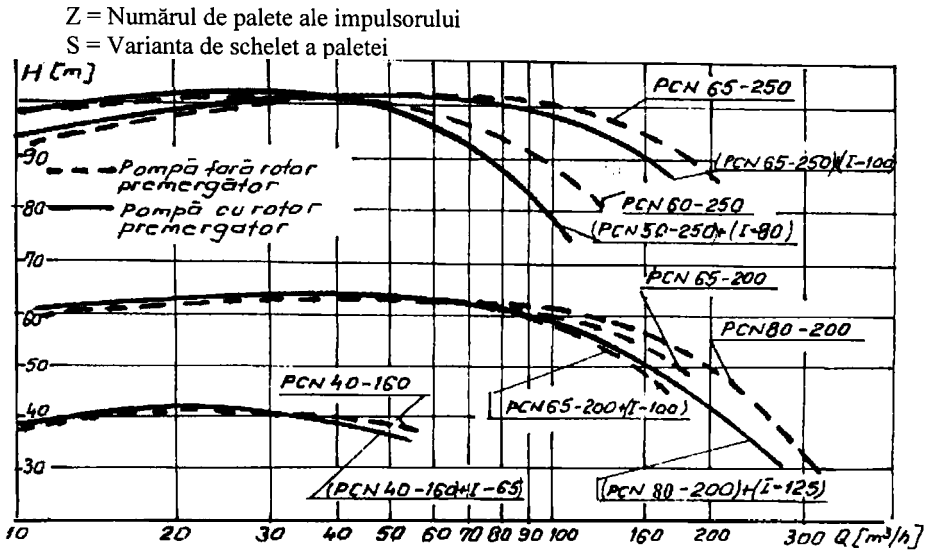


Fig. 8.6. Curbele înălțimii de pompare pentru pompele încercate cu impulsor și fără impulsor

8.5.1. Influența asupra înălțimii de pompare

La toate variantele s-a constatat că înălțimea de pompare înregistrează o creștere în domeniul 0 la Q_{nom} , (fig. 8.6). Creșterea este proporțională cu înălțimea de pompare estimată pentru rotorul premergător, având în vedere că acesta lucrează în serie cu rotorul centrifug. La debite mai mari decât debitul nominal se constată o ușoară scădere a înălțimii de pompare, fapt ce se explică prin funcționarea impulsorului în regim de disipator. Energia transferată de rotorul centrifug fluidului este mult mai mare decât a rotorului impulsor, ceea ce duce la o curgere forțată cu unghi de incidență negativ prin paletajul impulsorului și implicit cresc disipațiile.

8.5.2. Influența asupra puterii absorbite și a randamentului

Corespunzător cu modificările survenite la înălțimea de pompare se produc în același sens și la puterea absorbită. Creșterile sau scăderile pe domeniul debitelor mici respectiv a debitelor mari nu sunt semnificative pentru a impune înlocuirea motorului de antrenare sau redimensionarea organelor de transmitere a mișcării. La randamente se constată o ușoară îmbunătățire la debite mici, iar la debite cu peste 20 % mai mari decât debitul nominal se constată o diminuare a randamentului.

8.5.3. Influența asupra caracteristicilor de cavitație

Comparând caracteristicile pompei cu rotor impulsor și fără rotor impulsor se constată că la debite mai mici decât debitul nominal, majoritatea variantelor de impulsori au dus la diminuarea lui NPSH. La debite mai mari decât debitul nominal rezultatele cele mai bune în diminuarea lui NPSH le-au dat variantele cu două paletе și cu indicativul pentru schelet 2 și 3. La debite cu 10 % - 20 % mai mari decât debitul nominal și aceste variante au dat rezultate mai slabe decât pompa fără impulsor (fig. 8.7 - 8.11).

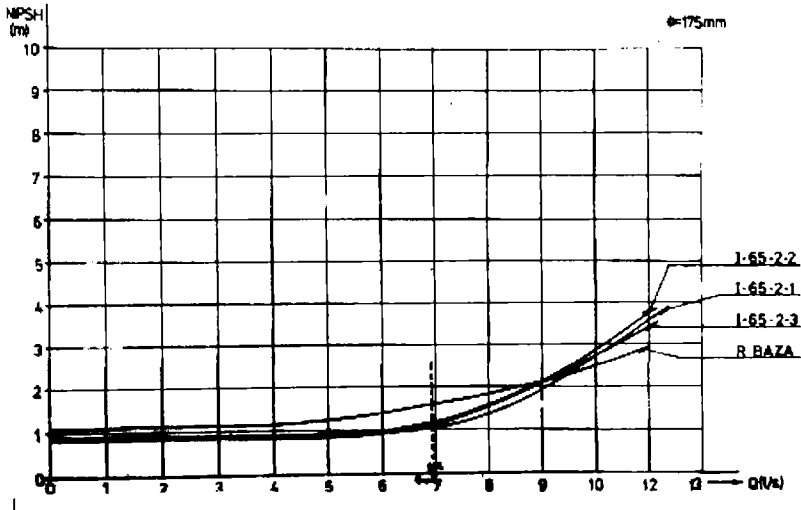


Fig. 8.7. Caracteristicile de cavitație ale pompei PCN 40-160 echipată cu impulsorii I-65

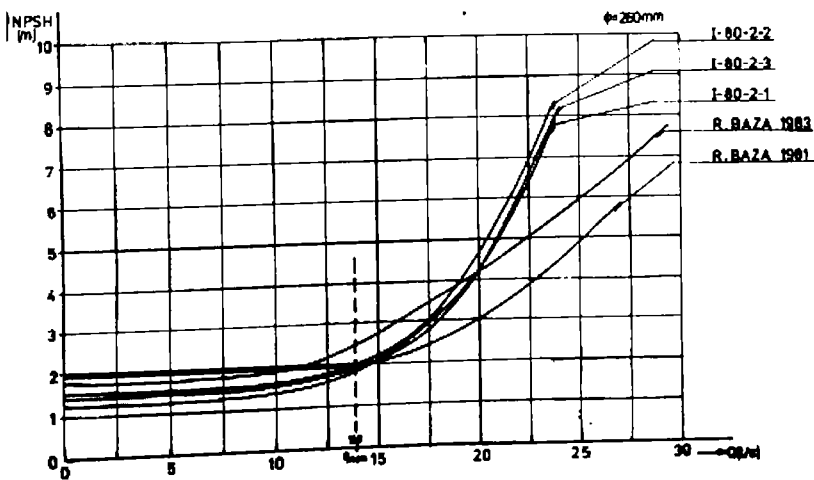


Fig. 8.8. Caracteristicile de cavitație ale pompei PCN 50-250 echipată cu impulsorii I-80

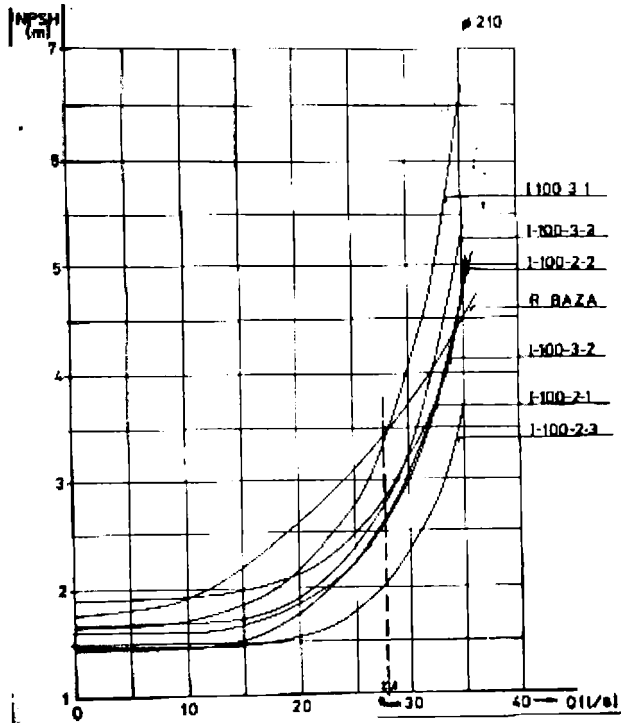


Fig. 8.9. Caracteristicile de cavitație ale pompei PCN 65-200 echipată cu impulsorii I-100

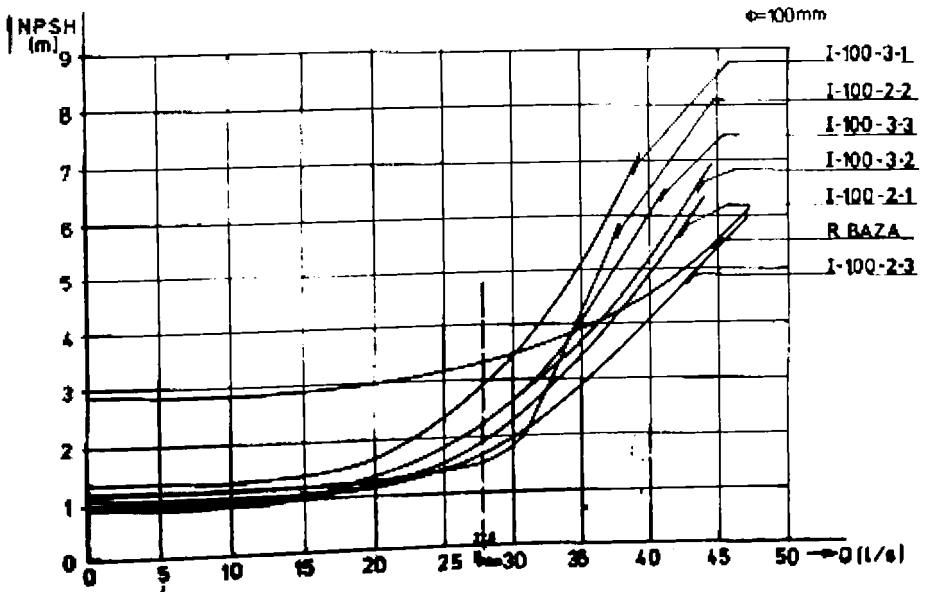


Fig. 8.10. Caracteristicile de cavitație ale pompei PCN 65-250 echipată cu impulsorii I-100

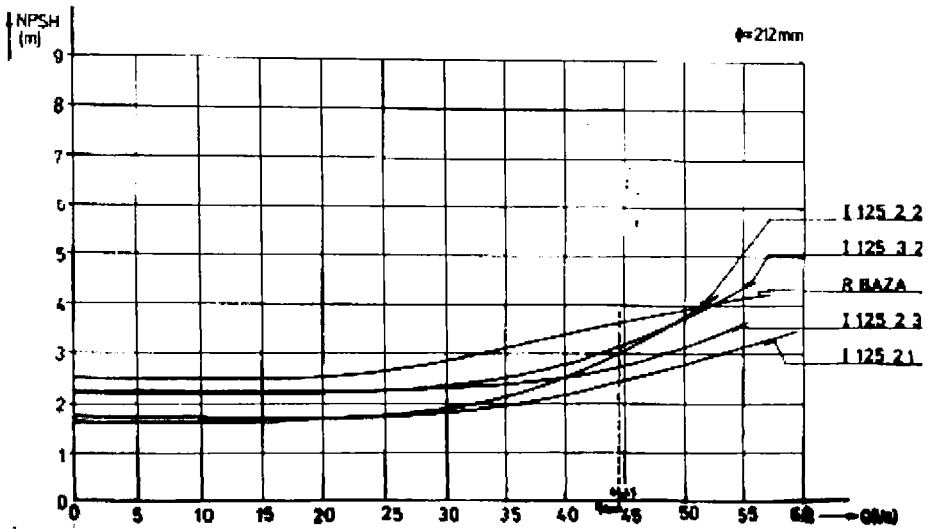


Fig. 8.11. Caracteristicile de cavitație ale pompei PCN 80-200 echipată cu impulsorii I-125

8.5.4. Rezultate obținute pe instalația de vizualizare

Pentru a studia funcționarea impulsorului în cavitație a fost concepută și realizată o instalație de vizualizare și măsurare a repartiției de presiuni și viteze în amonte și aval de impulsor. În zona impulsorului s-a realizat un perete transparent prin care s-a obținut o imagine staționară în urma iluminării cu un stroboscop.



Fig. 8.12. Vizualizarea cavitației de roast la debite $Q < Q_0$.

S-au vizualizat astfel diverse regimuri de funcționare ale pompei și au fost observate zonele în care a apărut cavitația. La debitele cuprinse între 0 și $0,9 \cdot Q_{nom}$ a apărut preponderent cavitație de rost, iar desprinderile de strat limită s-au reatașat înainte de ieșirea din impulsor. Ca urmare a acestui fapt, efectele asupra cavitației din rotorul centrifug al pompei nu s-au manifestat.

La debitele cuprinse între $(0,9 - 1,1)Q_{nom}$ nu s-au remarcat nici un fel de desprinderi de strat limită și nici cavitație în impulsor.



a)



b)

Fig. 8.12. Vizualizarea cavitației în zona de intrare în impulsor, $Q_a > Q_0$, $Q_b > Q_0$, ($Q_a < Q_b$), fenomenul se amplifică odată cu creșterea debitului

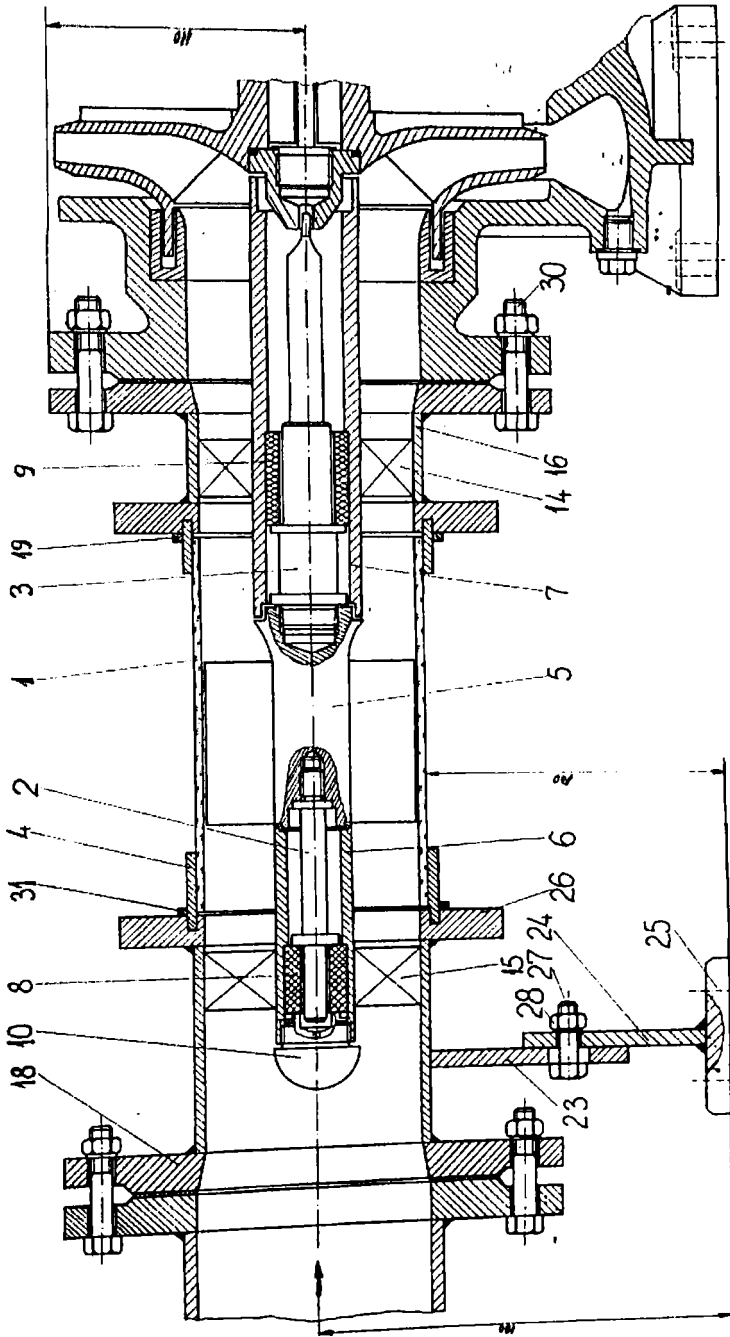


Fig. 8.13. Secțiune prin instalația de vizualizare a cavității în impulsori

La debitele mai mari decât $1,1Q_{nom}$ au apărut desprinderi de strat limită cu dezvoltare de cavitație pe intradosul profilelor din rețea. Același lucru a apărut mai pregnant în zona rostului. Cavitația apărută în rețeaua paletajului se explică prin faptul că unghiul de incidență al curentului

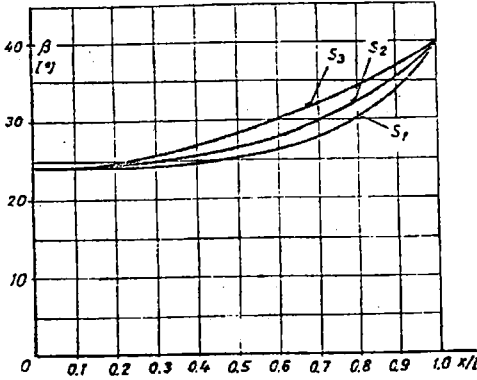


Fig. 8.14. Variantele de unghi β utilizate în proiectarea impulsorilor încercați

a devenit negativ față de unghiul de așezare al rețelei. La aceste debite respectiv viteze ale curentului de lichid era nevoie de un unghi de intrare mai mare decât cel care îl avea paletajul rotorului impulsor. Analizând variația unghiului β (fig. 8.13) după care s-a calculat paletajul impulsorului, se constată că a fost acceptată o zonă cu unghi $\beta = \text{const.}$ până la 25% din lungimea paletajului pentru a asigura o bună angajare a curentului în paletaj, lucru ce se practică în mod curent la paletajul rotoarelor centrifuge.

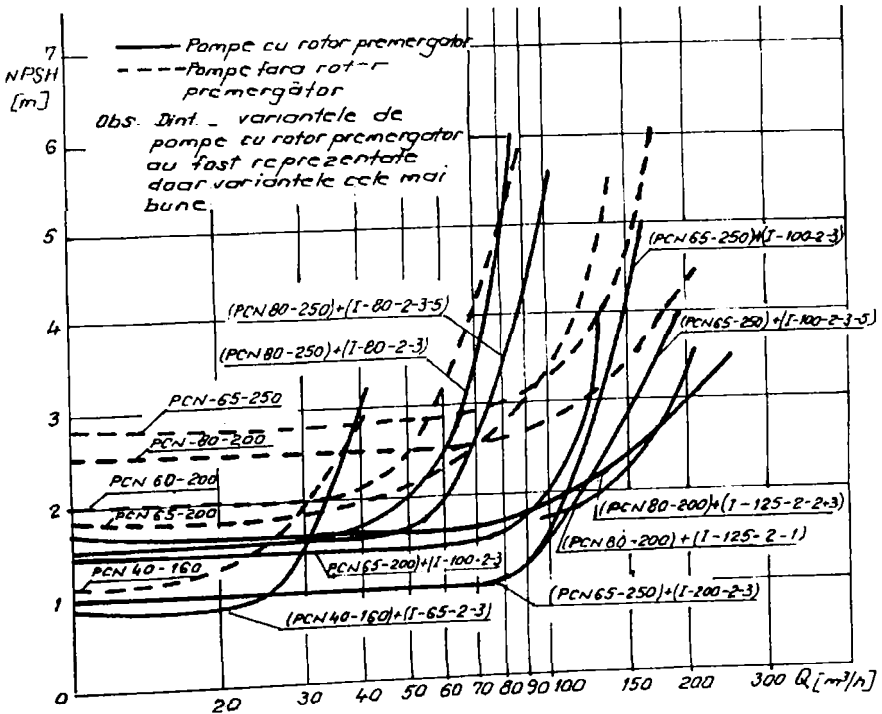


Fig. 8.15. NPSH-ul pompelor cu impulsori având zona de $\beta = \text{const.}$ îndepărtată (marcați cu "s" la final) comparativ cu cei inițiali și pompele fără impulsori.

În acest caz se pare că rotorul centrifug (legat hidraulic în serie cu rotorul impulsor) și având o pondere net superioară în transferul energetic față de impulsor, determină o curgere forțată prin impulsor la debite mari. Totodată cu creșterea debitului transferul de energie în impulsor se diminuează. Datorită lungimii relativ mari a zonei de intrare în paletaj cu unghi β constant s-a observat că la debite mari cavitația datorată desprinderii stratului limită se extinde în tot impulsorul, diminuează transferul de energie din acesta și evoluează până în rotorul centrifug. Așa se explică de ce NPSH - ul pompelor cu impulsor înregistrează o creștere mai pronunțată decât pentru cazul pompei fără impulsor la debite mai mari decât $1,1 Q_{nom}$.

Analizând critic aceste prime rezultate experimentale se poate spune că ele nu au fost pe deplin satisfăcătoare chiar în cazul variantelor celor mai bune. Prin utilizarea impulsorului este necesar să se extindă domeniul de funcționare al pompelor la debite mai mari decât debitul nominal, unde randamentele au încă valori apropiate de maxim. De aceea cercetările au continuat pe variantele cele mai bune la care s-a îndepărtat zona de paletaj cu unghi $\beta = \text{const}$. Rezultatele obținute sunt menționate în fig. 8.15 cu notația " s ". Se constată că toate variantele au dat rezultate mai bune în special în zona debitelor mai mari decât nominal cu peste 20 % unde aceste pompe funcționau fără cavitație la presiuni de aspirație relativ mici.

8.5.5. Concluzii și decizii rezultate din măsurători

Comparând între ele toate variantele de impulsori încercate se constată următoarele:

- a) Între modelele de impulsori cu două palete și cu trei palete au fost mai bune variantele cu două palete.
- b) Se impune necesitatea de a se modifica geometria paletajului în zona de intrare cu unghi $\beta = \text{const}$. În sensul de a admite chiar o intrare cu șoc la debitul nominal, iar intrarea cu șoc nul să fie centrată la debitul $1,2 \cdot Q_{nom}$.
- c) Se va menține varianta optimă de schelet din care se va renunța la zona de intrare având $\beta = \text{const}$.
- d) Vor rezulta impulsori cu extindere axială redusă, având greutate mai mică, vor solicita mai puțin ansamblul rotorului la vibrații ținând cont de amplasarea acestora la capătul în consolă al arborelui pompei.
- e) Pentru diminuarea la minim a cavitației de rost este necesar ca jocul între paletaj și peretele fix al orificiului de aspirație să fie micșorat până la limita tehnologică de execuție, ridicând pe cât posibil precizia de execuție și montaj.

8.6. Cercetări experimentale asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale impulsorilor cu extindere axială redusă

În continuare se prezintă rezultatele încercărilor experimentale ale unor pompe PCN, pentru industria chimică echipate cu impulsori având extinderea axială redusă. Performanțele impulsorilor au rezultat din compararea caracteristicilor de cavitație ale pompelor cu impulsori și fără impulsori. Acești impulsori au rezultat din reproiectarea impulsorilor încercați anterior [49], [50],[51],[52] pe baza rezultatelor și observațiilor din paragraful precedent.

Pompele și impulsorii s-au realizat la U.P.R.U.C. - S.A. Făgăraș pe baza unor contracte de cercetare. Combinațiile tandem, pompă + impulsor încercate au fost conform tabelului ce urmează:

Tabelul nr. 8.2

Nr. crt.	Tip impulsor	Diametrul exter. al impulsorului	Tip pompă	Diam. exter. al rotor pompă
1	I - 50	50 mm	PCN 25 - 125	143 mm
2	I - 50	50 mm	PCN 32 - 160	160 mm
3	I - 65	65 mm	PCN 40 - 160	165 mm
4	I - 80	80 mm	PCN 50 - 250	225 mm
5	I - 100	100 mm	PCN 65 - 200	210 mm
6	I - 125	125 mm	PCN 80 - 200	210 mm

8.6.1. Caracteristici geometrice ale impulsorilor încercați

Principalele dimensiuni sunt corelate cu racordul de aspirație și capătul de arbore al

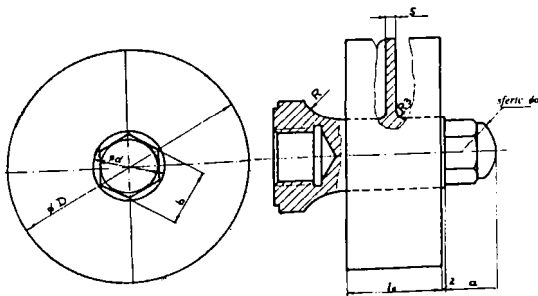


Fig. 8. 16. Caracteristicile geometrice ale impulsorilor cu extindere axială redusă

pompă PCN. Extinderea axială redusă a rezultat din îndepărtarea zonei de $\beta = \text{const}$ de la variantele optime încercate anterior, păstrând varianta cu geometrie optimă și renunșând la zona inactivă de la intrare. În acest fel s-au economisit o serie de încercări de siliciu care ar fi costat timp și bani. Suprafața

elicoidală a paletelor este o suprafață riglată cu panta variabilă continuu și crescătoare de la intrare spre ieșire.

În tabelul ce urmează sunt date principalele caracteristici geometrice (fig. 8.16).

Tabelul nr. 8.3

Tip impulsor	I - 50	I - 65	I - 80	I - 100	I - 125
D [mm]	50	65	80	100	125
d [mm]	15	20	24	30	38
l_a [mm]	20	26	32	40	50
s [mm]	4	4	4	5	5
a [mm]	10	13	16	21	25
b [mm]	13	17	19	24	30
R [mm]	14	18	22	28	32

Semnificația notațiilor și conform fig. 8.16 este următoarea :

- D - diametrul exterior al paletajului impulsorului
- d - diametrul butucului (în zona paletajului)
- l_a - extinderea axială a paletajului
- s - grosimea paletelor
- a - lungimea zonei hexagonale a butucului
- b - dimensiunea cheii hexagonale tubulare pentru strângere
- R - raza de racordare cu rotorul centrifug

8.6.2. Influența asupra caracteristicii energetice

La toate pompele s-a constatat că înălțimea de pompare înregistrează o creștere în domeniul 0 la Q_{nom} . Creșterea este proporțională cu înălțimea de pompare estimată pentru rotorul impulsor, având în vedere că aceasta lucrează în serie cu rotorul centrifug și deci, înălțimea de pompare se adună în acest caz. La pompele mici creșterea se menține pe tot domeniul de funcționare. La pompa PCN 50 - 250, în domeniul debitelor măi mici decât debitul nominal se constată o apropiere a curbelor și o inversare a mărimii lor. Aceasta se explică prin funcționarea impulsorului în regim de disipator datorită regimului de curgere impus de rotorul centrifug. La pompa PCN 65 - 200 se constată o apropiere a curbelor peste Q_0 datorită faptului că rotorul centrifug avea un unghi $\beta_2 \ll 60^\circ$ (rotor diversificat) și energia câștigată la intrare se disipează pe parcurs. În general efectul asupra înălțimii de pompare este relativ redus și apropiat de banda de erori, (fig. 8.17....8.22).

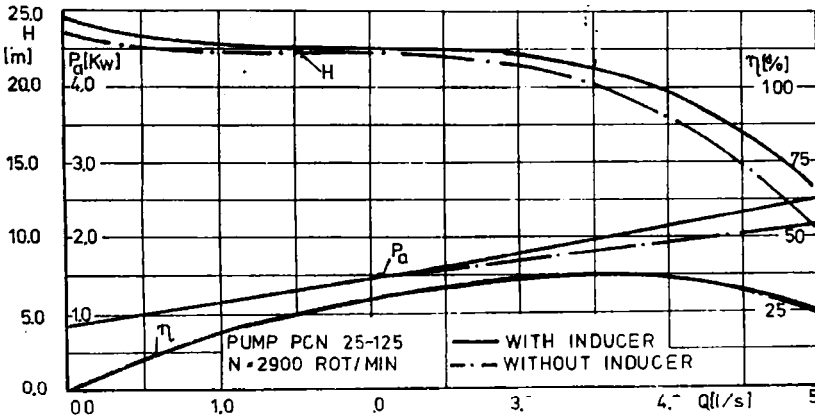


Fig. 8.17. Curbele energetice ale pompei PCN 25-125 cu și fără impulsor

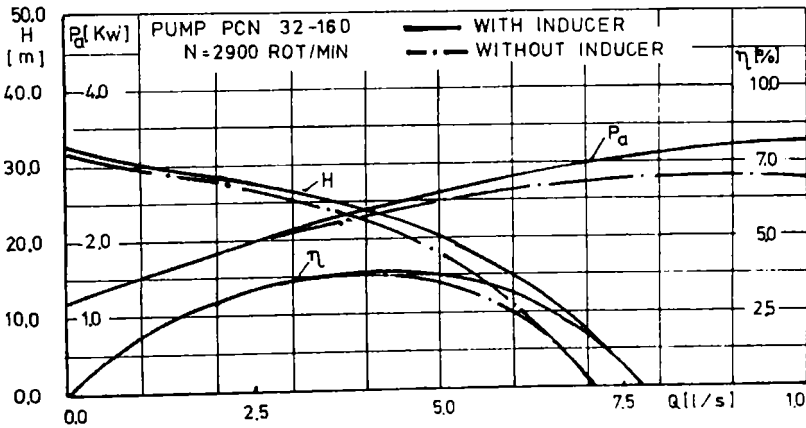


Fig. 8.18. Curbele energetice ale pompei PCN 32-160 cu și fără impulsor

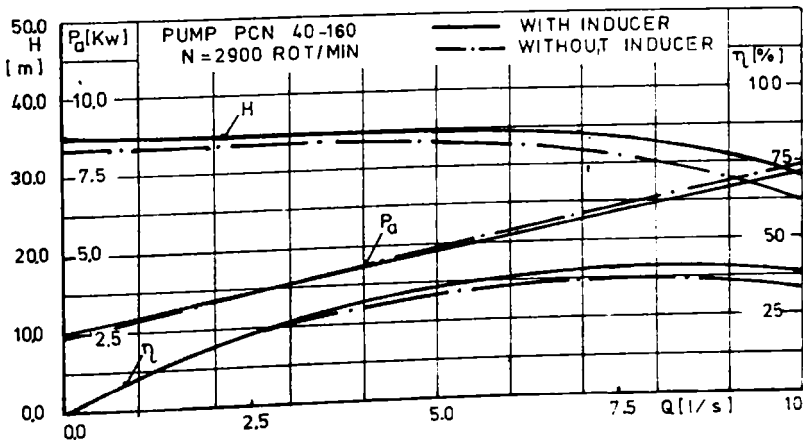


Fig. 8.19. Curbele energetice ale pompei PCN 40-160 cu și fără impulsor

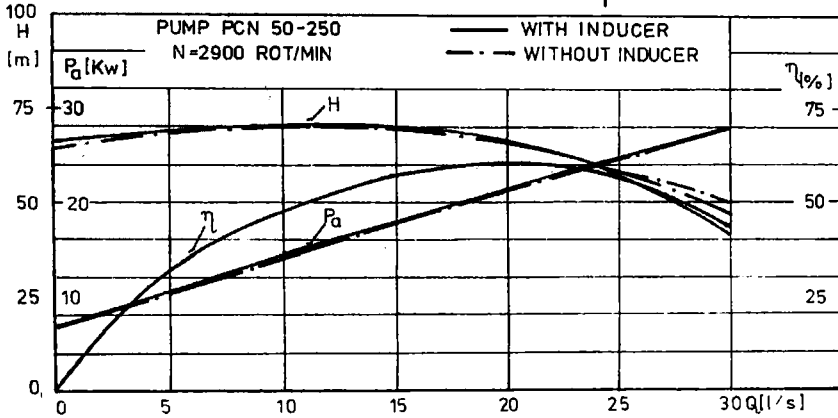


Fig. 8.20. Curbele energetice ale pompei PCN 50-250 cu și fără impulsor

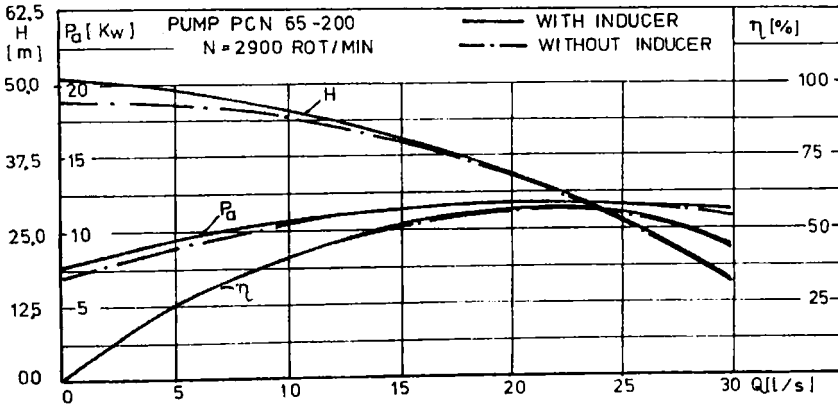


Fig. 8.21. Curbele energetice ale pompei PCN 65-200 cu și fără impulsor

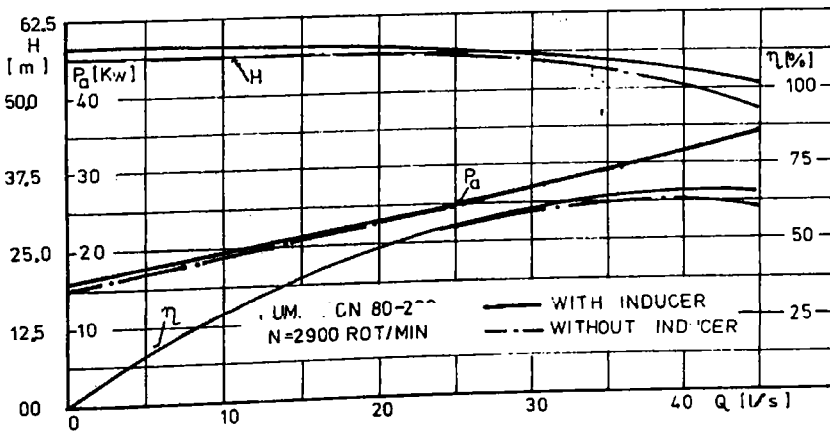


Fig. 8.22. Curbele energetice ale pompei PCN 80-200 cu și fără impulsor

Corespunzător cu modificările survenite la înălțimea de pompare se produc în același sens și la puterea absorbită. Creșterile nu sunt semnificative pentru a impune înlocuirea motorului de antrenare sau redimensionarea organelor de transmitere a mișcării. Pe domeniul punctelor măsurate diferențele sunt incluse în banda de erori.

Se constată o îmbunătățire ușoară a randamentului ca urmare a modificării produse la înălțimea de pompare și puterea absorbită. Explicația se mai poate da și prin faptul că adăugarea impulsorului în bilanțul energetic al pompei, nu implică decât disipații de natură hidraulică în paletajul impulsorului. La pompa PCN 50 - 250 nu iese în evidență modificarea randamentului datorită diferenței mari între înălțimea de pompare a pompei (a rotorului centrifug) față de impulsor.

8.6.3. Influența asupra caracteristicii de cavitație

Efectul impulsorului asupra caracteristicilor de cavitație se abordează sub două aspecte:

- deplasarea palierului curbei NPSH în jos
- extinderea palierului curbei spre dreapta, spre debite mai mari

La pompele mici, până la PCN 40-160 inclusiv, NPSH fără impulsor are valori mici, între 1 și 2 m. Diminuarea în acest domeniu este mică și neesențială, ceea ce este necesar și se realizează este deplasarea palierului curbei la debite mai mari și atenuarea creșterii valorilor lui NPSH în acest domeniu. La celelalte pompe se realizează ambele deziderate de îmbunătățire. (a se vedea fig. 8.23.....8.28).

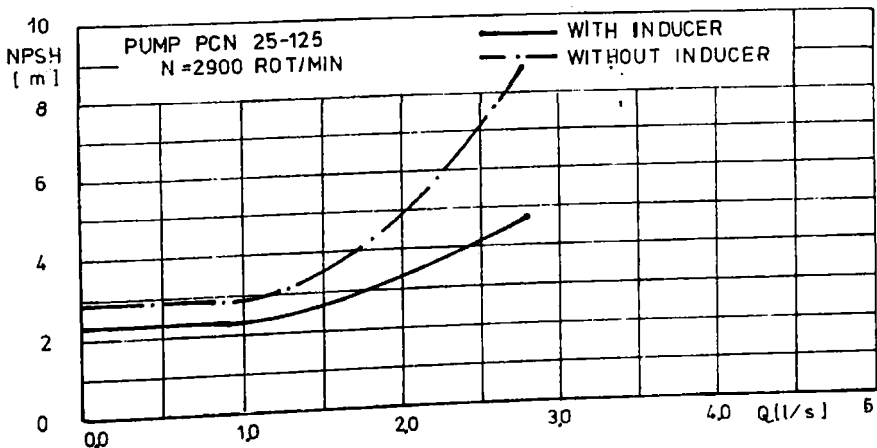


Fig. 8.23. Curbele de cavitație ale pompei PCN 25-125 cu și fără impulsor

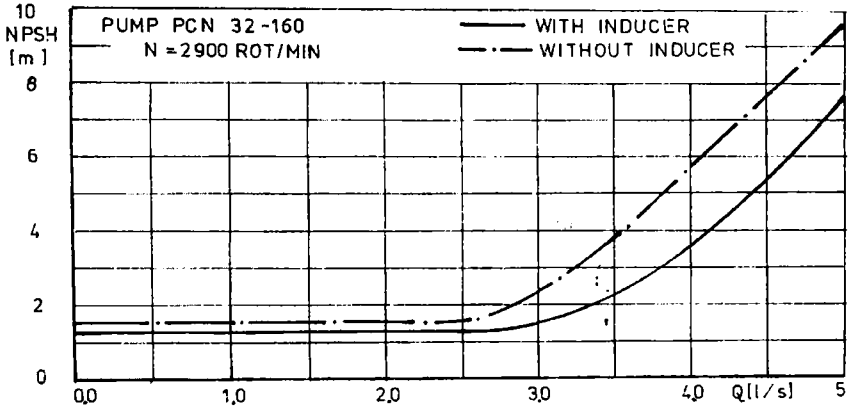


Fig. 8.24. Curbele de cavitatie ale pompei PCN 32-160 cu și fără impulsor

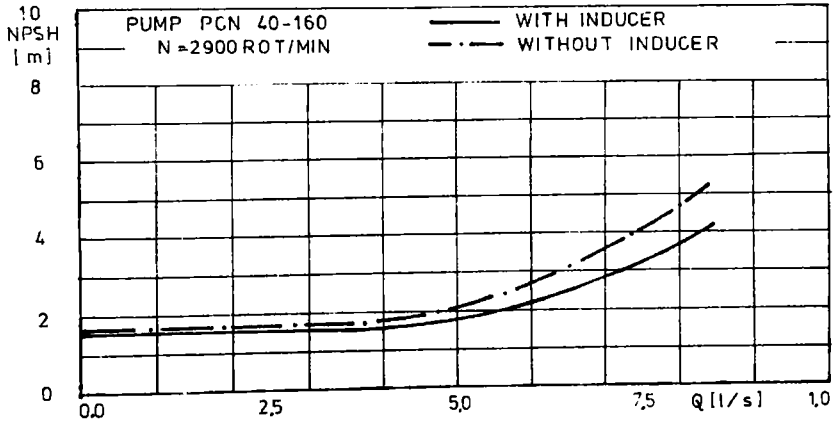


Fig. 8.25. Curbele de cavitatie ale pompei PCN 40-160 cu și fără impulsor

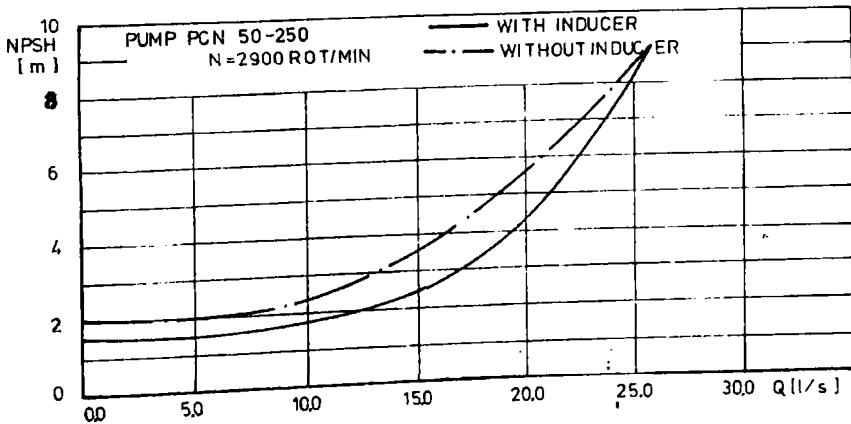


Fig. 8.26. Curbele de cavitatie ale pompei PCN 50-250 cu și fără impulsor

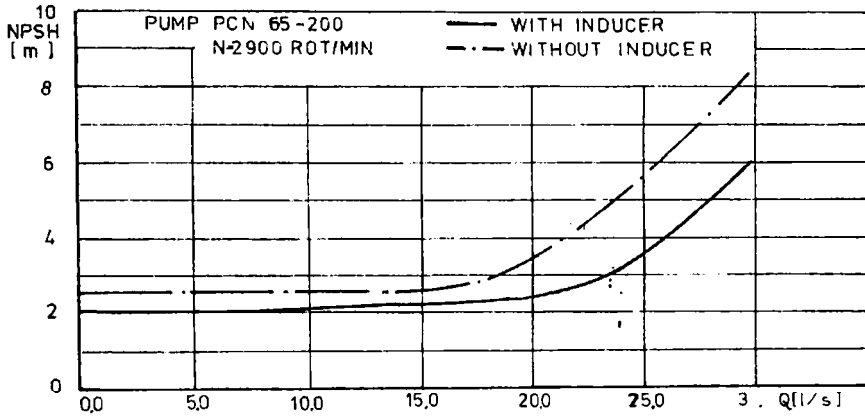


Fig. 8.27. Curbele de cavitație ale pompei PCN 65-200 cu și fără impulsor

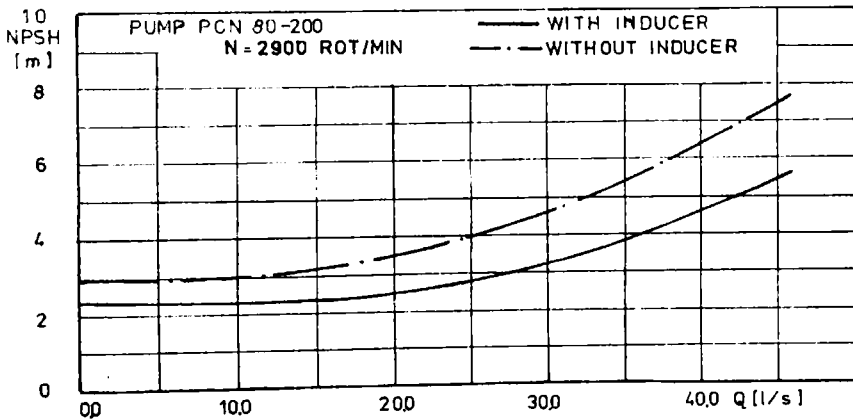


Fig. 8.28. Curbele de cavitație ale pompei PCN 80-200 cu și fără impulsor

8.6.4. Concluzii asupra încercării impulsorilor cu extindere axială redusă

Din studiul efectuat rezultă că utilizarea impulsorilor îmbunătățește funcționarea pompei în ansamblu și din punct de vedere cavitațional în special. Utilizarea impulsorilor de extindere axială redusă la pompele mici nu este strict necesară în condiții de exploatare normală a pompelor. Se recomandă doar la înălțimi de aspirație mari și la vehicularea de lichide cu presiuni de vaporizare mari. În ambele situații impulsorii pot atenua efectul cavitațional al unor imperfecțiuni de fabricație ale rotorului centrifug cum ar fi defecțiunile de turnare din canalele rotorice sau rugozități exagerat de mari.

CAPITOLUL 9

PROGRAME DE CALCULATOR CONCEPTE, REALIZATE ȘI UTILIZATE ÎN CADRUL LUCRĂRII

9.1. Considerații generale referitor la tehnica de programare utilizată

Studiul teoretic și rezultatele obținute au fost posibile doar în cadrul unor programe rulate pe un calculator PC. Calculatorul utilizat a fost un PC-486/DX4/100MHz. Mediul de programare a fost Borland-Pascal 7.0 pentru Windows. Deoarece în calcule intervin foarte multe variabile de tip tablou mono sau bidimensional ce ocupă multă memorie și volumul ocupat de programul propriu-zis depășea 64 Ko, limita maximă a unui program, s-au luat următoarele măsuri preventive:

- variabilele de tip tablou s-au declarat de tip pointer pentru care memoria se alocă în afara programului.

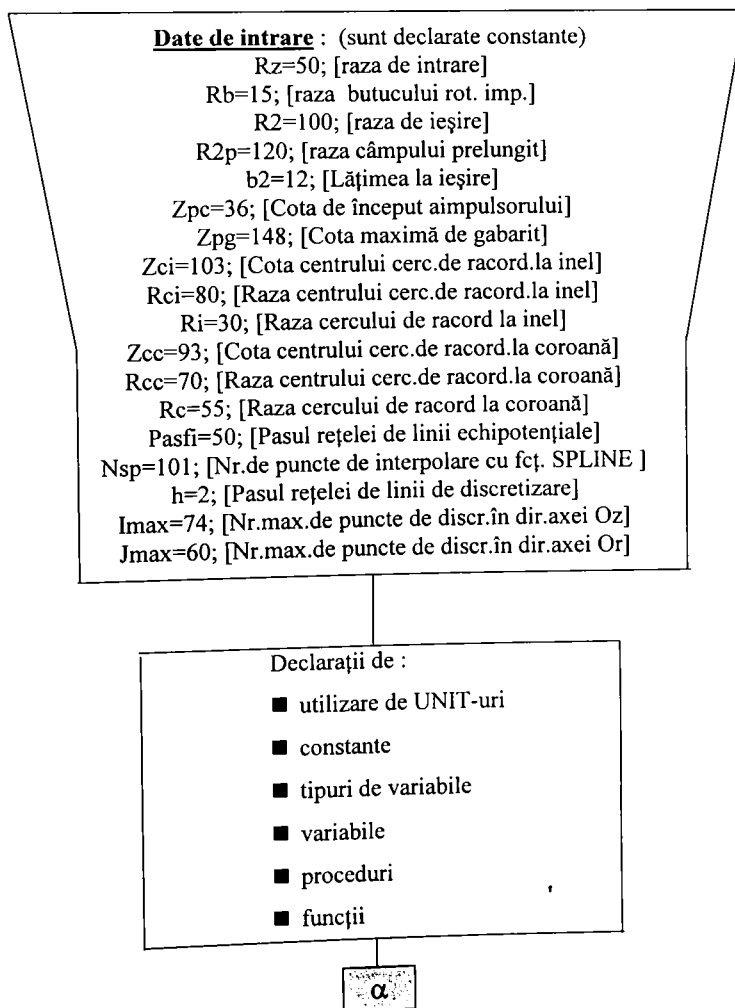
- utilizarea unor subprograme de tip *function* și *procedure* în care variabilele locale și memoria se alocă separat de programul principal.

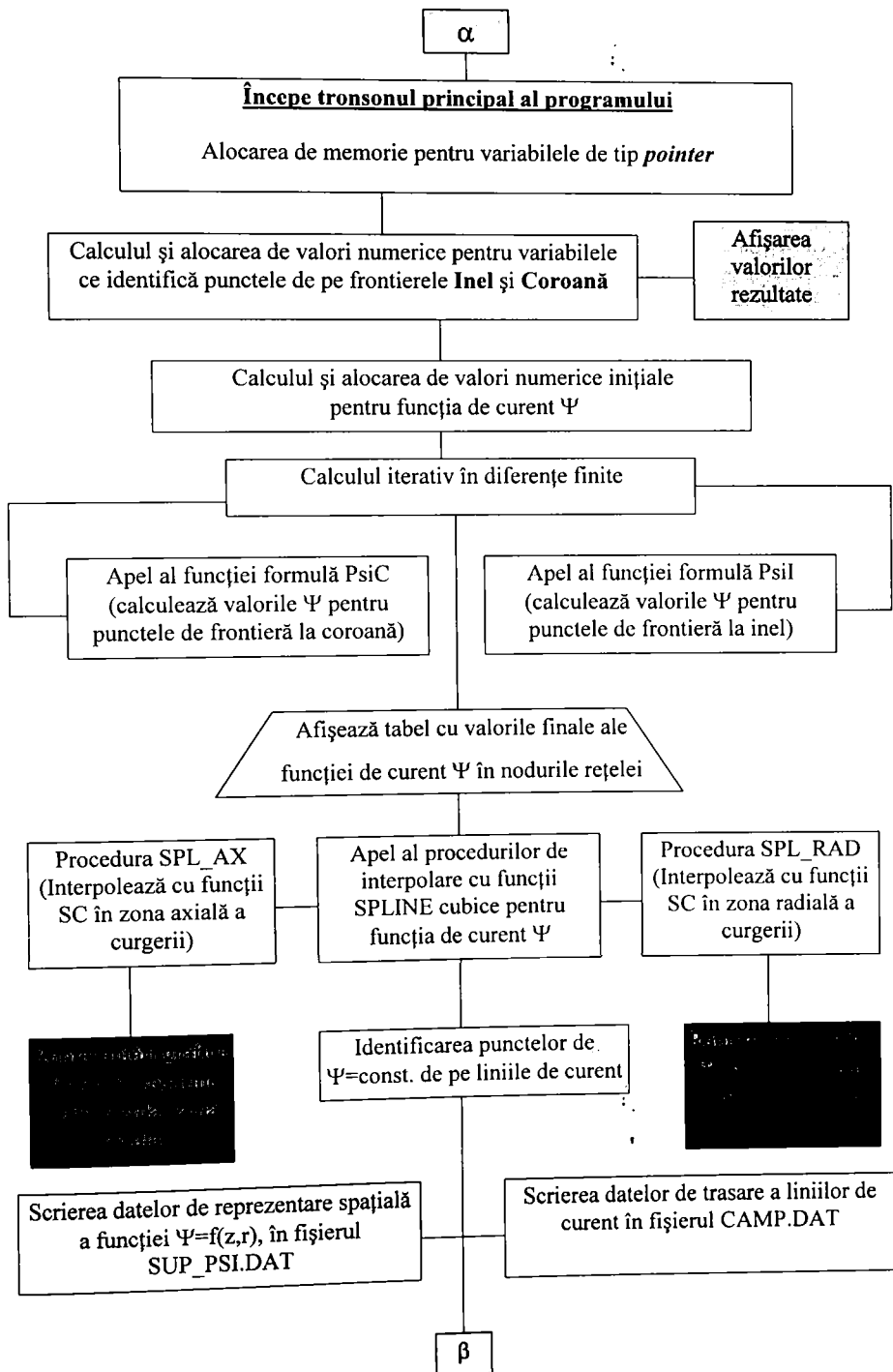
- gruparea unei părți a procedurilor într-o colecție separată de program, numită UNIT și care are o interfață de comunicare cu programul principal. Astfel s-a ajuns ca programul principal împreună cu procedurile locale și UNIT-ul să însumeze peste 2000 de linii și un volum total de aprox. 150 Ko. În acest fel s-a evitat transferul datelor intermediare în fișiere pe harddisk (HD) și accesarea lor după necesități. Toate datele utile sunt stocate în memoria calculatorului și sunt active pe tot parcursul rulării programului. Singurele date transmise în fișiere pe HD sunt rezultatele finale necesare programelor conexe sau în mediul AutoCAD pentru reprezentări grafice și desene. Acest mod de organizare a programelor permite o creștere substanțială a vitezei de lucru și o interactivitate foarte bună.

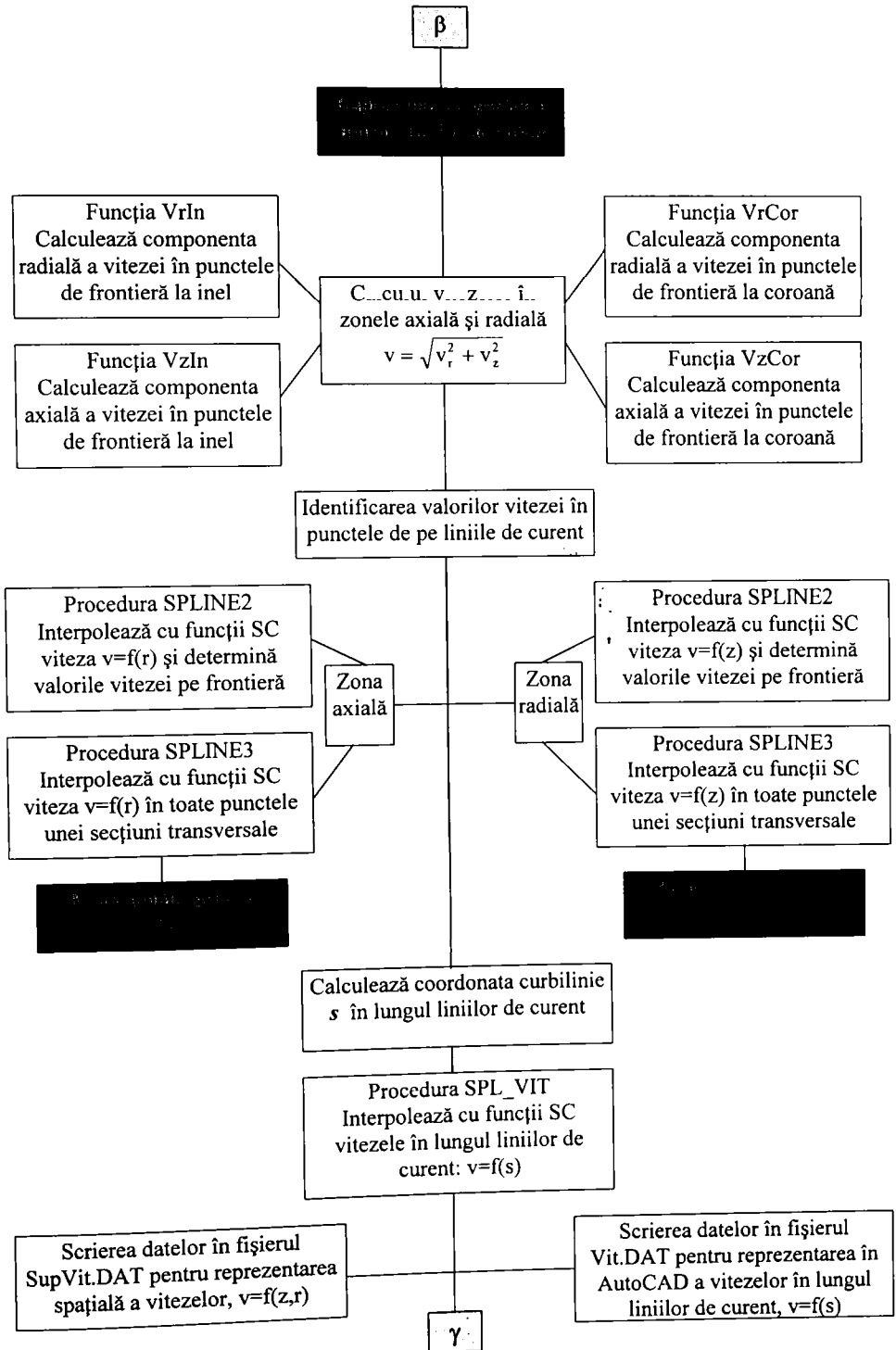
Pe parcursul rulării fiecărui program se afișează opțional tabele cu rezultate numerice și grafice ale mărimilor calculate ce au importanță doar de a fi văzute și confirmate ca bune de către operator. Editarea lor grafică are o rezoluție scăzută în raport cu altele editoare specializate. Pentru transpunerea graficelor pe hârtie sub formă calitativ bună se transferă datele prin fișiere în mediul AutoCAD de unde cu ajutorul unor programe speciale în limbaj AutoLISP se fac reprezentările

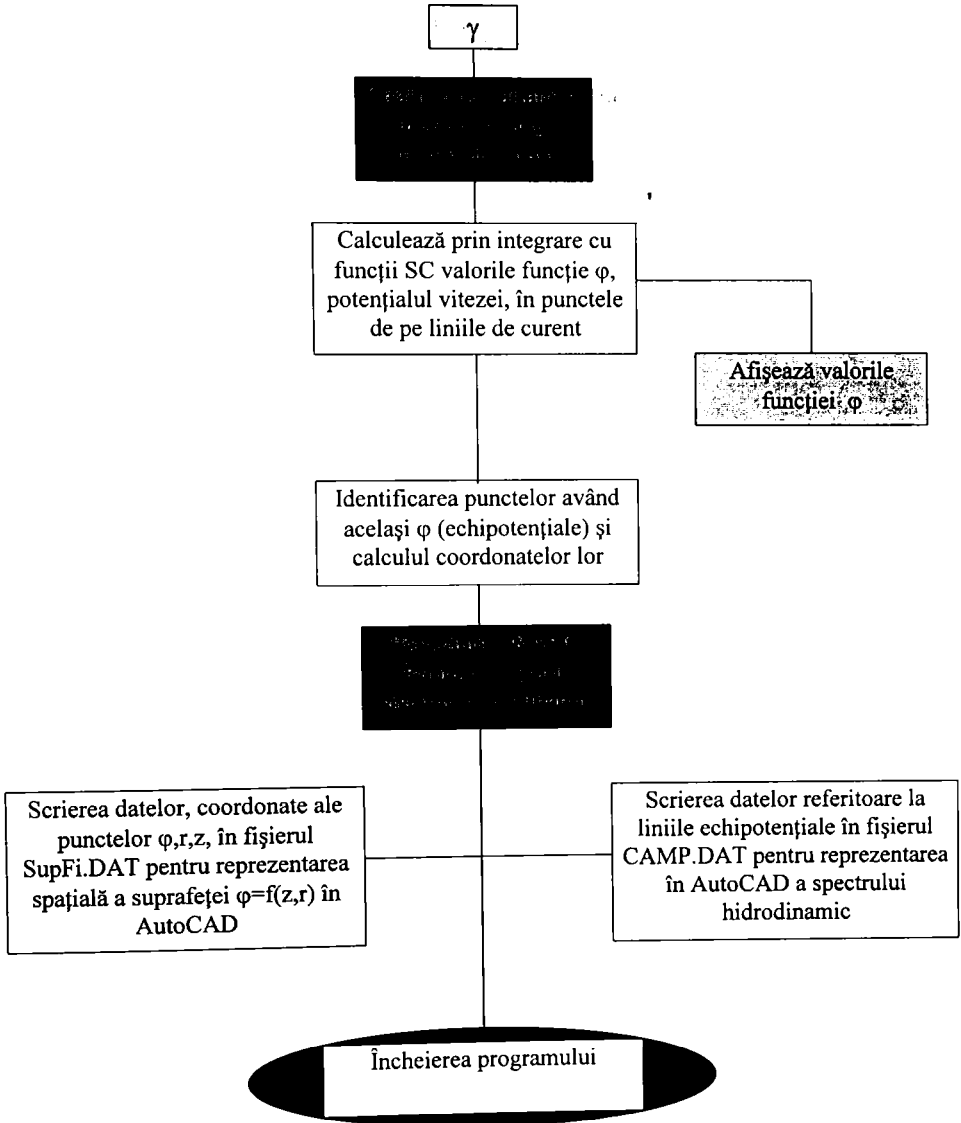
grafice finale ce pot fi trase la imprimantă sau exportate în procesorul de texte WORD 7.0 și inserate în paginile unui document oarecare. Limbajul AutoLISP funcționează sub mediul AutoCAD și permite programarea unui șir de comenzi AutoCAD. În cele ce urmează se prezintă schemele logice ale programelor în limbaj Pascal și tablelele cu toate programele realizate și principalele lor caracteristici tehnice și funcționale.

9.2. Schema logică a programului în limbaj Pascal pentru calculul câmpului hidrodinamic prin Metoda Diferențelor Finite (MDF)









9.3. Schemele logice ale programelor în limbaj Pascal pentru calculare prin Metoda Elementului Finit (MEF)

9.3.1. Calculul valorilor funcției de curent Ψ prin MEF în domeniul rețelei de profile a impulsorului

Date de intrare : (sunt declarate constante)

Imax=40 [Numărul maxim de elemente finite în direcția axei Ox]
Jmax=40 [Numărul maxim de elemente finite în direcția axei Oy]
Nsp=101 [Numărul de puncte de calcul a curbei
de interpolare cu funcții SPLINE]
Ig=1681 [Numărul total de noduri]
Ie=1600 [Numărul total de elemente finite]
Nfr=181 [Numărul total de noduri de pe frontieră]
Nlib=1500 [Numărul total de ecuații ale sistemului final global]
Q=100.0 [Debitul specific adimensional]
Ij=10 [Indicele punctului de început a zonei profilelor]
Ii=30 [Indicele ultimului punct al zonei profilelor]
Nit=1500 [Numărul total de iterații pentru rezolvarea
sistemului global final de ecuații]
Kq=1.0 [Coeficient local de debit, Debit curent/Debit nominal]
Rsec=20 [Raza secțiunii unde se studiază curgerea]
Zeta=(șir de valori) [Abcisele punctelor Gauss-iene pentru n=6]
Eta=(șir de valori) [Ordonatele punctelor Gauss-iene pentru n=6]
Wpo=(șir de valori) [Coeficienții de pondere ai punctelor
Gauss-iene pentru n=6]
Znod=(șir de valori) [Abcisele punctelor nodale ale elem.finite]
Enod=(șir de valori) [Ordonatele punctelor nodale ale elem.finite]

Declarații de :

- utilizare de UNIT-uri
- constante
- tipuri de variabile
- variabile
- proceduri
- funcții

α

α

Începe tronsonul principal al programului

Alocarea de memorie pentru variabilele de tip *pointer*

DISCRETIZAREA DOMENIULUI:

- Calculează scheletul profilului în sistemul propriu de reprezentare
- Calculează coordonatele intradosului și extradosului profilului în sistemul propriu de reprezentare
- Identifică punctele extreme de pe intrados și extrados
- Calculul coeficienților de poziție pentru discretizarea neomogenă
- Calculul coordonatelor profilelor transpuse în domeniul de aplicare a metodei elementului finit
- Calculul coordonatelor nodurilor rețelei de discretizare

Afișarea parametrilor
rețelei de profile: $L, l, t/L, \beta_1,$
 $\beta_2, \beta_3, \beta_s, v_{am}, v_{av}$

- Calculul coeficienților termenilor ce intră în expresia funcției de interpolare pe fiecare element finit: Alfa0, Alfa1, Alfa2, A1, A2, B11, B12, B21, B22, Ae1, Ae2, Ce1, Ce2, De1, De2, Ee1, Ee2, Fe1, Fe2
- Calculul integralelor Gauss-Legendre pe fiecare element finit
- Calculul elementelor de pe cele 9 diagonale nenule ale sistemului global de ecuații.
- Identificarea nodurilor de frontieră unde se impun condiții la limită și trecerea valorilor respective în termenii liberi
- Calculul termenilor liberi ai sistemului global
- Rearanjarea termenilor și definirea sistemului global

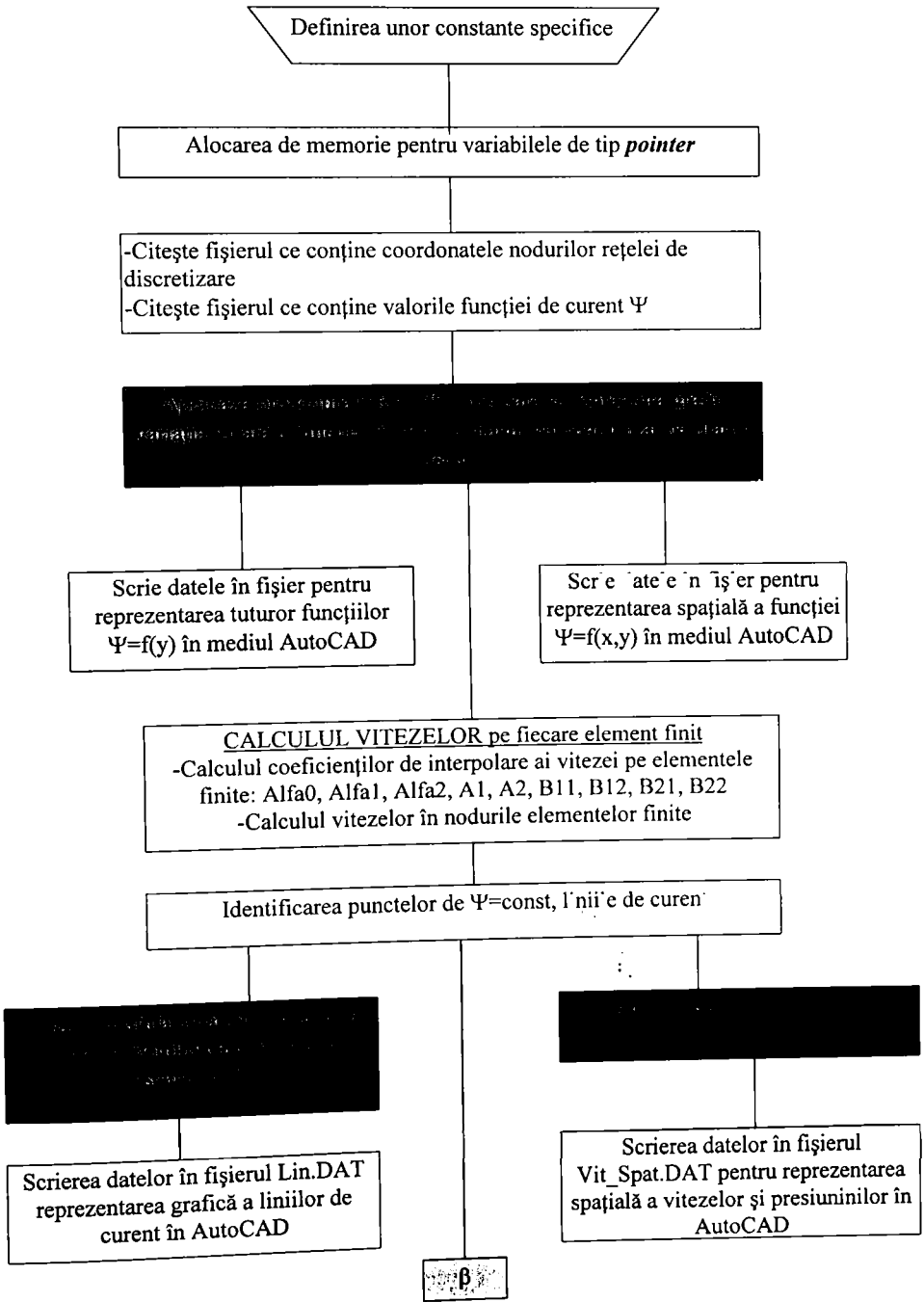
Algoritm specific de rezolvare iterativă a sistemului linear global de ecuații în elemente finite bazat pe metoda Gauss-Seidel

Afișarea valorilor funcției de curent Ψ
calculate în nodurile rețelei de
discretizare

Scrierea valorilor funcției de curent Ψ
într-un fișier, împreună cu valorile
coordonatelor nodurilor

**ÎNCHIDEREA
PROGRAMULUI**

9.3.2. Rprezentări grafice ale rezultatelor obținute din aplicarea MEF în domeniul rețelei de profile a impulsorului



β

- Identificarea vitezelor pe profil.
- Calculul circulației în jurul profilului, Γ
- Calculul coeficientului de portanță, C_a
- Calculul înălțimii teoretice de pompare, H_{tr}

Afișarea rezultatelor numerice pentru mărimile:
 V_{am} , V_{av} , Γ , β_1 , β_2 , β_3 , β_∞ , β_s , α_∞

Apelul procedurii VIT_PRO pentru reprezentarea variației vitezei v pe conturul profilului din rețea

Scrie datele în fișierul VIT_PRO.DAT pentru reprezentarea în AutoCAD a variației vitezei pe conturul profilului

Completează fișierul cu datele înălțimii de pompare,
 $H_{tr} = f(r, k_q)$

Apelul procedurii PRE_PRO pentru reprezentarea variației coeficientului de presiune C_p pe conturul profilului din rețea

Scrie datele în fișierul PRE_PRO.DAT pentru reprezentarea în AutoCAD a variației presiunii pe conturul profilului

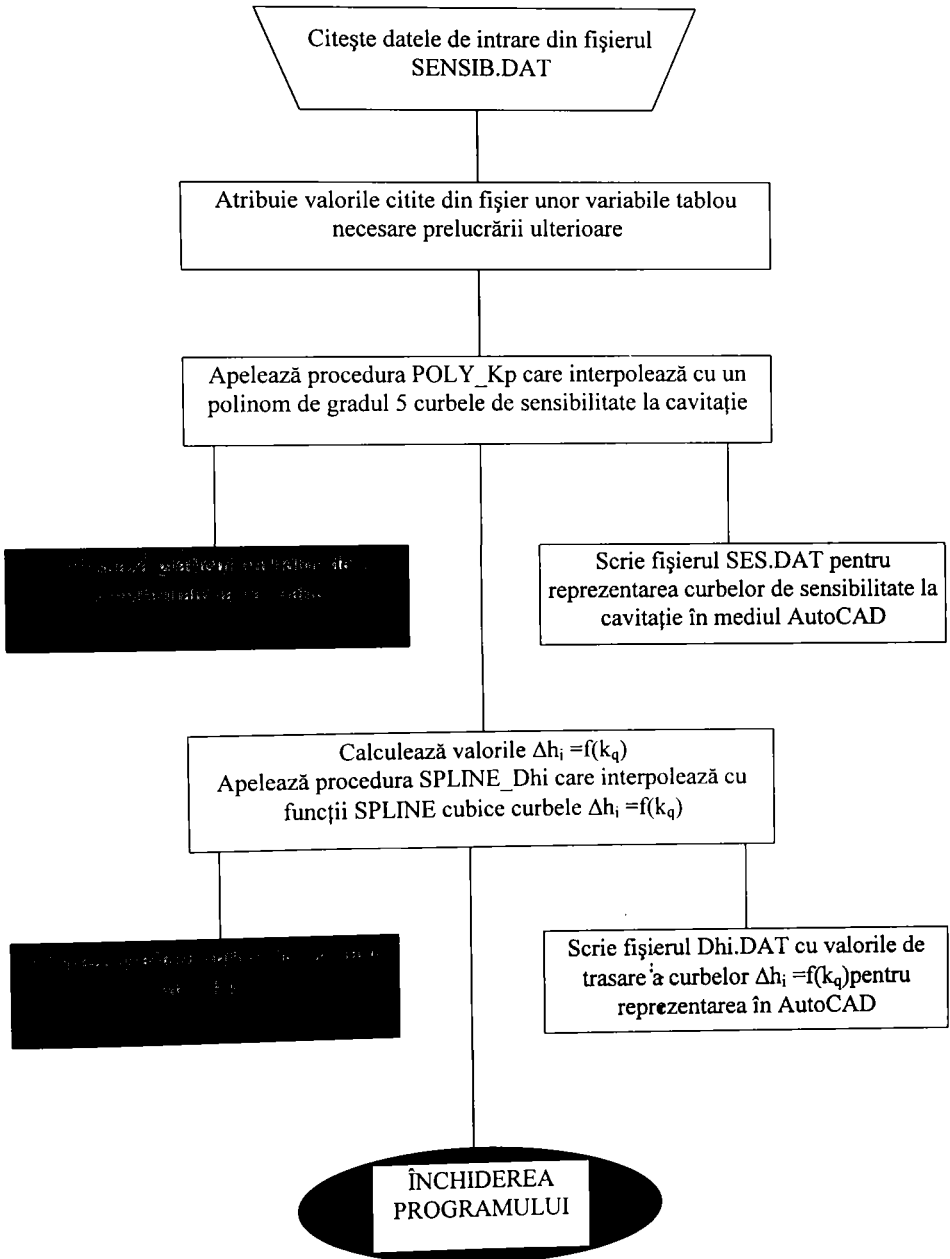
Completează fișierul cu datele coeficienților de portanță
 $C_a = f(r, \alpha_\infty)$

Identificarea presiunilor minime pe conturul profilului

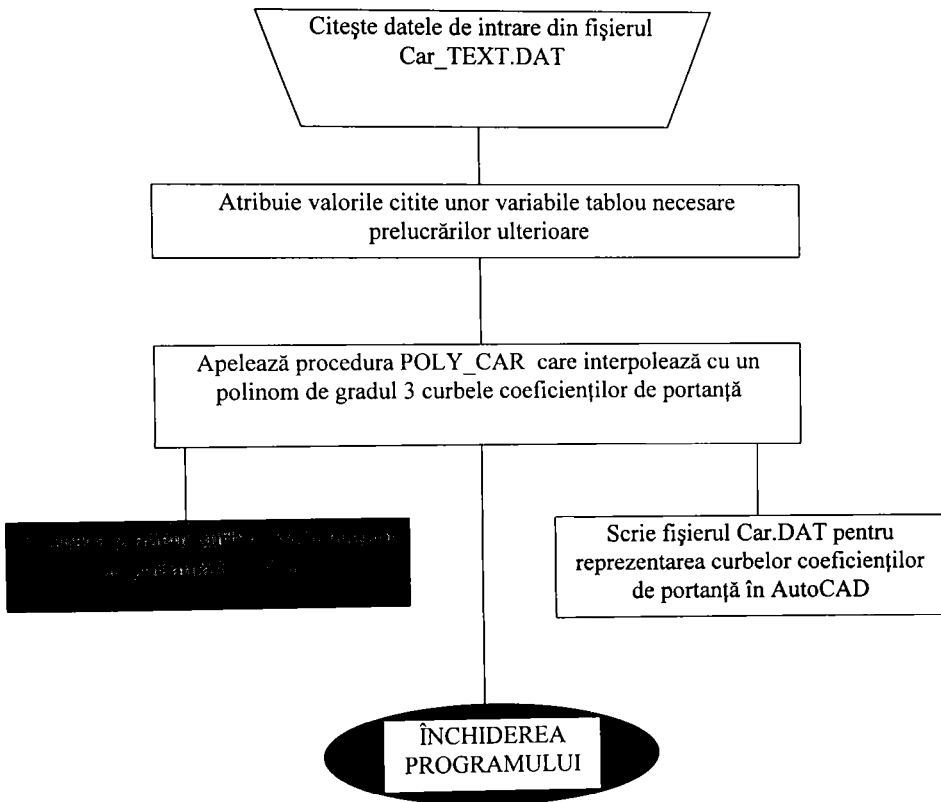
Completează fișierul SENSIB.DAT cu valorile presiunilor minime pe conturul profilului pentru calculul curbelor de sensibilitate la cavitație

ÎNCHIDEREA PROGRAMULUI

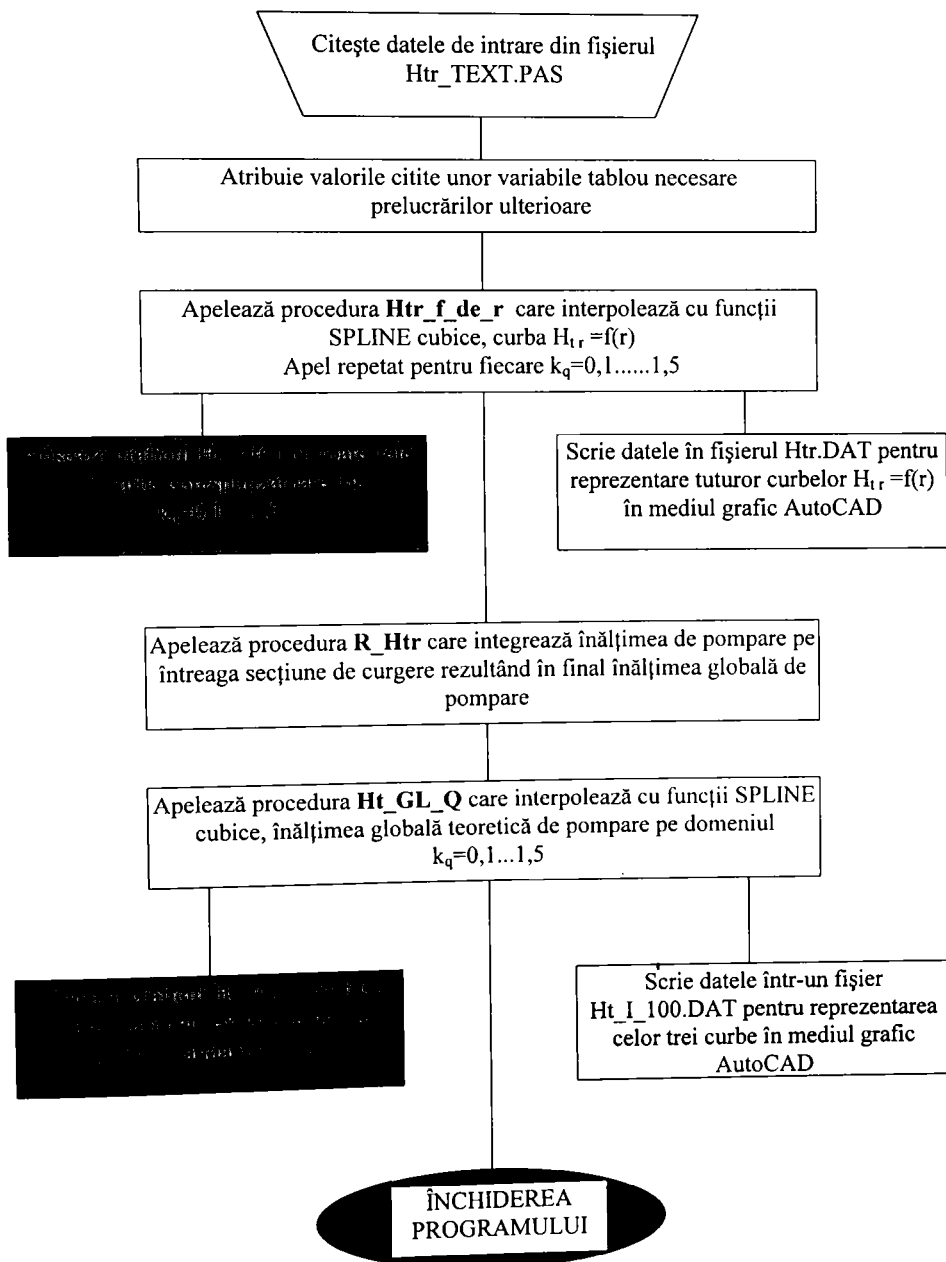
9.3.3. Calculul curbelor de sensibilitate la cavitație și de cavitație



9.3.4. Calculul curbelor coeficienților de portanță și reprezentarea lor



9.3.5. Calculul curbelor înălțimii de pompare locale și globale



9.4. Lista programelor utilizate pentru aplicarea Metodei Diferentelor Finite

Nr. crt.	Numele fișierului cod program	Limbajul utilizat	Tematica programului (scurtă descriere a ceea ce rezolvă programul)	Nr. total de linii	Volum program [bytes]
1	CP_PO_IM.PAS	PASCAL	Program pentru calculul prin MDF a câmpului hidrodinamic din zona rotorului unei pompe cu impulsor	1519	61315
2	SPL_UNIT.PAS	PASCAL	Unitate subordonată programului CP_PO_IM și conține o colecție de proceduri apelabile din programul principal	1245	43073
3	CAMP.LSP	AutoLISP	Trasează liniile de câmp în planul meridian al rotorului unei pompe cu impulsor	202	7560
4	VIT.LSP	AutoLISP	Trasează graficul de variație a vitezelor în lungul liniilor de curent	142	5430
5	PRES.LSP	AutoLISP	Trasează graficul de variație a presiunilor în lungul liniilor de curent	156	5903
6	SUP_PSI.LSP	AutoLISP	Reprezintă spațial suprafața $\Psi=f(z,r)$, formă grafică a funcției de curent deasupra domeniului studiat	279	11576
7	SUP_FL.LSP	AutoLISP	Reprezintă spațial suprafața $\phi=f(z,r)$, formă grafică a funcției de potențial al vitezei deasupra domeniului studiat	284	11804
8	SVIT.LSP	AutoLISP	Reprezintă spațial suprafața câmpului de viteze	144	5309
9	SP_PRE.LSP	AutoLISP	Reprezintă spațial suprafața câmpului de presiuni	211	8889
TOTAL				4182	160859

9.5. Lista programelor utilizate pentru aplicarea Metodei Elementului Finit

Nr. crt.	Numele fișierului cod program	Limbajul utilizat	Tematica programului (scurtă descriere a ceea ce rezolvă programul)	Nr. total de linii	Volum program [bytes]
0	1	2	3	4	5
1	FEM_RET.PAS	PASCAL	Program pentru calculul și trasarea prin MEF a câmpului hidrodinamic din rețeaua de profile a impulsorului	1076	52627
2	DSCR_RET.PAS	PASCAL	Program pentru calculul rețelei de discretizare în elemente finite patratulate a domeniului de analiză prin MEF	764	36628
3	GRA_RET.PAS	PASCAL	Program pentru reprezentări grafice și calcule de viteze și presiuni a rezultatelor din programul FEM_RET	954	48561
4	RET_UNIT.PAS	PASCAL	Unitate subordonată programului GRA_RET.PAS și care conține o colecție de proceduri utilizate la reprezentarea câmpului de presiuni și viteze	576	25088

0	1	2	3	4	5
5	SENS_RET. PAS	PASCAL	Calculează și reprezintă curbele de sensibilitate la cavitație și de cavitație ale impulsorului	788	28765
6	CAR_IMP. PAS	PASCAL	Calculează și reprezintă curbele coeficienților de portanță	644	24860
7	HTR_IMP. PAS	PASCAL	Program pentru calculul înălțimii de pompare locale și globale ale impulsorului	851	30250
8	CAR_ALFA .LSP	AutoLISP	Realizează graficul $C_{a,r}=f(\alpha_{\infty})$ pentru secțiunea curentă	206	7907
9	CAR_TOT. LSP	AutoLISP	Realizează graficul tuturor funcțiilor $C_{a,r}=f(\alpha_{\infty})$ studiate	209	8168
10	DHI_IMP. LSP	AutoLISP	Calculează și reprezintă curbele teoretice de cavitație $\Delta h_i=f(k_q)$	140	5708
11	DIS_RET. LSP	AutoLISP	Desenează rețeaua de discretizare în domeniul de studiu	133	4885
12	DOM_RET. LSP	AutoLISP	Desenează domeniul de studiu al rețelei de profile a impulsorului	136	5297
13	Ht_I_100. LSP	AutoLISP	Realizează graficul înălțimii de pompare a impulsorului, teoretică și experimentală	179	6868
14	Htr_f_r. LSP	AutoLISP	Realizează graficul înălțimii de pompare locale pentru toate regimurile de curgere	134	5247
15	IMP_SPAT. LSP	AutoLISP	realizează imaginea spațială a rotorului impulsor	79	2350
16	LIN_RET. LSP	AutoLISP	Trasează liniile de curent în domeniul rețelei de profile a impulsorului	203	7790
17	PRE_P_IM. LSP	AutoLISP	Realizează graficul de variației a coeficienților de presiune pe frontiera profilului	281	10604
18	PRE_RET. LSP	AutoLISP	Realizează reprezentarea spațială a câmpului de presiuni deasupra domeniului studiat	211	7527
19	PRO_DESN .LSP	AutoLISP	Desenează profilul paletei impulsorului la orice rază	158	6204
20	PSI_DE_Y. LSP	AutoLISP	Trasează fasciculul de curbe $\Psi=f(y)$ pentru toată rețeaua de discretizare	143	5762
21	PSI_SPAT. LSP	AutoLISP	Reprezintă spațial funcția de curent $\Psi=f(x,y)$	207	7258
22	SES_CAV. LSP	AutoLISP	Calculează și reprezintă curbele de sensibilitate la cavitație	232	8772
23	VIT_PRO. LSP	AutoLISP	Realizează graficul de variație al vitezei pe frontiera profilului paletei impulsorului	227	8964
24	VIT_RET. LSP	AutoLISP	Realizează reprezentarea spațială a câmpului de viteze deasupra domeniului studiat	212	7652
TOTAL				8751	363752

9.6. Concluzii asupra importanței programelor realizate

Toate programele realizate sunt de concepție proprie și **nu** sunt inspirate după modele existente scrise în alte limbaje și care au fost publicate în unele cărți de specialitate. Concepția și modul de realizare sunt absolut originale. Ca prim argument pentru aceasta se poate invoca interactivitatea grafică a programelor, iar grafica în AutoCAD (fără fișiere script) pentru probleme de mecanica fluidelor și mașini hidraulice nu există publicată în nici o carte sau revistă de specialitate. La fiecare pas parcurs în rezolvarea problemei se afișează grafic rezultatele obținute, având astfel posibilitatea de a verifica corectitudinea rezultatelor sau cel puțin dacă sunt plauzibile. Se pune astfel în evidență în mod pregnant modul ingineresc de abordare și de tratare a problemei făcând astfel din calculator și metodele matematice niște instrumente utile în rezolvarea modernă a unor probleme de ingineria fluidelor, de anvergură și dificultate deosebită.

Construcția programelor s-a făcut pas cu pas, de la domenii simple la domenii complexe verificând în fiecare etapă corectitudinea rezultatelor prin comparație cu alte rezultate similare publicate în lucrări sau cărți de specialitate. La aplicarea metodei elementului finit în studiul curgerii potențiale printr-o rețea de profile, programul a fost testat pe o rețea de profile NACA 8410 în regim de turbină pentru care există mai multe lucrări publicate, inclusiv rezultate experimentale. Discretizarea a fost de asemenea realizată în două etape, la început pe un număr mic de noduri pentru a parcurge repede programul și a corecta eventualele erori de compilare și de rulare și de a verifica procedurile de grafică. Chiar dacă ca aspect geometric și de principiu pentru elementele finite discrete având forme și suprafețe neomogene nu reprezintă o noutate, modul cum au fost generate diferă complet de modalitățile prezentate în unele lucrări. În acest sens s-au definit diferiți algoritmi care ajută la calculul unor coeficienți de divizare a unui interval dat după o lege predefinită (în cazul de față s-a folosit o lege parabolică). Operatorul trebuie să decidă câte intervale vrea să genereze, la care capăt al intervalului să fie elementele rare sau dese și cât de accentuată să fie îndesirea (sau micșorarea) intervalelor.

Numărul de elemente finite (intervale) pe orizontală și verticală, în direcția axelor Ox, respectiv Oy, are importanță pe lângă finețea de calcul și asupra dificultăților în rezolvarea sistemului de ecuații liniare pe elementele finite. Acest sistem gigantic, având numărul de ecuații și necunoscute egal numărul de elemente finite, are matricea coeficienților în majoritate cu elemente nule. Sunt nule numai elementele de pe diagonala principală și încă opt diagonale așezate simetric față de diagonala principală. Distanța a câte trei dintre aceste diagonale, situate de o parte și cealaltă față de diagonala principală, depinde de numerotarea elementelor finite și numărul de intervale pe orizontală și verticală.

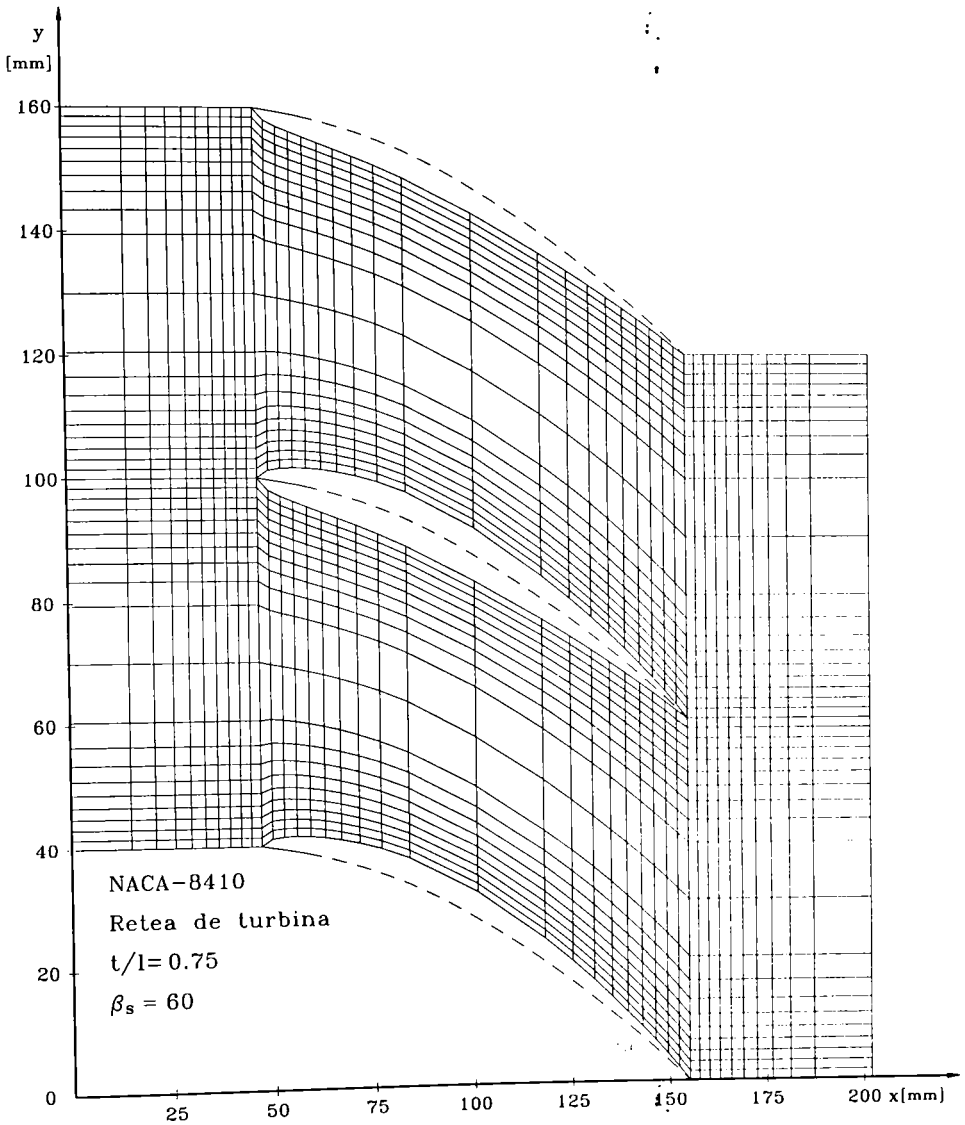


Fig. 9.1. Discretizarea domeniului unei rețele de turbina cu profile NACA 8410.

Conform metodelor clasice de rezolvare a sistemelor de astfel de ecuații (ex. Metoda eliminării Gauss) se caută ca pe una din direcții (orizontală sau verticală) să avem cât mai puține intervale astfel încât diagonalele laterale nenule să fie cât mai apropiate de diagonala principală, ceea ce duce la ușurarea și rapiditatea operației de triangularizare a matricii sistemului. Cele precizate sunt valabile pentru elemente finite patrulate (fig. 9.1). La alte tipuri de elemente lucrurile diferă puțin și nu au fost analizate în profunzime în cadrul acestei lucrări.

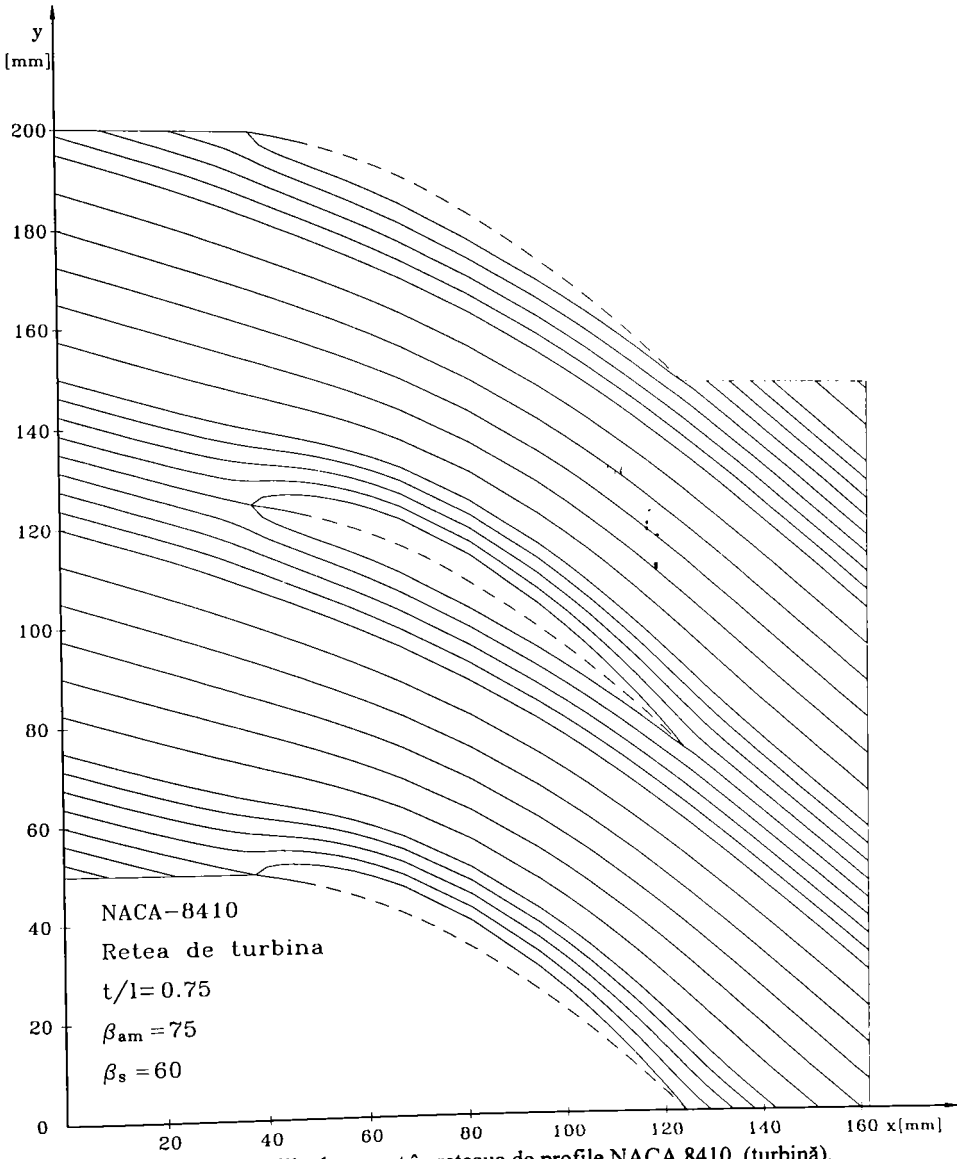


Fig. 9.2. Liniile de curent în rețeaua de profile NACA 8410, (turbină).

În urma studiului efectuat și a calculelor a rezultat spectrul liniilor de curent din fig. 9.2. Datele esențiale ale rețelei de profile au fost: pasul relativ, $t/l=0,75$, unghiul de instalare al profilelor, $\beta_s=60^\circ$, iar direcția curentului în amonte și aval a fost: $\beta_{am}=75^\circ$, $\beta_{av}=50^\circ$. Comparând rezultatele obținute cu [29],[30],[31] se constată identitatea poziției liniilor de curent în special pentru $\Psi=0$. Nu sunt identice desimea și valorile pentru Ψ în care s-au aflat liniile de curent, deoarece în vecinătatea profilelor numărul liniilor de curent a fost dublat pentru a evidenția mai

bine curgerea fluidului în zonele sensibile energetic și cavitațional. Calculul a fost dus până la capăt în sensul că s-a calculat și repartiția de presiuni și viteze pe frontiera profilelor din rețea.

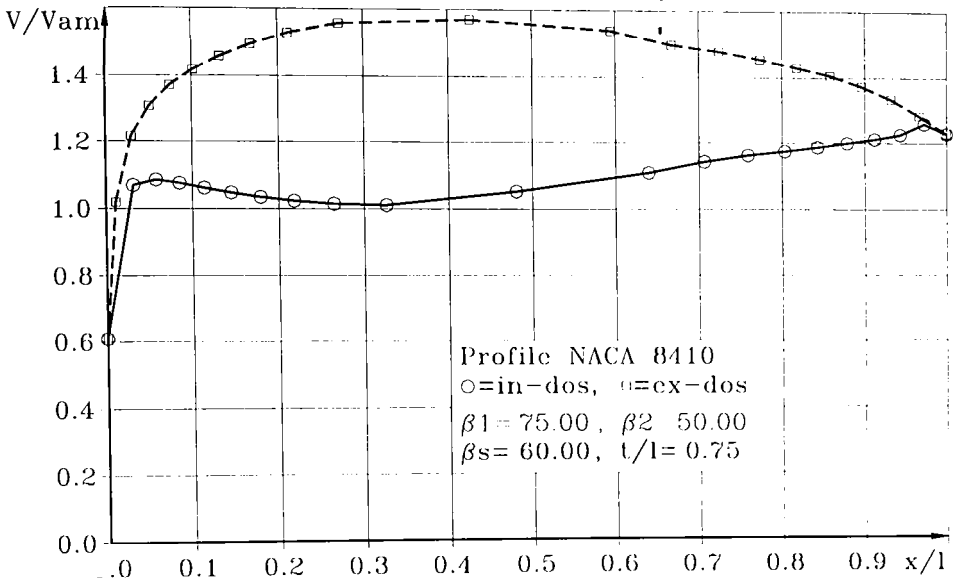


Fig. 9.3. Repartiția de viteze pe frontiera profilelor NACA 8410 în regim de turbină.

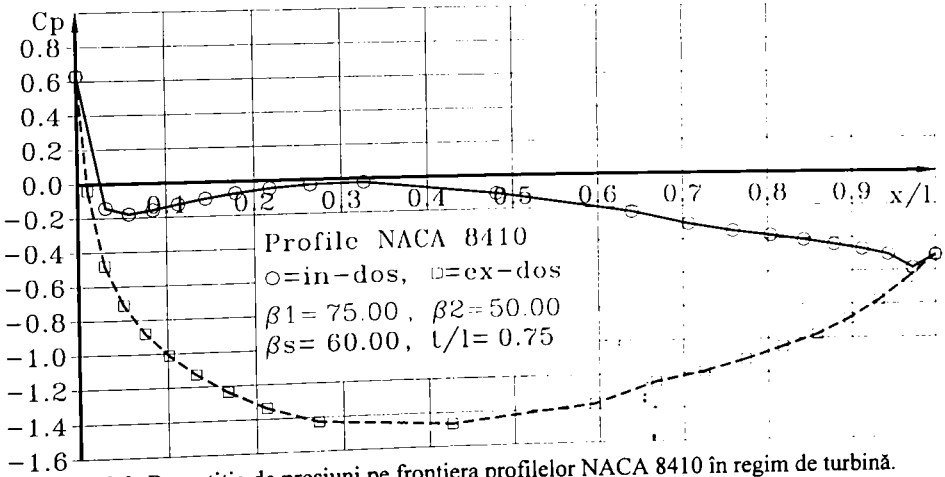


Fig. 9.3. Repartiția de presiuni pe frontiera profilelor NACA 8410 în regim de turbină.

Comparând aceste ultime două grafice cu rezultatele similare publicate anterior [31], constatăm o asemănare calitativă și cantitativă pe tot domeniul x/l cu excepția zonei bordului de fugă unde nu mai apar acele inflexiuni în variația vitezelor și presiunilor. Acest lucru se datorează modului de calcul al vitezei pe elementele finite. În acest caz medierea nu s-a mai făcut în centrul de greutate al elementului finit ci direct pe latura adiacentă frontierei profilului, astfel

încât s-a îmbunătățit precizia de calcul a repartiției de presiuni și viteze pe conturul profilelor din rețea. Rezultatul acesta este mai plauzibil pentru bordul de fugă al profilelor deoarece nu există nici un motiv de natură fizică ca în această zonă să apară variații pronunțate ale vitezei pe frontiera profilului. Ca urmare a confirmărilor obținute din studiul preliminar efectuat pe profile NACA 8410 în rețea de turbină s-a trecut la întocmirea programelor pentru rețele de pompă axială, în particular impulsor. Algoritmii utilizați au trebuit să fie adaptați la un alt gen de profile având o geometrie simplificată, grosime constantă, cu racordări la bordul de atac și de fugă. După cum s-a văzut în capitolele anterioare, în cazul impulsorului calculele au fost duse mai departe până la curbele caracteristice de cavitație și energetice.

Utilizarea unui limbaj de nivel înalt cum este Borland Pascal 7.0 a fost foarte inspirată datorită următoarelor calități incontestabile față de alte limbaje:

- interfață grafică color cu posibilități de afișare directă fără mari dificultăți
- compilatorul de programe foarte rapid
- posibilități de gestionarea optimă a memoriei
- posibilități de manevrare cu trei tipuri de fișiere de date
- precizia calculelor mult mărită datorită multitudinii tipurilor de date predefinite în domeniul real unde numărul de cifre semnificative poate ajunge până la 20.
- există suficientă documentație (cărți, reviste) referitoare la acest limbaj de programare.

Așa cum am mai arătat afișarea grafică și numerică (valori numerice grupate sau negrupate sau tabele cu valori numerice) a rezultatelor obținute este rapidă, sugestivă și de calitate pentru momentul rulării programului. Transferul acestor rezultate direct într-un document tehnic sau științific nu are o calitate deosebit de bună și de aceea s-a apelat la mediul de desinare AutoCAD-R12 care permite exportul graficelor și figurilor desenate direct în editorul de texte WORD 7.0 sub WINDOWS '95. AutoCAD-ul permite și execuția programată a unor grafice sau desene având înglobat un limbaj propriu de programare numit AutoLISP. Datele utilizate la toate rezultatele finale sub formă grafică au fost transferate în fișiere de unde prin intermediul unor programe AutoLISP au fost refăcute graficele în forma finală așa cum apar acum în lucrare. Aceasta a presupus un efort în plus recompensat de calitate obținută și de reprezentările tridimensionale care în Pascal nu sunt posibile. Graficele 3D au necesitat multe vizualizări până la obținerea celui mai bun *punct de vedere* (punctul din care este privită imaginea 3D) deoarece în multe situații imaginea nu este sugestivă sau poate apare incompletă, eronată, etc.

În această lucrare nu se prezintă nici un tabel cu rezultate pentru că acest lucru ar ocupa inutil zeci sau chiar câteva sute de pagini și n-ar fi relevante deoarece graficele s-au construit prin intermediul calculatorului care nu poate greși la punerea punctelor. Volumul total al fișierelor cu

date numerice utilizate în lucrare ocupă peste 20 de MegaBytes ceea ce evident este o cifră impresionantă. Cum majoritatea numerelor din fișiere sunt reale și un număr real ocupă 6 Bytes de memorie rezultă că s-au utilizat peste 3 333 333 de numere având fiecare în medie 10 cifre semnificative.

Asamblarea sistemului de ecuații liniare în element finit a ridicat multe probleme în ce privește tehnica de calcul. Coeficienții sistemului de ecuații au rezultat în urma unor înmulțiri repetate cu matrici booleene. Aceste matrici au majoritatea elementelor nule, iar numărul operațiilor cu elementele acestora este imens. Cu toate că rezultatele sunt în majoritate nule totuși fiecare operație consumă timp de calcul ceea ce face în final ca timpul de rulare să crească foarte mult. Cercetând în amănunt înmulțirile cu matrici booleene s-a putut observa regula de obținere a valorilor nenule și plasamentul lor în rezultatul final. Pe baza acestor observații s-a construit imediat algoritmul în programul de calculator care evită toate operațiile cu elementele nule și determină rezultatul final obținut numai din elementele nenule. Prin această realizare s-a redus timpul de rulare de aproximativ 20 de ori.

Rezolvarea sistemului gigantic ca număr de ecuații și necunoscute ridică de asemenea probleme deosebite în legătură cu memorarea coeficienților (volum imens de memorie). Dacă avem N noduri în rețeaua de discretizare va rezulta un sistem de N ecuații cu N necunoscute a cărei matrice va avea dimensiunea $N \times N$, adică va avea N^2 elemente. În cazul rețelei impulsorului au fost $N=1500$ noduri interioare (fără cele de pe frontieră unde valorile funcției de curent sunt impuse). Volumul de memorie necesar ar fi de $1500 \times 1500 \times 6 = 13\,500\,000$ octeți (bytes), unde 6 provine din faptul că o valoare numerică în Pascal ocupă 6 octeți de memorie. În realitate și în acest caz sunt posibile simplificări observând că majoritatea elementelor sunt nule cu excepția celor de pe diagonala principală și încă 8 diagonale paralele cu diagonala principală. În consecință nu este necesar a se memora decât maximum $9 \times N$ elemente care în cazul de față vor ocupa $9 \times 1500 \times 6 = 81\,000$ octeți ceea ce înseamnă de 167 ori mai puțin decât 13 500 000. Această observație înseamnă încă foarte puțin în comparație cu algoritmul prin care aceste valori devin operaționale în rezolvarea sistemului de ecuații.

Ca metodă de rezolvare a sistemului de ecuații s-a ales metoda iterativă Gauss-Seidel care conform unor studii de precizie și rapiditate pe calculator publicate în [36] este mai eficientă decât metoda eliminării Gauss cu condiția ca numărul iterațiilor să fie optim. Algoritmii utilizați în lucrare nu se publică deoarece ei intră în categoria *know-how* și pot fi valorificați în cadrul unor contracte de cercetare sau eventual Grant-uri în interes personal și al Universității "Politehnica" din Timișoara. Algoritmul găsit în acest caz evită de asemenea toate operațiile cu elementele nule ale matricii sistemului de ecuații.

Utilizarea AutoCAD-ului în rezolvarea problemelor de grafică poate fi abordată în cel puțin două modalități:

- execuția unor fișiere script ce conțin coordonatele punctelor din grafic
- execuția unor programe în limbaj AutoLISP care prelucrează datele din fișierele generate în programele Pascal.

Prima cale este mai simplă, ușor de abordat și este folosită de majoritatea celor care utilizează calculatorul în cercetare și proiectare. Desavantajul acestei abordări constă în faptul că nu permite alte facilități în afară de trasarea unor linii eventual punerea unor puncte. Or într-o diagramă este necesară inscripționarea axelor, introducerea unor texte, utilizarea culorilor, diversificarea liniilor utilizate etc. A doua cale (dezvoltată în cadrul lucrării) este mai laborioasă cel puțin la început până se pun bazele elementelor esențiale de execuție ale programelor de grafică. Acestea sunt: inițializarea cadrului de desenare, citirea datelor inițiale din fișierele de date construite în acest scop, trasarea axelor de coordonate, inscripționarea axelor, trasarea caroiajului, trasarea curbelor propriuzise. Apoi intervin particularitățile de la caz la caz cum ar fi punerea punctelor măsurate sau calculate, marcarea și inscripționarea curbelor, utilizarea de linii diferite de linia continuă pentru a pune în evidență distincția între mai multe curbe în aceeași diagramă. De o complexitate mai mare sunt programele de grafică tridimensională în care la final trebuie ales punctul de vedere optim care să scoată în evidență aspectele esențiale ale imaginii 3D. Pe lângă acestea mai sunt o serie de probleme de amănunt care ocupă de asemenea timp și încercări multiple de diverse soluții posibile. Programarea în AutoLISP presupune însușirea unui minim de cunoștințe din AutoCAD și cunoașterea tuturor posibilităților sale de desenare pentru că în mare parte avem de-a face cu lansarea în scris a unui șir de comenzi și opțiuni din AutoCAD.

Relizarea unor programe cu mijloacele actuale de calcul nu mai este o problemă de stres, de așteptare până se rulează programul la centrul de calcul, de depanare a erorilor, etc. Față de situația din urmă cu 20 de ani, realizarea unui program depinde în mare parte de imaginația și creativitatea programatorului. Rezultatele se obțin imediat permițând realizarea așa ziselor experimente numerice prin care se modelează pe calculator un fenomen fizic controlat de mai mulți parametri.

Utilizarea unor softuri profesionale realizate de firme specializate limitează în mare parte posibilitățile de explorare a unor situații noi pe care creatorii lor nu aveau cum să le prevadă. De multe ori chestiunile de amănunt pun probleme mai mari decât problemele generale, de ansamblu. De exemplu câmpul de viteze în zona bordului de atac sau de fugă sunt probleme locale care influențează esențial curgerea în întreaga rețea de profile, sau modul de calcul al vitezelor pe elementul finit se poate face în mai multe moduri și rezultatele sunt sensibil diferite

în zonele unde se produc variații mari de viteză de la un nod la celălalt. Acest aspect într-un soft profesional ar fi trecut cu vederea și adoptată o soluție unică, sigur că cea mai bună pentru cazurile imaginate de creatorul softului. Pentru situațiile noi există posibilitatea de a obține rezultate eronate. Un soft profesional este ca un *black-box* în care introduci date și obții rezultate, iar creativitatea și imaginația cercetătorului se pot pune foarte puțin în valoare. De aici concluzia foarte importantă că mergând pe calea creerii de softuri proprii, cale desigur mult mai grea, posibilitățile de studiu și cercetare sunt nelimitate și evident că și rezultatele obținute pot fi foarte valoroase.

Calculatorul a devenit o unealtă indispensabilă în domeniul vast al ingineriei fluidelor. Utilizarea lui în rezolvarea tuturor problemelor poate aduce economii mari de timp și bani. Acest lucru nu trebuie să devină un scop în sine. Folosim calculatorul ca o extensie a capacității de calcul și desenare, ca un stimulent în creativitate și poate ca un nou mod de a gândi, bazat pe gândirea celor care au creat limbajele și mediile de programare și desenare. Mult din empirismul care mai persistă încă în ingineria mecanică și în special a fluidelor va dispărea odată cu modelarea pe calculator a fenomenelor fizice ce stau la baza conceptelor de proiectare a mașinilor hidraulice.

CAPITOLUL 10

CONCLUZII ASUPRA ÎNTREGII LUCRĂRI

10.1. Concluzii generale

Teza de doctorat prezintă un studiu complet, realizat pe calculator și experimental, al proiectării, funcționării și hidrodinamicii curgerii pentru o pompă cu impulsor. După o analiză critică a oportunității utilizării impulsorilor la pompele centrifuge în vederea îmbunătățirii performanțelor cavitaționale se ajunge la concluzia că și pentru pompele de uz curent, funcționând la turații de până la 2900 rot/min este necesară și posibilă o îmbunătățire a condițiilor de aspirație. Utilizarea impulsorilor permite pe lângă îmbunătățirea caracteristicii de cavitație:

- exploatarea pompelor la înălțimi de aspirație mai mari
- extinderea capacității de lucru a pompelor la debite cu până la 20% peste debitul nominal
- utilizarea unor lichide mai sensibile decât apa la 20°C (având presiuni ale vaporilor saturați mult mai mari decât ale apei)

Studiul s-a efectuat asupra pompelor PCN (pompe pentru industria chimică) deoarece pentru această familie de pompe au fost disponibile toate datele de proiectare (fiind proiectate în LCMHT), asupra tuturor detaliilor de geometrie a circuitelor hidraulice și curbe caracteristice experimentale complete (fiind testate tot în LCMHT). Analizând caracteristicile de cavitație (NPSH) ale acestor pompe se constată că la toate tipurile este posibilă și necesară extinderea domeniului de exploatare optimă cavitațional peste debitul nominal cu până la 20% și diminuarea lui NPSH pe tot domeniul de exploatare.

S-au stabilit criteriile de estimare a datelor de proiectare pentru impulsori. Acestea sunt :

- Turația identică cu turația pompei
- Debitul poate fi cu până la 20% peste debitul nominal al pompei pentru care se utilizează astfel încât punctul nominal al impulsorului să fie centrat pe zona critică de cavitație pe care dorim să o îmbunătățim.

- înălțimea de pompare rezultă calculând-o cu relația statistică ce ține cont de aportul energetic necesar ca să diminuăm NPSH cu până la 50%.

Din studiul efectuat apoi cu aceste date a rezultat că un $n_q = 200$ este convenabil pentru întreaga familie de pompe PCN, iar de aici posibilitatea de tipizare și asemănarea geometrică a tuturor variantelor. Un alt avantaj al acestei opțiuni ce decurge din asemănarea hidrodinamică a fost că testând câteva tipodimensiuni semnificative de pompe cu impulsor, rezultatele se pot extinde pentru întreaga familie a pompelor PCN.

Metoda de proiectare stabilită utilizează varianta de vârtej forțat în repartiția înălțimii de pompare funcție de rază, deoarece aceasta permite obținerea suprafeței schelet a paletelor ca o suprafață riglată, fapt ce din punct de vedere tehnologic este mult mai avantajos pentru o producție de serie și este în deplin acord cu fenomenul fizic al curgerii.

La proiectarea paletajului se calculează prin metoda expusă, geometria scheletului paletelor pentru secțiunea cilindrică de la periferie, iar pentru celelalte secțiuni geometria rezultă din condiția de suprafață riglată a întregului ansamblu al paletelor și al transferului energetic funcție de rază după o lege pătratică.

În partea de *experiment numeric* toate studiile s-au realizat pe calculator cu ajutorul unor programe de concepție proprie, verificate și confruntate cu rezultate publicate de alți autori. Prin acest *experiment numeric* s-a studiat mișcarea potențială a fluidului incompresibil într-o pompă cu impulsor și în special în rețeaua de paletă a impulsorului.

În planul meridian al curgerii analiza s-a efectuat prin intermediul Metodei Diferențelor Finite. Domeniul ales pentru studiu este necesar să fie extins în amonte și aval de zona paletajului impulsorului și a rotorului centrifug până la limita de îndeplinire cu certitudine a condițiilor asimptotice de la infinit. În acest fel pe toată frontiera domeniului studiat s-au putut impune condiții la limită de tip Dirichlet.

Pentru omogenizarea relațiilor de calcul în diferențe finite discretizarea domeniului s-a făcut în elemente pătrate, iar în zona de frontieră s-a ținut cont în relațiile de calcul de faptul că elementele devin trapeze sau triunghiuri dreptunghice.

Folosirea procedurii lui Liebmann în integrarea numerică a ecuațiilor diferențiale în diferențe finite evită dificultățile legate de rezolvarea sistemului gigantic de ecuații liniare ce rezultă din impunerea condițiilor la limită pe domeniul de analiză. Precizia este asigurată aplicând criteriile de convergență ale calculului iterativ.

Funcția de potențial al vitezei și viteza fluidului se obțin suficient de exact din valorile funcției de curent Ψ integrată inițial. Ca un control al corectitudinii calculelor sunt

ortogonalitatea liniilor de curent cu cele echipotențiale și tendința spre zero a vitezei în punctul de stagnare de pe axa butucului.

Scăderea coeficientului de presiune C_p în zona de intrare a butucului rotorului impulsor denotă faptul că paletajul impulsorului trebuie să înceapă la distanța de cel puțin un diametru de butuc impulsor (d_b) de punctul de stagnare evitând astfel zona sensibilă la cavitație.

Câmpul de viteze obținut este câmpul vitezelor meridiante care sunt mărimi de bază în proiectare rotorului impulsor și a rotorului centrifug.

Curbele $C_p=f(s)$ sunt foarte utile în evidențierea zonelor sensibile la cavitație în rotorul centrifug unde în zona de trecere de la mișcarea axială la cea radială, acest coeficient scade mult. Această scădere este accentuată în zona intrării de trecerea fluidului de la mișcarea cu viteza absolută la mișcarea cu viteza relativă în raport cu spațiul de conducere. C_p se va micșora cu raportul vitezelor $(u_1/v_0)^2$.

Reprezentările spațiale a funcțiilor (suprafețe) deasupra planului meridian oferă o imagine de ansamblu a acestor mărimi din care operatorul poate observa zonele critice sau cu variații pronunțate pe care ulterior le poate analiza în amănunțime sub forma unor curbe plane obținute din intersecția suprafeței respective cu plane paralele cu axele sistemului de referință.

În planul desfășurat a cinci secțiuni semnificative s-a studiat mișcarea potențială plană a fluidului incompresibil în rețeaua de palete a impulsorului. Integrarea ecuației de mișcare Laplace s-a realizat prin Metoda Elementului Finit. Făcând uz și de alte metode numerice cum ar fi interpolarea cu funcții SPLINE și curbe de regresie polinomiale se realizează transpunerea profilurilor în rețea la unghiul de instalare corespunzător.

Forma neomogenă din punct de vedere geometric și al ariei pentru elementele finite utilizate oferă o precizie suficient de bună pentru mărimile calculate în special în zonele de interes din vecinătatea profilurilor.

Rezolvarea sistemului de ecuații liniare rezultat din analiza cu elemente finite a fost posibil fără alocări speciale de memorie ca urmare a identificării unor algoritmi care evită în totalitate operațiile cu elementele nule ale matricii sistemului.

Liniile de curent au orientarea specifică în vecinătatea rețelei de profile, iar unghiul tangentei la liniile de curent în zona de intrare și ieșire calculat cu coordonatele punctelor de pe linii în zona respectivă are valoarea impusă inițial prin condițiile la limită, ceea ce confirmă corectitudinea calculelor.

Repartiția de presiuni și viteze în domeniul tipic pentru o rețea de profile din paletajul impulsorului la o anumită rază pune în evidență faptul că variațiile cele mai pronunțate ale acestor mărimi se produc în vecinătatea bordului atac și de fugă. Coeficientul de presiune C_p are

valori minime în zona bordului de atac ceea ce înseamnă că această zonă va trebui studiată din punct de vedere al sensibilității la cavitație.

Din repartiția spațială a coeficientului de presiune C_p rezultă că cele mai pronunțate variații au loc în vecinătatea profilelor, iar în spațiul dintre profile, curgerea nu este perturbată în mod esențial, deci nici efecte secundare nu pot să apară. Interesul total trebuie îndreptat spre studiul curgerii în vecinătatea profilelor. În realitate datorită stratului limită valorile extreme ale coeficientului de presiune sunt atenuate în oarecare măsură.

Repartiția de presiuni și viteze în jurul profilului impulsorului la regimul nominal de funcționare pune în evidență minime de presiune în zona bordului de atac pe extradrosul profilului cum era de așteptat. În zona bordului de fugă variațiile de presiune sunt nesemnificative, iar pe extradros în general nu are loc o scădere a presiunii datorită faptului că grosimea profilului este relativ mică, fiind mai degrabă o placă curbată.

La regimuri de curgere diferite de nominal făcând o sinteză a rezultatelor obținute se constată că rezultatele sunt plauzibile comparativ cu alte rezultate teoretice și experimentale din literatura de specialitate. Criteriul de identificare automat (prin algoritm de calcul) a oferit valori ce s-au aliniat relativ bine pe curbele trasate ulterior.

Trasarea curbelor de sensibilitate la cavitație pe tot domeniul de debite investigat a scos în evidență faptul că se constată o creștere a coeficientului de presiune pe intrados începând cu $k_q=0,6$ și până la $k_q=0,1$. Acest lucru se explică prin faptul că în această zonă punctul de stagnare pe profil se deplasează pe intrados spre bordul de fugă și datorită depresiunii mari create pe extradros se produce o circulație a fluidului din zona punctului de stagnare spre extradros. De fapt mai este și alt lucru evident că din punctul de stagnare curentul se ramifică în două direcții opuse, din care una este spre bordul de atac ceea ce va intensifica circulația pe intrados și implicit creșterea vitezei. Situația aceasta nu a fost evidențiată până în prezent deoarece curbele $K_{p_{max}}$ nu au fost trasate în domeniul valorilor negative.

Introducerea termenului $K_{p_{max}}$ și a modului său de estimare fac legătura cu σ_i sau Δh_i și caracterul lor global de apreciere a sensibilității la cavitație a profilelor din rețeaua impulsorului.

Cele prezentate în Capitolul 5 se constituie într-o nouă metodă de estimare a sensibilității la cavitație a impulsorilor pentru pompele centrifuge. Având criteriile de performanță date de această metodă se pot genera diverse geometrii ale paletajului și se poate studia influența tuturor parametrilor geometrici.

Cunoscând circulația vitezei, Γ , pe frontiera profilului se calculează coeficienții de portanță pentru 15 regimuri de curgere (de la 0,1.....1,5 din debitul nominal). Curbele rezultate pentru $C_{ar} = f(\alpha_\infty)$ sunt crescătoare liniar cu unghiul α_∞ cum era de așteptat.

Cu ajutorul coeficienților de portanță se calculează înălțimea de pompare a impulsorului, $H_{1r} = f(r)$, la raza curentă r . Alura curbelor $H_{1r} = f(r)$ la regim nominal, $k_q = 1,0$, este în relativă concordanță cu repartiția pătratică (cu raza) adoptată în faza de proiectare. Abaterile se datorează modului diferit de estimare a unghiului de ieșire al curentului din rețeaua de profile în cazul proiectării față de condițiile la limită impuse prin MEF.

În urma integrării pe întreaga secțiune rezultă înălțimea de pompare globală care poate fi comparată cu cea experimentală. Rezultatul comparării se exprimă sub forma randamentului hidraulic care se poate considera relativ bun în raport cu efectul cavitațional care primează. Randamentul hidraulic are un maxim în vecinătatea punctului nominal ($Q = Q_0$) ceea ce înseamnă că în acea zonă se realizează un transfer mai bun de energie. Alura curbei $H = f(Q)$ este tipică pentru o pompă axială. Funcționarea în cadranul IV, în regim de disipator era de așteptat datorită faptului că impulsorul funcționează în serie cu rotorul centrifug care are o pondere dominantă în transferul energetic.

La partea experimentală cercetările s-au efectuat în două moduri: pe impulsori realizați în LCMHT și impulsori asimilați în producție de serie la UPRUC Făgăraș. Conceperea și realizarea dispozitivelor de formare a impulsorilor pentru trei mărimi de impulsori a pus în evidență faptul că impulsorii astfel realizați respectă foarte exact geometria prescrisă inițial, iar dispozitivul de formare al paletei este adaptabil și pentru producția de serie.

Impulsorii realizați în prima fază a studiului au dat rezultate acceptabile în ce privește diminuarea NPSH pe tot domeniul de funcționare, dar la debite peste nominal efectul produs nu a fost pe măsura așteptărilor. În urma încercărilor pe instalația de vizualizare s-a observat că zona extinsă cu unghi $\beta = \text{const.}$ de la intrare generează cavitație la aceste debite. În prima fază această zonă a fost îndepărtată prin strunjire și situația s-a îmbunătățit considerabil.

În urma reproiectării ținând cont de toate neajunsurile primelor variante au rezultat impulsorii cu extindere axială redusă care s-au dovedit mai buni din punct de vedere cavitațional.

La toate pompele s-a constatat că înălțimea de pompare înregistrează o creștere în domeniul 0 la Q_{nom} . Creșterea este proporțională cu înălțimea de pompare estimată pentru rotorul impulsor, având în vedere că aceasta lucrează în serie cu rotorul centrifug și deci, înălțimea de pompare se adună în acest caz. La pompele mici creșterea se menține pe tot domeniul de funcționare. La pompa PCN 50 - 250, în domeniul debitelor mai mici decât debitul nominal se constată o apropiere a curbelor și o inversare a mărimii lor. Aceasta se explică prin funcționarea

impulsorului în regim de disipator datorită regimului de curgere impus de rotorul centrifug. La pompa PCN 65 - 200 se constată o apropiere a curbelor datorită faptului că rotorul centrifug avea un unghi $\beta_2 \ll 60^\circ$ și energia câștigată la intrare se disipează pe parcurs. În general efectul asupra înălțimii de pompare este relativ redus și apropiat de banda de erori.

Efectul impulsorului asupra caracteristicilor de cavitație se abordează sub două aspecte:

- deplasarea palierului curbei NPSH în jos
- extinderea palierului curbei spre dreapta, spre debite mai mari

La pompele mici, până la pompa PCN 40-160 inclusiv, NPSH fără impulsor are valori mici, între 1 și 2 m. Diminuarea în acest domeniu este mică și neesențială, ceea ce este necesar și se realizează este deplasarea palierului curbei la debite mai mari și atenuarea creșterii valorilor lui NPSH în acest domeniu. La celelalte pompe se realizează ambele deziderate de îmbunătățire. (a se vedea fig. 8.23.....8.28).

Din studiul efectuat rezultă că utilizarea impulsorilor îmbunătățește funcționarea pompei în ansamblu și din punct de vedere cavitațional în special. Utilizarea impulsorilor de extindere axială redusă la pompele mici nu este strict necesară în condiții de exploatare normală a pompelor. Se recomandă doar la înălțimi de aspirație mari și la vehicularea de lichide cu presiuni de vaporizare mari. În ambele situații impulsorii pot compensa în oarecare măsură efectul cavitațional al unor imperfecțiuni de fabricație ale rotorului centrifug cum ar fi defecțiunile de turnare din canalele rotorice sau rugozități exagerat de mari.

Baza de soft creată și întregul studiu teoretic și experimental nu înseamnă că au fost epuizate toate posibilitățile de investigare și de îmbunătățire a performanțelor. Aceste ultime variante create au dat rezultate satisfăcătoare și sunt rentabile și din punct de vedere economic.

Pe baza acestei metodologii pot fi create mai multe variante de paletaj care să realizeze înălțimi de pompare diferite și deviații ale curentului la ieșire diferite, a căror comportare să fie analizată pe calculator, după care pe baza unor criterii prestabilite să fie aleasă o variantă optimă care apoi să fie testată în laborator.

10.2. Contribuții personale

Făcând o sinteză de ansamblu asupra tuturor realizărilor din lucrare se pot pune în evidență următoarele contribuții personale:

- crearea unui impulsor mai bun cavitațional și fără rabat energetic notabil
- demonstrarea posibilității și necesității utilizării impulsorilor pentru îmbunătățirea caracteristicii de cavitație a pompelor centrifuge normale

- metodă de proiectare a paletajului rotorului impulsor
- utilizarea MDF în studiul curgerii potențiale în plan meridian al unei pompe cu impulsor
- utilizarea procedurii lui Liebmann în integrarea ecuației lui Laplace
- utilizarea MEF în studiul curgerii potențiale în rețeaua de profile a paletajului impulsorului
- curbele de sensibilitate la cavitație a profilelor din rețeaua impulsorului
- aprecierea globală a sensibilității la cavitație prin curbe de cavitație teoretice
- calculul înălțimii teoretice globale de pompare utilizând coeficienții de portanță
- calculul și reprezentarea curbei randamentului hidraulic
- dispozitiv și tehnologie de execuție pentru impulsori
- studiu experimental al performanțelor impulsorilor realizați în LCMHT și UPRUC Făgăraș
- instalație experimentală pentru vizualizarea curgerii în impulsori, în regim de cavitație
- programe de calculator în limbaj Borland Pascal 7.0 pentru modelarea numerică a curgerii prin metodele: MDF și MEF
- programe de grafică în limbaj AutoLISP pentru toate reprezentările plane și spațiale ale mărimilor studiate

10.3.Perspective

În ingineria fluidelor în special și în inginerie în general s-au parcurs în ultimul timp trei etape legate de mijloacele de calcul folosite:

- **rigla de calcul** la care eroarea calculului era de max 2%, combinată cu nomograme, grafice, și metode grafo-analitice. Se studia pe câteva variante posibile. Se realizau modele experimentale urmate de teste în laborator după care se lansa în fabricație varianta optimă.
- **calculatorul de buzunar** la care eroarea calculului este neglijabilă și depinde în mare măsură de câte cifre semnificative ia în considerare operatorul de la o etapă de calcul la alta, modul de rezolvare al problemelor este aproape identic cu etapa riglei de calcul. Ca element de noutate în această perioadă își spune cuvântul experiența

acumulată concretizată de mulți cercetători în relații statistice și coeficienți de influență.

- **calculatorul programabil** la care nu se mai pune așa de acut problema erorilor de calcul decât în anumite situații de mare finețe. Posibilitățile de calcul și studiu pe mai multe variante devin aproape nelimitate. Ecuațiile fizicii-matematice identificate cu peste 100 de ani în urmă dar de nerezolvat cu metodele clasice își găsesc rezolvarea prin diverse metode numerice. Se rezolvă astfel probleme ale stării de tensiune a unor piese supuse la solicitări complexe, propagarea căldurii în corpuri solide, curgerea fluidelor ideale și reale în diverse tipuri de elemente hidraulice și mașini hidraulice. Simularea pe calculator a unor situații reale devine o posibilitate certă, de unde și noțiunea de *experiment numeric* în care testul de performanță al unui produs sau fenomen se face prin simulare numerică pe calculator. Fenomene abordate în mod global pe un domeniu de analiză pot acum să fie studiate în cele mai mici amănunte. Concomitent s-au perfecționat și tehnicile experimentale fiind posibilă compararea simultană sau corecția reciprocă a experimentului de laborator cu experimentul numeric. S-au făcut considerațiile de mai sus pentru a scoate în evidență faptul că în condițiile actuale de orientare a cercetării științifice nu se mai poate spera în obținerea de rezultate valoroase și credibile fără utilizarea unor calculatoare performante și a unor softuri profesionale sau concepute de utilizator. Conceperea și realizarea unor softuri proprii nu este o treabă chiar așa de facilă cum poate lasă impresia la prima vedere această lucrare. Obținerea lor a presupus un volum mare de muncă dedicat în primul rând însușirii unor limbaje de programare, a unor metode matematice cu grad înalt de abstractizare, stăpânirea perfectă a tuturor problemelor de inginerie legate de domeniul studiat și nu în ultimul rând cuprinderea tuturor acestora în algoritmi specifici de calcul ai fiecărui program realizat pentru că în ultimă instanță se poate spune că un program este valoros prin rezultatele care le oferă, iar acestea din urmă depind total de algoritmi utilizați. Avantajul esențial al unui soft propriu este, pe lângă faptul că în loc să se cheltuiască bani pentru achiziționarea lui poate deveni o sursă de câștig, el este un *soft cu perspective*, care poate fi dezvoltat în continuare în direcțiile dorite de autor.

Se poate considera că în cadrul lucrării s-au abordat patru aspecte esențiale care nu pot fi delimitate strict pe capitole. Acestea sunt:

- studiu teoretic
- experiment numeric

- experiment de laborator
- relații de proiectare, tehnologii de execuție

Pentru fiecare din ele pot fi identificate noi posibilități și aspecte neelucidate complet sau corelații între fenomene. Astfel în cazul studiului teoretic poate fi abordată integrarea ecuațiilor de mișcare pentru un fluid real (cu vâscozitate) și în regim de curgere turbulentă.

Experimentul numeric se poate continua pe mai multe variante de rețele de profile din care să fie identificată varianta optimă.

Experimentul de laborator se poate continua investigând întregul câmp de viteze și presiuni din interiorul paletajului impulsorului, utilizând aparatură performantă (tructoare de presiune, anemometre cu fir cald și laser, DPIV, etc.) și sistem de achiziții de date pe calculator.

Pe măsura perfecționării modelelor de calcul în experimentul numeric, ponderea experimentului de laborator va scădea foarte mult.

În final făcând o sinteză a rezultatelor obținute din primele trei pot fi deduse noi relații de proiectare mai eficiente și mai exacte prin care pot fi generate paletaje optime pentru impulsorii pompelor de uz curent. Desigur că pentru cazurile speciale studiul trebuie completat cu verificări în zonele esențiale. Soluțiile alese trebuie corelate cu posibilitățile tehnice de execuție sau se identifică noi tehnologii de execuție astfel încât eficiența economică și competitivitatea să fie asigurate pe deplin.

Toată baza de soft creată poate fi adaptată, cu mici modificări, la studiul și proiectarea pompelor centrifuge și axiale cât și a turbinelor axiale.

Timișoara, 27.01.1998.

BIBLIOGRAFIE

1. Aldica C., Vasiu L, *Word 6.0*, Editura tehnică, București, 1995.
2. Anand A. K., Lakshminarayana B., *A Method of Measuring the Three-Dimensional Mean Flow and Turbulence Quantities Inside a Rotating Turbomachinery Passage*, Journal of Engineering for Power, Nr. 4/1976.
3. Anand A. K., Lakshminarayana B., *Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer in a Rotating Helical Channel*, Journal of Engineering for Power, Nr. 4/1975.
4. Ancușa V., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Vol. I și II, Lito U.P.T., Timișoara, 1980.
5. Ancușa V., *Soluționarea problemei mișcării axial-simetrice a unui fluid nevâscos și incompresibil în interiorul unor domenii limitate de contururi aparținând aceleiași familii*. Buletinul științific și tehnic al I.P.T.,Seria mecanică, Tom 24(38), Fasc. 2-1979.
6. Anton I, *Cavitafia*, Vol. I și II, Editura Academiei, București, 1985.
7. Anton I., Carte I., *The Modern Numerical Methods in the Fluid Mechanics, Peak Computation Techniques in the Perspective of Turbomachines Improvement*, Memoriile secțiilor științifice, Seria IV, Tom. XII, Nr. 1/1989, Editura Academiei României.
8. Anton I., Câmpian V., Carte I., *Hidrodinamica turbinelor bulb și a turbinelor pompe bulb*, Editura Tehnică, București, 1988.
9. Anton I., Popa O., *The Determination of Sensitivity to Cavitation of a Cascade of Hydrofoils of Arbitrary Shape*, Problems of Fluid-Flow Machines, Warszawa, 1968.
10. Anton I., *Turbine hidraulice*, Editura Facla, Timișoara, 1979.
11. Anton L, Miloș T., *Studiul curbelor caracteristice ale rotorilor impulsori pentru pompele centrifuge*. Simpozionul "ELECTRO-MOTOR 1988",Timișoara 1988,Vol.2, pag.52-58.
12. Anton L., *Îmbunătățirea caracteristicilor cavitaționale la pompele cu impulsor*, Teză de doctorat, Timișoara, 1994.
13. Bărglăzan M., *Măsurări hidraulice și pneumatice*, Lito U.P.T., Timișoara, 1992.
14. Bărglăzan M., Miloș T., *Speed and Pressure Field in a Pump equipped with an Inducer realised through Finite Difference Method*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom. 41(55), Mec.1996, pag. 88-95.
15. Bărglăzan M., Miloș T., *Calculul câmpului de viteze și presiuni într-o pompă cu impulsor prin metoda diferențelor finite*, Sesiunea jubiliară "Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița", Reșița, Oct. 1996, pag. 335-340.
16. Bărglăzan M., Miloș T., *Cavitation Curves, NPSH₁, of the Inducer Obtained from the Study of the Flow by the Finite Element Method (FEM)*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom. 42(56), Mec.1997 pag. 55-60.
17. Bărglăzan M., Miloș T., *Sensitivity Curves to Cavitation in the Inducer Impeller Blades*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom. 42(56), Mec.1997 pag. 47-54.
18. Bărglăzan M., Miloș T., *Studiul caracteristicilor energetice ale rețelelor de profile pentru rotorul impulsor cu ajutorul metodei elementului finit*, Zilele Academice Timișene, Ediția aV-a Timișoara, 22-24 mai 1997.
19. Bărglăzan M., Miloș T., *Studiul curgerii potențiale în zona rotorului unei pompe centrifuge cu impulsor prin metoda diferențelor finite*, Sesiunea jubiliară "Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița", Reșița, Oct. 1996, pag. 329-334.

20. Bărglăzan M., Miloș T., *The study of Potential Flow in Centrifugal Pump's Runner equipped with an Inducer by using Finite Difference Method*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom. 41(55), Mec.1996 pag. 80-87.
21. Bărglăzan M., Miloș T., *Utilizarea Metodei Elementului finit în calculul înălțimii teoretice de pompare a impulsorului pentru pompele centrifuge*, Al VI-lea Simpozion "Tehnologii, instalații și echipamente pentru îmbunătățirea calității mediului, București, 11-14 nov. 1997, pag. 106-113.
22. Bărglăzan M., Miloș T., *Utilizarea metodei elementului finit în proiectarea unor paletaje optime energetic și cavitațional pentru rotorul impulsor al pompelor centrifuge din sistemele de alimentare cu apă*, Simpozionul național al producătorilor și distribuitorilor de apă din România, București, 10-11.04.1997.
23. Brătianu C. *Metode cu elemente finite în dinamica fluidelor*, Editura Academiei, București, 1983.
24. Brennen C. E., Acosta A. J., *The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer*, Journal of Fluids Engineering, Nr. 6/1976.
25. Carte I., *Simularea mișcării meridionale axial-simetrice prin rotorii turbinelor Francis utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea I-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
26. Carte I., *Simularea mișcării meridionale axial-simetrice prin rotorii turbinelor Francis utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea a II-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
27. Carte I., *Simularea mișcării plane potențiale în jurul obstacolelor izolate utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea I-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
28. Carte I., *Simularea mișcării plane potențiale în jurul obstacolelor izolate utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea a II-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
29. Carte I., *Simularea mișcării plane potențiale în jurul rețelelor de profile axiale utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea I-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
30. Carte I., *Simularea mișcării plane potențiale în jurul rețelelor de profile axiale utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea a II-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
31. Carte I., *Simularea mișcării plane potențiale în jurul rețelelor de profile axiale utilizând Metoda Elementului Finit*, Partea a III-a, Conferința de Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
32. Constantinescu I., Golubovici D., Militaru C. *Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice*, Editura Tehnică, București, 1980.
33. Cristea V., Athanasiu I., Kalisz E., Negreanu L., *Borland Pascal 7.0 pentru Windows*, Editura Teora, București, 1995.
34. Del Valle J., Braisted D. M., Brennen C. E., *The Effects of Inlet Flow Modification on Cavitating Inducer Performance*, Journal of Turbomachinery, Nr. 4/1992.
35. Dobândă V., *Catalog de profile aerohidrodinamice al Laboratorului de Mașini Hidraulice*, Vol. I și II, Lito UPT, 1986.
36. Dorn W.S., McCracken D.D., *Metode numerice cu programe în FORTRAN IV*, Editura Tehnică, București, 1976.
37. Dragomir D., *Proiectare asistată de calculator pentru ingineria mecanică*, Editura Teora, București, 1996.
38. Dumitrescu H., Georgescu A., Dumitrache Al., Ceangă V., Popovici J.S., Ghiță Gh., Nicolescu B., *Calculul elicei*, Editura Academiei Române, București 1990.

39. Fitero I., Ancușa V., Miloș T., Dobândă E., *Îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale pompelor PCN echipate cu impulsorii I-65, I-80, I-100, I-125*, Contract nr. 392/1979, Beneficiar IUC-Făgăraș.
40. Fletcher C. A. J., *Computational Techniques for Fluid Dynamics*, Springer-Verlag, 1990.
41. Gârbea D., *Analiză cu elemente finite*, Editura tehnică, București, 1990.
42. Gheorghiu Gh. Th., *Algebră lineară, geometrie analitică și diferențială și programare*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
43. Godunov S.K., Reabenki V.S., *Scheme de calcul cu diferențe finite*, Editura Tehnică, București, 1977.
44. Gordon C.A., Lakshminarayana B., *Analytical and experimental study of mean study and turbulence characteristics inside the passages of an axial flow inducer*, Departement of Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University, 1974.
45. Gorton C. A., Lakshminarayana B., *An Experimental Study of Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer and Turbulence Characteristics Inside a Turbomachinery Rotor Passage*, Journal of Engineering for Power, Nr. 10/1978.
46. Gyulai F., *Pompe, ventilatoare, compresoare*, Vol I și II, Lito. Univ. "Politehnica" Timișoara, 1988.
47. Gyulai F., Anton V., Fitero I., Carte I., *Proiectarea pompelor PCN*, Contract 19204/1974, Protocol UPRUC-SA Făgăraș.
48. Gyulai F., Miloș T., *Bazele tipizării rotorului premergător pentru pompele PCN*, Conferința Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 18-19, X, 1985.
49. Gyulai F., Miloș T., *Îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale pompelor PCN echipate cu impulsorii I-65, I-80, I-100, I-125*, Contract nr. 392/1979, Beneficiar UPRUC-SA Făgăraș.
50. Gyulai F., Miloș T., *Încercări de laborator pe pompe echipate cu impulsori*, Tema 2.2b., Contract nr. 6/1977, Beneficiar CUPSIC-București.
51. Gyulai F., Miloș T., *Încercări de laborator pentru 6 prototipuri de pompe echipate cu impulsori*, Tema 2.2a., Contract nr. 6/1977, Beneficiar CUPSIC-București.
52. Gyulai F., Miloș T., *Profilarea hidraulică pentru impulsorul de aspirație în vederea îmbunătățirii performanțelor cavitaționale ale pompelor PCN*, Contract nr. 6/1977, Beneficiar CUPSIC-București.
53. Gyulai F., Miloș T., *Proiectarea impulsorilor pentru pompele PCN*, Tema 2.1., Contract nr. 6/1977, Beneficiar CUPSIC-București.
54. Hirsch Ch., *Quelques aspects des performances d'une grille d'aubes flexibles*, NT 26, Université Libre de Bruxelles.
55. Huebner K.H., *The finite element method for engineers*, John Wiley, New York, London, Sidney, Toronto, 1975.
56. Iorga V., Jora B., Nicolescu C., Lopătan I., Fătu I., *Programare numerică*, Editura Teora, București, 1996.
57. Janigro A., Ferini F., *Inducer pumps. A survey of various design and performance problems*, Notiziario tecnico, 1975.
58. Jekat W. K., *A new approach to the reduction of pump cavitation with the hubless inducer*, Transaction of the ASME, Journal of Basic Engineering, march, 1967.
59. Kecs W., *Complemente de matematici cu aplicații în tehnică*, Editura Tehnică, București, 1982.
60. Kopchenova N.V., Maron I.A., *Computational Mathematics*, Mir Publishers, Moscow, 1990.
61. Kovacs S., *Turbo Pascal 6.0, Ghid de utilizare*, Editura Microinformatica, Cluj-Napoca, 1993.
62. Lakshminarayana B., Anand A. K., *Effect of Solidity on Rocket Pump Inducer Performance*, The Second International JSME Symposium: Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo, Sept. 1972.

63. Lakshminarayana B., Poncet A., *A Method of Measuring Three-Dimensional Rotating Wakes Behind Turbomachinery Rotors*, Journal of Fluids Engineering, Nr. 6/1974.
64. Lakshminarayana B., *Three-Dimensional Flow in Rocket Pump Inducer*, Journal of Fluids Engineering, Nr. 12/1973.
65. Lakshminarayana B., *Visualisation Study of Flow in Axial Flow Inducer*, Journal of Basic Engineering, Nr. 5/1972.
66. Leonte A., Vraciu G., *Elemente de calcul matriceal cu aplicații*, Editura Tehnică, București, 1975.
67. Micula Gh., *Funcții spline și aplicații*, Editura Tehnică, București, 1978.
68. Miloș T., Anton L., *Studiul influenței unor parametri constructivi asupra geometriei rotorilor impulsori*, Simpozionul "ELECTRO-MOTOR 1988", Timișoara 1988, Vol.2, pag.59-63.
69. Miloș T., Bărglăzan M., Dobândă E., *Experimental Researches on Performances of Reduced Axial Extention Inducers*, The fourth Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 26-30 sept. 1994.
70. Miloș T., *Cercetări experimentale privind îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale pompelor PCN cu ajutorul rotorului premergător*, Conferința Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 18-19,X,1985.
71. Miloș T., Gyulai F., *Metoda de proiectare pentru rotorul premergător la pompele PCN*, Conferința Mașini Hidraulice și Hidrodinamică, Timișoara, 18-19,X,1985.
72. Miloș T., *Îmbunătățirea performanțelor pompelor centrifuge PCN utilizând rotorul premergător*, Sesiunea de comunicări a cadrelor didactice și cercetătorilor, Timișoara, 27-28 oct. 1979.
73. Miloș T., *Reprezentări tridimensionale ale câmpului hidrodinamic în zona rotorului impulsor prin metoda diferențelor finite*, Al V-lea Simpozion de Geometrie Descriptivă, Design și Grafică Asistată de Calculator "Grafica, limbaj al științei", Timișoara 17-19 iunie 1996.
74. Miloș T., *Reprezentări grafice tridimensionale ale câmpului de viteze în zona rotorului impulsor calculate prin metoda diferențelor finite*, Al V-lea Simpozion de Geometrie Descriptivă, Design și Grafică Asistată de Calculator "Grafica, limbaj al științei", Timișoara 17-19 iunie 1996.
75. Nakayama H., Kunikiyo Y., Matsunaga S., Tsukamoto H., Uno M., *Effect of Inducer on High-Head Axial Flow Pump Performance*, XVII IAHR Symposium, Beijing, China 1994.
76. Năstase A., *Utilizarea calculatoarelor în optimizarea formelor aerodinamice*, Editura Academiei Române, București 1973.
77. Odăgescu I., Toma M., *Metode numerice și subrutine*, Editura tehnică, București, 1980.
78. Ovseanikov B.V., Cebaevski V.F., *Visokooborotnie lopatocinîe nasosî*, Moskva, 1975.
79. Pascariu I., *Elemente finite, concepte-aplicații*, Editura militară, București 1985.
80. Petrilă T., Gheorghiu C.I., *Metode element finit și aplicații*, Editura Academiei, București, 1987.
81. Pfeleiderer K., *Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, Springer Verlag, Berlin 1961.
82. Poncet A., Lakshminarayana B., *Investigations of three dimensional flow characteristics in a three bladet rocket pump inducer*, NASA-Contractor Report-2290, 1973, (SUA).
83. Popa O., *Mecanica fluidelor și măsurii hidraulice*, Vol. I și II, Lito. U.P.T., Timișoara, 1979.
84. Popa O., *Mișcări potențiale și teoria hidrodinamicii rețelelor de profile*, Lito U.P.T. Timișoara, 1980.
85. Popa O., *Sensibilitatea la cavitație a profilelor hidrodinamice sau dispuse în rețea*, Memoriile secțiilor științifice, Seria IV, Tom. III, Nr. 2/1980, Editura Academiei Române.
86. Racoveanu N., Dodescu Gh., Mincu I., *Metode numerice pentru ecuații cu derivate parțiale de tip parabolic*, Editura Tehnică, București, 1977.
87. Resiga R., *Metode numerice, Lucrări practice*, Lito. U.P.T., Timișoara, 1994.
88. Rohatgi U.S., *Sizing of an Aircraft Fuel Pump*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, June, 1995.

89. Roșca I. Gh., Apostol C., Ghilic-Micu B., Roșca V., *Prelucrarea fișierelor în Pascal*, Editura Tehnică, București, 1994.
90. Rudner V., *Probleme de matematici speciale*, Editura didactică și pedagogică, București, 1970.
91. Salvadori M.G., Baron M.L., *Metode numerice în tehnică*, Editura Tehnică, București, 1977.
92. Samarski A.A., Andreev V.B., *Méthodes aux différences pour équations elliptiques*, Editions Mir, Moscova 1978.
93. Stăncescu C., *AutoLISP, Manual de programare*, Editura FAST 2000, București, 1996.
94. Stematiu D., *Calculul structurilor hidrotehnice prin Metoda Elementelor Finite*, Editura Tehnică, București, 1988.
95. Șabac I. Gh., Cocărlan P., Stănășilă O., Topală A., *Matematici speciale, Vol II*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984.
96. Tsujimoto Y., Watanabe S., Kamijo K., *A Nonlinear Calculation of Rotating Cavitation in Inducers*, Journal of Fluids Engineering, Sept. 1996.
97. Udriște C., Iftode V., Postolache M., *Metode numerice de calcul, Algoritmi și programe TurboPascal*, Editura Tehnică, București, 1996.
98. Vasiliu N., Contribuții la hidrodinamica rotoarelor radial-axiale ale turbomașinilor, Teză de doctorat, I.P. București, 1976.
- 98.a) Wislicenus G.F., *Fluid Mechanics of Turbomachinery*, Vol. I și II, Dover Publications, INC., New York, 1964.
99. Zidar Gh., *Mișcări potențiale și hidrodinamica reșelelor de profile*, Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
- 100.***, *Hello CAD Fans*, Revista de proiectare asistată de calculator, Nr. 22-40.
- 101.***, Catalog al pompelor pentru industria chimică, tip KSB - R.F. Germania.
- 102.***, Catalog al pompelor pentru industria chimică, tip PCN, ŪPRUC - Făgăraș.
- 103.***, *Mică enciclopedie matematică*, Editura Tehnică, București, 1983.
- 104.***, Prospecte ale firmei "SUNDYNE" (SUA) referitoare la pompe de proces cu turaj mare.
- 105.***, Prospecte OCHSNER-Aktuell, Austria: Kreiselpumpen mit inductoren für extrem niedrigen NPSH-Werten.