

# ***ANALIZA ȘI OPTIMIZAREA CURGERII PENTRU PROIECTAREA INVERSĂ A TURBOMAȘINILOR HIDRAULICE***

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul "INGINERIE MECANICĂ"  
de către

**ing. Irina Georgeta Moisă**

Conducător științific:  
Referenți științifici:

Prof.univ.dr.ing Romeo Susan-Resiga  
Prof.univ.dr. ing Anton ANTON  
CS 1 dr.ing. Sebastian MUNTEAN  
Prof.univ.dr. ing Alexandru BAYA

Ziua susținerii tezei: 19 februarie 2013

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |   |  |
|---|--|
| 1. Automatică                               | 9. Inginerie Mecanică                      |
| 2. Chimie                                   | 10. Știința Calculatoarelor                |
| 3. Energetică                               | 11. Știința și Ingineria Materialelor      |
| 4. Ingineria Chimică                        | 12. Ingineria sistemelor                   |
| 5. Inginerie Civilă                         | 13. Inginerie energetică                   |
| 6. Inginerie Electrică                      | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor                 |
| 8. Inginerie Industrială                    |  |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2013

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost realizata cu sprijin parțial din grantul strategic POSDRU/88/1.5/S/50783, Proiect ID50783 (2009), cofinanțat din Fondul Social European "Investește in oameni", in cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltare Resurse Umane 2007-2013

A fost ambiția, mândria, dorința. O ambiție de a-mi arăta că se poate și atunci când îți dorești ceva, ai perseverență se poate; o dorință de a face ceva pentru mine, de a nu mă lăsa prada delăsării și obișnuinței, pradă la "se poate și așa"; o mândrie pentru că am colaborat cu cel mai genial Profesor pe care viața mi-a dat ocazia sa îl întâlnesc. Un om care atunci când mă certa știa să mă și încurajeze. Acesta este Domnia Sa Prof. Dr. Ing. Resiga-Susan Romeo.

"Să nu aud sughițuri". Acestea sunt printre primele cuvinte pe care distinsul Dl Prof. mi le-a adresat. Nu am înțeles la început această propoziție. Dar, timpul, mi-a explicat totul. Răbdare, perseverența, ambiție, dorința de a-ți depăși propriile performanțe. Acestea sunt calitățile pe care trebuie să le aibă orice tânăr care dorește să urmeze un doctorat. A fost foarte greu dar parcă se putea și mai greu. Cred ca au trecut 6 ani nu trei ani dar nu au trecut degeaba.

Mulțumesc domnului Sebastian pentru disponibilitatea pe care și-a arătat-o pentru a-mi explica lucruri neînțelese sau de neînțeles pentru mine. Nopti, sâmbete si duminici petrecute la școală cu Domnia Sa mi-au fost de real ajutor. Dar nu numai Seby a contribuit la formarea mea profesională. Prof Dr. Ing. Alexandru Baya mi-a fost coleg, prieten si părinte. Nu știu daca a reușit, dar o să țin minte povețele Domniei Sale. Ne asculta (pe mine și pe Puiu) când ne plângeam și ne încuraja.

Mulțumesc colegilor: Costel, Adi, Tibi și Alin pentru îndrumările și sprijinul oferit. Special trebuie sa îi mulțumesc lui Puiu care m-a suportat și mi-a fost frate în cei doi ani petrecuți cu el la școală, de sprijinul și ajutorul real pe care mi l-a acordat cu toate că avea "o gură mare". Mesh-rile pe care m-a ajutat sa le fac, prezentările în engleză și alte mii de situații în care el a fost prezent alături de mine.

Timișoara, 19 Februarie 2013

drd. ing. Moisă Irina Georgeta

Mulțumesc parinților și Mihaelei pentru înțelegerea și dragostea lor necondiționată pe care mi-au oferit-o **și** pe parcursul acestor ani.

Moisă, Irina Georgeta

**Analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomasinilor hidraulice**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 132, Editura Politehnica, 2013, 148 pagini, 115 figuri, 4 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-635-6

Cuvinte cheie: proiectare inversă, impulsor, pompa centrifugă, legea de încărcare, funcțiile *erf*, optimizare cavitațională

Rezumat:

Lucrarea de față prezintă optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomasinilor hidraulice. Obiectivele tezei sunt: proiectarea inversă a unui rotor de impulsor, analiza curgerii; stabilirea unei noi metode de descriere parametrizată a legii de încărcare; stabilirea procedurii de optimizare și a funcției obiectiv; optimizarea cavitațională a impulsorului și obținerea noii legi de încărcare pentru cazurile optimizate; reproiectarea optimizată din punct de vedere cavitațional a impulsorului și analiza numerică a curgerii în rotorul de impulsor optimizat cavitațional proiectat; compararea performanțelor impulsorului optimizat cavitațional cu cel proiectat inițial. Prin parcurgerea acestor etape s-a oferit o metodă nouă și robustă pentru optimizarea proiectării turbomasinilor.

## CUPRINS

|   |    |
|---|----|
| Nomenclator.....  | 8  |
| <b>1 INTRODUCERE</b>  |    |
| 1.1 Aspecte generale.....   | 11 |
| 1.2 Principii și metode de proiectare a turbomașinilor hidraulice.....                                  | 14 |
| 1.2.1 Metoda directă de proiectare a rotoarelor turbomașinilor.....                                     | 14 |
| 1.2.1.1 Dimensiunile principale ale rotoarelor turbomașinilor.....                                      | 15 |
| 1.2.1.2 Proiectarea paletajului rotoric al turbomașinilor.....  | 16 |
| 1.2.1.3 Concluzii privind proiectarea directă a turbomașinilor.....                                     | 21 |
| 1.2.2 Aspecte privind proiectarea rotoarelor de turbomașini cu metoda inversă.....                      | 21 |
| 1.3 Stadiul actual al optimizării proiectării turbomașinilor.....                                       | 23 |
| 1.3.1 Criterii de optimizare.....   | 23 |
| 1.3.2 Optimizarea utilizând metoda directă de proiectare.....   | 24 |
| 1.3.3 Optimizarea utilizând metoda inversă de proiectare.....   | 25 |
| 1.3.4 Concluzii privind proiectarea optimizată.....   | 27 |
| 1.4 Obiectivele și conținutul tezei de doctorat.....  | 28 |
| <b>PARTEA I PROIECTAREA ROTORULUI ȘI ANALIZA CURGERII</b>   |    |
| <b>2 PROIECTAREA INVERSĂ A TURBOMAȘINILOR</b>   |    |
| 2.1 Modelul matematic al curgerii nevâscoase, staționare, axial simetrice cu rotație.....               | 30 |
| 2.1.1 Modelarea matematică a curgerii axial-simetrice a fluidului incompresibil în zona nepaletată..... | 30 |
| 2.1.2 Curgerea axial-simetrică cu rotație în zona paletată a turbomașinilor                             |    |
| 2.2 Metodologia de proiectare inversă.....  | 40 |
| 2.2.1 Etapele de proiectare.....  | 40 |
| 2.2.1.1 Geometria meridiană a rotorului.....  | 41 |
| 2.2.1.2 Discretizarea domeniului de analiza.....  | 42 |
| 2.2.1.3 Distribuirea grosimi paletelor.....   | 42 |
| 2.2.1.4 Factorul de blocare (coeficientul de obstrucție).....   | 42 |
| 2.2.1.5 Mărimi caracteristice proiectării.....  | 43 |
| 2.2.1.6 Încărcarea paletelor (distribuția momentului cinetic $RV_u$ ).....                              | 43 |
| 2.2.1.7 Stivuirea paletelor.....  | 46 |
| 2.2.1.8 Postprocesarea.....   | 46 |
| 2.3 Analiza curgerii și evaluarea performanțelor cavitaționale.....                                     | 47 |
| 2.4 Concluzii privind metodologia de proiectare inversă și analiza numerică.....                        | 49 |
| <b>3 STUDIUL DE CAZ - PROIECTAREA CU METODA INVERSĂ ȘI ANALIZA CURGERII PENTRU UN ROTOR IMPULSOR</b>    |    |
| 3.1 Aspecte generale.....   | 50 |
| 3.2 Date de proiectare.....   | 52 |
| 3.2.1 Date geometrice.....  | 52 |
| 3.2.2 Parametri funcționali.....  | 53 |
| 3.3 Etapele de proiectare.....  | 53 |

## 6 Cuprins

|   |     |
|---|-----|
| 3.3.1 Geometria rotorului de impulsor. ....   | 53  |
| 3.3.2 Numărul de palete și grosimea paletelor.....  | 53  |
| 3.3.3 Stivuirea paletelor. ....   | 54  |
| 3.3.4 Fluidul de lucru. ....  | 54  |
| 3.3.5 Încărcarea paletelor.....   | 54  |
| 3.3.6 Proiectarea paletelor.....  | 56  |
| 3.3.7 Analiza geometriei paletelor.....   | 57  |
| 3.3.8 Rezultatele câmpului hidrodinamic. ....   | 59  |
| 3.4 Analiza numerică a curgerii 3D a impulsorului. ....   | 59  |
| 3.4.1 Domeniul 3D de analiză al impulsorului .....  | 59  |
| 3.4.2 Condiții pe frontieră. ....   | 60  |
| 3.5 Compararea curgerii Q3D-3D. ....  | 61  |
| 3.5.1 Mărimile caracteristice ale impulsorului. ....  | 61  |
| 3.5.2 Repartiția presiunii pe paleta de impulsor. ....  | 62  |
| 3.6 Contribuția impulsorului la funcționarea pompei.....  | 63  |
| 3.7 Concluzii .....   | 71  |
| <b>PARTEA a IIa OPTIMIZAREA CAVITAȚIONALĂ A ROTORULUI IMPULSOR</b>                                  |     |
| <b>4 DESCRIEREA PARAMETRIZATĂ A LEGII DE ÎNCĂRCARE</b>  |     |
| 4.1 Parametrizarea legii de încărcare. ....   | 73  |
| 4.2 O nouă expresie matematică parametrizată a formei legii de încărcare a paletelor.....           | 78  |
| 4.3 Reconstrucția legii de încărcare a întregii palete de la butuc la periferie. ....               | 81  |
| 4.3.1 Fișierul de încărcare. ....   | 81  |
| 4.3.2 Citirea fișierului ".ld" furnizat de programul de proiectare inversă. ....                    | 82  |
| 4.3.3 Definierea coeficientului de normalizare (COEFNORM).....                                      | 82  |
| 4.3.4 Normalizarea legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă cu COEFNORM. .... | 83  |
| 4.3.5 Aproximarea legii de încărcare. ....  | 83  |
| 4.3.6 Recalcularea legii de încărcare prin denormalizare. ....                                      | 86  |
| 4.3.7 Scrierea fișierului de date. ....   | 87  |
| 4.4 Reprezentarea noii forme parametrizate a legii de încărcare.....                                | 87  |
| 4.5 Concluzii.....  | 88  |
| <b>5 FUNCȚIA OBIECTIV ȘI ALGORITMUL DE OPTIMIZARE</b>   |     |
| 5.1 Calculul rețelelor plane de profile subțiri. ....   | 89  |
| 5.1.1 Aspecte generale.....   | 89  |
| 5.1.2 Fundamente teoretice pentru curgerea relativă. ....   | 90  |
| 5.1.3 Inițializarea funcției de formă a legii de încărcare FLS(x). ....                             | 92  |
| 5.1.4 Validarea programului analitic (TC). Compararea 2D inițial cu 2D optimizat analitic. ....     | 95  |
| 5.2 Funcția obiectiv. ....  | 97  |
| 5.3 Algoritm de optimizare.....   | 98  |
| 5.4 Concluzii.....  | 101 |
| <b>6. PROIECTAREA ȘI ANALIZA IMPULSORULUI OPTIMIZAT CAVITAȚIONAL</b>                                |     |
| 6.1 Optimizarea și proiectarea noului rotor de impulsor.....  | 102 |
| 6.2 Analiza numerică 3D a rotorului optimizat.....  | 105 |
| 6.2.1 Domeniul de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniului ..                          | 105 |
| 6.2.2 Modelul de turbulență ales.....   | 106 |

---

|  |     |
|--|-----|
| 6.2.3 Evaluarea rezultatele numerice ale rotorului de impulsor optimizat<br>cavitațional. ....       | 107 |
| 6.2.3.1 Compararea rezultatelor numerice 2D inițial cu 2D optimizat                                  |     |
| 6.2.3.2 Compararea rezultatelor numerice 2D optimizat cu 3D optimizat                                |     |
| 6.2.3.3 Compararea rezultatelor numerice 3D optimizat cu 3D inițial                                  |     |
| 6.3 Concluzii.....   | 113 |
| <b>7 CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI PERSPECTIVE</b>   |     |
| 7.1 Concluzii generale.....  | 114 |
| 7.2 Contribuții personale. ....  | 117 |
| 7.3 Perspective. ....  | 117 |
| <b>Anexe</b>   |     |
| A1 RECONSTRUCȚIA LEGII DE ÎNCĂRCARE A PALETEI DE IMPULSOR. ....                                      | 118 |
| A2 APROXIMAREA UNUI FIȘIER DE ÎNCĂRCARE NORMALIZAT CU FUNCȚIA DE<br>FORMĂ A LEGII DE ÎNCĂRCARE. .... | 122 |
| A3 CALCULUL REȚELELOR PLANE DE PROFILE SUBȚIRI. ....   | 126 |
| A4 VALORILE OPTIMIZATE ALE PARAMETRULUI XTE.....   | 130 |
| <b>Bibliografie.</b> ....  | 131 |

## NOMENCLATOR

### Notatii și abrevieri

|                                |   |
|--------------------------------|---|
| $FLS^{ERR}$                    | Eroarea minima calculata cu metoda celor mai mici pătrate                     |
| $FLS^{NEW}$                    | Funcția de forma a legii de încărcare, neunitară                              |
| $FLS^{INT}$                    | Integrala funcției $FLS^{NEW}$  |
| $FLS^{ERF}$                    | Funcția de aproximare erf, unitara  |
| $NLE2TE$                       | Numarul de noduri de la bordul de atac la bordul de fugă pe o linie de curent |
| $PLP$                          | Variatia legii de incarcare parabola-linie-parabola                           |
| $LOAD$                         | Sirul de puncte generat de programul de proiectare inversa                    |
| $f^{LE}$                       | Valoarea incarcarii paletii la bordul de atac                                 |
| $XLE$                          | Punctual de inceput al variatiei liniare                                      |
| $XTE$                          | Punctul de sfarsit al variatiei liniare                                       |
| $SLO$                          | Panta   |
| $a_0^{up}, a_1^{up}, a_2^{up}$ | Parametrii pentru prima parte parabolica a legii de incarcare                 |
| $a_0^l, a_1^l$                 | Parametrii pentru a IIa parte, liniara, a legii de incarcare                  |
| $a_0^{do}, a_1^{do}, a_2^{do}$ | Parametrii pentru a doua parte parabolica a legii de incarcare                |
| $LE$                           | Bordul de atac al paletii   |
| $TE$                           | Bordul de fugă al paletii   |

### Mărimi dimensionale

|                             |            |   |
|-----------------------------|------------|---|
| $A$                         | $[m]$      | Anvergura paletii   |
| $D$                         | $[m]$      | Diametrul   |
| $g$                         | $[kg/m^3]$ | Accelerația gravitațională  |
| $H$                         | $[m]$      | Înălțimea de pompare  |
| $L$                         | $[m]$      | Lungimea impulsorului   |
| $M$                         | $[Nm]$     | Momentul  |
| $N$                         | $[-]$      | Numărul de paletii  |
| $P_h$                       | $[W]$      | Puterea hidraulică a rotorului impulsor                                     |
| $P_m$                       | $[W]$      | Puterea mecanică a rotorului impulsor                                       |
| $R_b$                       | $[m]$      | Raza de la butuc a impulsorului   |
| $R_{ref}$                   | $[m]$      | Raza de referință de la ieșire din impulsor                                 |
| $R_{ref-p}$                 | $[m]$      | Raza de referință de la ieșire din rotorul pompei                           |
| $R$                         | $[m]$      | Raza curentă  |
| $RV_y$                      | $[m^2/s]$  | Momentul cinetic  |
| $W_{m\_paletă}$             | $[m/s]$    | Viteza relativă meridională de-a lungul liniilor de curent în plan meridian |
| $S$                         | $[m]$      | Pasul rețelei   |
| $\partial(RV_u)/\partial X$ | $[m/s]$    | Variația momentului cinetic   |



Nomenclator 9

|            |                      |  |
|------------|----------------------|--|
| $P^+$      | [Pa]                 | Presiunea pe suprafața paletei cu suprapresiune (intradosul paletei) |
| $P^-$      | [Pa]                 | Presiunea pe suprafața paletei cu depresiune (extradosul paletei)    |
| $P_{IN}$   | [Pa]                 | Presiunea static la intrarea în domeniul de analiză                  |
| $P_{OUT}$  | [Pa]                 | Presiunea static la ieșire din domeniul de analiză                   |
| $V_{ref}$  | [m/s]                | Viteza de referință  |
| $V_y$      | [m/s]                | Viteza tangențială   |
| $W$        | [m/s]                | Viteza relativă  |
| $W_x$      | [m/s]                | Proiecția vitezei relative pe direcție axială                        |
| $W_y$      | [m/s]                | Proiecția vitezei relative pe direcție tangențială                   |
| $U$        | [m/s]                | Viteza de transport  |
| $V_{x1}$   | [m/s]                | Viteza axială la intrare pe paletă                                   |
| $V_{x2}$   | [m/s]                | Viteza axială la ieșire de pe paletă                                 |
| $V_{y2}$   | [m/s]                | Viteza tangențială la ieșire de pe paletă                            |
| $V_m$      | [m/s]                | Viteza meridională (debitantă)                                       |
| $X$        | [m]                  | Coordonata axială  |
| $Y$        | [m]                  | Coordonata tangențială   |
| $Q$        | [m <sup>3</sup> /l]  | Debitul de proiectare  |
| $\delta_y$ | [m]                  | Grosimea profilului în direcție tangențială                          |
| $\delta$   | [m]                  | Grosimea profilului în direcție normală                              |
| $\beta_s$  | [rad]                | Unghiul scheletului paletei  |
| $\varphi$  | [rad]                | Unghiul de înfasurare  |
| $\eta$     | [%]                  | Randamentul mașinii hidraulice                                       |
| $n$        | [min <sup>-1</sup> ] | Turația impulsorului   |
| $n_s$      | [min <sup>-1</sup> ] | Turația specifică  |
| $n_q$      | [min <sup>-1</sup> ] | Turația caracteristică   |
| $\omega$   | [s <sup>-1</sup> ]   | Viteza unghiulară  |
| $\gamma$   |                      | Vârtejul   |
| $\beta$    | [°]                  | Unghiul curgerii relative  |
| $\alpha$   | [°]                  | Unghiul curgerii absolute  |

Mărimi adimensionale

|        |     |                                      |
|--------|-----|--------------------------------------|
| $x$    | [-] | Coordonata axială adimensională      |
| $Y$    | [-] | Coordonata tangențială adimensională |
| $c_p$  | [-] | Coeficientul de presiune             |
| $r$    | [-] | Raza curentă adimensională           |
| $rV_v$ | [-] | Momentul cinetic adimensional        |
| $x^*$  | [-] | Coordonata meridiană normalizată     |
| $s$    | [-] | Pasul rețelei adimensional           |
| $c_0$  | [-] | Coeficientul de translație           |

## 10 Introducere 1

|                             |     |  |
|-----------------------------|-----|--|
| $C_1$                       | [-] | Coeficientul de scalare  |
| $\partial(rv_y)/\partial x$ | [-] | Încărcarea paletei   |
| $v_y$                       | [-] | Viteza tangențială adimensională                                 |
| $w_x$                       | [-] | Proiecția vitezei relative pe direcție axială adimensională      |
| $w_y$                       | [-] | Proiecția vitezei relative pe direcție tangențială adimensională |

### Indici

|            |  |
|------------|--|
| * $*$      | Marime normalizata                     |
| * $_{TE}$  | Bord de fuga al paletei                |
| * $_{LE}$  | Bord de atac al paletei                |
| * $_{up}$  | Segment crescător                      |
| * $_{l}$   | Segment liniar                         |
| * $_{do}$  | Segment descrescător                   |
| * $_b$     | Butuc                                  |
| * $_p$     | Periferie                              |
| * $_0$     | Secțiunea de intrare în rotorul pompei |
| * $_x$     | Proiecția pe direcția axială           |
| * $_y$     | Proiecția pe direcția tangențială      |
| * $_{IN}$  | Intrare în domeniul de analiză         |
| * $_{OUT}$ | Ieșire din domeniul de analiză         |
| * $_1$     | Secțiunea de intrare pe paleta         |
| * $_2$     | Secțiunea de ieșire de pe paleta       |
| * $_{med}$ | Valoare medie                          |
| $\bar{*}$  | Vector                                 |
| $\bar{*}$  | Valoare medie                          |
| * $_t$     | Valoare teoretică                      |
| * $_{nom}$ | Valoarea nominală                      |
| * $_{pr}$  | Valoarea de proiectare                 |

# 1. INTRODUCERE

## 1.1 Aspecte generale

Mașinile hidraulice sunt mașini de forță, în care are loc transformarea energiei hidraulice în energie mecanică și invers.

Generatoarele hidraulice sunt mașinile hidraulice care transformă energia mecanică în energie hidraulică, iar motoarele hidraulice transformă energia hidraulică în energie mecanică. În categoria generatoarelor hidraulice intră pompele, iar motoarele hidraulice cuprind toate tipurile de turbine hidraulice.

La turbomașini transferul energetic are loc între un rotor dotat cu palete, complet scufundat în fluid, și un curent continuu de fluid între intrarea și ieșirea din mașină. În cazul pompelor, particulele de fluid sunt centrifugate de la intrare spre ieșire din rotor, primind energie, iar în cazul turbinelor particulele de fluid își cedează energia „împingând” paletele și implicit rotorul.

Mișcarea fluidului în interiorul rotorului poate fi descrisă în raport cu un sistem de referință inerțial  $Oxyz$ , considerat fix, cu axa „z” așezată după axa mașinii și cu planul  $xOy$  conținut în planul rotorului, sau în raport cu un sistem neinerțial, care se rotește împreună cu rotorul având aceeași dispunere. Mișcarea fluidului prin rotor, raportată la sistemul de referință inerțial este mișcarea absolută și va fi caracterizată de viteza absolută  $\vec{V}$ , iar mișcarea raportată la sistemul neinerțial este mișcarea relativă, caracterizată de viteza relativă  $\vec{W}$ . Considerând viteza de transport a sistemului neinerțial față de cel inerțial  $\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{R}$ , între cele trei viteze există relația:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U}$$

Pentru un rotor de pompă, compunerea vectorială a vitezelor, conduce la triunghiurile de viteză, reprezentate pentru intrare și ieșire din rotor, în Fig. 1. 1.

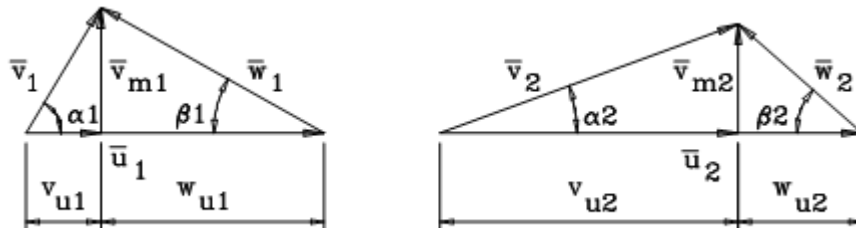


Fig. 1. 1 Triunghiul de viteză pentru un rotor de pompă

Funcționarea turbomașinilor este reflectată de ecuația fundamentală atribuită lui Euler. Aceasta este pentru generatoarele hidraulice (pompe) de forma:

$$gH_t = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} = \Omega (R_2 V_{u2} - R_1 V_{u1}) \quad (1.1)$$

și pentru motoarele hidraulice (turbinele):

$$gH_t = U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2} = \Omega (R_1 V_{u1} - R_2 V_{u2}) \quad (1.2)$$

unde  $g$  este accelerația gravitațională,  $H_t$  este energia specifică pe unitatea de greutate de fluid,  $V_u$  este componenta tangențială a vitezei absolute iar  $\Omega$  este viteza unghiulară.

Din ecuațiile (1.1) și (1.2.) rezultă că turbopompele sunt generatoare de moment cinetic, ( $R_2 V_{u2} > R_1 V_{u1}$ ), iar turbinele hidraulice sunt consumatoare de moment cinetic ( $R_2 V_{u2} < R_1 V_{u1}$ ). Cu alte cuvinte, funcționarea turbomașinilor se bazează pe modificarea momentului cinetic al fiecărei particule de fluid de-a lungul traiectoriei sale prin rotor.

Ecuațiile (1.1) și (1.2) denumite și ecuațiile fundamentale ale turbomașinilor, reprezintă o legătură între energia specifică transferată de rotor lichidului și elementele cinematice ale curentului de la intrarea și ieșirea din rotor, fără să reflecte procesele hidrodinamice din interiorul acestuia.

Un domeniu imperios necesar în studiul, proiectarea și realizarea turbomașinilor este cel al similitudinii. Pe baza similitudinii cinematice se obțin relațiile adimensionale de forma [2]:

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^3 \frac{n_m}{n_p}, \quad \frac{H_m}{H_p} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^2 \left(\frac{n_m}{n_p}\right)^2, \quad \frac{P_m}{P_p} = \left(\frac{n_m}{n_p}\right)^3 \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^5$$

unde indicele „m” se referă la model iar „p” la mașina industrială. Pe baza relațiilor de mai sus se poate construi modelul mașinii industriale, la o scară geometrică convenabilă, și se pot obține parametri funcționali ai mașinii industriale ( $Q_p, H_p, P_p$ ) cunoscându-i pe cei ai modelului ( $Q_m, H_m, P_m$ ).

Se definește o mașină hidraulică tip, ca numitor comun al mașinilor hidraulice asemenea, care are diametrul caracteristic  $D=1m$ , și efectuează un transfer energetic de  $H=1J/N=1m$ . Această mașină este caracterizată de parametri funcționali dublu unitari  $Q_{11}, n_{11}, P_{11}$  [2]

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}; n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}; P_{11} = \frac{P}{D^2 H \sqrt{H}}$$

Relațiile de mai sus reprezintă de asemenea criterii de similitudine, dar dimensionale. Prin combinația acestor criterii rezultă tot criterii de similitudine dimensionale. De exemplu, un criteriu de similitudine dimensional, important este turația specifică  $n_s$  (1.3) sau turația caracteristică  $n_q$  (1.4) [2]

$$n_s = n_{11} \sqrt{P_{11}} = n \frac{P^{0,5}}{H^{5/4}} \quad (1.3)$$

$$n_q = n_{11} \sqrt{Q_{11}} = n \frac{Q^{0,5}}{H^{3/4}} \quad (1.4)$$

Aceste criterii, având la bază similitudinea cinematică, includ în fond structura curentului în rotor dată de forma specifică a paletajului și de aceea pot fi utilizate la caracterizarea formei rotoarelor turbomașinilor în funcție de valoarea lor numerică.

Turbomașinile hidraulice moderne, sunt echipate cu rotoare cu palete care au suprafețe torsionate spațial, forma acestora depinzând de turația specifică, după cum rezultă din Fig. 1. 2 - Fig. 1. 6.

Forma geometrică a paletajelor rotoarelor turbomașinilor, impusă de cerințele transferului energetic și de limitarea dezvoltării fenomenului de cavitație,

este actualmente rezultatul unui lung proces de perfecționare a metodelor de proiectare inginerască.



Fig. 1. 2 Rotor tip Francis și paleta rotorului  
( $n_s=60-350$ )



Fig. 1. 3 Rotor tip Kaplan și paleta rotorului  
( $n_s=350 - 900$ )

Un rotor de turbomașină, relativ simplu, este rotorul impulsor (Fig. 1. 6.). El este denumit și rotor premergător, deoarece se montează în fața unui rotor de pompă centrifugă, pe același arbore și are aceeași turație cu rotorul centrifug. A apărut din necesitatea îmbunătățirii comportării cavitaționale a pompelor centrifuge prin creșterea presiunii statice la intrarea lichidului în rotorul pompei. Experiența îndelungată în folosirea rotoarelor impulsive [6], [10] a relevat, și alte aspecte pozitive generate de prezența acestuia, cum ar fi uniformizarea curentului la intrarea în rotorul centrifug și asigurarea unei incidențe adecvate pe paletele centrifuge.



Fig. 1. 4 Rotor pompă centrifugă ( deschis),  $n_s=40-300$



Fig. 1. 5 Rotor pompă axială,  
 $n_s>500$



Fig. 1. 6 Rotor de impulsor,  $n_s>500$

Deși este folosit în multe domenii de utilizare a pompelor, o atenție deosebită s-a acordat impulsorului în cadrul pompelor de alimentare cu combustibil lichid a motoarelor de rachetă. Din cauza turațiilor mari de funcționare la aceste

pompe, un număr de fenomene hidrodinamice, cum ar fi întoarcerea curentului la intrarea în impulsor și cavitația pulsatorie dintre palete au stârnit interesul cercetătorilor [19], [47] și [48].

## 1.2 Principii și metode de proiectare a turbomașinilor hidraulice

Necesitățile exploatarei turbomașinilor, cerințele de piață și progresul tehnic au orientat proiectarea și realizarea acestora spre următoarele direcții:

- Funcționarea la randamente cât mai mari
- Comportarea cavitațională cât mai bună
- Utilizarea unor materiale cât mai ieftine, dar și cât mai ușoare și cu mare rezistență mecanică

Primele două scopuri sunt evident direcții de optimizare ale hidrodinamicii turbomașinilor. Realizarea pompelor și turbinelor se face pe baza unor proiecte constructive, care au la bază studii și cercetări de hidrodinamică, materializate în final în metodologii de proiectare a traseului hidraulic.

Deși aparatele de conducere ale turbomașinilor – camera spirală, statorul, aparatul director și aspiratorul au importanța lor, atenția cercetătorilor și inginerilor proiectanți este îndreptată în special spre optimizarea proiectării organului activ al turbomașinilor – rotorul.

Din punct de vedere hidrodinamic se pot distinge două căi principale de abordare a proiectării turbomașinilor hidraulice:

1. Proiectarea prin metoda directă
2. Proiectarea prin metoda inversă

Metoda directă este de fapt o prelungire a unei îndelungate etape de observație a funcționării turbomașinilor – crearea unor forme și stabilirea consecințelor acestora în funcționare. Metoda directă, dezvoltată o lungă perioadă și aplicată cu relativ succes și în prezent caută să determine prin calcul forma paletelor și a rotorului, care să realizeze o curgere a lichidului, care să conducă în final la obținerea înălțimii de pompare și debitului necesar (la pompe) sau la puterea și turația dorită pentru un anumit debit și o anumită cădere (la turbine).

Metoda inversă, dezvoltată efectiv o dată cu dezvoltarea științei calculatoarelor, caută să proiecteze în primul rând curgerea prin rotor care permite realizarea parametrilor energetici și cavitaționali doriți, ca apoi să adapteze acestei curgeri forma paletelor și a rotorului.

### 1.2.1 Metoda directă de proiectare a rotoarelor turbomașinilor

Se pot distinge două etape importante. În primul rând este nevoie de stabilirea dimensiunilor de intrare și ieșire ale rotorului și a lățimii canalului interpaletar: la ieșire în cazul pompelor centrifuge, sau la intrare în cazul turbinelor radial – axiale. Pentru turbomașinile axiale în această fază se stabilesc cu precădere diametrul maxim al rotorului și diametrul butucului. În această etapă se stabilește turația de funcționare, din rațiuni de limitare a dezvoltării fenomenului de cavitație. Evident, rezultă criteriul de similitudine dimensional  $n_s$  sau  $n_q$ , care determină tipul constructiv al rotorului. În al doilea rând se trece la proiectarea efectivă a paletajului rotoric.

### 1.2.1.1 Dimensiunile principale ale rotoarelor turbomașinilor

Conform IEC 61364 [126], dimensiunile principale ale unui rotor axial de turbină sunt redată în Fig. 1. 7 și cele ale unui rotor radial – axial, în Fig. 1. 8.

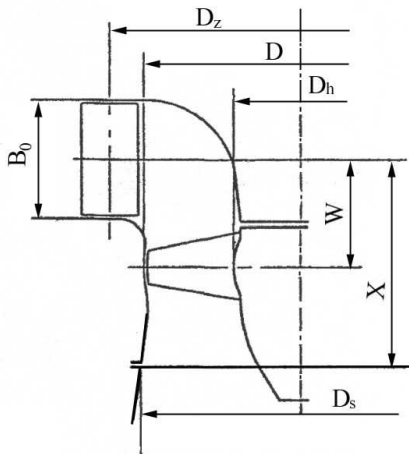


Fig. 1. 7 Dimensiunile principale ale unui rotor de turbină axială [126]

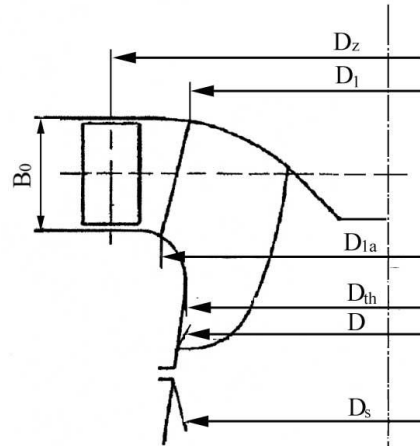


Fig. 1. 8 Dimensiunile principale ale unui rotor de turbină radial axială [126]

Stabilirea dimensiunilor principale apelează, în mod curent la experiența constructorilor de turbomașini, cu utilizarea directă a unor relații statistice în funcție de datele de proiectare, cum ar fi pentru diametrul rotorului  $D$  [71]:

$$D = \frac{Q_1^{0,5}}{2,72} \quad (1.5)$$

O cale mai apropiată de curgerea din mașină, utilizează relații pentru calculul vitezei la intrare și ieșire din rotor, de tipul [2]:

$$V = k_v \sqrt{2gH} ; \quad W = k_w \sqrt{2gH} ; \quad U = k_u \sqrt{2gH}$$

de unde, apelând la expresia vitezei de transport și la ecuația de continuitate, rezultă valorile unor diametre caracteristice rotorului (1.6), diametrul exterior al rotorului,  $D$  și diametrul tubului de aspirație,  $D_s$  [2]:

$$D = \frac{k_{UR} \sqrt{2gH}}{\frac{\pi \cdot n}{60}} ; \quad D_s = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot k_{VMS} \sqrt{2gH}}} \quad (1.6)$$

Coeficienții de viteză  $k_i = f(n_s)$  sunt determinați statistic din analiza unor turbine existente, pentru regimul optim de funcționare [2]. Lățimea (înălțimea) canalului rotorului se determină pe baza unor relații empirice recomandate în literatură [78].

Pentru mașinile radial-axiale (turbinele Francis) mai apare problema stabilirii conturului traseului rotorului în plan meridian. Acesta poate fi construit din arce de cerc și segmente de dreaptă conform recomandărilor date de [78], sau pe baza ecuației picăturii de apă recomandată de Bovet [2].

Dimensiunile caracteristice ale unui rotor de pompă centrifugă sunt date în Fig. 1. 9 [59]. În scopul dimensionării se adoptă coeficienții de viteze pentru diferite

secțiuni semnificative ale traseului hidraulic, de exemplu, la racordul de intrare, având diametru  $D_0$  și viteza  $v_0$ :  $\varepsilon_0 = \frac{V_0}{\sqrt{2gH}}$  [59] iar relația statistică de obținere a coeficientului de viteză este  $\varepsilon_0 = k_e n_q^{2/3}$  unde  $k_e = 0,001 \dots 0,002$  [59] este un coeficient de proporționalitate. Utilizarea ecuației de continuitate, după determinarea valorii  $v_0$ , va permite obținerea diametrului de intrare  $D_0$ :  $D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_0}}$ . În mod similar rezultă și valorile celorlalte dimensiuni caracteristice.

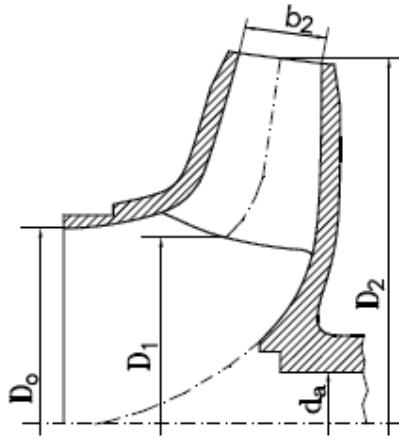


Fig. 1. 9 Dimensiunile principale ale unui rotor de pompă centrifugă [59]

### 1.2.1.2 Proiectarea paletajului rotoric al turbomașinilor

Trebuie menționat că metodele de obținere ale paletajelor rotoarelor diferă de la mașinile radial axiale la mașinile axiale.

#### Paletajul rotoric la turbomașinile hidraulice axiale

Proiectarea paletajelor rotoarelor axiale s-a bazat, pe metode care utilizează date experimentale energetice ale profilelor aero- hidrodinamice preluate din laboratoarele aviației.

Caracteristicile energetice ale rețelelor de profile care alcătuiesc paleta axială de turbină sau de pompă au fost calculate pe baza caracteristicilor energetice ale profilelor singulare sau funcționând în rețea, dar cu parametri diferiți de cei ai rețelelor paletajului proiectat. Au apărut, astfel, o serie de coeficienți de adaptare și transformare, de origine empirică, care modificau geometria profilului original și determinau o nouă presupusă curbă energetică, folosită cu mai mult sau mai puțin succes în proiectarea rețelelor de profile ale paletajelor turbomașinilor axiale. Rezultatele proiectării se materializau în modele de laborator, care validau în proporție mai mare sau mai mică metoda de proiectare.

Optimizarea proiectării în această fază, cu mulți parametri, este greoaie sau imposibilă.

Pe de altă parte au fost dezvoltate metode teoretice de calcul ale profilelor funcționând singular sau în rețea [70] – cu utilizarea metodei reprezentărilor conforme, sau cu rezolvarea ecuațiilor de curgere cu Metoda Elementului Finit (MEF) [80].



În esență, proiectarea paletajului rotoric la motoarele hidrodinamice, urmărește stabilirea caracteristicilor geometrice și cinematice ale rețelelor de profile, care să conducă, în final la atingerea valorilor momentului și turației, la o anumită valoare a debitului impuse prin tema de proiectare. Pentru pompe se urmărește realizarea valorilor debitului și înălțimii de pompare pentru o putere absorbită.

În ambele cazuri, se asimilează mișcarea în rotor ca fiind axial - simetrică, evoluând pe suprafețe cilindrice. Aceste suprafețe se desfășoară, iar mișcarea se consideră plană. În consecință, se proiectează rețele plane de profile.

Metoda directă de proiectare a rețelelor de profile, pentru turbine hidraulice, urmărește determinarea pentru fiecare rețea a mărimii unei forțe tangențiale care să dea momentul la arbore, necesar. În această etapă se pot utiliza rezultate experimentale privind portanța și rezistența profilelor funcționând singular sau în rețea, aplicând corecțiile de rigoare, sau se calculează direct, pe baza unor relații obținute teoretic această forță tangențială. În primul caz, forța tangențială este determinată ca o componentă a forței de interacțiune apă - paletă și calculul folosește date privind portanța și rezistența profilelor funcționând în rețea. Astfel forța tangențială  $T$ , conform reprezentării din Fig. 1. 10, este dată de ecuația:

$$T = c_T \frac{\rho}{2} \bar{W}^2 \cdot l \cdot A \quad (1.7)$$

unde  $c_T$  reprezintă coeficientul forței tangențiale,  $\rho$  -densitatea fluidului de lucru,  $\bar{W}$  este viteza medie relativă,  $l$  este lungimea corzii profilului iar  $A$  reprezintă anvergura paletii.

Indiferent de metoda de calcul a rețelelor de profile, pentru proiectarea paletajului rotorului axial de turbină este necesar să fie parcurse următoarele etape:

- Analiza câmpului de viteze de la intrare și ieșire din rotor
- Stabilirea secțiunilor de calcul, în care se proiectează rețelele de profile
- Calculul condițiilor asimptotice pentru fiecare rețea de profile
- Determinarea variației momentului cinetic în direcție radială, la intrare și ieșire
- Stabilirea unor caracteristici geometrice ale profilelor și ale rețelelor de profile ( $d$ ,  $d/l$ ,  $f$ ,  $f/l$ ,  $t$ ,  $t/l$ )
- Determinarea încărcării paletii în fiecare secțiune de calcul
- Generarea sau alegerea profilelor pe baza cerințelor de încărcare a paletii și din considerente de rezistență mecanică
- Determinarea unghiului de instalare pentru profilele fiecărei rețele
- Calculul forței tangențiale
- Reprezentarea paletii.

Spre deosebire de turbinele axiale, pompele axiale sunt prevăzute cu un antestator (AS) și cu un post-stator (PS), care asigură condiții îmbunătățite de curgere la intrarea și ieșirea curentului din rotor. Apare astfel necesară proiectare a trei paletaje, două fixe și unul rotitor. Din cauza caracterului curgerii - decelerate, cu presiune mai mare la ieșire, este necesar să se țină seama de deviația curentului la ieșire din paletaj, de pe fața cu suprapresiune a paletii către fața cu depresiune. Transferul energetic paletă - lichid, determinat în ipoteza numărului infinit de palete, este diminuat. Pentru evaluarea acestei diminuări se utilizează așa numitul coeficient de deviație „ $p$ ” introdus de Pfleiderer [59]. În Fig. 1. 11 este reprezentat ansamblul celor trei rețele de profile ale unei pompe axiale.

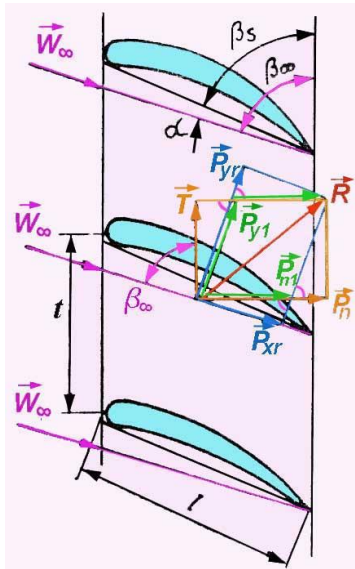


Fig. 1. 10 Descomponerea rezultantei ce acționează pe un profil din rețea [2]

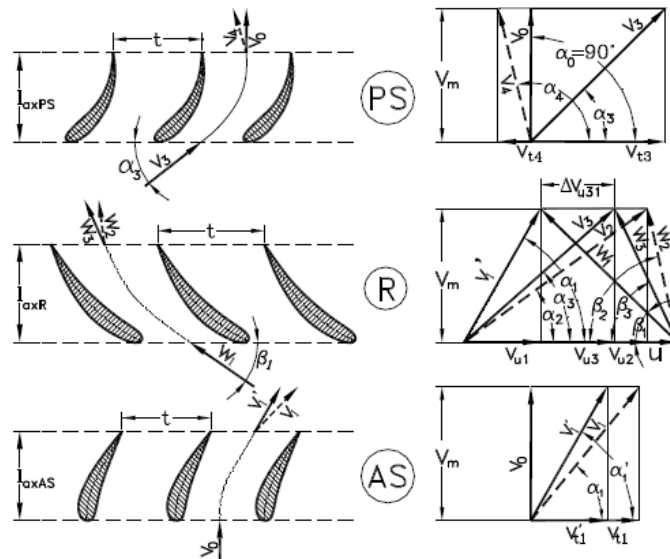


Fig. 1. 11 Paletajele unei pompe axiale și structura curentului [59]

### Paletajul rotorului la turbomașinile hidraulice radial - axiale

În cazul turbomașinilor radial - axiale, curgerea se presupune că se desfășoară pe suprafețe de revoluție, oarecare în spațiu. Transferul optim de energie de la rotor la lichid sau invers se consideră că are loc dacă traiectoriile particulelor de lichid care străbat rotorul sunt în permanent contact cu suprafața paletelor. Dar cum traiectoriile se află pe suprafețele de curgere, a fost nevoie de imaginarea unor metode geometrice care să definească într-un fel drumul particulelor de apă în interiorul rotorului, când se cunosc direcțiile de curgere la intrare și ieșire. Paletele acestor mașini sunt și ele suprafețe oarecare în spațiu (Fig. 1. 12) [20], [41].

Metodele tradiționale de proiectare definesc paleta rotorului în două proiecții – în plan meridian și în plan perpendicular pe axa de rotație, ca fiind de fapt constituite dintr-o sumă de linii care reprezintă proiecțiile traiectoriilor particulelor de lichid pe aceste plane. Legătura între aceste plane de reprezentare este realizată prin diverse metode geometrice, care nu au legătură cu fenomenele hidrodinamice de transfer energetic.

Astfel, se aproximează suprafețele de curgere cu suprafețe riglate – de tip cilindric sau conic – care mai apoi sunt desfășurate. În reprezentarea desfășurată se consideră o curbă care reprezintă traiectoria probabilă a particulei de lichid, pentru condiții de intrare – ieșire impuse. În funcție de forma acestei traiectorii, proiecția în plan perpendicular pe axa de rotație a paletelor este diferită.

Realizarea de rotoare cu ajutorul acestor metode presupune în primul rând o experiență dezvoltată a proiectantului. O optimizare a proiectării este greoaie, perfecționarea provenind din observații ale influenței formei paletelor asupra parametrilor funcționali ai mașinii.

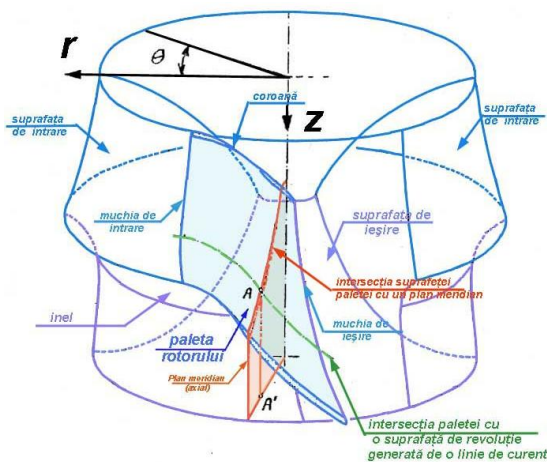


Fig. 1. 12 Reprezentarea spațială a unei palete de turbomașină radial axială [2]

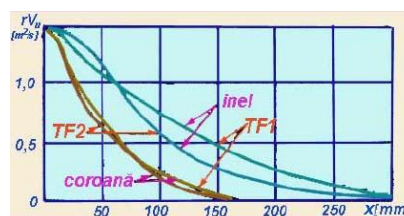


Fig. 1. 13 Variația produsului  $RV_U = f(X)$  pentru două turbomașini tip Francis la inel și la coroană [2]

O metodă des folosită în proiectarea directă a turbomașinilor este metoda reprezentărilor conforme.

Proiectarea directă a unei palete de turbomașină radial – axială urmărește în general traseul descris în cele ce urmează:

- determinarea câmpului hidrodinamic al mișcării apei prin rotor în ipoteza absenței paletelor;
- stabilirea variației vitezei în plan meridian;
- determinarea unghiurilor de înclinare ale paletei la intrare  $\beta_{s1}$  și la ieșire  $\beta_{s2}$ ;
- stabilirea variației produsului  $RV_U$  în lungul liniilor de curent;
- obținerea suprafeței schelet a paletei.

Determinarea câmpului hidrodinamic permite evidențierea variației vitezei meridiane  $V_m$  în lungul liniilor de curent.

Determinarea unghiurilor constructive ale paletei la intrare și ieșire depinde de forma paletei, respectiv de turația specifică. Metodele de calcul sunt diferite la turații specifice mici față de turațiile specifice mari.

În procesul transformărilor energetice din turbomașini, o importanță majoră o are variația produsului  $RV_U = f(X)$ ,  $X$  fiind abscisa curbilinie în lungul liniei de curent. Acest produs reflectă distribuția circulației și influențează distribuția de presiuni pe paletă și forma geometrică a paletei. De forma de variație acestui produs în lungul paletei depinde distribuția transferului energetic. Metodele de proiectare directă utilizează reprezentări grafice ale acestei funcții Fig. 1. 13, cu racordări la muchia de intrare și ieșire a paletei, sau expresii analitice (1.8) [2], fără să ofere recomandări ferme pentru fiecare categorie de mașină.

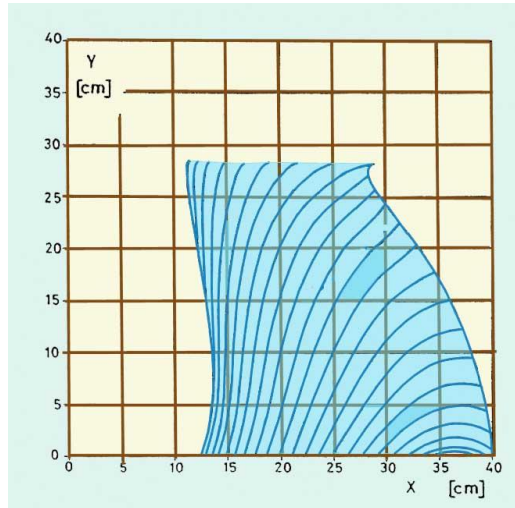


Fig. 1. 14 Liniile caracteristice ale suprafeței schelet ale unei palete Francis în plan perpendicular pe axa de rotație

Una din metodele des folosite pentru obținerea suprafeței paletei în proiectarea directă a turbomașinilor este metoda reprezentărilor conforme. Prin aplicarea acesteia rezultă liniile caracteristice ale paletei turbomașinii radial-axiale într-un plan perpendicular pe axa de rotație. În Fig. 1. 14 sunt reprezentate liniile caracteristice ale suprafeței - schelet a unei palete de turbină Francis.

$$RV_u = 2(R_1V_{u1} - R_2V_{u2})\left(\frac{X}{X_{max}}\right)^3 - 3(R_1V_{u1} - R_2V_{u2})\left(\frac{X}{X_{max}}\right)^2 + R_1V_{u1} \quad (1.8)$$

În cazul pompelor centrifuge pentru obținerea traseului paletei se are în vedere tot variația momentului cinetic  $RV_u = f(X)$  de la intrarea către ieșirea paletei. La proiectarea pompelor centrifuge se consideră că mărimea direct legată de alura momentului cinetic între intrare și ieșire din paletaj este unghiul constructiv al paletei  $\beta$ , în ipoteza că viteza relativă a curentului este tangentă la suprafața schelet a paletei.

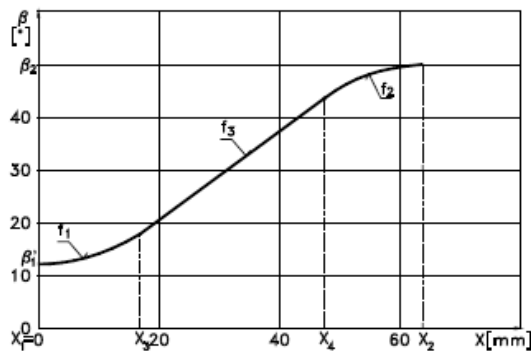


Fig. 1. 15 Variația unghiului de construcție al paletei în lungul unei linii de curent la o paletă de pompă centrifugă [59]

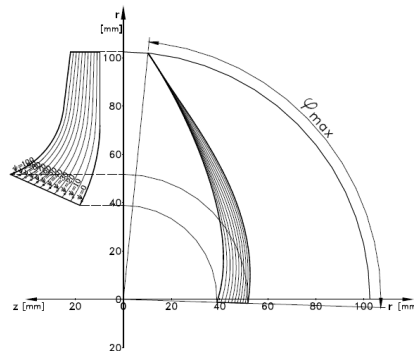


Fig. 1. 16 Reprezentarea unei palete de pompă centrifugă în plan meridian și în plan perpendicular pe axa de rotație [59]

### 1.2.1.3 Concluzii privind proiectarea directă a turbomașinilor

Deși aproape toate turbomașinile (turbine sau pompe) au fost proiectate cu metoda directă și funcționează cu parametri energetici ridicați și au în general o comportare cavitațională acceptabilă, optimizarea proiectării a impus un ciclu lung legat de încercarea în laborator a modelelor realizate pe baza proiectării directe. Practic, s-a câștigat o experiență în proiectare pe baza observațiilor influenței diverselor forme de rotor și palete asupra parametrilor energetici și cavitaționali obținuți la încercări și asupra comportării în exploatare.

Existența unei mulțimi de parametri și a unor factori empirici cu totul particulari pentru fiecare tip de turbomașină face imposibilă obținerea unei metode sistematice de proiectare și în special de optimizare a proiectării utilizând criteriul energetic sau cavitațional. De asemenea, crearea unor programe de calcul pentru proiectarea completă cu metoda directă este dificilă. Chiar aplicarea unor softuri de analiză numerică a curgerii nu dau totdeauna posibilitatea unor interpretări benefice a rezultatelor în scopul optimizării proiectării.

În domeniul rotoarelor premergătoare ale pompelor centrifuge - impulsoarele, prin utilizarea metodei convenționale de proiectare se obțin de obicei impulsoare elicoidale. S-a constatat că performanțele de aspirație ale impulsoarelor elicoidale depind mai ales de unghiul  $\beta$  al paletei la muchia de intrare. Metodele clasice de proiectare sunt bazate în general pe relații empirice între parametri geometrici și performanțele obținute. Este însă cunoscut că doi factori perturbă major funcționarea impulsoarelor: cavitația rotitoare și curenții inverși de la intrare în impulsor [50].

### 1.2.2 Aspecte privind proiectarea rotoarelor de turbomașini cu metoda inversă

În ultimii 40 de ani s-a dezvoltat o metodă inversă de proiectare, care proiectează curgerea și mai apoi forma paletelor care să realizeze această curgere. Astfel, distribuția unghiului constructiv al paletei de la intrare la ieșire rezultă din stabilirea variației încărcării paletei și nu din considerații de alt gen. Paleta este în acest caz concepută ca o suprafață de vârtej. Calculul se face în ipoteza curgerii axial simetrice a fluidelor ideale.

Principalele avantaje ale utilizării metodei inverse sunt: forma paletei se obține având la bază fizica curgerii (prin specificarea încărcării paletei), iar controlul câmpului de viteze și presiuni 3D nu mai depinde de „experiența” proiectantului. Se pot realiza mai multe deziderate simultan: randament ridicat, comportare cavitațională bună și construcție compactă. Deoarece metoda inversă se bazează direct pe fenomene fizice, se pretează la obținerea unor familii de turbomașini într-o gamă largă de turații specifice. De asemenea, expertiza de proiectare depinde mai puțin de om și de „intuițiile” sau experiența acestuia, fiind universală și transmisibilă în mod obiectiv.

Elementul principal al proiectării inverse este încărcarea paletei, definită ca derivata momentului cinetic mediat în direcția liniilor de curgere  $\partial(RV_u)/\partial X$ . Etapele principale ale proiectării cu metoda inversă sunt: stabilirea geometriei rotorului în plan meridian, discretizarea domeniului de analiză, impunerea datelor de proiectare (debit sau viteză debitantă, numărul de palete, grosimea paletei),

stabilirea încărcării paletei în direcție radială și în direcția liniilor de curgere, stabilirea condițiilor de stivuire a paletei.

Metoda pe proiectare inversă are mai multe dezvoltări bidimensionale. În cazul ideal se prescrie distribuția de presiuni sau viteze pe fața și dosul paletei, paleta fiind proiectată cu un strat limită optimizat [55], [42]. În aceste cazuri nu se controlează grosimea paletei și se poate ajunge la nedeterminare, deoarece este imposibil de a preciza distribuția vitezei pe paletă și condițiile la limită la intrare și ieșire. Din aceste motive, unii autori [53] preferă să prescrie distribuția vitezelor (sau presiunilor) pe fața cu depresiune a paletei și distribuția grosimii paletei, în timp ce alții [64] propun ca încărcarea paletei să fie impusă împreună cu distribuția de grosime.

În 3D apar constrângeri suplimentare ale datelor de proiectare, care pot conduce la probleme nedeterminate, sau cu prea multe condiții pentru a putea fi rezolvate. De exemplu, Zangeneh [105] arată că valoarea presiunii pe paletă la butuc este influențată de valoarea presiunii de-a lungul inelului și în concluzie nu pot fi prescrise valorile acestor presiuni în mod independent. La momentul la care se referea Zangeneh, în 1991, [102] existau doar 5 metode de proiectare inversă 3D a turbomașinilor. Toate erau afectate de simplificări care au limitat aplicabilitatea lor la probleme de interes practic.

Zangeneh propune [107], [110] o metodă Q3D de proiectare inversă a turbomașinilor, la început pentru fluide compresibile aflate în curgere subsonică, și apoi o particularizează la fluide incompresibile [114] și [118]. Această metodă este o extindere a celei prezentate de Hawthorne în 1984 [44], în care paletelile sunt considerate ca suprafețe de vârtej, a căror intensitate este determinată de o medie circumferențială a momentului cinetic, definit astfel:

$$R\bar{V}_U = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi/N} RV_U d\theta \quad (1.9)$$

unde  $N$  este numărul de palete. În acest fel este posibil să se determine o expresie pentru vorticitate în funcție de  $R\bar{V}_U$  și o expresie pentru suprafața paletei. Din vorticitate se obține câmpul de viteze, care este format din componente mediate circumferențial și componente periodice, folosind formularea Clebsch pentru curgerea staționară. Forma paletei este determinată prin impunerea condiției de impenetrabilitate și neaderență (adică, forma paletei se aliniază cu vectorul local al vitezei relative). Deoarece vârtejurile depind de forma paletei și paleta depinde de câmpul de viteze, problema trebuie soluționată iterativ. Metoda nu numai că oferă calculul paletei, dar dă și detalii despre structura curgerii (distribuțiile de viteze și presiuni) în rețeaua de palete proiectată și în extensiile domeniului paletat, amonte și aval.

Metoda de proiectare inversă adoptă următoarele condiții inițiale de calcul a formei paletei:

- a.) Curgerea este staționară și uniformă la intrare;
- b.) Nu există dâră turbionară provocată de desprinderi, la bordul de fugă;
- c.) Paletelile au grosime nulă, putând fi reprezentate de o singură suprafață de vârtej. Oricum, efectul de obturare produs de grosimea reală a paletelor este luat în considerare prin folosirea unui parametru mediu de grosime al suprafeței de curent în ecuația de continuitate a curgerii mediate;
- d.) Fluidul este ideal.

Câmpul de viteze rezultă din calculul curgerii mediate, potențiale. Odată câmpul vitezelor determinat, este posibil să se calculeze forma paletei folosind

condițiile la limită ale paletelor, care trebuie să se alinieze vectorului vitezei. Această condiție poate fi exprimată în forma (1.10):

$$\bar{W}_{bl} \cdot \nabla \alpha = 0 \quad (1.10)$$

unde  $\nabla \alpha$  este un vector normal la suprafața paletelor iar  $\bar{W}_{bl}$  este viteza relativă pe suprafața paletelor. Constanta  $\alpha = \theta - f(r, z)$  se definește în funcție de coordonata unghiulară  $\theta$  și de unghiul de înfășurare  $f(r, z)$ . Viteza relativă pe paletă este definită astfel:

$$\bar{W}_{bl} = \left( \bar{W}^+ + \bar{W}^- \right) / 2$$

unde  $\bar{W}^+$  și  $\bar{W}^-$  sunt vitezele pe suprafețele paletelor (pe suprafața cu suprapresiune, respective pe suprafața cu depresiune).

Proiectarea inversă a turbomașinilor pornește de la realizarea curgerii pentru care se obțin parametri funcționali impuși la proiectare. Este o metodă mai apropiată de fenomenele fizice efective. Totuși este necesar să se țină seama și aici de un număr relativ mare de parametri, din care cel mai important este încărcarea paletelor. Repartiția încărcării paletelor în direcție radială și de-a lungul liniilor de curent influențează major performanțele energetice și comportarea cavitațională rotorului obținut. Existența unui model matematic care permite proiectarea de la datele de intrare la forma finală a paletelor se pretează mai ușor la controlul legăturii formă-performanțe. Analiza CFD a curgerii deschide posibilități de automatizare și optimizare a proiectării.

## 1.3 Stadiul actual al optimizării proiectării turbomașinilor

### 1.3.1 Criterii de optimizare

Optimizarea poate fi definită ca știința determinării "cele mai bune" soluții la anumite probleme definite matematic, care sunt adesea modele ale realității fizice.

În tehnică se pune problema alegerii unei soluții îmbunătățite în raport cu unul din parametri fenomenului desfășurat, numit criteriu de optimizare. De cele mai multe ori apar însă, mai mulți parametri care trebuie să atingă valori minime sau maxime, și atunci este nevoie de a aplica o metodă de maximizare a comportării unei mașini sau instalații pe baza unui algoritm multi - criterial.

În formularea și rezolvarea unei probleme de optimizare este necesar să se urmărească anumite etape

- ✓ Stabilirea criteriului de optimizare
- ✓ Selectarea unei mulțimi de soluții posibile
- ✓ Determinarea unui model de optimizare care să fie folosit și a valorilor parametrilor care determină desfășurarea fenomenului sau procesului
- ✓ Determinarea soluției satisfăcătoare pentru criteriul de optimizare stabilit

În domeniul turbomașinilor hidraulice – din centrale hidroelectrice și stații de pompare - problema optimizării este evident de tip multicriterial. În [36] se enumeră scopurile ce sunt urmărite în mod curent:

1. Realizarea parametrilor energetici
2. Realizarea randamentului maxim pentru un cât mai extins domeniu de funcționare
3. Evitarea sau reducerea cavitației într-un domeniu cât mai extins de funcționare

## 4. Evitarea sau reducerea vibrațiilor

Evident, optimizarea trebuie să se desfășoare în etapele de proiectare, iar principalele metode sunt [36]:

- Optimizarea intuitivă
- Optimizarea matematică
- Proiectarea parametrică
- Reducerea cavității prin utilizarea unor metode adecvate de proiectare
- Predicția apariției și dezvoltării vârtejurilor generatoare de vibrații

### 1.3.2 Optimizarea utilizând metoda directă de proiectare

Metoda directă de proiectare este în general însoțită de etape de decizie ale proiectantului, ceea ce împiedică realizarea unui model matematic unitar pentru întreaga turbomașină, iar optimizarea matematică este dificilă din cauza fenomenelor hidrodinamice care se desfășoară. Curgerea în turbomașini este complexă, totdeauna turbulentă și tridimensională, influențată puternic de rotație și frontierele solide. Calculele de proiectare presupun în exclusivitate curgerea nevâscoasă. Din aceste motive, metoda intuitivă de optimizare, se bazează pe experiența proiectantului asupra influenței diferiților parametri geometrici în funcționarea turbomașinilor. Un ciclu de optimizare costisitor din punct de vedere al timpului și resurselor materiale este proiectarea și realizarea unor variante de turbomașină (în special de rotor), încercate în laborator și revenirea asupra modelului cu modificări constructive putând, apoi, relua ciclul.

Dezvoltarea tehnologiei IT a permis simularea numerică a curgerii în diversele organe ale turbomașinilor, analiza rezultatelor și modificarea proiectului.

În [101] se oferă un algoritm de optimizare al proiectării, bazat pe simularea numerică a curgerii vâscoase 3D (Fig. 1. 17).

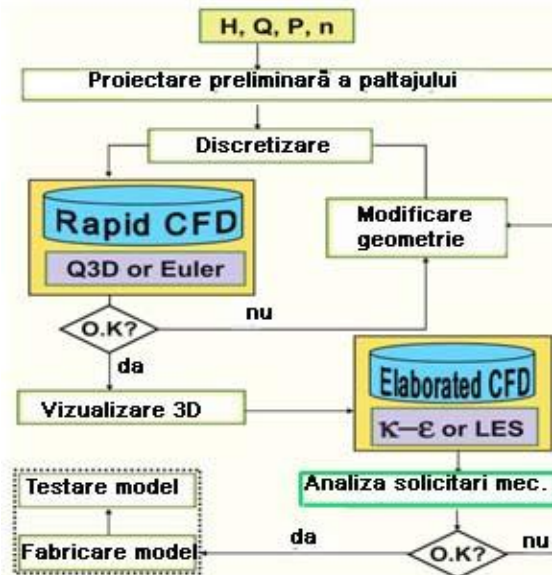


Fig. 1. 17 Algoritm de optimizare bazat pe simularea 3D a curgerii [101]

După cum rezultă din studiile date de autorul mai sus menționat [101] utilizarea CFD pentru analiza numerică a funcționării este necesară, iar în final



realizarea modelului și încercarea acestuia în laborator sunt etape obligatorii în optimizarea cu metoda directă.

Metoda directă de proiectare tinde să fie mai puțin utilizată în domeniul turbomașinilor. De aceea optimizarea acestei metode va avea importanță eventual în procedeele de re tehnologizare a turbomașinilor existente.

### 1.3.3 Optimizarea utilizând metoda inversă de proiectare

Proiectarea turbomașinilor cu metoda inversă are drept parametru principal încărcarea paletelor. Stabilirea unui algoritm de optimizare a acestei încărcări pentru maximizarea performanțelor turbomașinilor face obiectul unor cercetări ample [13]. Se arată că problemele de optimizare a proiectării turbomașinilor întâmpină următoarele trei mari dificultăți: 1.) curgerea din interiorul turbomașinilor este complexă și numai analiza acesteia cu solvele CFD 3-D Navier – Stokes poate să evalueze performanțele turbomașinilor în probleme de optimizare, utilizând un timp de calcul foarte mare, câteodată nepractic; 2.) definirea formei complexe 3-D a suprafeței paletelor cu un număr cât mai redus de parametri, tot în scopul reducerii tipului de calcul necesar determinării influenței acestor parametri și optimizării lor; 3.) rezultatele optimizării depind de algoritmul de optimizare adoptat.

Dacă spațiul parametrilor se consideră unimodal, convex și continuu, optimizarea numerică este posibilă prin găsirea unei direcții pe care se poate determina o valoare maximă sau minimă (după caz) a parametrului căutat; dacă spațiul parametrilor admite cu un număr mare de valori extreme, problema devine de optimizare globală. Rezolvarea primelor două probleme, mai sus enunțate a fost oferită de Yiu și Zangeneh [93], considerând încărcarea paletelor ca o variabilă de proiectare, iar obiectivul major al optimizării fiind performanțele turbomașinii determinate numeric.

În cazul proiectării impuloarelor, se urmărește atât maximizarea performanțelor energetice, cât și obținerea celor mai bune performanțe de aspirație, în ceea ce privește apariția și dezvoltarea cavității.

Algoritmul de optimizare prezentat [13] este compus din patru faze distincte:

1. Programare Liniară Secvențială (PLS)
2. Constrângeri externe (CE)
3. Simularea revenirii (SR)
4. Algoritmul genetic (AG)

PLS este o tehnică inclusă în optimizarea numerică și este de fapt o strategie de rezolvare a unor probleme de optimizare cu constrângeri (limitări) impuse, fiind ușor de aplicat la problemele ingineresti practice. CE aparține de asemenea optimizării numerice dar nu funcționează cu limitări impuse. O constrângere externă este adăugată funcției obiectiv pentru a converti o problemă cu limitări (constrângeri) într-o problemă fără limitări speciale. SR este modelată pe procesul fizic de recoacere (sau revenire) al solidelor și include un factor de probabilitate legat de distribuția Boltzman, conducând în final la rezultate de optimizare globală. AG simulează evoluția procesului de selecție naturală și se bazează pe ipoteze euristice care arată că soluția optimă va fi găsită în domeniul în care se află majoritatea soluțiilor cu cele mai bune valori, iar acest domeniu poate fi explorat cu operatori genetici de selecție, intersecție și mutație.

În [13] se construiește un algoritm de optimizare al proiectării turbomașinilor ca în Fig. 1. 18.

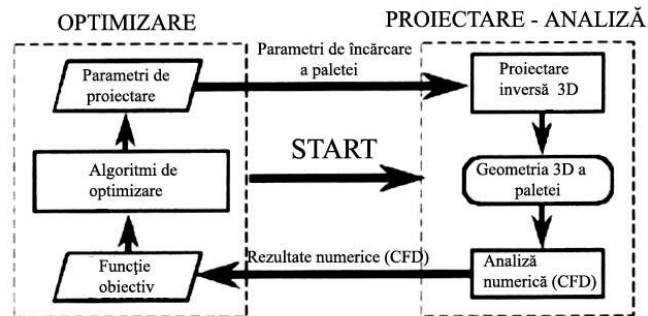


Fig. 1. 18 Schemă de optimizare a proiectării turbomașinilor [13]

Combinând proiectarea inversă 3D cu rezultatele analizei numerice și cu parametri de încărcare a paletei, care sunt principalele intrări ale metodei inverse de proiectare, performanțele rotorului proiectat obținute prin analiza numerică devin funcția obiectiv a procesului de optimizare.

În procesul de optimizare utilizarea tehnicilor numerice este eficientă dar nepotrivită problemelor cu mai multe maxime locale, iar rezultatele optimizării sunt influențate de condițiile inițiale. Abordând proiectarea unui rotor de pompă, s-a aplicat în [13] faza de optimizare PLS pentru 3 cazuri de încărcare a paletei A, B și C, funcția obiectiv fiind maximizarea randamentului.

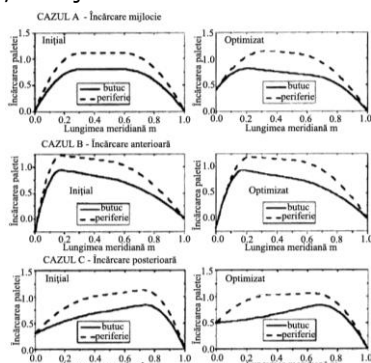


Fig. 1. 19 Încărcarea paletei - stadiul inițial și optimizat [13]

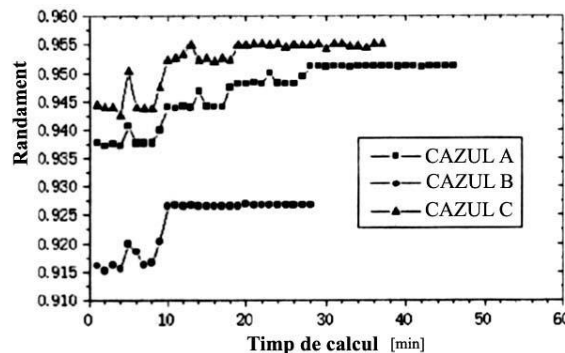


Fig. 1. 20 Evoluția în timpul de calcul a randamentului rotorului [13]

În Fig. 1. 19 sunt redată cele 3 cazuri de încărcare ale paletei cu optimizările respective, iar în Fig. 1. 20 randamentul rotorului proiectat, obținut prin analiza numerică în funcție de timpul de rulare. Se remarcă o puternică influență a condițiilor inițiale asupra randamentului ceea ce conduce la concluzia că faza PLS nu este potrivită pentru acest tip de optimizare, cu maxime locale.

Utilizarea celor 4 tipuri de optimizare - PLS, CE, SR, AG - pentru cazul A, mai sus descris, arată diferențe majore a comportării funcției obiectiv, în acest caz randamentul rotorului, ceea ce rezultă din Fig. 1. 21. Aplicarea metodelor de optimizare PLS și CE conduce la o convergență a valorilor funcției obiectiv către valoarea optimă. Metoda SR prezintă căderi bruște ale valorilor randamentului, ce depind de un factor de probabilitate. Rezultatele metodei AG sunt total diferite, constând de fapt într-o populație de puncte.

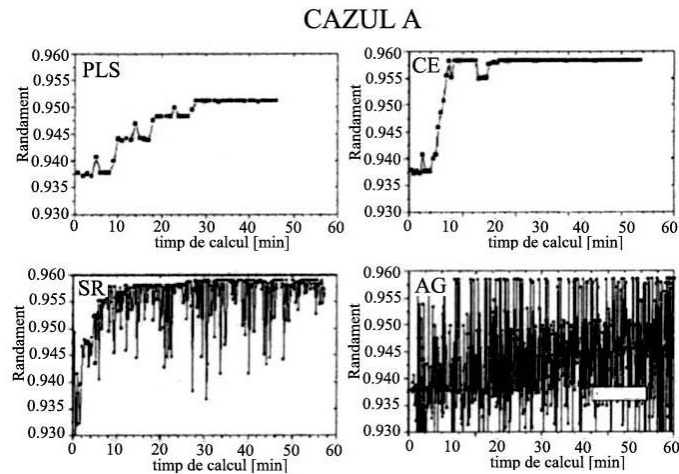


Fig. 1. 21 Optimizarea randamentului rotorului cu cele 4 metode [13]

În Fig. 1. 22 sunt redată încărcările paletelor corespunzătoare metodelor de optimizare [13]. În urma analizei rezultatelor s-a concluzionat că încărcarea paletelor spre bordul de atac (LE) al paletelor este cea mai potrivită pentru obținerea celui mai bun randament.

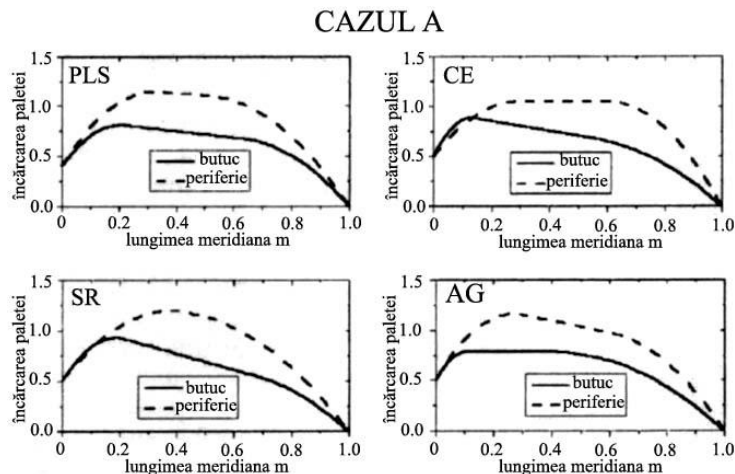


Fig. 1. 22 Variația optimizată a încărcării paletelor [13]

### 1.3.4 Concluzii privind proiectarea optimizată

Este evident că metoda directă de proiectare presupune un calcul fragmentat, cu necesitatea luării unor decizii pe parcurs pe baza experienței și simțului ingineresc al proiectantului. Optimizarea metodei directe de proiectare trebuie să considere influența diferiților parametri geometrici asupra funcționării turbomașinilor. Un ciclu de optimizare costisitor din punct de vedere al timpului și resurselor materiale a fost proiectarea și realizarea unor variante de turbomașină (în special de rotor), încercate în laborator și revenirea asupra modelului cu modificări constructive și reluarea ciclului.

Optimizarea metodei inverse de proiectare ia în considerare încărcarea paletei ca o variabilă de proiectare, iar comportarea energetică și/sau cavitațională a turbomașinii proiectate, determinate pe cale numerică, sunt obiectivele majore ale optimizării. Se încheie astfel un ciclu care permite, în condițiile stăpânirii legii de încărcare, obținerea dezideratelor propuse.

## 1.4 Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din conținutul tezei de doctorat este găsirea unei metode noi și robuste pentru optimizarea curgerii în proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulice. Aceasta presupune, în primul rând stabilirea unei expresii matematice pentru forma legii de încărcare a paletei pe întreg domeniul de existență, care să depindă de un număr redus de parametri, să fie continuă și să aibă derivate continue de ordin superior. Funcția de încărcare a paletei trebuie să conducă la satisfacerea condițiilor de transfer energetic și/sau de comportare cavitațională impuse. S-a ales, în lucrarea de față, o turbomașină axială (impulsor) pentru care optimizarea comportării cavitaționale este importantă. În urma aplicării procedurii de optimizare cavitațională rezultă noi forme pentru legea de încărcare a paletei care se folosesc în reproiectarea cu metoda inversă. Analiza numerică 3D a rezultatelor va confirma obținerea optimizată a încărcării paletei și oferă informații pentru corecții în vederea reluării ciclului de proiectare. Pentru atingerea acestor deziderate s-au propus următoarele etape:

1. Parcurgerea unei etape de proiectare inversă a turbomașinilor hidraulice având la bază modelul matematic al curgerii nevâscoase, axial simetrice, cu rotație în zona paletată a rotoarelor de turbomașină,
2. Proiectarea inversă a unui rotor de impulsor și analiza curgerii 3D în acest rotor,
3. Stabilirea unei noi metode de descriere matematică a legii de încărcare pentru obținerea parametrilor necesari exprimării noii legi de încărcare,
4. Stabilirea funcției obiectiv și a procedurii de optimizare,
5. Optimizarea cavitațională a impulsorului (studiu de caz) și obținerea noii legi de încărcare pentru cazurile optimizate,
6. Reproiectarea optimizată din punct de vedere cavitațional a impulsorului și analiza numerică a curgerii în rotorul de impulsor optimizat cavitațional proiectat,
7. Compararea performanțelor impulsorului optimizat cavitațional cu cel proiectat inițial (cazul test)

Ținând cont de obiectivele propuse, conținutul lucrării de doctorat a fost structurat după cum urmează:

- Capitolul 1 - Parcurgerea principiilor și metodelor de proiectare a turbomașinilor hidraulice și al stadiului actual al optimizării proiectării.
- Capitolul 2 - Aspecte teoretice ale metodei de proiectare inversă a turbomașinilor.
- Capitolul 3 - Proiectarea inversă a unui impulsor-studiu de caz, cu parcurgerea etapelor de proiectare și analiză a curgerii.
- Capitolul 4 - Descrierea parametrizată a legii de încărcare.
- Capitolul 5 - Stabilirea funcției obiectiv și a procedurii de optimizare.
- Capitolul 6 - Proiectarea și analiza impulsorului optimizat cavitațional.
- Capitolul 7 - Concluzii, contribuții personale și perspective.

# **PARTEA I**

## **PROIECTAREA ROTORULUI ȘI ANALIZA CURGERII**

## 2. PROIECTAREA INVERSĂ A TURBOMAȘINILOR

### 2.1 Modelul matematic al curgerii nevâscoase, staționare, axial simetrice cu rotație

Descrierea completă a curgerii fluidelor presupune specificarea unor anumite marimi caracteristice. În primul rând, se descrie câmpul de viteze a tuturor punctelor în spațiu și timp. De altfel, câmpul de viteze nu conține destule informații pentru a defini starea lichidului în întregime, trebuind a fi cunoscute și alte proprietăți statice ale fluidului. Susan-Resiga R. și alții [86] tratează curgerea axial simetrică a fluidelor ideale atât pentru zona nepaletată a turbinelor cât și în zona paletată.

#### 2.1.1 Modelarea matematică a curgerii axial-simetrice a fluidului incompresibil în zona nepaletată

Pentru studiul curgerilor axial-simetrice s-a adoptat un sistem de coordonate cilindrice ( $z, r, \theta$ ). În coordonate cilindrice vectorul viteze se scrie:

$$\vec{V} = V_z \vec{e}_z + V_r \vec{e}_r + V_\theta \vec{e}_\theta \quad (2.1)$$

unde  $V_z, V_r, V_\theta$ , sunt proiecțiile vectorului viteze pe cele trei axe ale sistemului. În curgerea axial-simetrică viteza are doar 2 componente: axială  $z$  și radială  $r$ . Deoarece curgerea se reproduce în orice plan axial definit de unghiul  $\theta$ , este evident că  $\partial V / \partial \theta = 0$ .

Forma locală a ecuației de continuitate pentru fluide incompresibile este:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.2)$$

Curgerile incompresibile pot fi exprimate în funcție de un potențial vectorial  $\vec{\beta}$  iar ecuația de continuitate devine

$$\nabla \cdot (\nabla \times \vec{\beta}) = 0 \quad (2.3)$$

În curgerile axial-simetrice, componenta tangentială a potențialului  $\vec{\beta}$  este în legătură cu funcția de curent  $\psi$  a lui Stokes pentru curgerea 2D ( $\psi / R = \beta_\theta$ ). Funcția  $\psi$  depinde numai de coordonatele axiale și radiale,  $\psi(z, r)$ , iar viteza se poate exprima astfel:

$$\nabla \times \left( \frac{\psi}{r} \vec{e}_\theta \right) = \vec{e}_z \frac{1}{r} \left( \frac{\partial(\psi)}{\partial r} \right) + \vec{e}_r \left( - \frac{\partial \left( \frac{\psi}{r} \right)}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \vec{e}_z - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \vec{e}_r \quad (2.4)$$

Ținând cont de ecuația (2.4) se pot scrie componentele vitezei în direcția curgerii ( $V_z$ ) și în direcție radială ( $V_r$ )

$$V_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad V_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad (2.5)$$

În aceste condiții, ecuația de continuitate pentru curgerea axial-simetrică se poate scrie:

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} = 0 \quad (2.6)$$

Curgerea axial simetrică, nevâscoasă și incompresibilă este guvernată de ecuația lui Euler  $\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \cdot \vec{f} - \nabla p$ . Neglijând accelerația forțelor masice, ecuația Euler se rescrie

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (2.7)$$

unde

$$\nabla p = \vec{e}_z \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \vec{e}_r \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \vec{e}_\theta \left( \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \vec{e}_z \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \vec{e}_r \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right) \text{ este gradientul} \quad (2.8)$$

presiunii în coordonate cilindrice, iar

$$\nabla \cdot \vec{V} = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} \text{ este divergența} \quad (2.9)$$

vitezei în coordonate cilindrice

Ținând cont de ecuațiile (2.8) și (2.9), ecuația (2.7) are proiecțiile pe cele trei axe ale sistemului de coordonate cilindrice:

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta V_r}{r} = 0 \quad (2.12)$$

În [86], Capitolul 3, pag. 124, se definesc următoarele 2 funcții:

- funcția de vârtej

$$C = RV_\theta \quad (2.13)$$

- intensitatea vârtejului circumferențial

$$\begin{aligned} \chi &\equiv \frac{1}{R} \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) = \frac{1}{R} \left( \frac{\partial}{\partial z} \left( -\frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) \right) = \\ &= -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) \equiv \Im \psi \end{aligned} \quad (2.14)$$

Rotorul vitezei este dat de

$$\begin{aligned} \vec{\omega} = \nabla \times \vec{V} &= \vec{e}_z \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right) + \vec{e}_r \left( \frac{\partial V_z}{\partial \theta} - \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \vec{e}_\theta \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) = \\ &= \vec{e}_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \vec{e}_r \left( -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \vec{e}_\theta \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Ecuația de transport a vârtejului pentru curgerea axial simetrică, nevâscoasă 3D se scrie sub următoarea formă:

$$\frac{D\vec{\omega}}{Dt} \equiv \frac{\partial\vec{\omega}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla)\vec{\omega} = (\vec{\omega} \cdot \nabla)\vec{V} \quad (2.16)$$

Proiecțiile ecuației (2.16) se scriu:

$$\frac{D\omega_z}{Dt} = \omega_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \omega_r \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad (2.17)$$

$$\frac{D\omega_r}{Dt} = \omega_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + \omega_r \frac{\partial V_r}{\partial r} \quad (2.18)$$

$$\frac{D\omega_\theta}{Dt} = \frac{V_r \omega_\theta - 2V_\theta \omega_r}{R} \quad (2.19)$$

În curgerea axial-simetrică, fără vârtej, componenta circumferențială este nulă. În cazul vârtejurii staționare

$$\frac{D(RV_\theta)}{Dt} \equiv \frac{DC}{Dt} = 0. \quad (2.20)$$

Funcția de vârtej  $C$  și intensitatea vârtejurii circumferențiale  $\chi$  se scriu astfel:

$$\frac{DC}{Dt} = \frac{\partial C}{\partial t} + V_z \frac{\partial C}{\partial z} + V_r \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial C}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial C}{\partial t} + \{\psi, C\} = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \chi}{\partial t} + \{\psi, \chi\} = \frac{1}{4y^2} \frac{\partial C^2}{\partial z} \quad (2.22)$$

Într-o curgere axial-simetrică staționară, particulele de fluid situate pe o linie de curent dată, vor forma în timp o suprafață de revoluție prin rotirea în jurul axei de simetrie. Pentru curgere staționară, ecuația (2.21) se reduce la forma  $\{\psi, C\} = 0$ . Întrucât jacobianul se anulează, trebuie să avem o dependență de forma  $C(\psi)$ , adică funcția de vârtej  $C$  rămâne constantă de-a lungul liniei de curent. Termenul din membrul drept al ecuației (2.22) poate fi scris [86]:

$$\frac{1}{4y^2} \frac{\partial C^2}{\partial z} = \frac{1}{4y^2} \frac{d(C^2)}{d\psi} \frac{\partial \psi}{\partial z} = - \frac{d(C^2)}{d\psi} \left\{ \frac{1}{4y}, \psi \right\} = \left\{ \psi, \frac{1}{4y} \frac{d(C^2)}{d\psi} \right\} \quad (2.23)$$

În cazul curgerii axial simetrice staționare ecuația de transport a densității vârtejurii (2.20) se scrie sub forma:

$$\left\{ \psi, \chi - \frac{1}{4y} \frac{d(C^2)}{d\psi} \right\} = 0, \quad (2.24)$$

unde termenul  $\chi - \frac{1}{4y} \frac{d(C^2)}{d\psi}$  este o funcție care depinde numai de linia de curent  $\psi$  și se notează  $F(\psi)$ .

Pentru a determina această dependență se pornește de la produsul vectorial dintre viteză și vârtej dat de relația:



$$\begin{aligned} \vec{V} \times \vec{\omega} &= \begin{vmatrix} \vec{e}_z & \vec{e}_r & \vec{e}_\theta \\ V_z & V_r & V_\theta \\ \omega_z & \omega_r & \omega_\theta \end{vmatrix} = \frac{r}{r} \cdot \begin{vmatrix} \vec{e}_z & \vec{e}_r & \vec{e}_\theta \\ V_z & V_r & V_\theta \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} & -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} & \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \end{vmatrix} = \\ &= \left[ \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} + V_r \omega_\theta \right] \vec{e}_z + \left[ \frac{V_\theta}{r} \cdot \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} - V_z \omega_\theta \right] \vec{e}_r + [-V_r \omega_z + V_z \omega_r] \vec{e}_\theta \end{aligned} \quad (2.25)$$

Pornind de la (2. 5) (și având în vedere scrierea unei funcții vectoriale), se poate exprima gradientul funcției de vârtaj  $C$ :

$$\begin{aligned} \nabla C &= \vec{e}_z \cdot \frac{\partial C}{\partial z} + \vec{e}_r \cdot \frac{\partial C}{\partial r} + \vec{e}_\theta \cdot \frac{1}{R} \frac{\partial C}{\partial \theta} = \\ &= \vec{e}_z \cdot \frac{\partial C}{\partial \psi} \frac{\partial \psi}{\partial z} + \vec{e}_r \cdot \frac{\partial C}{\partial \psi} \frac{\partial \psi}{\partial r} = (-R) \vec{e}_z \cdot \frac{\partial C}{\partial \psi} \left( -\frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) + R \cdot \vec{e}_r \cdot \frac{\partial C}{\partial \psi} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) = \\ &= R \frac{\partial C}{\partial \psi} (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Cu rezultatul de mai sus se poate rescrie produsul vectorial (2. 25):

$$\begin{aligned} \vec{V} \times \vec{\omega} &= \left[ \frac{V_\theta}{R} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} + V_r \omega_\theta \right] \vec{e}_z + \left[ \frac{V_\theta}{R} \cdot \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} - V_z \omega_\theta \right] \vec{e}_r + [-V_r \omega_z + V_z \omega_r] \vec{e}_\theta = \\ &= \left( R \cdot \frac{1}{4\gamma} \frac{dC^2}{d\psi} - R \cdot \frac{1}{R} \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) = R \cdot \left( \frac{1}{4\gamma} \frac{dC^2}{d\psi} - \chi \right) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) = \\ &= -R \cdot F(\psi) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \end{aligned} \quad (2.27)$$

În curgerea staționară, în ipoteza forțelor masice conservative, ecuația impulsului poate fi exprimată astfel:

$$\vec{V} \times \vec{\omega} = \nabla E \quad (2.28)$$

,unde  $E$  este funcția Bernoulli exprimată în energii specifice masice. Funcția  $E$  este definită ca fiind:  $E = p/\rho + V^2/2 + \chi$ . Pentru că  $E$  este constantă pentru particula de fluid în curgerea staționară, trebuie să depindă doar de liniile de curent  $E(\psi)$ . Combinând (2.27) și (2. 28), ecuația impulsului se rescrie:

$$\begin{aligned} R \frac{dE}{d\psi} (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) &= -R \cdot F(\psi) (V_z \vec{e}_r - V_r \vec{e}_z) \\ F(\psi) &= -\frac{dE(\psi)}{d\psi} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Utilizând expresia operatorului linear  $\nabla$  în coordonate cilindrice, rezultă o ecuație neliniară pentru funcția de curent într-o curgere axial simetrica staționară:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \right) &= \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{R^3} \frac{\partial}{\partial r} = \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \right) = \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\
\mathfrak{S} &= -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \right) - \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} = -\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2}{\partial z^2} = -\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2}{\partial z^2} \\
\chi &= -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) = -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) - \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \\
&= -\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{4y} \frac{dC^2(\psi)}{d\psi} - \frac{dE(\psi)}{d\psi} = \frac{1}{4y} \frac{d[C(\psi)C(\psi)]}{d\psi} - \frac{dE(\psi)}{d\psi} = \\
&= \frac{1}{4y} \left[ C(\psi) \frac{d[C(\psi)]}{d\psi} + C(\psi) \frac{d[C(\psi)]}{d\psi} \right] - \frac{dE(\psi)}{d\psi} = \frac{2}{4y} C(\psi) \frac{d[C(\psi)]}{d\psi} - E'(\psi) \\
&= \frac{1}{2y} C(\psi) C'(\psi) - E'(\psi) \tag{2.30}
\end{aligned}$$

Deductia de mai sus ne ajută să scriem identitatea:

$$-\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{2y} C(\psi) C'(\psi) - E'(\psi) \tag{2.31}$$

$$-\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} - \frac{1}{2y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} - \frac{1}{2y} C(\psi) C'(\psi) + E'(\psi) = 0 \tag{2.32}$$

Ecuatia (2.32) este recunoscută în literatura de specialitate sub numele de ecuația lui **Bragg-Hawthorne** sau ecuațiile lui **Long-Squire**. Această ecuație este valabilă în cazul curgerilor axial-simetrice, cu vârtej, incompresibile și staționare. Această deducție a pornit de la studiul curgerii axial-simetrice, al ecuației lui Euler pentru curgerea cu vârtej, scrisă pentru liniile de curent Stokes.

O altă cale de a ajunge la ecuația lui Bragg-Hawthorne pentru curgerea axial-simetrică, nevâscoasă, staționară și incompresibilă este dată de **Benjamin** [86], Capitolul 3, pag. 126.

### 2.1.2 Curgerea axial-simetrică cu rotație în zona paletată a turbomașinilor

În general, proiectarea turbomașinilor se face în ipoteza fluidelor ideale considerând pierderile nule în punctul de proiectare. Creșterea randamentului acestor mașini presupune evaluarea pierderilor prin frecare dar, un prim pas, trebuie parcurs la proiectarea preliminară neglijând aceste pierderi [78]. Elementele curgerii axial-simetrice cu rotație în zona paletată a turbomașinilor este tratată de Susan-Resiga [86].

În curgerile absolute staționare, în zonele paletate sau nepaletate, ecuația de continuitate și ecuația impulsului sunt date de:

$$\begin{aligned}
\nabla \cdot \vec{V} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\
(\nabla \times \vec{V}) \times \vec{V} &= -\nabla E && \text{ecuația impulsului}
\end{aligned} \tag{2.33}$$

$$E \equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad \text{energia specifică masică}$$

În mod evident, ecuația impulsului este dată de relația:  $\vec{V} \cdot \nabla E = 0$  dacă se presupune că energia mecanică specifică este constantă de-a lungul unei linii de curent a câmpului vitezei absolute.

Pentru canalele interpaletare rotorice se iau în considerare ecuațiile curgerii relative unde viteza relativă este dată de relația  $\vec{W} = \vec{V} - \vec{\Omega} \times \vec{R}$ , iar energia specifică absolută  $E$  se regăsește în relația energiei specifice relative  $E_R = E - \Omega(RV_\theta)$ . În mod analog, ecuațiile mișcării relative sunt:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{W} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \vec{V}) \times \vec{W} &= -\nabla E && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (2.34)$$

$$E \equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} - \frac{(\omega \cdot R)^2}{2} \quad \text{energia specifică masică}$$

În acest caz ecuația impulsului pentru curgerea relativă este  $\vec{W} \times \nabla E = 0$  iar energia specifică relativă este constantă de-a lungul liniilor de curent ale curgerii relative.

Considerând curgerea tridimensională în canalul interpaletar, paleta produce diferențe de presiune între intradosul și extradosul ei, exprimate prin gradientul de presiune circumferențial care deviază curentul. Liniile de curent ce urmăresc fața paletii cu presiune mare sunt împinse radial spre butuc în timp ce liniile de curent din vecinătatea feței paletii cu presiune mică sunt deviate spre periferie. De altfel, simplificând modelul axial-simetric pentru curgerea în turbomașină de la butuc la periferie se consideră că suprafețele de curent rămân axial simetrice în zona paletată.

Calculul simplificat, în ipoteza curgerii axial-simetrice, utilizează o valoare medie a presiunii dintre palete nefiind permisă considerarea unui gradient circumferențial. Din acest motiv este nevoie de o mărime convențională, forța masică a paletii  $\vec{B}$ , pentru considerarea interacțiunii paletă-lichid. În consecință, ecuația (2.33) se scrie:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{V} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \vec{V}) \times \vec{V} &= -\nabla E + \vec{B} && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (2.35)$$

$$E \equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad \text{energia specifică masică}$$

iar ecuațiile curgerii axial-simetrice pentru mișcarea relativă sunt:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \vec{W} &= 0 && \text{ecuația de continuitate} \\ (\nabla \times \vec{V}) \times \vec{W} &= -\nabla E + \vec{B} && \text{ecuația impulsului} \end{aligned} \quad (2.36)$$

$$E \equiv \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} - \frac{(\omega \cdot R)^2}{2} \quad \text{energia specifică masică}$$

În zona paletată, curgerea poate avea loc pe suprafețele de curent absolute sau relative definite astfel:

$$\alpha(z, r, \theta) \equiv \theta - f(z, r) = \text{const.} \quad (2.37)$$

unde  $f(z, r)$  este unghiul de înfășurare al paletelor în cazul numărului infinit de paletă. Această constantă corespunde termenului  $S_2$  propus în [100]. Ecuația (2.37) corespunde paletelor subțiri. Cu vectorul unitar normal la suprafața de curent (2.38) condiția de tangențialitate este dată de produsul scalar dintre vectorul normalei și vectorul vitezei absolute, respectiv relative, (2.39)

$$\vec{n} \equiv \frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|} = \frac{\vec{e}_\theta - \frac{r \partial f}{\partial r} \vec{e}_r - \frac{r \partial f}{\partial z} \vec{e}_z}{\sqrt{1 + \left(\frac{R \partial f}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{R \partial f}{\partial z}\right)^2}} \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} \vec{n} \cdot \vec{V} &= 0 \\ \vec{n} \cdot \vec{W} &= 0 \end{aligned} \quad (2.39)$$

Forța masică  $\vec{B}$  este normală atât la vectorul vitezei relative cât și la vectorul vitezei absolute:

$$\vec{B} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.40)$$

$$\vec{B} \cdot \vec{W} = 0 \quad (2.41)$$

și poate fi scrisă sub forma

$$\vec{B} = B(z, r) \cdot \nabla \alpha \quad (2.42)$$

unde  $\vec{B} = \vec{V} \cdot \nabla (RV_\theta)$

În ecuația (2.42) funcția  $B(z, r)$  este legată de schimbarea momentului impulsului fluidului dat de rețeaua de paletă. Constanta  $\alpha$  poate fi echivalată cu grosimea paletelor iar  $\nabla \alpha$  este un vector pe direcție normală la suprafața paletelor. Forța masică specifică a paletelor  $\vec{B}$  este anulată în afara zonei paletate deoarece  $RV_\theta$  este constant de-a lungul liniilor de curent în mișcarea absolută. Ecuația (2.42) este în concordanță cu ecuația lui Euler a turbomașinilor. Momentul generat de componenta circumferențială a forței masice  $B_\theta = [\vec{V} \cdot \nabla (RV_\theta)] / R$  este:

$$\begin{aligned} M &= \int_{Vol} R \rho B_\theta dVol = \int_{Vol} R \rho \frac{\vec{V} \cdot \nabla (RV_\theta)}{R} dVol = \\ &= \int_{Vol} \rho \vec{V} \cdot \nabla (RV_\theta) dVol = \int_{Vol} \nabla [\rho \vec{V} (RV_\theta)] dVol \end{aligned} \quad (2.43)$$

Puterea transferată de rotor, cu viteza unghiulară  $\omega$ , de la/spre fluid, este:

$$\begin{aligned} P &= M \Omega = \int_{vol} \Omega \nabla \cdot [\rho \vec{V} (RV_\theta)] dVol = \int_S [(\Omega RV_\theta) \rho \vec{V}] \cdot \vec{n} dS = \\ &= \int_{S_{in}} [(\Omega RV_\theta) \rho \vec{V}] \cdot \vec{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} [(\Omega RV_\theta) \rho \vec{V}] \cdot \vec{n}_{out} dS \end{aligned} \quad (2.44)$$

În ecuația (2.44), cunoscută ca ecuația fundamentală a turbomașinilor, a fost folosită transformarea lui Gauss (transformarea integralei de volum în integrală

de suprafață) și s-a luat în considerare că  $\vec{V} \cdot \vec{n} = 0$  la frontierele solide. Notând viteza de transport cu  $U = \Omega \cdot R$ , ecuația fundamentală a turbomașinilor devine:

$$P = M\Omega = \int_{S_{in}} [(UV_\theta)\rho\vec{V}] \cdot \vec{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} [(UV_\theta)\rho\vec{V}] \cdot \vec{n}_{out} dS \quad (2.45)$$

Evident, în secțiunea de intrare  $\vec{V} \cdot \vec{n}_{in} < 0$ , iar în secțiunea de ieșire  $\vec{V} \cdot \vec{n}_{out} > 0$ . Dacă valoarea mediei ponderate  $\overline{UV_\theta}$  este luată în calcul pentru secțiunile de intrare și ieșire, ecuația fundamentală a turbomașinilor se rescrie sub forma:

$$\begin{aligned} P &= \int_{S_{in}} [(UV_\theta)\rho\vec{V}] \cdot \vec{n}_{in} dS + \int_{S_{out}} [(UV_\theta)\rho\vec{V}] \cdot \vec{n}_{out} dS = \\ &= (\overline{UV_\theta})_{out} \rho\vec{V} S_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in} \rho\vec{V} S_{in} = \\ &= [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}] \rho Q = \dot{m} [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}] \end{aligned} \quad (2.46)$$

unde  $\dot{m}$  este debitul masic care trece prin turbomașină.

Din [86] se poate concluziona că cele 3 proiecții ale ecuației impulsului pot fi înlocuite de:

- condiția curgerii tangențiale pe suprafețele de curent absolute sau relative;
- proiecția pe suprafața de curent, de-a lungul vectorului viteza ( $\vec{V} \cdot \nabla E = 0$  pentru curgerea absolută și  $\vec{W} \cdot \nabla E_R = 0$  pentru curgerea relativă, această proiecție arată că  $E_R$  nu se schimbă de-a lungul liniei de curent în curgerea relativă.
- proiecția pe suprafața de curent normală la vectorul viteză; aceasta conduce la principala ecuație scalară pentru curgerea axial-simetrică, staționară, absolută sau relativă.

Proiecția ecuației impulsului pe suprafața de curent relativă arată că energia specifică masică relativă este constantă de-a lungul unei linii de curent. Cum prin definiție  $E_R = E - UV_\theta$ , ecuația fundamentală a turbomașinilor (2.47) devine:

$$P = \dot{m} [(\overline{UV_\theta})_{out} - (\overline{UV_\theta})_{in}] = \dot{m} [\bar{E}_{out} - E_R - \bar{E}_{in} + E_R] = \dot{m} [\bar{E}_{out} - \bar{E}_{in}] \quad (2.47)$$

Ecuația de mai sus arată că, în ipoteza neglijării pierderilor, puterea mecanică transferată de la/către rotor corespunde creșterii/descreșterii energiei specifice a fluidului  $E$ . Direcția suprafeței de curgere, normală la vectorul viteză, este dată de vectorul unitar:

$$\vec{N} \equiv \frac{\vec{W}}{W} \times \vec{n}. \quad (2.48)$$

Ținând cont de condiția de tangențialitate exprimată în relația (2.39), se obține proiecția de-a lungul vectorului normal  $\vec{N}$  al membrului stâng a ecuației impulsului (2.49):

$$\begin{aligned}
\bar{N} \cdot [(\nabla \times \bar{V}) \times \bar{W}] &= \left( \frac{\bar{W}}{W} \times \bar{n} \right) \cdot [-\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] = \left\{ [-\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \times \frac{\bar{W}}{W} \right\} \cdot \bar{n} = \\
\bar{n} \cdot \left\{ \frac{\bar{W}}{W} \times [+\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \right\} &= \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ \bar{W} \times [\bar{W} \times (\nabla \times \bar{V})] \right\} = \\
\frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ -W^2 (\nabla \times \bar{V}) + \bar{W} \cdot [\bar{W} \cdot (\nabla \times \bar{V})] \right\} &= \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ -W^2 (\nabla \times \bar{V}) \right\} + \frac{\bar{n}}{W} \cdot \left\{ \bar{W}^2 \cdot (\nabla \times \bar{V}) \right\} = \\
-\bar{n} \cdot \left\{ W \cdot (\nabla \times \bar{V}) \right\} &= -W \cdot \bar{n} \cdot (\nabla \times \bar{V}) \quad (2.49)
\end{aligned}$$

Membrul drept al ecuației impulsului devine:

$$\begin{aligned}
\bar{N} \cdot \nabla E_R &= \left( \frac{\bar{W}}{W} \times \bar{n} \right) \cdot \nabla E_R = (\bar{W} \times \bar{n}) \cdot \nabla E_R = \\
&[(W_r n_\theta - W_\theta n_r) \bar{e}_z + (W_\theta n_z - W_z n_\theta) \bar{e}_r + (W_z n_r - W_r n_z) \bar{e}_\theta] \cdot \\
&\cdot \left( \frac{\partial E_R}{\partial z} \bar{e}_z + \frac{\partial E_R}{\partial r} \bar{e}_r + \frac{\partial E_R}{\partial \theta} \bar{e}_\theta \right) = \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) + \\
&+ \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_\theta n_z - W_z n_\theta) = \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r n_\theta - W_\theta n_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z n_\theta - W_\theta n_z) \quad (2.50)
\end{aligned}$$

Folosind expresia matematică a vectorului vârtej în coordonate cilindrice

$$\bar{\omega} = \nabla \times \bar{V} = \bar{e}_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \bar{e}_r \left( -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \bar{e}_\theta \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \text{ și proiecțiile membrului stâng și}$$

membrului drept a ecuației impulsului, pe direcția lui  $\bar{N}$ , se obține:

$$\begin{aligned}
-\bar{W} \bar{n} (\nabla \times \bar{V}) &= -\frac{1}{W} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_z) \right] \\
\bar{n} \left( \bar{e}_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \bar{e}_r \left( -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \bar{e}_\theta \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right) &= \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_z) \right] \\
\bar{n}_z \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \bar{n}_r \left( -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \bar{n}_\theta \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) &= \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} (W_r \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_r) - \frac{\partial E_R}{\partial r} (W_z \bar{n}_\theta - W_\theta \bar{n}_z) \right]; \bar{n}_\theta \\
\frac{\bar{n}_z}{\bar{n}_\theta} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{\bar{n}_r}{\bar{n}_\theta} \left( -\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) &= \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} \left( W_r - W_\theta \frac{\bar{n}_r}{\bar{n}_\theta} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left( W_z - W_\theta \frac{\bar{n}_z}{\bar{n}_\theta} \right) \right] \\
\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{r \partial f}{\partial z} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{r \partial f}{\partial r} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} \left( W_r + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial r} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left( W_z + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial z} \right) \right] & \quad (2.51)
\end{aligned}$$

În direcție normală la suprafața de curent, ecuația (2.51) ia forma:

$$\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} = \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial (RV_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial (RV_\theta)}{\partial z} + \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} \left( W_r + \frac{R \partial f}{\partial r} W_\theta \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left( W_z + \frac{R \partial f}{\partial z} W_\theta \right) \right] \quad (2.52)$$

Ecuația (2.52) este acceptată ca fiind rescrisă folosind funcția de curent Stokes  $\psi$  pentru curgerea axial-simetrică. În zona paletată a turbomașinilor grosimea paletii este luată în calcul pentru determinarea coeficientului de obstrucție al paletii  $b < 1$  iar în zona nepaletată  $b = 1$ . În ecuația de continuitate [86], Capitolul 3, pag. 149, pentru viteza medie circumferențială:

$$\frac{\partial (bRV_z)}{\partial z} + \frac{\partial (bRV_r)}{\partial r} = 0 \quad (2.53)$$

se poate introduce funcția de curent pentru curgerea absolută

$$\frac{\partial \Psi}{\partial r} = RbV_z \Rightarrow V_z = \frac{\partial \Psi}{\partial r} \cdot \frac{1}{Rb} \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial z} = -RbV_r \Rightarrow V_r = -\frac{\partial \Psi}{\partial z} \cdot \frac{1}{Rb}$$

și pentru curgerea relativă

$$\frac{\partial \Psi}{\partial r} = RbW_z \Rightarrow W_z = \frac{\partial \Psi}{\partial r} \cdot \frac{1}{Rb} \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial z} = -RbW_r \Rightarrow W_r = -\frac{\partial \Psi}{\partial z} \cdot \frac{1}{Rb}$$

Considerând ecuațiile (2. 54) și (2. 55), ecuația fundamentală a turbomașinilor se rescrie astfel:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \Psi}{\partial r} \cdot \frac{1}{Rb} \right) - \frac{\partial V_z}{\partial r} \left( -\frac{\partial \Psi}{\partial z} \cdot \frac{1}{Rb} \right) &= \frac{R \partial f}{\partial z} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{R \partial f}{\partial r} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \\ &+ \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} \left( W_r + W_\theta \frac{R \partial f}{\partial r} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left( W_z + W_\theta \frac{R \partial f}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.56)$$

Termenul  $E_R$  se poate exprima depinzând de funcția de curent [86], Capitolul 3, pag. 150 (este constant de-a lungul liniei de curent în plan meridian):

$$\frac{\partial E_R}{\partial r} = \frac{dE_R}{d\psi} \frac{\partial \psi}{\partial r} = RbW_z \frac{dE_R}{d\psi} \quad (2.57)$$

$$-\frac{\partial E_R}{\partial z} = \frac{dE_R}{d\psi} \left( -\frac{\partial \psi}{\partial z} \right) = RbW_z \frac{dE_R}{d\psi}$$

Dacă se consideră pierderile de frecare,  $E_R$  nu ramâne constantă de-a lungul tubului de curent axial-simetric. Aval de zona paletată termenul  $E_R$  descrește datorită frecării vâscoase. Utilizând condiția de tangențialitate a curgerii și folosind relația (2. 38) și (2. 39), rezultă:

$$\begin{aligned} \bar{W} \cdot \nabla \alpha = 0 &\Rightarrow (W_z \bar{e}_z + W_r \bar{e}_r + W_\theta \bar{e}_\theta) \left( \bar{e}_\theta - \frac{r \partial f}{\partial r} \bar{e}_r - \frac{r \partial f}{\partial z} \bar{e}_z \right) = 0 \\ \Rightarrow W_\theta - \frac{r \partial f}{\partial r} W_r - \frac{r \partial f}{\partial z} W_z &= 0 \\ \Rightarrow W_\theta = \frac{r \partial f}{\partial r} W_r + \frac{r \partial f}{\partial z} W_z \end{aligned} \quad (2.58)$$

Astfel, ecuația pentru curgerea axial-simetrică cu vârtej, fără pierderi în turbomașini, se scrie:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \Psi}{\partial r} \cdot \frac{1}{rb} \right) - \frac{\partial V_z}{\partial r} \left( -\frac{\partial \Psi}{\partial z} \cdot \frac{1}{rb} \right) &= \frac{r \partial f}{\partial z} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{r \partial f}{\partial r} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \\ \frac{1}{W^2} \left[ \frac{\partial E_R}{\partial z} \left( W_r + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial r} \right) - \frac{\partial E_R}{\partial r} \left( W_z + W_\theta \frac{r \partial f}{\partial z} \right) \right] &\Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \psi}{\partial z} \times \frac{1}{rb} \right) + \frac{\partial V_z}{\partial r} \left( \frac{\partial \psi}{\partial r} \times \frac{1}{rb} \right) - rb \frac{dE_R}{d\psi} &= -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Pentru o distribuție ( $rV_\theta$ ) în zona paletată, ecuația (2. 59) stabilește o relație între funcția de curent  $\Psi$  și forma suprafeței de curgere  $f$  [86]. Termenul  $dE_R / d\psi$

este cunoscut ca o funcție de  $\Psi$  pentru condițiile amonte. A doua relație între  $\Psi$  și  $f$  este dată de condiția de curgere tangențială:

$$\left(\frac{1}{Rb} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) \frac{\partial f}{\partial z} - \left(\frac{1}{Rb} \frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{V_\theta}{R} - \omega \quad (2.60)$$

Zangeneh [102] folosește sistemul de ecuații (2.59) și (2.60) dar scheletul paletei nu este aproximat de constanta  $\alpha$ . În acest caz, câmpul de viteze este descompus în viteza medie circumferențială și o componentă periodică, folosind formularea Clebsch a curgerii rotaționale permanente. Forma paletei este determinată de impunerea condiției de neaderență a fluidului ideal, iar aceasta este diferită de constanta  $\alpha$  a suprafeței de curent.

Pentru zona nepaletată unde grosimea paletei este zero, teorema lui Kelvin prevede că funcția de circulație  $C \equiv RV_\theta$  este constantă în tubul de curent axial-simetric, deci  $C = C(\Psi)$ . Având în vedere aceste aspecte membrul drept din ecuația (2.59) devine:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} &= \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial z} - \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{\partial f}{\partial r} \left(\frac{dC}{d\Psi} \frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) - \frac{\partial f}{\partial z} \left(\frac{dC}{d\Psi} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) = \\ &= \frac{\partial f}{\partial r} \left(\frac{dC}{d\Psi} (-RbW_r)\right) - \frac{\partial f}{\partial z} \left(\frac{dC}{d\Psi} RbW_z\right) = -Rb \frac{dC}{d\Psi} \left(W_r \frac{\partial f}{\partial r} + W_z \frac{\partial f}{\partial z}\right) = -R \frac{dC}{d\Psi} \frac{W_\theta}{r} = \\ &= -R \frac{dC}{d\Psi} \frac{V_\theta - R\omega}{r} = R\omega \frac{dC}{d\Psi} - \frac{C}{r} \frac{dC}{d\Psi} \end{aligned} \quad (2.61)$$

Folosind relațiile de mai sus ecuația fundamentală a turbomașinilor (2.59) se rescrie sub următoarea formă:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z} \frac{1}{Rb}\right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial r} \frac{1}{Rb}\right) - Rb \frac{dE_R}{d\Psi} &= -\frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial r V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) - R \left(\frac{dE}{d\Psi} - \omega \frac{dC}{d\Psi}\right) &= R\omega \frac{dC}{d\Psi} - \frac{C}{R} \frac{dC}{d\Psi} \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) - R \frac{dE}{d\Psi} + \omega R \frac{dC}{d\Psi} &= \omega R \frac{dC}{d\Psi} - \frac{C}{R} \frac{dC}{d\Psi} \cdot \frac{1}{R} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial z}\right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{R} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right) - \frac{dE}{d\Psi} + \frac{C}{R^2} \frac{dC}{d\Psi} &= 0 \end{aligned} \quad (2.62)$$

Această ecuație guvernează curgerea axial-simetrică, nevâscoasă, incompresibilă și se numește ecuația **Long - Squire** sau **Bragg - Hawthorne**.

## 2.2 Metodologia de proiectare inversă

În paragraful 1.1.2. s-au evidențiat principiile care stau la baza proiectării inverse a turbomașinilor. În cele ce urmează vor fi prezentate etapele care trebuie parcurse pentru proiectarea efectivă a unui rotor de turbomașină apelând la această metodă [120].

### 2.2.1 Etapele de proiectare

Pentru aplicarea metodei de proiectare inversă a fost dezvoltat un cod comercial Aero/Hidro - dinamic destinat proiectării turbomașinilor produs de firma Advanced Design Technology (UK). Conform producătorului se aplică pentru:



- ✓ Imbunătățirea performanțelor turbomașinilor
- ✓ Dezvoltarea de tiposerii de turbomașini
- ✓ Proiectare rapidă
- ✓ Reducerea costurilor de dezvoltare

Pentru folosirea acestei metode, programul ia în calcul următoarele ipoteze:

- Paleta de turbomașină este considerată ca o suprafață de vârtej;
- Dezvoltarea vârtejului este dată de distribuția momentului cinetic  $R\bar{V}_U$  de la intrare la ieșire de pe paletă
- Proiectarea se face în ipoteza fluidului nevâscos, în mișcare potențială, respectând condiția de neaderență la perete.

Algoritmul general al programului de proiectare inversă este redat în Fig. 2. 1.

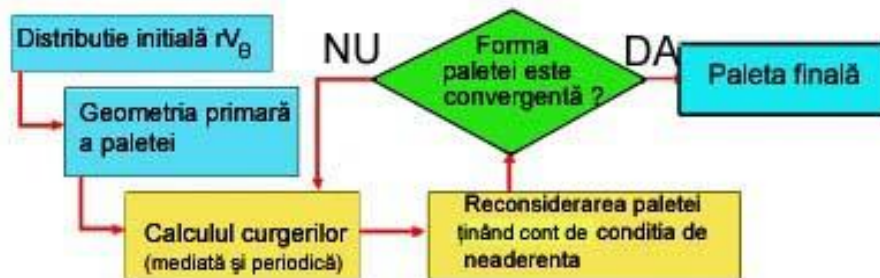


Fig. 2. 1 Algoritmul programului de proiectare inversă [120]

Ecuțiile diferențiale cu derivate parțiale, care descriu mișcarea mediată, mișcarea periodică și forma paletelor, trebuie soluționate prin metode numerice (diferențe finite sau element finit). Calculul formei paletelor este iterativ, pornindu-se de la geometria meridiană, condițiile cinematice de la intrare și ieșire, distribuția momentului cinetic  $R\bar{V}_U$  și a condițiilor de stivuire ale paletelor. Prima variantă a formei paletelor este obținută din alegerea variației  $R\bar{V}_U$  și presupunând o distribuție uniformă a vitezei. Acesta este momentul pornirii iterațiilor prin care se determină curgerea mediată și cea periodică. Cu acestea se obține forma paletelor și procedura se repetă până la atingerea unei convergențe dorite a rezultatelor. Dacă se calculează forma paletelor fără considerarea mișcării periodice, se obține o paletă ca în cazul limită al numărului infinit de paletelor.

Pentru utilizarea metodei inverse de proiectare, etapele parcurse sunt: stabilirea geometriei în plan meridian, alegerea rețelei de discretizare și discretizarea planului, alegerea grosimii paletelor, stabilirea coeficientului de obturare, impunerea debitului sau a vitezei debitante, stabilirea încărcării și stivuirea. Acestea sunt explicate pe larg în cele ce urmează.

### 2.2.1.1 Geometria meridiană a rotorului

Geometria în plan meridian este unul dintre cei mai importanți parametri ai proiectării inverse. Domeniul de analiză se construiește în coordonate 2D și trebuie să cuprindă atât domeniul paletat cât și extensiile, aval și amonte. Se impun coordonatele punctelor de la intrare până la ieșire, pe direcția liniilor de curent. În direcție radială se impun coordonatele ce definesc bordul de atac și bordul de fugă.

### 2.2.1.2 Discretizarea domeniului de analiză

Pentru ca proiectarea să se realizeze cât mai ușor iar calculele să fie cât mai exacte, geometria în plan meridian se împarte în celule de discretizare. În zonele de interes mai ridicat, cum ar fi zona bordului de atac sau a bordului de fugă, programul de proiectare inversă dă posibilitatea utilizatorului să aglomereze celulele în acele zone. În Fig. 2. 2 este exemplificat un domeniu de analiză discretizat pentru o turbină.

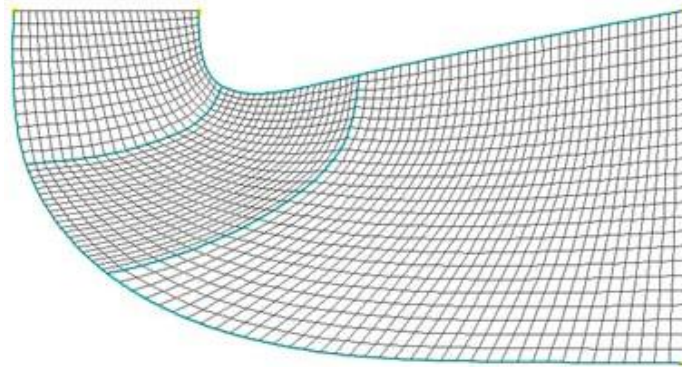


Fig. 2. 2 Conturul meridian discretizat pentru o turbină [120]

### 2.2.1.3 Distribuirea grosimi paletii

Grosimea paletii la turbomașinile hidraulice se subordonează condițiilor de rezistență mecanică. Există posibilitatea impunerii unei grosimi constante, rezultată din calculele mecanice, sau se poate adopta profilarea paletii, prin alegerea unui profil aero-hidro-dinamic și așezarea acestuia pe suprafața schelet a paletii.

Pentru definirea grosimii paletii există 2 variante: în direcție normală și în direcție tangențială (Fig. 2. 3). Algoritmul permite definirea grosimii paletii ca fiind constantă sau variabilă. Tot în această etapă se alege forma bordului de atac și bordului de fuga (rotund sau eliptic). Un bord de atac rotund este bun din punct de vedere hidrodinamic [59] pe când unul tăiat sau eliptic poate să producă desprinderi ale curentului de pe paletă dar și să afecteze rezistența mecanică a paletii [59]. În plus, un bord de atac ascuțit este defavorabil din punct de vedere cavitațional.

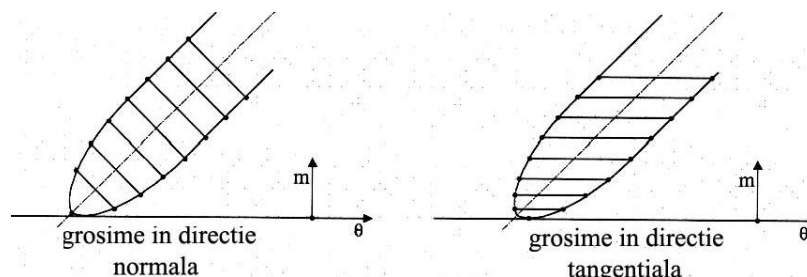


Fig. 2. 3 Definirea tipurilor de grosimi ale paletii [120]

### 2.2.1.4 Factorul de blocare (coeficientul de obstrucție)

Factorul de blocare este raportul dintre viteza meridională medie dată de aria de trecere și viteza meridională medie dată de debitul masic [120].

### 2.2.1.5 Mărimi caracteristice proiectării

Se introduc date referitoare la viteza de rotație, raza de referință, numărul de palete, debitul, presiunea de vaporizare și unghiul de incidență.

Viteza de rotație [min<sup>-1</sup>]. Direcția de rotație se stabilește cu ajutorul regulii mâinii drepte (Fig. 2. 4).

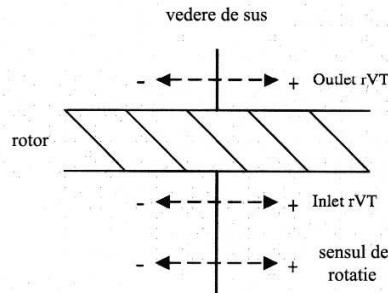


Fig. 2. 4 Direcția de rotație [120]

#### Raza de referință

Pentru impunerea razei de referință există 3 opțiuni:

- pentru rotoarele axiale

$$R_{ref} = \sqrt{\frac{R_{bIN}^2 + R_{pIN}^2}{2}} \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60}$$

- pentru rotoarele radial-axiale

$$R_{ref} = \sqrt{\frac{R_{bOUT}^2 + R_{pOUT}^2}{2}} \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60}$$

- pentru alte cazuri

$$R_{ref} = R_p \Rightarrow V_{ref} = 2 \cdot \pi \cdot R_{ref} \cdot \frac{N}{60}$$

Condițiile la intrare pentru calculul paletii pot fi:

1. dacă se impune intrare normală, condiția de la intrare este viteza axială (debitantă);
2. dacă nu este o intrare normală, se impune variația vitezei pe cele două direcții (axială și radială). Această variație se poate impune ca valoare medie sau printr-un fișier ce conține în fiecare punct, de la butuc la periferie, valorile componentelor vitezei (axială și radială).

### 2.2.1.6 Încărcarea paletii (distribuția momentului cinetic $RV_u$ )

Așa cum s-a mai arătat, pe lângă impunerea geometriei în planul meridian, încărcarea paletii este cea mai importantă etapă în obținerea formei paletii, ceea ce duce implicit la forma rotorului de turbomașină. Hawthorne [44] a dezvoltat o metoda de proiectare inversă pentru cazurile bidimensionale. Metoda a fost extinsă pentru curgerea 3D, incompresibilă de către Borges [17] iar Zangeneh [108] extinde metoda pentru curgerea compresibilă în turbomașini. Conform acestei metode, încărcarea paletii reprezintă propagarea vârtejului de la intrare până la ieșire, de-a lungul liniei de curent în plan meridian.

Încărcarea paletelor derivă din repartiția momentului cinetic de-a lungul liniilor de curent, de la intrare până la ieșire de pe paleta. Derivata momentului cinetic  $\partial(RV_u)/\partial X$  determină repartiția de presiune pe suprafețele paletelor [102]:

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{N} \rho \cdot W_{mbl} \frac{\partial(RV_u)}{\partial X} \quad (2.63)$$

unde:  $N$  este numărul de palete ale rotorului,  $\rho$  este densitatea mediului de lucru,  $W_{mbl}$  este viteza relativă medie de-a lungul paletelor,  $rv_u$  este momentul cinetic.

Grafic, variația legii de încărcare este reprezentată adimensional în funcție de abscisa curbilinie normalizată de-a lungul secțiunii de calcul (Fig. 2. 5). Ea este împărțită pe trei intervale. Primul interval este cuprins între valori ale lui  $x^* \in [0, x_{LE}^*]$ . Pe acest interval legea de încărcare are o variație parabolică. Pentru cel de-al doilea subinterval, unde  $x^* \in [x_{LE}^*, x_{TE}^*]$ , variația legii de încărcare este liniară. Pe ultimul subinterval variația este parabolică  $x^* \in [x_{TE}^*, 1]$ . Condiția de existență a variabilelor este  $0 < x_{LE}^* \leq x_{TE}^* < 1$ .

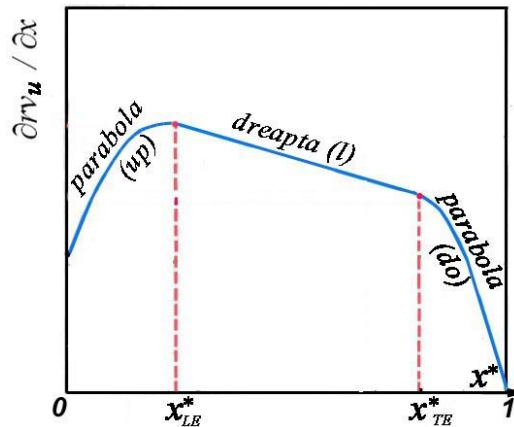


Fig. 2. 5 Legea de încărcare din programul de proiectare inversă

Există mai multe abordări pentru considerarea unei distribuții optime  $RV_u$  pentru o problemă dată. O abordare elementară este de a calcula valoarea  $RV_u$  la intrare și ieșire în plan meridian și de a realiza o interpolare între valorile astfel determinate. Alegerea valorilor  $RV_u$  pentru coroană (butuc) și inel este influențată de următoarele considerații:

- valorile  $RV_u$  pe muchia de intrare și de ieșire se determină din calcul, pornind de la energia specifică și ecuația Euler; valoarea vitezei tangențiale pe muchia de intrare la butuc trebuie să fie mai mică decât viteza periferică a paletelor la inel, pentru a satisface condiția de „incidență optimă”; pe muchia de ieșire, valoarea  $RV_u = 0$ , pentru a reduce pierderile de energie cinetică. Dacă există o rețea amonte (la turbine, aparatul director) trebuie specificată distribuția vârtejului pe rază. La turbine, ținând cont de condițiile concrete de curgere și de maximizarea energiei

transmise, se admite o ieșire fără vârtej ( $RV_U)_{OUT} = 0$ . În absența rețelei de la intrare (cazul pompelor) se consideră  $(RV_U)_{IN} = 0$ .

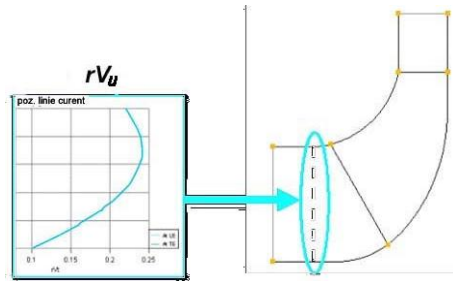


Fig. 2. 6.a Distribuția vârteului la intrare (la pompe) [120]

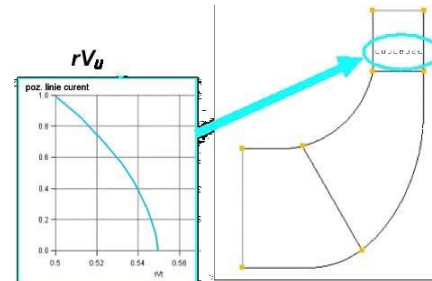


Fig. 2. 6.b Distribuția vârteului de la ieșire (la pompe) [120]

- Derivata momentului cinetic la muchia de ieșire trebuie să se anuleze ( $\partial RV_U / \partial X = 0$ ) pentru a satisface condiția Kutta – Joukowski.
- De variația momentului cinetic pe paletă, depinde și variația presiunii, fiind posibilă scăderea acesteia sub valoarea presiunii de vaporizare, ceea ce înseamnă funcționarea în cavitație, mai mult sau mai puțin dezvoltată; de aceea, stabilirea unei variații optime pentru  $RV_U$  care să satisfacă exigențele energetice, cavitaționale și problemele constructive este un proces iterativ.

Din cele arătate mai sus rezultă că este mai bine să se specifice încărcarea paletei în lungul liniilor de curent, sub forma  $\partial RV_U / \partial X$ , decât variația momentului cinetic  $RV_U = f(x)$ . Programul de proiectare inversă generează un fișier în care sunt oferite valorile derivatei momentului cinetic în fiecare nod al rețelei de discretizare are extensia *ld*. Structura unui astfel de fișier este redată în Fig. 2. 7.

```

NStr
Spn_1      Fact_1
N_1
md_1[1]    th_1[1]
.
.
.
md_1[N_1]  th_1[N_1]
Spn_NStr   Fact_NStr
N_NStr
md_NStr[1] th_NStr[1]
.
.
.
md_NStr[N_NStr] th_NStr[N_NStr]
<###IMPERIAL###>

```

Fig. 2. 7 Structura fișierul legii de încărcare *ld* [120]

Programul de proiectare inversă generează fișierul de încărcare al paletei având în structură cele șase elemente de identificare a încărcării paletei la diferite raze. Aceste elemente sunt:

**NStr** – numărul nodurilor de discretizare în direcție radială; acest număr este legat de alegerea gridului ,

**Spn<sub>i</sub>** – distanța normalizată, de la butuc la periferie, unde se impune încărcarea. Aceasta va lua valori în domeniul [0...1] unde 0 reprezintă linia de grid la butuc iar 1 reprezintă linia de grid de la periferie,

**Fact<sub>i</sub>** – factorul de distribuție a încărcării paletei de-a lungul fiecărei linii de curent, la fiecare rază,

**N<sub>i</sub>** – numărul de noduri în direcția curgerii, în plan meridian. Acest număr este legat de discretizarea aleasă,

**md<sub>i</sub>** – distanța în plan meridian, de la bordul de atac la bordul de fugă normalizată, care ia valori în domeniul [0...1] (0 reprezintă linia de grid la bordul de atac iar 1 reprezintă linia de grid de la bordul de fugă),

**th<sub>i</sub>** – valorile încărcării pentru fiecare linie de grid (i). Întotdeauna această valoare trebuie să fie zero la bordul de fugă pentru satisfacerea condiției Kutta-Jukowski.

### 2.2.1.7 Stivuirea paletei

Impunerea stivuirii se realizează specificându-se unghiul de înfășurare de-a lungul unei linii cuprinse între butuc și periferie. Semnul unghiului de înfășurare trebuie să respecte sensul indicat în Fig. 2. 8. Stivuirea se poate alege pornind de la bordul de atac, de la bordul de fugă sau în orice zonă cuprinsă între bordul de atac și bordul de fugă. În lipsa unei specificări anume, codul de proiectare stabilește implicit modul de stivuire. Este important de subliniat că forma finală a paletei rotorice depinde și de modul de stivuire.

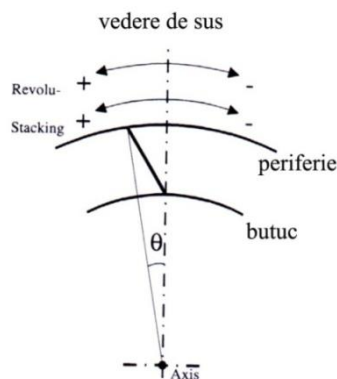


Fig. 2. 8 Sensul unghiului de înfășurare [120]

### 2.2.1.8 Postprocesarea

Programul permite vizualizarea paletei în timpul iterațiilor. Dacă încărcarea a fost greșit stabilită, problema nu converge. În Fig. 2. 9 este arătată fereastra în care se vizualizează procesul de constituire al paletei și o imagine 3D a paletei obținute, iar în Fig. 2. 10 este reprezentat un rotor de turbomașină proiectat cu metoda inversă.

Programul de proiectare inversă permite analiza câmpului hidrodinamic (vitezele și presiunile) pentru fiecare linie de curent precum și performanțele rotorului proiectat (puterea hidraulică, energia transmisă fluidului sau absorbită de la fluid etc). În Fig. 2. 11 este reprezentată distribuția de presiuni pe paleta unui rotor de turbomașină, pentru zona limitrofă butucului și periferiei.

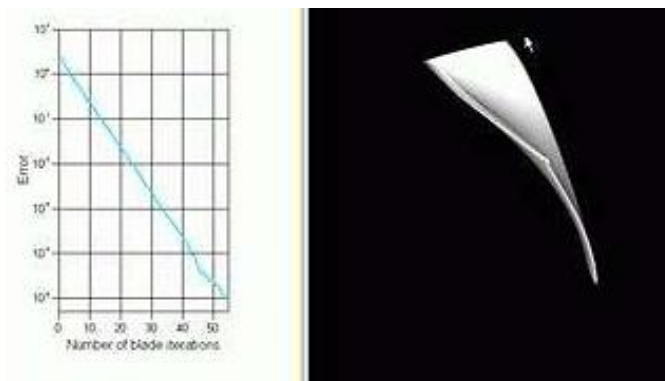


Fig. 2. 9 Fereastra de convergența afișată de programul de proiectare inversă vs. paleta de turbomașină rezultată în urma calculului [120]

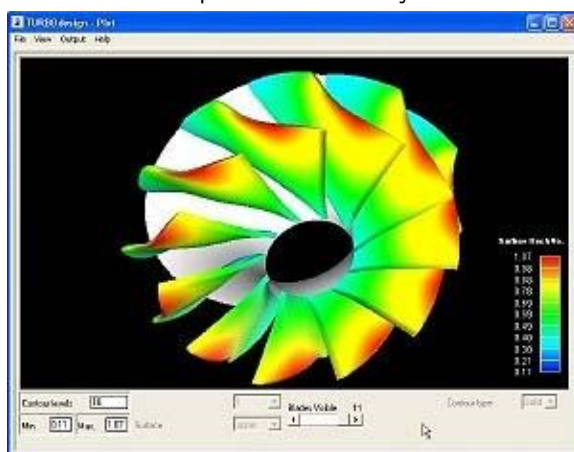


Fig. 2. 10 Rotor de turbomașină [120]

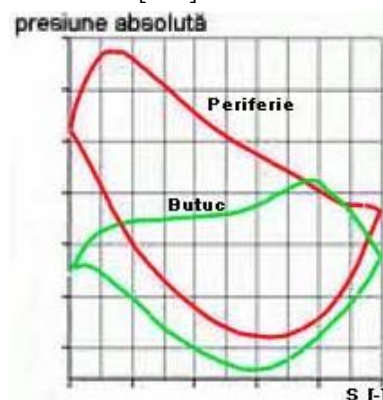


Fig. 2. 11 Repartiția de presiune în zona butucului și periferiei [120]

## 2.3 Analiza curgerii și evaluarea performanțelor cavitaționale

Analiza funcționării unui sistem hidraulic sau a unei mașini se realizează, de obicei prin investigații experimentale, pe modele fizice construite în conformitate cu legile similitudinii hidrodinamice. Realizarea unui număr mare de modele și apoi investigarea experimentală a acestora presupune costuri ridicate și perioade lungi de lucru. Avansul tehnologic al calculatoarelor a permis trecerea la investigațiile de natură teoretică [63], bazate pe rezolvarea numerică a ecuațiilor de curgere în frontierele unei mașini. O nouă direcție de cercetare, apărută în ultimii 30-40 de ani, **Computational Fluid Dynamics** (CFD), permite modelarea numerică a curgerii fluidelor.

În acest domeniu se utilizează, printre altele, conceptul de aproximare directă [63] care se referă la aproximarea numerică a unui set de ecuații care reflectă comportarea fizică a unui sistem. Considerarea în modelul matematic a cât

mai multor fenomene fizice care apar în funcționare, va conduce ca rezultatele obținute pe această cale să se apropie cât mai mult de fenomenul real.

Desigur că interpretarea corectă a rezultatelor, pe baza vizualizării unor distribuții de mărimi caracteristice, sau pe baza unor diagrame semnificative, este la fel de importantă ca și folosirea corectă a unui soft adecvat mașinilor și proceselor de lucru analizate.

Curgerea prin rotor a cărui geometrie a fost obținută cu metoda inversă de proiectare este supusă analizei numerice în toate lucrările științifice ce folosesc această metodă. Pentru exemplificare se prezintă studiile efectuate de K. Ashihara și A. Goto [8] care analizează numeric efectele încărcării paletei asupra performanțelor unei turbomașini și evidențiază câmpul de viteze și de presiuni pe paletele rotorului (cazul analizat este al unui impulsor). Autorii dau recomandări privind realizarea rețelei de discretizare. Astfel, se arată că o analiză CFD pentru o paletă de impulsor cu un unghi mic la intrare, comparativ cu alte turbomașini, pot să apară celule deformate dacă acestea sunt de tip H. Se mai arată că pentru obținerea performanțelor impulsorului, înălțimea de pompare și presiunea minimă pe paletă, o discretizare cu mai puțin de 100 000 de elemente conduce la erori de 3%.

O mărime importantă pentru studiul performanțelor turbomașinilor este coeficientul de presiune care se calculează conform relației:

$$C_p = \frac{p - p_{IN}}{\rho V_{ref}^2 / 2} \quad (2.64)$$

unde  $V_{ref}$  este viteza periferică de la ieșire din impulsor,  $V_{ref} = \omega \cdot R_{ref}$ . În Fig. 2.12 se oferă, variația coeficientului de presiune statică de-a lungul paletei, la periferie, pentru trei variante de paletă de impulsor, obținute prin modelarea numerică a curgerii.

Pentru impulsorul (1) se constată o încărcare mare a paletei în zona de intrare (LE), urmată de o încărcare mică, aproape inexistentă spre bordul de fugă (TE) al paletei. Presiunea de pe extradadosul paletei are o cădere semnificativă în vecinătatea muchiei de intrare, și o creștere rapidă spre jumătatea paletei. Este de așteptat apariția cavitației în vecinătatea muchiei de intrare pe extradadosul paletei.

Pentru cazul (2) distribuția de presiuni indică o încărcare distribuită de-a lungul paletei, de la intrare către ieșire. De asemenea se observă realizarea incidenței nule la muchia de intrare. Presiunea statică de pe extradadosul paletei, la intrare este mai mare la acest caz față de primul caz și crește gradual spre ieșire. Este posibilă apariția cavitației în prima parte a paletei dar cu o probabilitate mult mai redusă decât pentru cazul (1).

Estimarea apariției cavitației pe fața cu presiune redusă a paletei (extradosul paletei) numai pe baza distribuției presiunii statice este utilă pentru a aprecia performanțele de aspirație ale impulsorului și pompei.

Un cod specializat de analiză numerică a curgerii este programul FLUENT. Acesta va fi folosit în această lucrare la analizele numerice ale curgerii pentru variantele de rotoare de turbomașină proiectate cu metoda inversă. Etapele principale care trebuie parcurse sunt:

- Definirea domeniului de analiză, cu extensiile aferente amonte și aval
- Discretizarea domeniului
- Extragerea paletei din domeniul discretizat
- Stabilirea condițiilor la limită: la intrare, pe pereții solizi fixi și rotitori și la ieșire
- Stabilirea numărului de iterații
- Rularea programului
- Vizualizarea rezultatelor



- Interpretarea rezultatelor

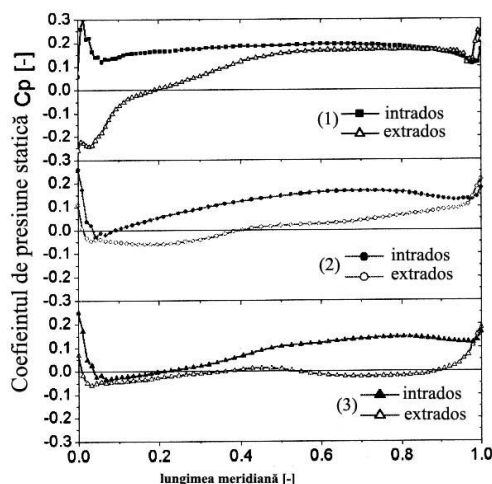


Fig. 2. 12 Variația coeficientului de presiune obținut prin modelare numerică [8]

## 2.4 Concluzii privind metodologia de proiectare inversă și analiza numerică

Proiectarea unui rotor de turbomașină cu un soft specializat și analiza numerică a curgerii prin acesta constituie etape obligatorii la nivelul actual al dezvoltării tehnicilor de proiectare. Utilizarea metodei inverse de proiectare este mai apropiată de fenomenul fizic al transferului energetic.

Rezultatele obținute pe baza analizei numerice oferă informații valoroase pentru modificarea unor parametri din softul de proiectare, în scopul obținerii unor deziderate necesare funcționării optime a mașinii.

Vizualizarea rezultatelor în urma analizei numerice cu softuri specializate precum și interpretarea acestora este importantă. Interpretarea rezultatelor ajută la stabilirea performanțelor turbomașinilor, compararea cu obiectivele stabilite, reluarea calculelor de proiectare și analiză până când obiectivele sunt atinse.

Conform [63], algoritmul acceptat astăzi, abordat pentru rezolvarea unor probleme ingineresti este: *proiectarea directă sau inversă a mașinii* → *analiza fenomenului fizic* → *stabilirea unui model matematic corespunzător* → *stabilirea unui algoritm pentru analiza numerică* → *obținerea și analiza soluției numerice* → *revenirea la proiectare pentru optimizare* → *validarea experimentală*.

Prin utilizarea în tandem a metodelor de proiectare inversă și a celor de analiză numerică se creează premisele optimizării proiectării, pe baza unuia sau mai multor criterii necesare unui anumit tip de funcționare al mașinii.

## 3 STUDIUL DE CAZ - PROIECTAREA CU METODA INVERSĂ ȘI ANALIZA CURGERII PENTRU UN ROTOR IMPULSOR

### 3.1 Aspecte generale

Impulsoarele sunt folosite pe lângă pompele motoarelor de rachete, la pompele de alimentare cu apă și la pompele de irigații. Îmbunătățirea funcționării pompelor centrifuge, prin montarea acestui rotor premergător, a condus la ideea utilizării unui impulsor pentru pompa de acumulare, cu dublu flux, montată în SP Jidoaia. Problemele majore de funcționare ale acestei pompe s-au manifestat prin dezvoltarea fenomenului de cavitație la intrare în rotor, care a condus la ruperea palatelor în zona de intrare. Soluția constructivă a acestei pompe este prezentată în Fig. 3.1 remarcându-se prezența unei camere de aspirație cotite, străbătută de arborele pompei.



Fig. 3. 1 Pompa de acumulare din SP Jidoaia (stânga) și rotorul de pompă erodat (dreapta)

Analiza numerică a câmpului hidrodinamic de la ieșire din camera de aspirație cotită a evidențiat neuniformități pronunțate în special pentru componenta tangențială a vitezei [34]. În Fig. 3. 2 este redată această distribuție pentru debitul nominal de funcționare.

Reprezentarea variației circumferențiale a unghiului curgerii relative  $\beta = 90^\circ - \arctg \frac{U - V_u}{V_m}$ , în vecinătatea butucului (10% față de arbore), în zona mediană (50% față de arbore) și în zona de la periferie (90% față de arbore) este arătată în Fig. 3. 3 [34]. Acest unghi este definit în funcție de componentele triunghiului de viteze de la intrare în pompă Fig. 1. 1. Se observă o variație mare a valorii unghiului curgerii relative de până la  $15^\circ$  în special în zona de la periferie.

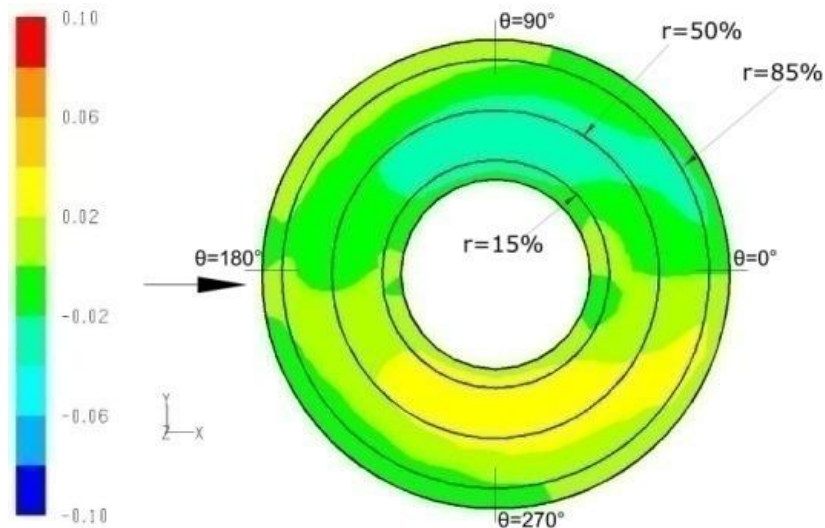


Fig. 3. 2 Distribuția componentei tangențiale a vitezei absolute pe suprafața de la ieșire din camera de aspirație cotită, la debitul nominal de funcționare  $Q_{nom}$  [34]

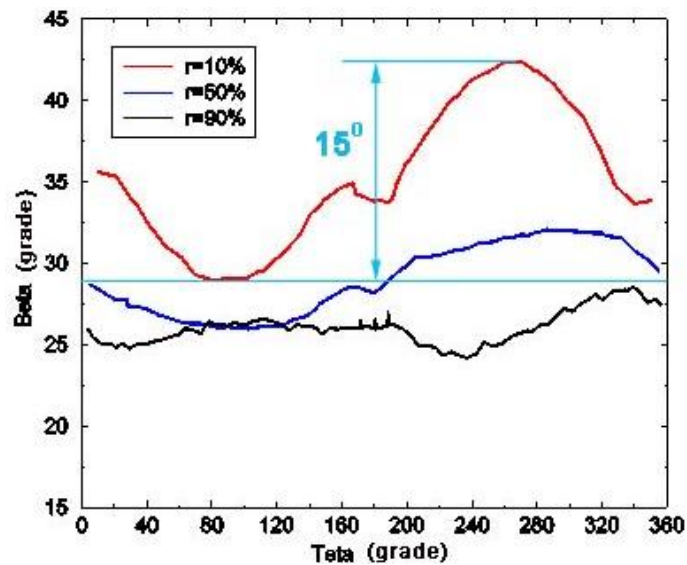


Fig. 3. 3 Variația circumferențială a unghiului curgerii relative în secțiunea de intrare în rotorul centrifug, pentru  $Q_{nom}$  [34]

De asemenea, investigarea numerică a câmpului de presiuni de la intrare în rotorul centrifug relevă existența unor zone cu presiuni scăzute favorabile apariției și dezvoltării fenomenului de cavitație [35]. În Fig. 3. 4 este reprezentată distribuția de presiuni pentru debitul nominal de funcționare  $Q_{nom}$  [35].

Pe baza constatărilor de mai sus se pot concluziona următoarele:

1. existența unui curent neuniform circumferențial la intrarea în rotor, cauzat de câmpul de viteze de la ieșire din camera de aspirație cotită și de prezența arborelui, pentru o gamă largă de debite;

2. existența, la intrarea în rotorul centrifug a unei incidențe nefavorabile a curentului. Aceasta variază pe parcursul unei rotații și provoacă desprinderi, pentru toată gama de debite analizată [31];
3. apariția și dezvoltarea excesivă a fenomenului de cavitație, din cauza presiunilor scăzute din zonele de desprindere, imediat după angajarea curentului pe pelete.

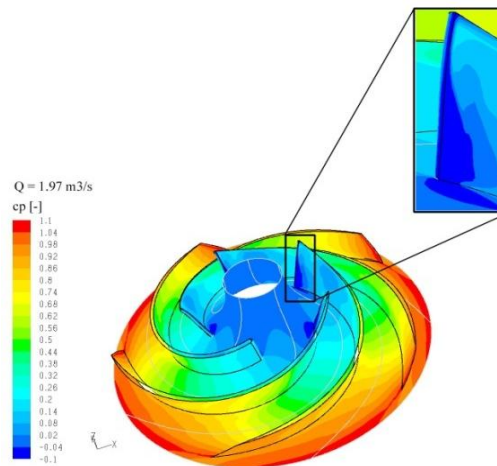


Fig. 3. 4 Distribuția de presiuni în rotorul pompei de la SP Jidoaia pentru  $Q_{nom}$  [35]

Soluția implementării unui impulsor urmărește rezolvarea următoarelor probleme:

1. uniformizarea curentului de la intrare în rotor, pentru a anula efectele cotului și a arborelui asupra curgerii,
2. corectarea incidențelor nepotrivite la intrare în paletajul rotorului centrifug,
3. creșterea presiunii statice la intrarea în rotorul centrifug, pentru ca fenomenul de cavitație să se dezvolte numai până la limita tolerată tehnic.

## 3.2 Date de proiectare

### 3.2.1 Date geometrice

Construcția mecanică a pompei din dotarea SP Jidoaia, are diametrul de intrare în rotor de 590 mm, ceea ce corespunde diametrului exterior pentru un impulsor. Studiile experimentale asupra funcționării pompei din SP Jidoaia s-au efectuat pe un model la scara de 1:5,7. Impulsorul proiectat, în acest caz, va fi pentru rotorul model a cărui rază de la periferie este egală cu raza de la intrare în rotorul model ( $R_p = 51.5mm$ ). Raza de la butuc a impulsorului este de  $R_b = 20mm$ .

Din analiza traseului hidraulic al pompei industriale a rezultat limitarea lungimii impulsorului model la  $L=50$  mm. Aceasta conduce la proiectarea unui impulsor foarte scurt  $L/D_p=0.48$ . Literatura de specialitate face precizări referitoare la acest raport. În lucrările [8] și [46] se proiectează rotoare de impulsionare ce au raportul  $L/D_p=0.75$  iar în [14] acest raport este 1.

### 3.2.2 Parametri funcționali

Poziția rotorului impulsor fiind în serie cu cel centrifug, apare ca și consecință firească ca debitul de proiectare al impulsorului să fie egal cu debitul nominal al rotorului centrifug. Ashihara și Goto [12], pe baza unor studii ample privind optimizarea proiectării impulsoarelor, recomandă ca debitul de proiectare al impulsorului să fie ales la o valoare mai mare decât cel al rotorului centrifug, cu 20 – 25%. În consecință, debitul de proiectare al impulsorului model va fi de  $Q_{pr}=1,2Q_{nom}=40,2$  l/s. Turația considerată la proiectarea impulsorului model este egală cu turația de funcționare a rotorului model,  $n = 2900$  rpm.

### 3.3 Etapele de proiectare

Etapele de proiectare au fost descrise în Capitolul II. Pentru cazul test (impulsorul model) etapele sunt detaliate în cele ce urmează.

#### 3.3.1 Geometria rotorului de impulsor

Prima etapă a programului de proiectare inversă necesită stabilirea geometriei domeniului impulsorului în plan meridian, precizându-se limitele amonte și aval ale domeniului de proiectare extins, coordonatele punctelor de pe bordul de atac și de pe bordul de fugă ale paletelor de impulsor. După definirea domeniului se alege rețeaua de discretizare. În Fig. 3. 5 este reprezentat domeniul de analiză cu extensiile amonte și aval de paleta impulsorului.

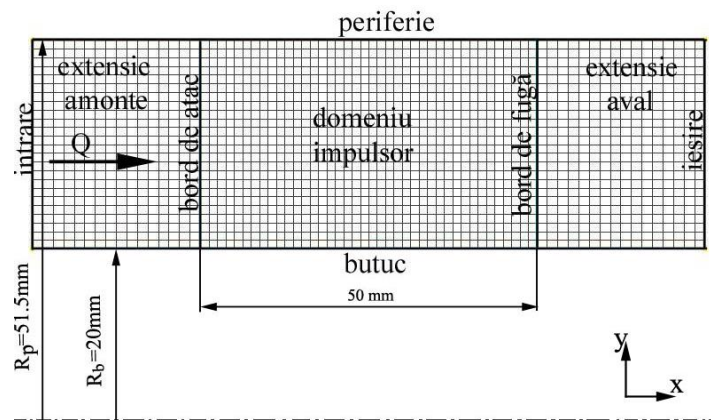


Fig. 3. 5 Planul meridian discretizat al impulsorului caz test

#### 3.3.2 Numărul de palete și grosimea paletelor

Grosimea paletelor s-a ales în funcție de grosimea paletelor rotorului de pompă dar și ținând cont de gradul de obstrucție al curentului la intrare în impulsor. În consecință, grosimea este stabilită ca fiind de 3 mm. Impulsoarele sunt proiectate în general cu un număr de palete cuprins între 2-5. Impulsorul proiectat pentru modelul rotorului pompei din SP Jidoaia, va avea 3 palete. Forma geometrică a bordului de atac (LE) este rotunjită.

### 3.3.3 Stivuirea paletelor

În conformitate cu recomandările din Capitolul 2, stivuirea la rotoarele axiale se stabilește spre bordul de fugă (TE). În cazul impulsorului test, stivuirea a fost stabilită la 10 % față de TE.

### 3.3.4 Fluidul de lucru

Fluidul de lucru ales este apa, iar densitatea acesteia se stabilește în funcție de temperatura de lucru. Pentru stațiunea de laborator, temperatura medie a apei din circuitul interior este de 20°C, ceea ce conduce la o densitate de 998.2 kg/m<sup>3</sup>.

### 3.3.5 Încărcarea paletelor

Alături de geometria în plan meridian, încărcarea paletelor reprezintă cel mai important parametru al proiectării.

Pentru reprezentarea grafică a legii de încărcare este necesară adimensionalizarea mărimilor ce intră în componența ei dar și normalizarea lungimii paletelor. Lungimile se adimensionalizează cu raza maximă de la intrare în rotorul impulsorului  $R_{ref}$  (3. 1)

$$r = \frac{R}{R_{ref}}; x = \frac{L}{R_{ref}} [-] \quad (3. 1)$$

unde  $L = X_{TE} - X_{LE}$

Componența tangențială a vitezei absolute,  $V_u$ , se adimensionalizează cu viteza tangențială periferică,  $V_{ref} = \omega \cdot R_{ref}$ . Având în vedere cele de mai sus, derivata momentului cinetic se poate scrie sub următoarea formă adimensională

$$\frac{\partial(RV_u)}{\partial X} = \frac{\partial\left(\frac{RV_u}{R_{ref}V_{ref}}\right)}{\partial\left(\frac{L}{R_{ref}}\right)} \cdot V_{ref} = \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \cdot V_{ref} [m / s]. \quad (3. 2)$$

Programul de proiectare inversă afișează grafic forma legii de încărcare, adimensionalizată, în funcție de lungimea normalizată a paletelor în plan meridian. Variația derivatei momentului cinetic ( $rv_u$ ) se stabilește de la butuc la periferie și de la bordul de atac (LE) la bordul de fugă (TE). Încărcarea paletelor la LE poate să fie nulă sau o valoare pozitivă diferită de zero. La TE încărcarea trebuie să satisfacă condiția Kutta – Joukowski (derivata momentului cinetic la TE trebuie să fie nulă). În Fig. 3. 6 este reprezentată forma legii de încărcare a paletelor impulsorului test pentru două linii de grid (pentru butuc și pentru periferie).

Analiza rezultatelor se va face pentru trei secțiuni: în zona butucului, la o distanță egală cu 10% din anvergura paletelor ( $R=23.8\text{mm}$ ) notată cu  $S_B$ , pe secțiunea din mijlocul paletelor ( $R=35\text{mm}$ ) notată cu  $S_M$  și în zona de la periferia paletelor ( $R=48\text{mm}$ ) notată cu  $S_P$ .

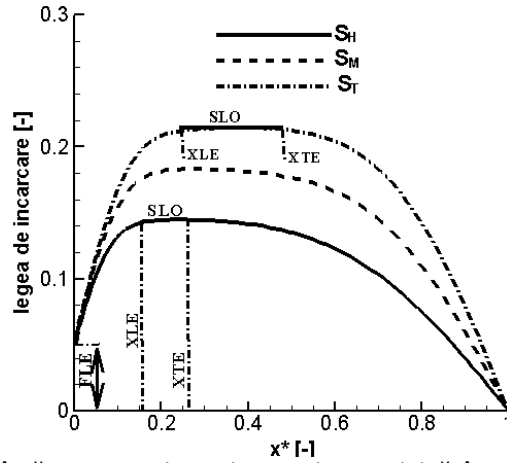


Fig. 3. 6 Legea de încărcare a paletii de impulsor stabilită în programul de proiectare inversă pe trei secțiuni

După cum se observă, forma legii de încărcare nu pornește din zero, paleta fiind încărcată la LE. Încărcarea paletii pe LE va conduce fizic la o torsionare mai mică a paletii de impulsor în zona limitrofă intrării, ceea ce contribuie la evitarea desprinderilor imediat după angajarea curentului pe paletă. Referitor la încărcarea în direcție longitudinală, cercetătorii japonezi, în lucrările lor [8], [12] și [13], sugerează o încărcare mai mare spre LE, în cazul rotoarelor axiale.

Integrala ecuației (3. 2) este egală cu diferența de moment cinetic dintre ieșire și intrare, pe paleta impulsorului, conform ecuației lui Euler. Integrând funcția de încărcare se obține suprafața de sub curbă echivalentă cu valoarea momentului cinetic transmis de paletă fluidului

$$\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx^* = \underbrace{\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx}_{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}} \cdot \frac{dx^*}{dx} = \frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}} \quad (3. 3)$$

$$\text{unde } x^* = \frac{x}{x_{TE} - x_{LE}}; \frac{dx^*}{dx} = \frac{1}{x_{TE} - x_{LE}}$$

Pentru calculul integralei (3. 3) se folosește metoda trapezelor:

$$\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx^* \cong \sum_{i=2}^{NLE2TE} \frac{\left[ \left( \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \right)_{i-1} + \left( \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} \right)_i \right] \cdot (x_i^* - x_{i-1}^*)}{2} \quad (3. 4)$$

Reprezentarea variației momentului cinetic de la intrare pâna la ieșire de pe paletă, pentru butuc și periferie, este afișată în Fig. 3. 7

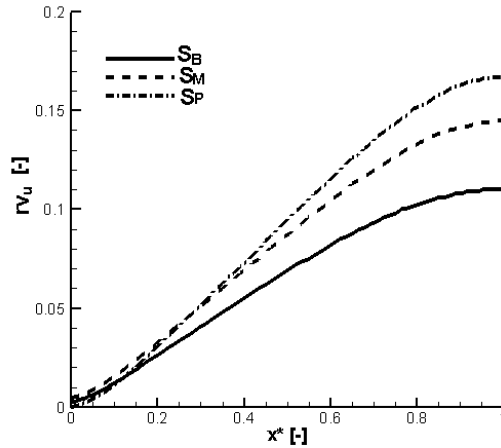


Fig. 3. 7 Variația lui  $rv_y$  (integrala legii de încărcare) pentru trei secțiuni ale paletii de impulsor

Pe lângă stabilirea în direcția curgerii a formei legii de încărcare, programul de proiectare inversă permite stabilirea variației momentului cinetic în direcția anvergurii (radială) paletii de impulsor, Fig. 3. 8. La LE, în ipoteza intrării normale a curentului, valoarea momentului cinetic este nulă (linia întreruptă). La TE se alege o variație parabolică a momentului cinetic, cu valori mai mici la butuc și mai mari la periferie, care sunt extrase din analizele realizate pentru a crea o incidență bună pe paleta rotorului de pompă centrifugă (linia continuă).

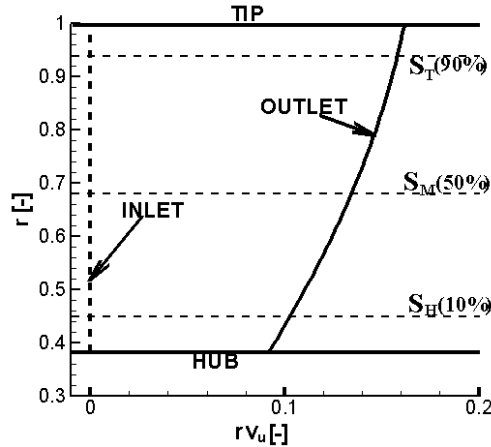


Fig. 3. 8 Variația lui  $rv_y$  în direcție radială a paletii de impulsor

### 3.3.6 Proiectarea paletii

În programul de proiectare inversă vârtejurile depind de forma paletii și paleta depinde de câmpul de viteze [119]. În aceste condiții calculul formei paletii este iterativ. Se pornește de la: geometria meridiană, condițiile cinematice de la intrare și ieșire (triunghiurile de viteze), distribuția momentului cinetic  $rv_u$  și a



condițiilor de împachetare ale paletii. În Fig. 3. 9 este reprezentată geometria paletii obținută cu programul de proiectare inversă. Impulsorul cu trei palete rezultat în urma proiectării cu metoda inversă este reprezentat în Fig. 3. 10.



Fig. 3. 9 Forma paletii de impulsor obținută în timpul rularilor



Fig. 3. 10 Impulsorul 3D, obținut în urma proiectării cu metoda inversă

### 3.3.7 Analiza geometriei paletii

În urma calculelor iterative se obține o paletă care este rezultatul stivuirii mai multor profile. Pentru exemplificare în Fig. 3. 11 sunt arătate profilele paletii de impulsor la două raze. Se observă stivuirea paletii stabilită la 90% față de LE. Profilele paletii s-au reprezentat calculând coordonatele punctelor de pe fețele fiecărui profil al paletii (pentru extradados și intrados) și luând în calcul și grosimea paletii în direcție normală.

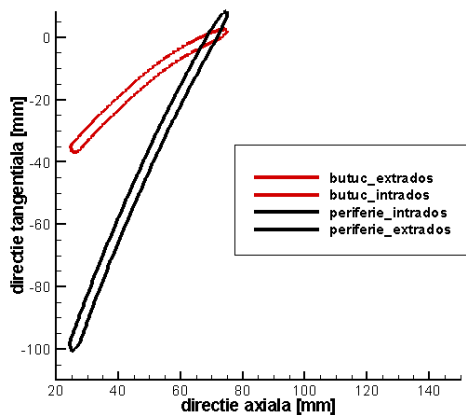


Fig. 3. 11 Profilele de paletă de impulsor pentru:  $r=20$  mm (linia de culoare roșie) și pentru  $r = 51,5$  mm (linia de culoare neagră)

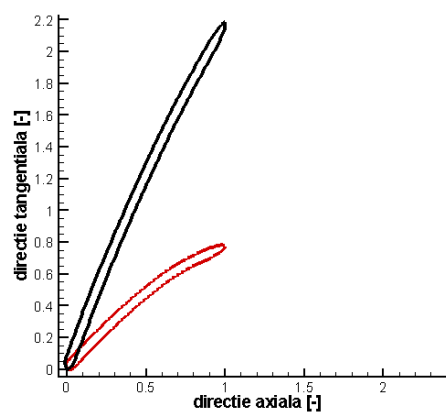


Fig. 3. 12 Reprezentarea profilelor de la butuc ( $R = 20$ mm linia de culoare roșie) și periferie ( $R = 51.5$  mm linia de culoare neagră) a paletii de impulsor în coordonate adimensionale

Pentru programul de calcul a rețelelor de profile subțiri ce urmează a fi utilizat în Capitolul 5 este necesară reprezentarea adimensională a profilelor. În

acest sens coordonatele pe direcție axială și tangențială au fost divizate cu lungimea impulsorului  $L = 50$  mm.

$$x^* = \frac{X_{curent} - X_{LE}}{X_{TE} - X_{LE}} = \frac{X_{curent} - X_{LE}}{L} [-] \text{ (abscisa adimensională în direcție axială)}$$

$$y = \frac{Y_{curent} - Y_{LE}}{L} [-] \text{ (ordonata adimensională în direcție tangențială)}$$

În Fig. 3. 12 sunt reprezentate cele două profile ale paletii de impulsor care au fost translatare și scalate în origine.

Calculul grosimii paletii de impulsor

În direcție tangențială grosimea paletii se poate calcula astfel:

$$\delta_y = R \cdot \Delta\varphi [\text{mm}] \quad (3.5)$$

unde  $\delta_y$  este grosimea paletii în direcție tangențială,  $R$  este raza curentă iar  $\Delta\varphi$  este diferența de unghi polar dintre extradosul și intradosul fiecărui punct de pe aceeași linie de grid în direcție axială.

Calculul grosimii paletii în direcție normală este bazat pe relația

$$\delta = \frac{R \cdot \Delta\varphi}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta_s}} [\text{mm}]. \quad (3.6)$$

unde  $\delta$  este grosimea în direcție normală iar  $\beta_s$  determinat cu relația (3.7) este unghiul scheletului paletii. Valorile unghiurilor  $\varphi$  sunt date de programul de proiectare inversă (fișierul "\*.geo") din programul de proiectare inversă.

$$(\tan \beta_s)_n = \frac{\frac{R(\varphi_{(n+1)e} + \varphi_{(n+1)i})}{2} - \frac{R(\varphi_{(n-1)e} + \varphi_{(n-1)i})}{2}}{(x_{n+1} - x_{n-1})} \quad (3.7)$$

Variația grosimii paletii în direcție normală este reprezentată în Fig. 3. 13 pentru profilul de la butuc și de la periferie. Suprapunerea celor două grosimi se datorează selectării în programul de proiectare inversă a opțiunii de *grosime constantă*.

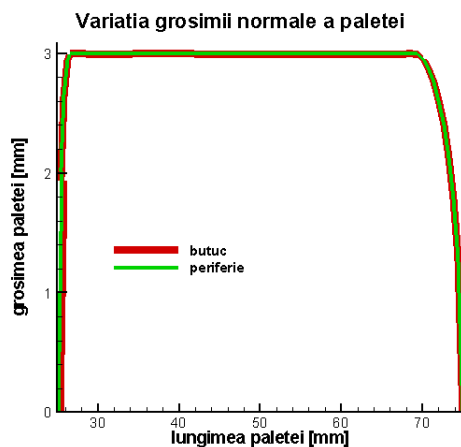


Fig. 3. 13 Variația grosimii paletii în direcție normală, pentru două profile de paletă: la butuc și la periferie

### 3.3.8 Rezultatele câmpului hidrodinamic

Pentru analiza câmpului hidrodinamic, programul de proiectare inversă oferă date referitoare la componentele vitezei precum și valorile presiunilor statice pe intradosul și extradadosul paletelor de impulsor. Utilizând valorile presiunii se poate reprezenta variația coeficientului de presiune (Fig. 3. 14), definit de ecuația (2. 64).

Presiunea statică de la intrare în domeniul de analiză  $p_{IN}$  precum și presiunea statică curentă pe suprafețele paletelor  $p$  sunt citite din fișierele generate de program (fișierul "\*.out"). Viteza de referință  $V_{ref}$  este calculată ca o viteză periferică dată de forța centrifugă și este definită de relația  $V_{ref} = \omega R_{ref}$ , unde  $R_{ref}$  este raza de referință de la intrare în impulsor  $R_{ref} = 51.5mm$ .

Din reprezentarea variației coeficientului de presiune, Fig. 3. 14, se poate observa că paleta este mai puțin încărcată la butuc și mai mult la periferie. Cantitativ, energia care se transferă fluidului este mai mare spre periferie cu aproximativ 35% decât la butuc.

Din rezultatele analizei numerice a programului de proiectare inversă rezultă că puterea hidraulică este de 1.3626kW iar înălțimea de pompare la proiectare este de 3,48m.

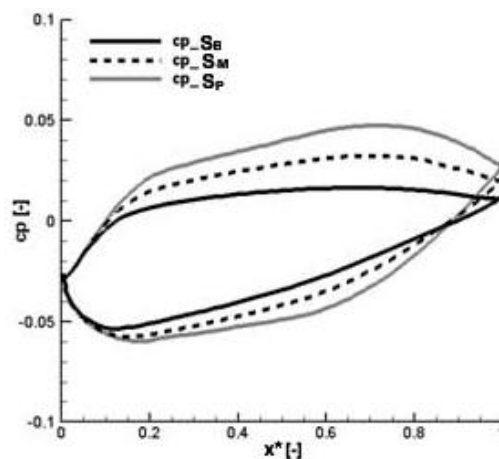


Fig. 3. 14 Variația coeficientului de presiune rezultată din programul de proiectare inversă, pe paleta impulsorului reprezentată pentru cele trei secțiuni ale paletelor de impulsorul-studiu de caz

## 3.4 Analiza numerică a curgerii 3D a impulsorului

### 3.4.1 Domeniul 3D de analiză al impulsorului

Proiectarea Q3D cu metoda inversă a rotorului de impulsor se realizează în condițiile fluidului nevâscos. Pentru ca rezultatele să fie cât mai apropiate de fenomenul real, această soluție s-a analizat 3D, luând în calcul și vâscozitatea. Softul utilizat pentru analiza numerică este FLUENT [122], iar pentru construirea domeniului de analiză în GAMBIT [124] este folosită paleta obținută cu programul de proiectare inversă. Pentru că există condiția de periodicitate, se va analiza un singur canal interpaletar ce are în mijloc paleta, Fig. 3. 15. Pentru uniformizarea curentului, domeniul de analiză se extinde amonte și aval Fig. 3. 16.

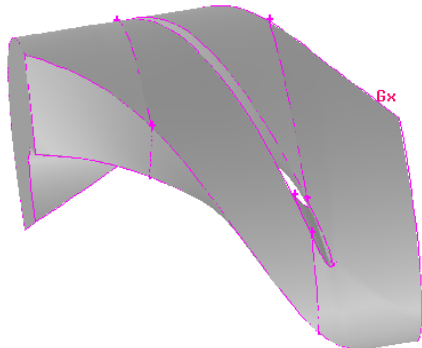


Fig. 3. 15 Domeniul de analiză 3D al impulsorului model

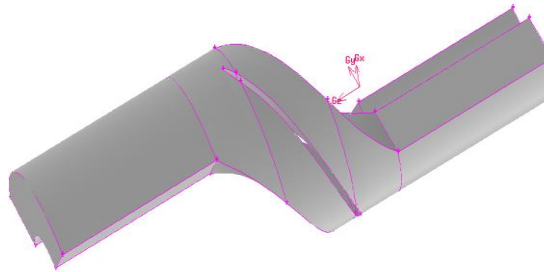


Fig. 3. 16 Domeniul de analiză 3D extins

Frontierele domeniului Fig. 3. 17 și discretizarea se realizează de asemenea în GAMBIT. Rețeaua de elemente finite (Fig. 3. 18) folosită pentru discretizarea domeniului de analiză este alcătuită din 510000 celule cu grad mic de torsionare.

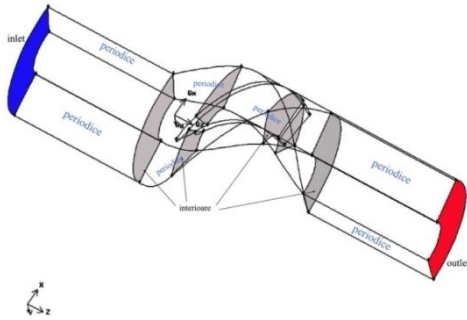


Fig. 3. 17 Definierea frontierelor domeniului de analiză

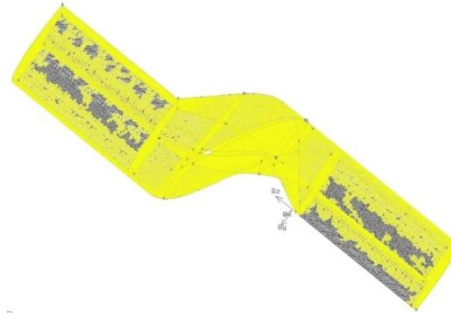


Fig. 3. 18 Domeniul de analiză discretizat

### 3.4.2 Condiții pe frontieră

Definirea problemelor de curgere presupune impunerea anumitor condiții pe fiecare frontieră care alcătuiește domeniul.

Pe suprafața de intrare în domeniul de analiză al impulsorului s-a impus o viteză constantă și normală la suprafață, cu ajutorul condiției denumită *velocity inlet* [122]. Impunerea vitezei constante și uniforme pe secțiunea de intrare în rotor prezintă o ipoteză simplificatoare necesară pentru curgerea staționară. Viteza s-a calculat din condiția de debit:

$$v_{IN} = \frac{Q}{S_{IN}} [m/s] \quad (3.8)$$

unde  $S_{IN}$  reprezintă aria suprafeței de la intrare în domeniul rotorului de impulsor iar  $Q$  reprezintă debitul de funcționare al impulsorului.

Pentru suprafața de ieșire din domeniul de analiză s-a impus condiția la limită de presiune constantă (denumită *pressure outlet*, [122]).

Pe suprafețele solide, neperiodice, ale domeniului de calcul s-a impus anularea vitezei relative, condiție denumită *wall* [122]. Suprafețele periodice ale canalului interpaletar al rotorului de impulsor s-au considerat că sunt suprafețe periodice de rotație și s-a impus periodicitatea presiunii și a vitezei [122]:

$$p(r, \theta, z) = p\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.9)$$

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.10)$$

unde  $n_p$  reprezintă numărul de palete rotorice, număr egal în acest caz cu 3.

Pentru domeniul de analiză al rotorului de impulsor se alege fluidul de lucru ca fiind apa. Se specifică poziția axei de rotație și turația cu care se rotește rotorul impulsorului,  $n = 2900$  rpm. În Fig. 3. 17 este prezentat domeniul de analiză 3D al rotorului de impulsor cu condițiile la limită indicate pe fiecare suprafață.

### 3.5 Compararea curgerii Q3D - 3D

#### 3.5.1 Mărimile caracteristice ale impulsorului

Din analiza numerică au rezultat puterea hidraulică, puterea mecanică și înălțimea de pompare. În Tab. 3. 1 sunt date valorile mărimilor globale ce au fost calculate pe baza analizei numerice atât pentru fluidul ideal cât și pentru mișcarea turbulentă a fluidului vâscos.

| Tab. 3. 1 Mărimile globale ale impulsorului model pentru cele doua cazuri analizate |       |         |         |
|---|-------|---------|---------|
|   | H [m] | Ph [kW] | Pm [kW] |
| Cazul fluidului nevâscos  | 2,84  | 1,11203 | 1,182   |
| Cazul fluidului vâscos  | 2,60  | 1,018   | 1,2     |

Pierderile prin frecare luate în considerare la analiza curgerii vâscoase sunt evidențiate prin scăderea înălțimii de pompare.

În ceea ce privește structura curentului de la intrare către ieșire, din Fig. 3.19. rezultă realizarea echilibrului radial și o bună apropiere a distribuțiilor vitezelor radiale și tangențiale obținută prin cele trei metode de analiză (proiectarea inversă Q3D, nevâscos 3D, vâscos 3D). Utilizarea unor ipoteze diferite de calcul, explică diferențele de distribuție longitudinală a vitezelor.

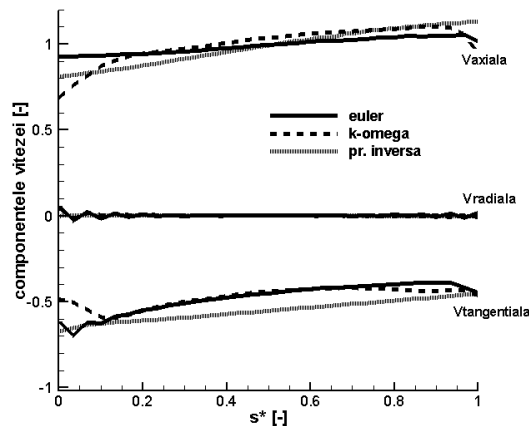


Fig. 3. 19 Compararea componentelor vitezei la ieșire de pe paleta de impulsor pentru cele 3 situații: Q3D (proiectare inversă), 3D-nevâscos(Euler) și 3D-vâscos(k-omega)

### 3.5.2 Repartiția presiunii pe paleta de impulsor

Pentru a determina comportarea la cavitație a impulsorului proiectat, s-a calculat și s-a reprezentat variația presiunii statice pe suprafețele paletelor de impulsor. Pentru calculul coeficientului de presiune a fost folosită relația (2. 64). Repartiția coeficientului de presiune în zona butucului  $S_B$  este redată în Fig. 3. 20 iar repartiția coeficientului de presiune pentru secțiunea în zona de la periferie  $S_P$  este reprezentată în Fig. 3. 21.

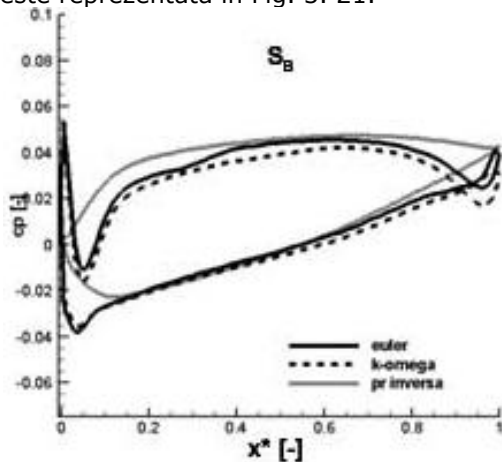


Fig. 3. 20 Variația coeficientului de presiune în zona butucului  $S_B$

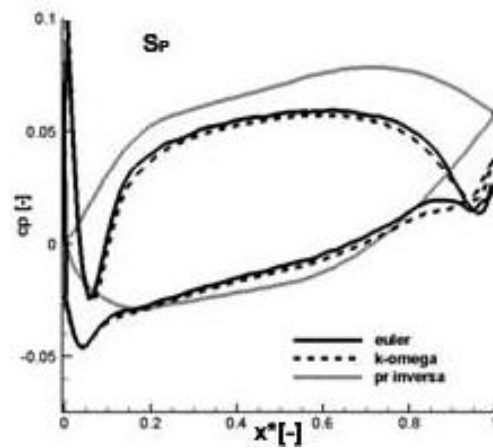


Fig. 3. 21 Variația coeficientului de presiune în zona de la periferie  $S_P$

Din analiza variației presiunii pe paleta de impulsor se poate observa că în zona butucului, Fig. 3. 20, transferul energetic paletă-fluid este mai redus față de zona de la periferie, Fig. 3. 21. Analiza numerică a curgerii fluidului ideal (linia solidă) și vâcos (linia întreruptă) arată că în zona bordului de atac există o scădere bruscă a presiunii datorită incidenței nefavorabile a curentului pe paleta impulsorului. De asemenea, se observă schimbarea direcției curentului de pe suprafața cu presiune mare spre suprafața cu presiune mică a paletelor în zona TE datorită curbării paletelor mai mult spre bordul de fugă.

### 3.6 Contribuția impulsorului la funcționarea pompei

Analiza numerică 3D, luând în considerare curgerea vâscoasă, a ansamblului impulsor – rotor centrifug, a permis reprezentarea coeficientului de presiune pe traseul intrare impulsor – ieșire rotor centrifug. Domeniul rotorului de pompă a fost modelat de Muntean S.

În Fig. 3. 22 - Fig. 3. 24 se arată variația coeficientului de presiune pentru sarcina parțială de funcționare  $Q=0.8Q_{nom}$ , unde  $Q_{nom}$  reprezintă debitul nominal al rotorului centrifug model  $Q_{nom}=33.5[l/s]$ . Se constată că la pompa fără impulsor (linia neagră) coeficientul de presiune coboară până la valoarea de  $cp_{min}=-0.3$ . Minimul de presiune este înregistrat în zona butucului (la secțiunea  $S_B$ , la 10% din anvergura paletelor). Dacă se ia în calcul profilul de viteză de la ieșire din impulsor și se impune la intrarea în rotor (linia roșie) se poate constata o influență semnificativă

asupra creșterii presiunii pe rotorul pompei. Aportul impulsorului la creșterea coeficientului de presiune la intrare pe rotorul centrifug este de până la 80% față de situația funcționării pompei fără impulsor. Se observă că pentru toate cazurile analizate valoarea lui  $-cp_{min}$  la intrarea în pompă este mai mare decât coeficientul de cavitație al instalației (sigma) unde a fost montat impulsorul ceea ce arată că rotorul centrifug funcționează în afara domeniului cavitațional. Calculul lui sigma (3.11) este în funcție de presiunea de vaporizare a apei la  $10^\circ$ ,  $p_v$ , presiunea de la intrare în rotorul pompei,  $p_{IN}$  și de raza de la ieșire din rotorul centrifug  $R_{ref\_p}$ .

$$\sigma = -\frac{p_{IN} - p_v}{\rho \cdot \frac{(\omega \cdot R_{ref\_p})^2}{2}} \quad (3.11)$$

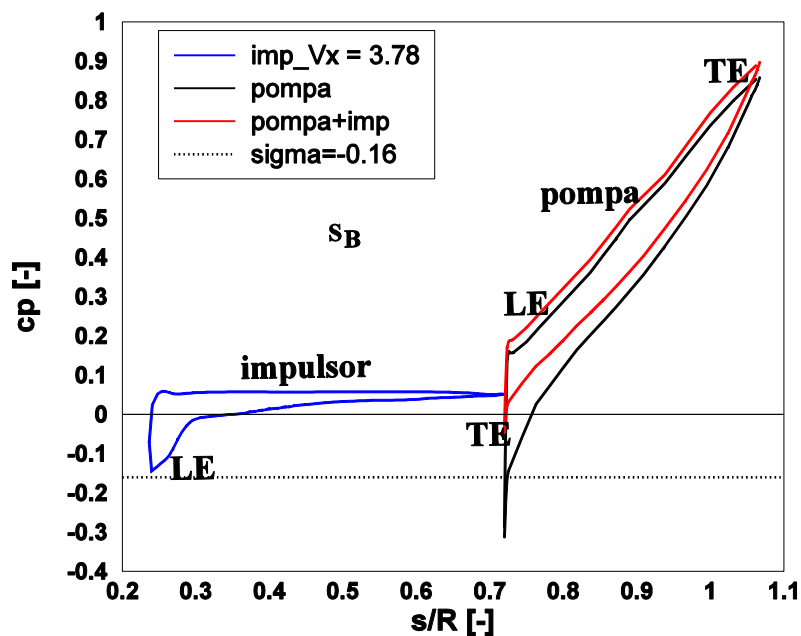


Fig. 3. 22 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitrofă butucului  $S_B$ , pentru debitul de funcționare  $Q=0.8Q_{nom}$

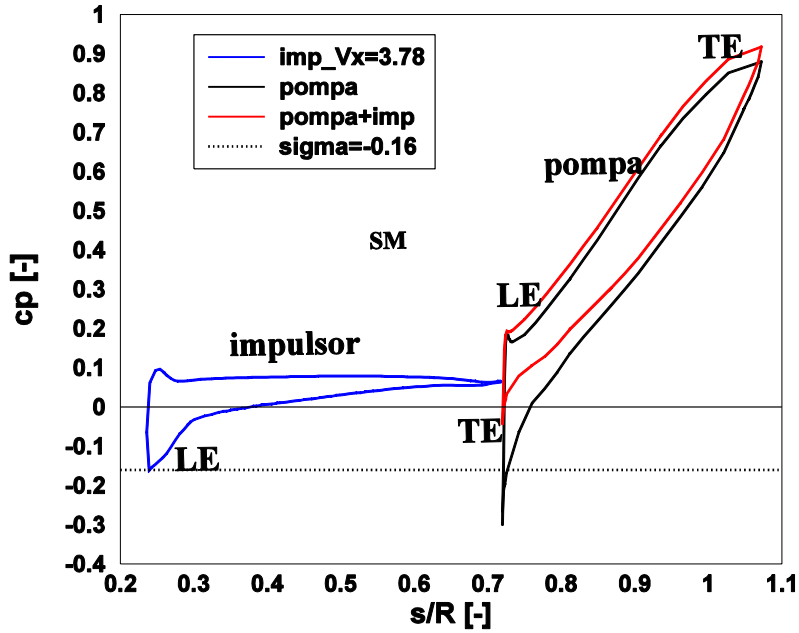


Fig. 3. 23 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona mediană  $S_M$ , pentru debitul de funcționare  $Q=0.8Q_{nom}$

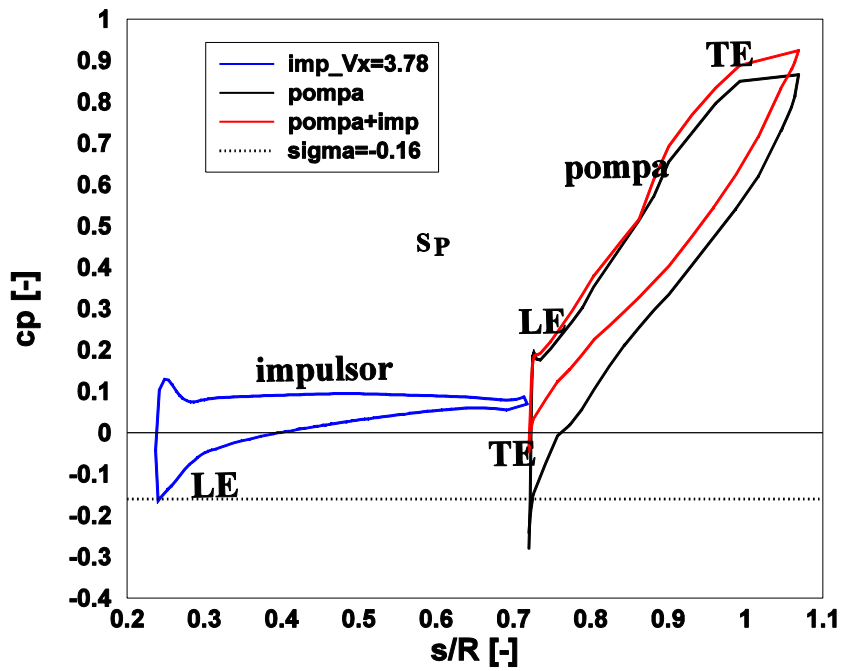


Fig. 3. 24 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitrofă periferiei  $S_P$ , pentru debitul de funcționare  $Q=0.8Q_{nom}$



În cazul în care debitul de funcționare este egal cu cel nominal, variația coeficientului de presiune atât pe paletetele impulsorului cât și pe paletetele pompei este arătată în Fig. 3. 25 - Fig. 3. 27. Și în acest caz impulsorul ridică valoarea lui  $-c_{pmin}$  peste valoarea lui sigma, adică deplasează funcționarea rotorului centrifug în domeniul fără cavitație.

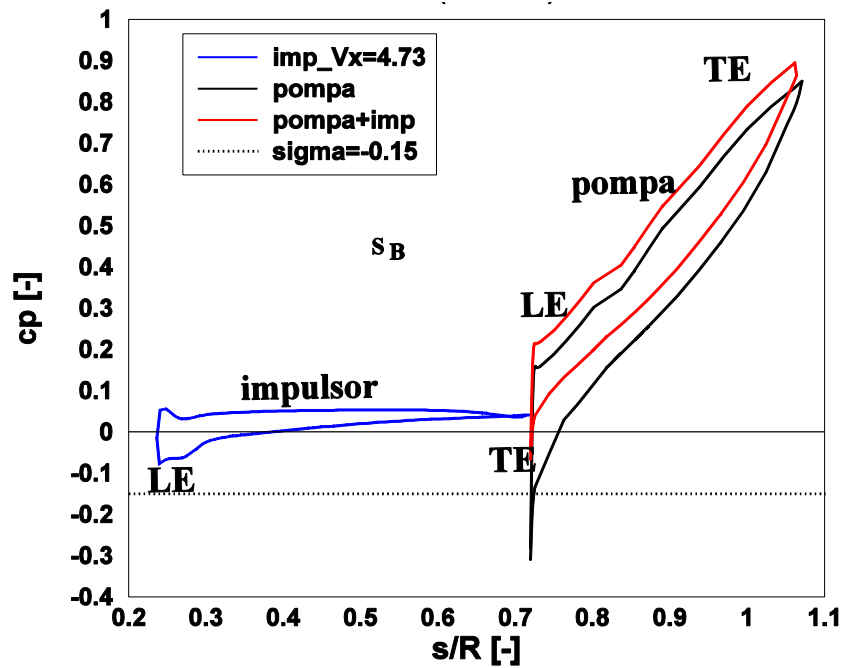


Fig. 3. 25 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitofă butucului  $S_B$ , pentru debitul de funcționare  $Q=Q_{nom}$

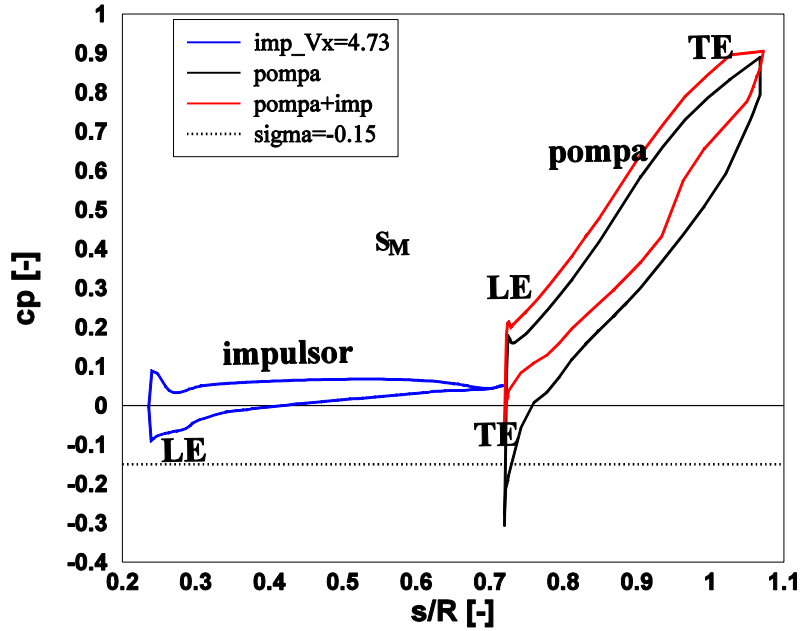


Fig. 3. 26 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitrofă butucului  $S_M$ , pentru debitul de funcționare  $Q=Q_{nom}$

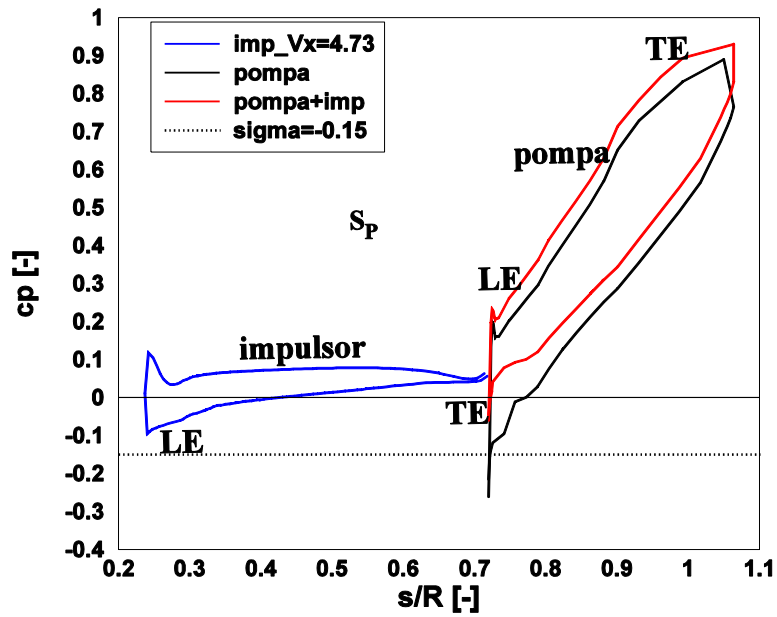


Fig. 3. 27 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitrofă periferiei  $S_p$ , pentru debitul de funcționare  $Q=Q_{nom}$

Pentru debitul de proiectare al impulsorului,  $Q=1.2Q_{nom}$ , valorile coeficientului de presiune  $-c_{p_{min}}$  de la intrare în rotorul centrifug sunt, de asemenea, mai mari decât coeficientul de cavitație al instalației (sigma).

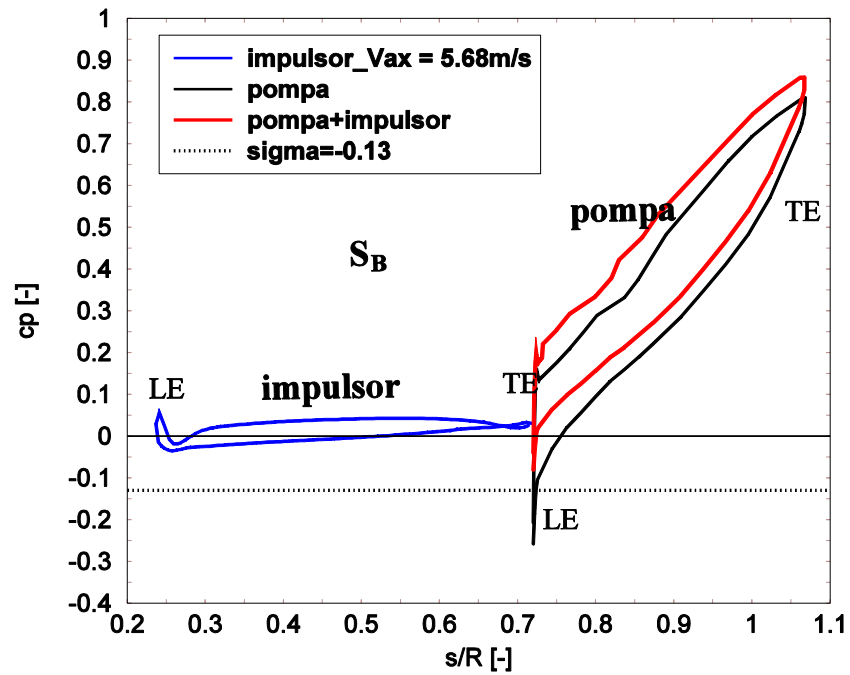


Fig. 3. 28 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitrofă butucului  $S_B$ , pentru debitul de funcționare  $Q=1.2Q_{nom}$

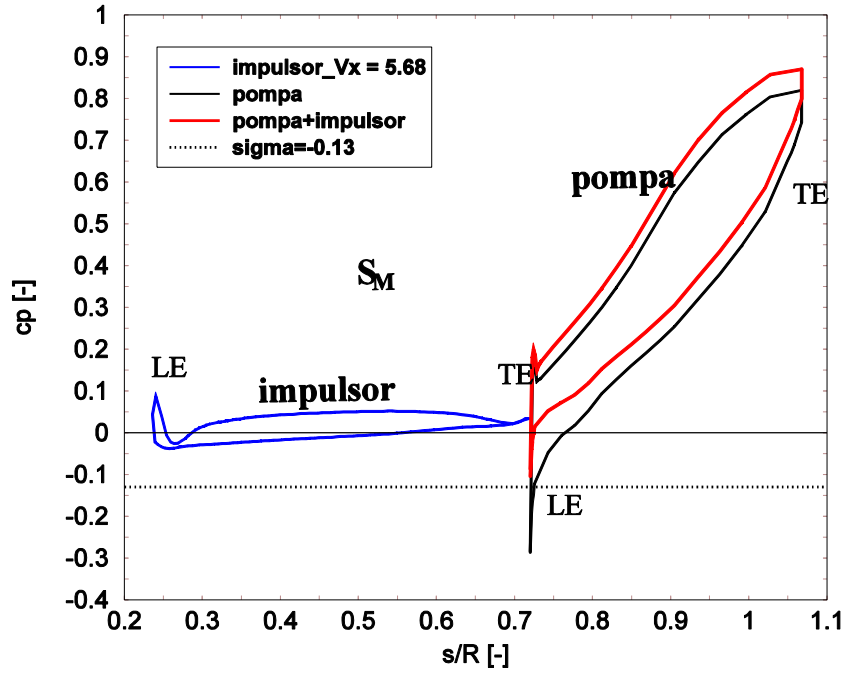


Fig. 3. 29 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona mediană  $S_M$ , pentru debitul de funcționare  $Q=1.2Q_{nom}$

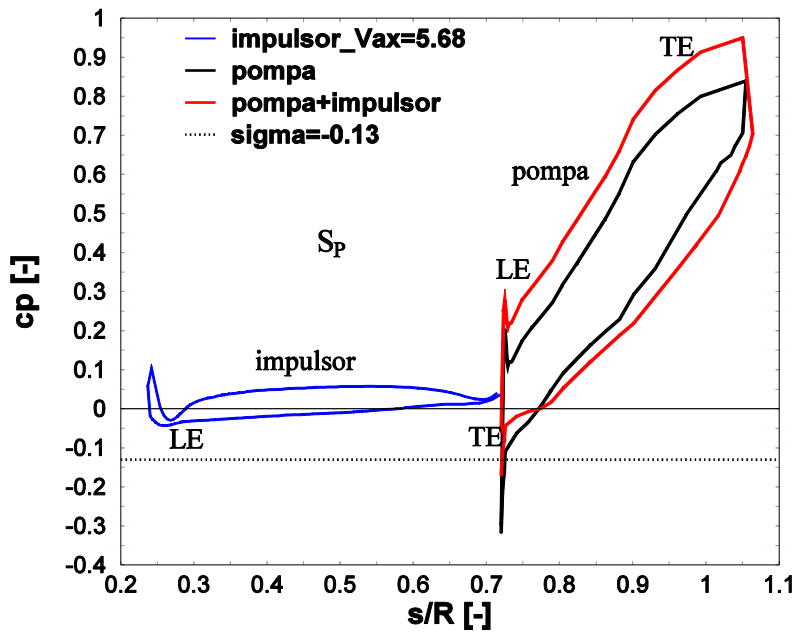


Fig. 3. 30 Variația coeficientului de presiune pentru traseul impulsor –rotor, în zona limitofă periferiei  $S_P$ , pentru debitul de funcționare  $Q=1.2Q_{nom}$

În ansamblu, se observă în toate cazurile că impulsorul ridică semnificativ presiunea statică la intrare în rotorul centrifug, ceea ce diminuează riscul dezvoltării excesive a fenomenului de cavitație.

De asemenea, reprezentarea variației unghiului curgerii relative al curentului la ieșire din impulsor, adică la intrarea în rotorul centrifug, relevă o reală uniformizare pe întreaga circumferință, Fig. 3. 31.

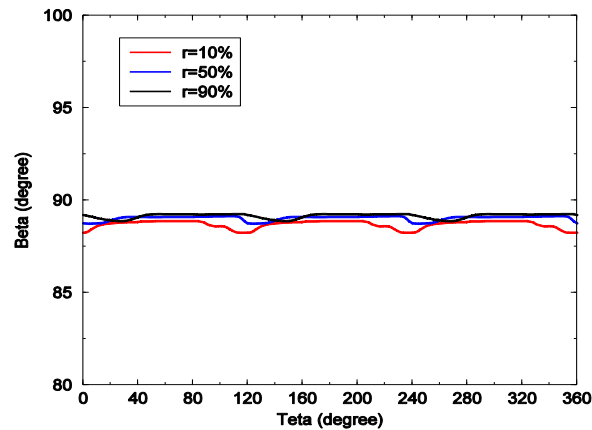


Fig. 3. 31 Distribuția circumferențială a unghiului vitezei relative la ieșirea din impulsor pentru debitul de proiectare  $Q_{nom}$

Execuția rotorului impulsor a necesitat prelucrare pe o mașină cu comandă numerică cu 5 axe. În Fig. 3. 32 se prezintă impulsorul după prelucrare, iar în Fig. 3. 33 se arată ansamblul rotor centrifug - impulsor. Acest rotor de impulsor este montat în stațiunea din Laboratorul de Mașini Hidraulice din Timișoara, destinată determinărilor experimentale a comportării energo-cavitaționale a rotorului model de pompă.

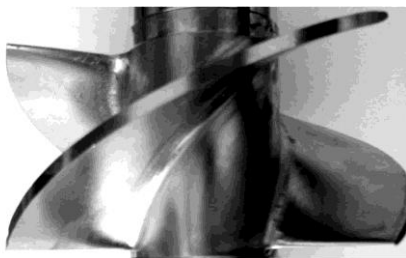


Fig. 3. 32 Realizarea impulsorului model proiectat pentru modelul rotorului existent la SP Jidoaia

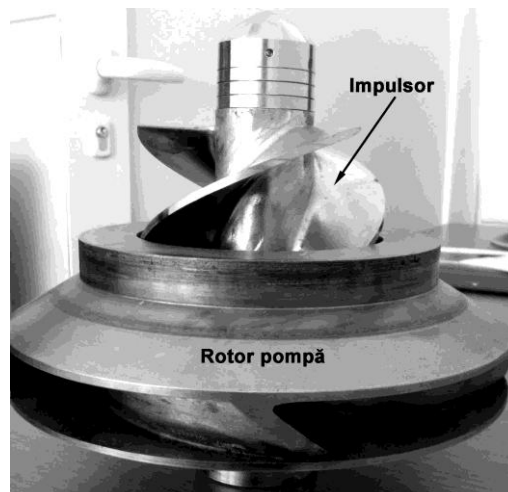


Fig. 3. 33 Ansamblul impulsor - rotor model la scara 1:5.7 pentru încercarea în standul experimental de la Laboratorul de Mașini Hidraulice din cadrul UPT [35]

Determinările experimentale facută de Gh. Gînga [35], au arătat că impulsorul nu aduce un aport energetic semnificativ, contribuția sa la înălțimea de pompare fiind de aproximativ de 2%, la debite mici, Fig. 3. 34 Curbele înălțimii de pompare ale modelului rotorului existent la SP Jidoaia în funcție de debit - cu/fără impulsor [35]

Comportarea cavitațională a rotorului centrifug al pompei din SP Jidoaia este îmbunătățită în mod substanțial prin montarea impulsorului proiectat și realizat. Dacă fără impulsor, pompa începe să funcționeze în cavitație începând de la debitul nominal  $Q_{nom}$ , cu impulsor pompa intră în cavitație după debitul de proiectare al impulsorului-  $1,2Q_{nom}$ , Fig. 3. 35.

Impulsorul îmbunătățește caracteristica de sensibilitate la cavitație a rotorului cu aproximativ 30% atât la debitul nominal de funcționare cât și la debitul de proiectare a impulsorului, eliminând practic apariția fenomenul de cavitație din rotorul pompei ce echipează SP Jidoaia pe întreg domeniul de exploatare. Așa cum se observă în Fig. 3. 35, prezența impulsorului extinde domeniul de funcționare fără cavitație al rotorului model cu aproximativ 20%, ceea ce conduce la concluzia că proiectarea acestuia și-a atins scopul.

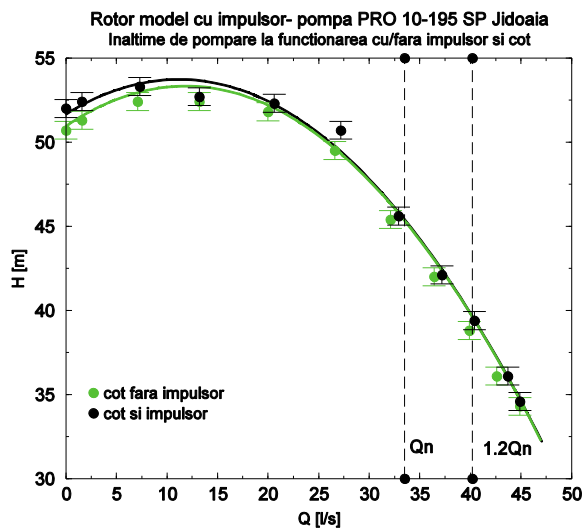


Fig. 3. 34 Curbele înălțimii de pompare ale modelului rotorului existent la SP Jidoaia în funcție de debit - cu/fără impulsor [35]

Comportarea cavitațională a rotorului centrifug al pompei din SP Jidoaia este îmbunătățită în mod substanțial prin montarea impulsorului proiectat și realizat. Dacă fără impulsor, pompa începe să funcționeze în cavitație începând de la debitul nominal  $Q_{nom}$ , cu impulsor pompa intră în cavitație după debitul de proiectare al impulsorului-  $1,2Q_{nom}$ , Fig. 3. 35.

Impulsorul îmbunătățește caracteristica de sensibilitate la cavitație a rotorului cu aproximativ 30% atât la debitul nominal de funcționare cât și la debitul de proiectare a impulsorului, eliminând practic apariția fenomenul de cavitație din rotorul pompei ce echipează SP Jidoaia pe întreg domeniul de exploatare. Așa cum se observă în Fig. 3. 35, prezența impulsorului extinde domeniul de funcționare fără cavitație al rotorului model cu aproximativ 20%,

cea ce conduce la concluzia că proiectarea acestuia și-a atins scopul.

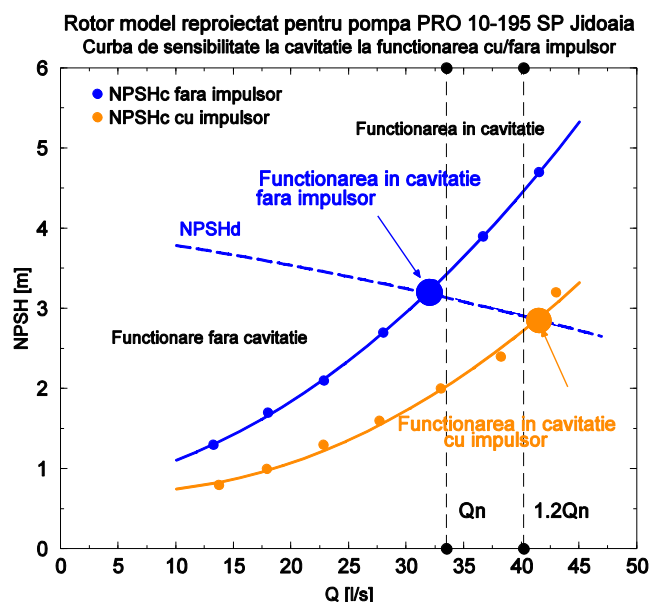


Fig. 3. 35 Curbele de cavitație ale rotorului model la scara 1:5.7 cu rotorul prototip existent la SP Jidoaia cu/fără impulsor fata de curba NPSHd. [35]

### 3.7 Concluzii

S-a proiectat un rotor de impulsor cu metoda inversă de proiectare pentru un caz real (modelul rotorului centrifug al pompei din SP Jidoaia). Analiza numerică a evidențiat variația coeficientului de presiune pe paleta impulsorului. Compararea rezultatelor numerice Q3D (din programul de proiectare inversă) a evidențiat unele diferențe în zona de la periferie care nu trec de 10%.

Din rezultatele analizei numerice ale ansamblului impulsor – rotor pompă centrifugă se constată deplasarea funcționării rotorului centrifug în domeniul fără cavitație. În toate cazurile analizate, valorile minime ale coeficientului de presiune  $-C_{p_{min}}$  cresc cu până la 80% depășind valorile coeficientului de cavitație al instalației, sigma. Încercările experimentale ulterioare [35] au arătat că îmbunătățirea cavitațională realizată de impulsor este în proporție de 30% la debitul nominal de funcționare și de 23% la debitul de proiectare al impulsorului. Aceasta înseamnă că impulsorul a realizat obiectivele propuse la proiectare: creșterea presiunii statice, asigurarea unui unghi de curgere favorabil și reducerea neuniformităților induse de cotul de la aspirație.

Din cele de mai sus a rezultă că parcurgerea corectă a metodei inverse de proiectare și stabilirea justă a obiectivelor de atins în această etapă au condus la obținerea unui rotor de turbomașină axială a cărui performanțe au fost certificate și pe cale experimentală.

În capitolele următoare se urmărește îmbunătățirea performanțelor cavitaționale ale impulsorului prin optimizare. Cu alte cuvinte se urmărește creșterea presiunii pe paletă dar și menținerea acesteia constante pe un palier cât mai extins pe suprafața paletii.

## **PARTEA II**

# **OPTIMIZAREA CAVITAȚIONALĂ A ROTORULUI IMPULSOR**



## 4 DESCRIEREA PARAMETRIZATĂ A LEGII DE ÎNCĂRCARE

Programul de proiectare inversă oferă o interfață prin care variația formei legii de încărcare a paletelor în direcția curgerii poate fi ajustată de utilizator în sensul redistribuirii acesteia în lungul liniei de curgere. Prin această metodă, valorile implicite date de program nu satisfac de cele mai multe ori cerințele proiectantului. Este necesară analiza formei legii de încărcare a paletelor, stabilirea parametrilor de bază și exprimarea matematică a acesteia. O modalitate de exprimare a unei funcții de încărcare continue și introducerea ei printr-un fișier în softul de proiectare inversă, creează premisele controlului proiectării și ulterior a optimizării acesteia pe baza unui criteriu stabilit.

Pentru optimizare, trei cerințe sunt necesare a fi îndeplinite: stabilirea parametrilor, funcția obiectiv și metoda de optimizare (procedura de calcul analitică).

### 4.1 Parametrizarea legii de încărcare

Se definește forma legii de încărcare  $f(x^*)$  ca fiind derivata momentului cinetic de-a lungul unei linii de curent din planul meridian (al paletelor de impulsor):

$$\frac{\partial(rv_u)}{\partial x}(x^*) = \frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}} \cdot f(x^*) \quad (4.1)$$

de unde rezultă că:

$$f(x^*) = \frac{\frac{\partial(rv_u)}{\partial x}(x^*)}{\frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}}} \quad (4.2)$$

În relația (4.2) numărătorul  $\frac{\partial(rv_u)}{\partial x}(x^*)$  reprezintă șirul de puncte care este generat de programul de proiectare inversă iar numitorul  $\frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}}$  reprezintă coeficientul de normalizare. Se definește funcția de încărcare a cărei integrală este unitară

$$\int_0^1 f(x^*) dx^* = 1. \quad (4.3)$$

Cu alte cuvinte, pentru fiecare rază, începând de la bordul de atac până la bordul de fugă, aria de sub curba care reprezintă variația momentului cinetic pe paleta este egală cu 1, Fig. 4. 1.

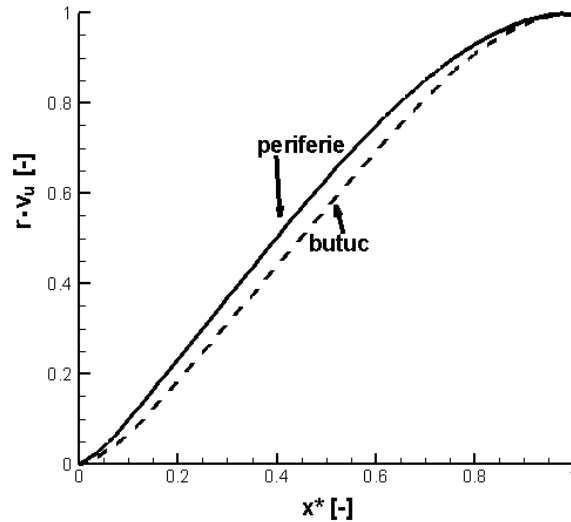


Fig. 4. 1 Integrala formei legii de încărcare pentru două secțiuni

În Capitolul 2 s-a arătat că legea de încărcare este împărțită pe 3 intervale, două intervale cu variație parabolică și un interval cu variație liniară. Considerând această divizare a formei legii de încărcare, exprimarea analitică pe intervale este următoarea:

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x^*) = a_0^{up} + a_1^{up}x^* + a_2^{up}(x^*)^2 \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x^*) = a_0^l + a_1^l x^* \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x^*) = a_0^{do} + a_1^{do}x^* + a_2^{do}(x^*)^2 \end{cases} \quad (4.4)$$

Sistemul (4. 4) are în componență opt coeficienți. Este necesară impunerea unui număr de opt condiții pentru aflarea coeficienților.

Două condiții se deduc din condițiile de limitare a legii de încărcare:

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(0) = F^{LE} \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(1) = 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x_{LE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{LE}^*) \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x_{TE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{TE}^*) \end{cases} \quad (4.6)$$

Din condiția de continuitate, rezultă relațiile:

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x_{LE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{LE}^*) \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x_{TE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{TE}^*) \end{cases} \quad (4.7)$$

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x_{LE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{LE}^*) \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x_{TE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{TE}^*) \end{cases} \quad (4.8)$$

Derivatele funcțiilor din vecinătatea punctelor  $x_{LE}^*$  și  $x_{TE}^*$  sunt scrise astfel:

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x_{LE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{LE}^*) \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x_{TE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{TE}^*) \end{cases} \quad (4.9)$$

$$\begin{cases} (\partial(rv_u)/\partial x)^{up}(x_{LE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{LE}^*) \\ (\partial(rv_u)/\partial x)^{do}(x_{TE}^*) = (\partial(rv_u)/\partial x)^l(x_{TE}^*) \end{cases} \quad (4.10)$$

Ținând cont de condiția (4. 3), integrarea intervalelor (4. 4) conduce la următoarea relație:

$$\int_0^{x_{LE}^*} (\partial(rv_u) / \partial x)^{up} (x^*) dx^* + \int_{x_{LE}^*}^{x_{TE}^*} (\partial(rv_u) / \partial x)^l (x^*) dx^* + \int_{x_{TE}^*}^1 (\partial(rv_u) / \partial x)^{do} (x^*) dx^* = 1 \quad (4. 11)$$

Ultima condiție se referă la pantă SLO:

$$SLO = a_1^l. \quad (4. 12)$$

În consecință, s-au obținut opt ecuații, cu opt parametri ( $a_0^{up}, a_1^{up}, a_2^{up}, a_0^l, a_1^l, a_0^{do}, a_1^{do}, a_2^{do}$ ) care urmează a fi determinați.

Impunerea condițiilor (4. 5) - (4. 12) în sistemul de ecuații (4. 4) conduce la sistemul de ecuații liniare (4. 13)

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0^{up} = F^{LE} \\ a_0^{do} + a_1^{do} + a_2^{do} = 0 \\ a_0^{up} + a_1^{up} \cdot x_{LE}^* + a_2^{up} \cdot (x_{LE}^*)^2 = a_0^l + a_1^l x_{LE}^* \\ a_0^{do} + a_1^{do} x_{TE}^* + a_2^{do} (x_{TE}^*)^2 = a_0^l + a_1^l x_{TE}^* \\ a_1^{up} + 2 \cdot a_2^{up} \cdot x_{LE}^* = a_1^l \cdot x_{LE}^* \\ a_1^{do} + 2 \cdot a_2^{do} \cdot x_{TE}^* = a_1^l \cdot x_{TE}^* \\ a_0^{up} \cdot x_{LE}^* + a_1^{up} \cdot \frac{(x_{LE}^*)^2}{2} + a_2^{up} \cdot \frac{(x_{LE}^*)^3}{3} + a_0^l (x_{TE}^* - x_{LE}^*) + a_1^l \left( \frac{(x_{TE}^*)^2}{2} - \frac{(x_{LE}^*)^2}{2} \right) + \\ + a_0^{do} (1 - x_{TE}^*) + a_1^{do} \left( \frac{1}{2} - \frac{(x_{TE}^*)^2}{2} \right) + a_2^{do} \left( \frac{1}{3} - \frac{(x_{TE}^*)^3}{3} \right) = 1 \\ a_1^l = slope \end{array} \right. \quad (4. 13)$$

Sistemul de ecuații(4. 13) se rezolvă matricial astfel

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & x_{LE}^* & x_{LE}^{*2} & -1 & -x_{LE}^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -x_{TE}^* & 1 & x_{TE}^* & (x_{TE}^*)^2 \\ 0 & 1 & 2x_{LE}^* & 0 & -x_{LE}^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -x_{TE}^* & 0 & 1 & 2x_{TE}^* \\ x_{LE}^* & \frac{(x_{LE}^*)^2}{2} & \frac{(x_{LE}^*)^3}{3} & (x_{TE}^* - x_{LE}^*) & \left( \frac{(x_{TE}^*)^2}{2} - \frac{(x_{LE}^*)^2}{2} \right) & (1 - x_{TE}^*) & \left( \frac{1}{2} - \frac{(x_{TE}^*)^2}{2} \right) & \left( \frac{1}{3} - \frac{(x_{TE}^*)^3}{3} \right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_0^{up} \\ a_1^{up} \\ a_2^{up} \\ a_0^l \\ a_1^l \\ a_0^{do} \\ a_1^{do} \\ a_2^{do} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^{LE} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ SLO \end{bmatrix} \quad (4. 14)$$

Pentru validarea metodei prezentate, prin care fiecare segment din legea de încărcare este exprimată matematic, se vor compara datele oferite de proiectarea inversă (Fig. 4. 2) cu rezultatele obținute cu algoritmul matematic(Fig. 4. 3). În urma comparării rezultatelor, (Fig. 4. 4) se constată o concordanță bună a acestora.

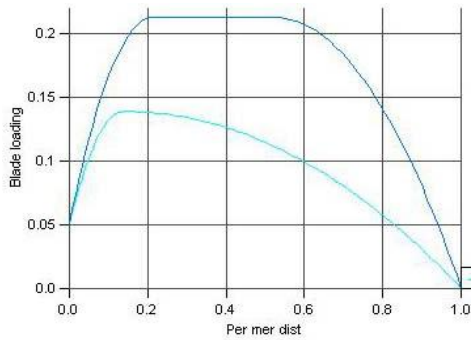


Fig. 4. 2 Legea de încărcare la butuc și periferie, rezultată din programul de proiectare inversă

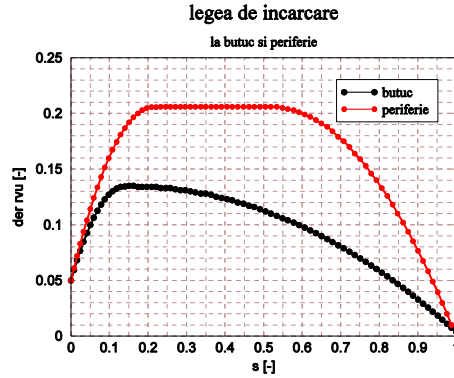


Fig. 4. 3 Legea de încărcare, la butuc și periferie, rezultată pe baza algoritmului matematic

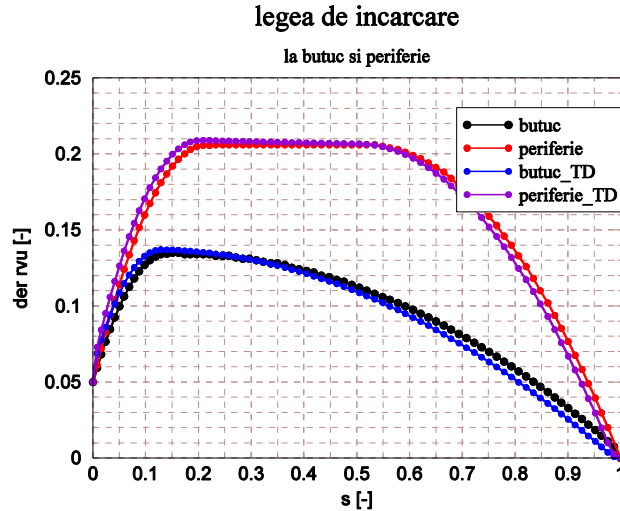


Fig. 4. 4 Compararea rezultatelor: proiectarea inversă (punctele albastre pentru butuc si punctele mov pentru periferie) vs algoritmul matematic (punctele negre pentru butuc si punctele roșii pentru periferie)

In programul FORTRAN (A. 1) sistem de ecuații liniare(4. 13) se rezolvă prin soluționarea unei ecuații de forma:

$$A \cdot X = B$$

Elementele celor două matrice, A și B, sunt definite în A. 1 astfel:

```

B(1) = FLE
B(7) = 1.D0
B(8) = SLO
C
matrix entries
A(1,1) = 1.D0
A(3,1) = 1.D0
A(7,1) = XLE
A(3,2) = XLE
A(5,2) = 1.D0
A(7,2) = LE**2/2.D0
    
```

```

A(3,3) = XLE**2
A(5,3) = 2.D0*XLE
A(7,3) = LE**3/3.D0
A(3,4) = -1.D0
A(4,4) = -1.D0
A(7,4) = XTE-XLE
A(3,5) = -XLE
A(4,5) = -XTE
A(5,5) = -XLE
A(6,5) = -XTE
A(7,5) = (XTE**2-LE**2)/2.D0
A(8,5) = 1.D0
A(2,6) = 1.D0
A(4,6) = 1.D0
A(7,6) = 1.D0-XTE
A(2,7) = 1.D0
A(4,7) = XTE
A(6,7) = 1.D0
A(7,7) = (1.D0-XTE**2)/2.D0
A(2,8) = 1.D0
A(4,8) = XTE**2
A(6,8) = 2.D0*XTE
A(7,8) = (1.D0-XTE**3)/3.D0

```

Sistemul de ecuații (4. 4) care reprezintă variațiile legii de încărcare pe intervalul [0, 1] este definit în FORTRAN astfel (A. 1):

```

C leading edge parabola
IF (X.LE.XLE) THEN
FLSPLP =
SOL(1)+SOL(2)*X+SOL(3)*X**2
RETURN
ENDIF
C trailing edge parabola
IF (X.GE.XTE) THEN
FLSPLP =
SOL(6)+SOL(7)*X+SOL(8)*X**2
RETURN
ENDIF
C straight line
FLSPLP = SOL(4)+SOL(5)*X

```

Parametri care determină forma legii de încărcare sunt definiți în A. 1 astfel

```

XLEPLP = 0.215D0
XTEPLP = 0.523D0
SLOPLP = 0.0D0
YOPLP = 0.05D0

```

Cel de-al cincilea parametru,  $\int_0^1 \frac{\partial(rv_u)}{\partial x} dx^*$ , este fixat ca fiind unitar.

## 4.2 O nouă expresie matematică parametrizată a formei legii de încărcare a paletelor

Exprimarea sectorială a legii de încărcare chiar cu relațiile matematice date în Capitolul 4.1, nu creează premisele abordării unui algoritm de proiectare controlat prin legea de încărcare și apoi optimizat. Aceste constatări conduc la căutarea unui noi exprimări a legii de încărcare definite de cea pe trei subintervale.

Fiind stabilit scopul, acela de a găsi o nouă expresie pentru forma legii de încărcare, se pornește de la condiția ca funcția nouă să aibă integrală unitară

$$\int_0^1 g(x^*) dx^* = 1. \quad (4.15)$$

Pentru obținerea unei forme a încărcării pe un singur interval  $[0..1]$ , se utilizează expresia matematică a funcției de eroare (error function - **erf**). O astfel de funcție are forma generală:

$$\text{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt \quad (4.16)$$

Se definesc funcțiile de eroare  $g_1(x)$  și  $g_2(x)$  ce au expresiile:

$$g_1(x) = \text{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x}{x_{LE}^*}\right) \quad (4.17)$$

$$g_2(x) = \text{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x}{1-x_{LE}^*}\right) \quad (4.18)$$

Reprezentarea grafică a celor două funcții este redată în Fig. 4. 5 și Fig. 4. 6.

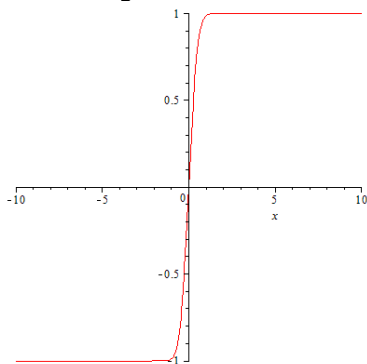


Fig. 4. 5 Reprezentarea grafică a funcției  $g_1(x)$

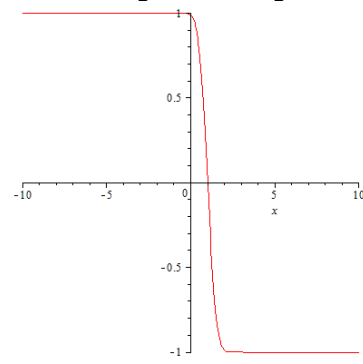


Fig. 4. 6 Reprezentarea grafică a funcției  $g_2(x)$

Derivând expresiile (4. 17) și (4. 18) se obțin tangentele la curbele  $g_1(x)$  și  $g_2(x)$ :

$$\left. \frac{d}{dx} g_1 \right|_{x=0} = \frac{d}{dx} \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x}{x_{LE}^*} \right) \Bigg|_{x=0} = \frac{e^{-\frac{1}{4} \frac{\pi x^2}{(x_{LE}^*)^2}} \sqrt{\pi}}{x_{LE}^* \sqrt{\pi}} \Bigg|_{x=0} = \frac{1}{x_{LE}^*} \quad (4.19)$$

$$\left. \frac{d}{dx} g_2 \right|_{x=1} = \frac{d}{dx} \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x}{1-x_{TE}^*} \right) \Bigg|_{x=1} = -\frac{e^{-\frac{1}{4} \frac{\pi (1-x)^2}{(1-x_{TE}^*)^2}} \sqrt{\pi}}{(1-x_{TE}^*) \sqrt{\pi}} \Bigg|_{x=1} = -\frac{1}{1-x_{TE}^*} \quad (4.20)$$

Prin intersecția tangențelor (la curbele) cu panta, rezultă punctele A și B a căror abscise sunt  $x_1 \approx x_{LE}^*$  și  $x_2 \approx x_{TE}^*$  (Fig. 4. 7)

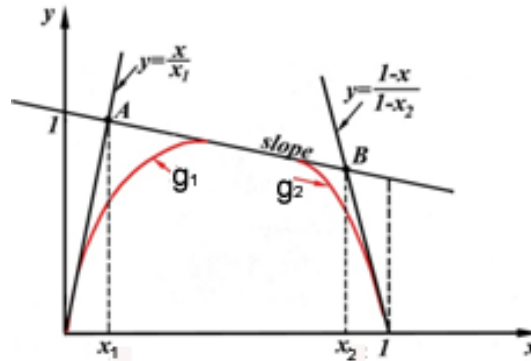


Fig. 4. 7 – Reprezentarea funcțiilor  $g_1(x)$  și  $g_2(x)$

Se poate exprima în continuare **funcția de încărcare** pentru cazul în care aceasta pornește din zero:

$$g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*) = \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*} \right) \quad (4.21)$$

Pentru a avea o distribuție mai flexibilă se introduce parametrul pantă  $SLO$ . Fizic, această pantă se interpretează prin încărcarea ce se dă paletii spre bordul de atac (dacă panta este negativă) sau spre bordul de fugă (dacă panta este pozitivă). În aceste condiții ecuația (4. 21) se rescrie ținând cont și de pantă:

$$g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO) = (1 + SLO \cdot x^*) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*} \right) \quad (4.22)$$

Pentru ca funcția  $g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO)$  să aibă integrala unitară, relația (4. 22) devine:

$$g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO) = \left[ (1 + SLO \cdot x^*) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*} \right) \right] g^*(x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO) \quad (4.23)$$

unde  $g^*(x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO) = \left[ \int_0^1 (1 + SLO \cdot x^*) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*} \right) dx^* \right]^{-1}$

În consecință, ecuația (4. 15) este satisfăcută

$$\int_0^1 g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO) dx^* = 1. \quad (4. 24)$$

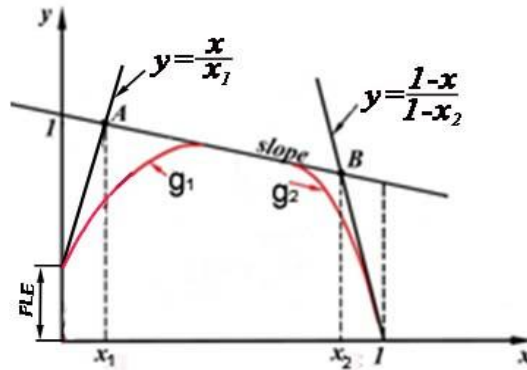


Fig. 4. 8 Reprezentarea funcțiilor  $g_1(x)$  și  $g_2(x)$ , precum și încărcarea la bordul de atac

Dacă la bordul de atac legea de încărcare pornește dintr-o valoare nenulă și pozitivă, Fig. 4. 8, pe lângă cei trei parametri  $x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO$  este introdusă și încărcarea la bordul de atac  $F^{LE}$ . Pornind de la situația în care legea de încărcare începe din zero, pe segmentul reprezentat de funcția  $g_1(x) = \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x}{x_{LE}^*} \right)$  ce aparține intervalului  $[0, x_{LE}^*]$ , se poate deduce o nouă formă a funcției  $g_1(x)$ , notată cu  $g_1^{new}(x)$  ținând cont de translație (funcția pornește din  $F^{LE}$ ) și de scalare

$$g_1^{new} = c_0 + c_1 g_1,$$

unde  $c_0$  coeficientul de translație a funcției  $g_1$  pe axa absciselor și  $c_1$  coeficientul de scalare a funcției  $g_1$ .

$$\begin{cases} F^{LE} = c_0 + c_1 \cdot 0 \\ 1 = c_0 + c_1 \cdot 1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F^{LE} = c_0 \\ c_1 = 1 - F^{LE} \end{cases}$$

$$\Rightarrow g_1^{new} = F^{LE} + (1 - F^{LE}) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right), \partial(rv_y) / \partial x \in [F^{LE}, 1] \quad (4. 25)$$

Luând în calcul relația (4. 25), ecuația (4. 23) se rescrie sub forma :



$$g(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO, F^{LE}) = (1 + SLO \cdot x^*) \cdot \left[ F^{LE} + (1 - F^{LE}) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \right] \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1 - x^*}{1 - x_{TE}^*} \right) g^*(x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO, F^{LE}) \quad (4. 26)$$

unde

$$g^*(x_{LE}^*, x_{TE}^*, SLO, F^{LE}) = \left\{ \int_0^1 (1 + SLO \cdot x^*) \left[ F^{LE} + (1 - F^{LE}) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \right] \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1 - x^*}{1 - x_{TE}^*} \right) dx^* \right\}^{-1}$$

Funcția de formă a legii de încărcare exprimată analitic în (4. 26) prezintă următoarele avantaje față de forma legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă:

- Încărcarea se realizează pe un singur interval, nedivizat  $[0,1]$
- Această funcție nu prezintă inflexiuni, fiind o funcție netedă
- Este o funcție continuă
- Integrala acestei funcții este întotdeauna egală cu unitatea

### 4.3 Reconstrucția legii de încărcare a întregii palete de la butuc la periferie

#### 4.3.1 Fișierul de încărcare

În Capitolul 2 s-a explicat structura fișierului ce conține datele legii de încărcare. În acest capitol se arată, pentru cazul ce a fost analizat la Capitolul 3, care sunt datele acestui fișier. Structura fișierului este importantă pentru a putea reconstrui, după ce a fost optimizată încărcarea, acest fișier. În Fig. 4. 9 se pot observa elementele structurale ale fișierului descrise în Capitolul 2.

**Avantajul** impunerii prin fișier a legii de încărcare este că se poate stabili în fiecare nod al discretizării o anumită valoare derivătei momentului cinetic

```

49
0 1
80
0 0.0499803
0.00780426 0.05848
.....
1 -5.7404e-006
0.0208333 1
80
0 0.0503731
0.00780426 0.059004
.....
1 -7.82457e-006
0.0416667 1
1 1
80
0 0.000223931
0.00780426 0.0143218
.....
0.988219 0.0103465
1 -1.7785e-005

```

Fig. 4. 9 Fișier .ld

### 4.3.2 Citirea fișierului ".ld" furnizat de programul de proiectare inversă

În FORTRAN, fișierul generat de programul de proiectare inversă este citit prin apelarea subrutinei de citire a fișierului în programul principal :

```
CALL READLD('TD.ld')
```

Se introduce blocul de stocare a parametrilor fișierului:

- NHUB2SHROUD reprezintă numărul de linii de grid
- NLE2TE – numărul de linii echipotențiale
- LOAD – reprezintă valoarea încărcării paletei pentru fiecare nod al domeniului
- Sstar – coordonata meridiană normalizată
- Rstar – coordonata radială normalizată

```
COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
```

Această subrutină citește prima linie a fișierului unde este specificat numărul NHUB2SHROUD. Informația este copiată în fișierul generat de FORTRAN cu extensia ".ld"

```
READ(1,*) NHUB2SHROUD  
PRINT '(' points from hub to shroud = ',I2)',  
NHUB2SHROUD
```

Identic se procedează pentru toate liniile din fișierul generat de programul de proiectare inversă (numărul de puncte în direcția curgerii pentru fiecare rază de la bordul de atac la bordul de fuga **NLE2TE** , precum și valorile coordonatei meridiene normalizate  $x^*$  și a încărcării în aceste puncte **LOAD**):

```
DO I = 1,NHUB2SHROUD  
  READ(1,*) Ri, DUMMY  
  READ(1,*) NLE2TE  
  DO J = 1, NLE2TE  
    Rstar(I,J) = Ri  
    READ(1,*) Sstar(I,J), LOAD(I,J)  
  END DO  
END DO
```

Parametrul **NLE2TE** este copiat în fișierul care va fi generat de FORTRAN prin comanda:

```
PRINT '(' points from LE to TE = ',I2)', NLE2TE
```

Programul de calcul este conceput să copieze din fișierul original (generat de programul de proiectare inversă) toate datele existente, să calculeze coeficientul de normalizare (COEFNORM), să normalizeze datele LOAD, să aproximeze cu funcția FLSERF, să denormalizeze, să scrie noilor date de încărcare peste vechile date LOAD și să genereze fișierului ".ld".

### 4.3.3 Definirea coeficientului de normalizare (COEFNORM)

Pentru a putea face aproximarea legii de încărcare stabilită în programul de proiectare inversă cu funcția erf, este necesară normalizarea acesteia. Cu alte cuvinte ecuația (4. 3) trebuie satisfăcută. Ecuația (3. 3) definește coeficientul de

normalizare  $\frac{(rv_u)_{TE} - (rv_u)_{LE}}{x_{TE} - x_{LE}}$ . În programul FORTRAN coeficientul de normalizare

se calculează pentru fiecare rază (pentru fiecare linie de grid de la butuc la periferie)

```
DO I = 1, NHUB2SHROUD
```

se inițializează cu valoarea zero

```
COEFNORM(I) = 0.0D0
```

și se calculează pentru toate punctele în direcția curgerii conform relației

```
DO J = 2, NLE2TE
  COEFNORM(I) = COEFNORM(I)
  &+ (LOAD(I,J)+LOAD(I,J-1))*(Sstar(I,J)-Sstar(I,J-1))*0.5D0
END DO
```

#### 4.3.4 Normalizarea legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă cu COEFNORM

Scopul normalizării este acela de a putea aproxima legea de încărcare generată de programul de proiectare inversă cu o funcție de formă a legii de încărcare, care are integrala unitară. În consecință, șirul de puncte notat în FORTRAN cu LOAD(I,J) se normalizează conform relației (4. 2). Aceasta se face pentru fiecare rază prin alocarea de memorie

```
DO I = 1, NHUB2SHROUD
  .....
END DO
```

, în fiecare punct de-a lungul razei, pe suprafața paletei

```
C      normalize TDload data (divide by COEFNORM)
  .....
      DO J = 1, NLE2TE
        LOAD(I,J) = LOAD(I,J)/COEFNORM(I)
      END DO
  .....
```

Normalizarea (divizarea cu coeficientul de normalizare) valorilor încărcării paletei în fiecare nod de pe suprafața acesteia realizează condiția de integrală unitară a formei legii de încărcare (relația (4. 3)).

#### 4.3.5 Aproximarea legii de încărcare

Apelarea procedurii de aproximare a datelor cu funcția  $FIT^{ERF}(i)$  se realizează în programul principal

```
CALL FITERF(I)
```

Subrutina de calcul a aproximării  $FIT^{ERF}(i)$  necesită **citirea** datelor din blocul COMMON

```
COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
```

, **folosirea** datelor necesare aproximării

```
COMMON /DATAFIT/ NDATA, XDATA, YDATA
NDATA = NLE2TE
DO J=1,NLE2TE
  XDATA(J) = Sstar(I,J)
  YDATA(J) = LOAD(I,J)
```

, **memorarea** rezultatelor în blocul de stocare

```
COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
```

Procedura de aproximare apelată este **BCONF**. Argumentele acesteia sunt: **BCONF (FCN, N, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB, XSCALE, FSCALE, IPARAM, RPARAM, X, FVALUE)**

#### 84 Descrierea parametrizată a legii de încărcare - 4

- **FCN** – acest argument este la rândul lui o funcție care, conform bibliotecii IMFL, are următoarele argumente:

**CALL FCN (N, X, F)** unde FCN = FLSERR . Aceasta funcție trebuie declarată externă (adică calculul ei se găsește în alta parte, în afara programului principal)

N = numărul parametrilor **(input)**. În cazul de față este 4

X = punctul în care funcția este calculată **(input)**

F = valoarea calculată a funcției FLSERR în punctul X **(output)**

- **N** – numărul parametrilor **(input)** este 4

- **XGUESS** – vectorul de lungime a lui N ce conține pentru fiecare N o valoare inițială de la care începe calculul. În program parametri sunt inițializați astfel:

```
XGUESS(1) = 0.10D-1 ! XLE (input).
XGUESS(2) = 0.99D0 ! XTE
XGUESS(3) = 0.00D0 ! SLO
XGUESS(4) = 0.00D0 ! FLE
```

**IBTYPE** – este un scalar care indică tipul de limite al variabilelor. Deoarece se vor impune limitele, valoarea scalarului se consideră zero:

IBTYPE = 0 **(input)**

- **XLB** – este limita inferioară valorică a variabilelor (the lower bounds). Pentru că există 4 variabile, fiecare va avea limite diferite după cum urmează: pentru XLE valoarea minimă este 0, pentru XTE valoarea minimă este valoarea parametrului XLE, pentru  $F^{LE}$  valoarea minimă este 0 iar aproximarea valorii pantei (SLO) cu o toleranță de 0.5 se inițializează în program de la valorile pantei care se vor aproxima.

```
XLB(1) = 1.0D-2 (input)
XLB(2) = XGUESS(1)
XLB(3) = XGUESS(3) - 5.D-1
XLB(4) = 0.0D0
```

- **XUB** – este limita superioară valorică a variabilelor (the upper bounds). Aceste limite sunt: XTE pentru XLE, **XUB(1)**, unu pentru XTE și  $F^{LE}$ , **XUB(2)** respectiv **XUB(4)**, iar pentru SLO o aproximare a valorilor calculate de programul de proiectare inversă, **XUB(3)**

```
XUB(1) = XGUESS(2)(input)
XUB(2) = 1.D0-1.D-2
XUB(3) = XGUESS(3) + 5.D-1
XUB(4) = 1.D0
```

- **XSCALE** – În absența altor informații este egal cu 1.0.

```
XSCALE(1) = 1.D0 (input)
XSCALE(2) = 1.D0
XSCALE(3) = 1.D0
XSCALE(4) = 1.D0
```

- **FSCALE** – În absența altor informații, este egal cu 1

FSCALE = 1.D0 **(input)**

- **IPARAM** – Se impune a fi egal cu zero pentru valorile implicite ale **IPARAM** și **RPARAM**

IPARAM(1)=0 **(input/output)**

- **RPARAM (output)**

- **XPARAM (output)**

- **FVALUE (output)** – scalarul ce reprezintă valoarea funcției F calculate

```
CALL DBCONF (FLSERR, 4, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB, XSCALE,  
& FSCALE, IPARAM, RPARAM, XPARAM, FVALUE)
```

Această subrutină aproximează datele generate de programul de proiectare inversă și normalizate, cu metoda celor mai mici pătrate, (4. 27)

$$FLS^{ERR}(XLE, XTE, SLO, FLE) = \sum_{j=1}^{NLE2TE} [LOAD - FLS^{ERF}]^2 = \min. \quad (4. 27)$$

Conform relației (4. 27) se calculează  $FLS^{ERF}$  astfel încât valoarea lui  $FLS^{ERR}$  să fie minimă. În programul de calcul FORTRAN suma pătratelor erorilor este calculată pentru fiecare

**IDATA = 1, NDATA**

, inițializând funcția de la zero:

```
F = 0.0D0  
F = F + (YDATA(IDATA)-FLSERF(XDATA(IDATA)))*2
```

, unde

```
NDATA = NLE2TE  
DO J=1,NLE2TE  
XDATA(J) = Sstar(I,J)  
YDATA(J) = LOAD(I,J)
```

Se definesc parametrii funcției de formă a legii de încărcare

```
XLE = X(1)  
XTE = X(2)  
SLO = X(3)  
FLE = X(4)
```

, iar rezultatele aproximării sunt stocate în blocul de date ( $XLE \approx x_{LE}^*$ ,  $XTE \approx x_{TE}^*$ ,  $SLO \approx SLO$ ,  $FLE \approx F^{LE}$ )

```
COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
```

Evaluarea funcției se realizează cu  $FLS^{ERF}(X)$  care reprezintă procedura de normalizare a funcției  $FLS^{new}(X)$

$$FLS^{ERF}(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, F^{LE}, SLO) = \frac{FLS^{new}(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, F^{LE}, SLO)}{FLS^{INT}}. \quad (4. 28)$$

Pentru calcul este necesară memorarea parametrilor funcției în blocul de date COMMON:

```
COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
```

Funcția  $FLS^{ERF}(x)$  calculează felie cu felie (de la butuc la periferie) normalizarea funcției  $FLS^{new}(x)$  în fiecare punct de la butuc la periferie iar rezultatele sunt salvate peste șirul de date **LOAD(I,J)**:

```
OPEN(10,FILE='fitparam.dat')  
DO I = 1, NHUB2SHROUD  
C   fit data for I-th slice, and put the parameters in  
C   COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE  
.....  
C   re-compute the normalized loading (loading shape function)  
DO J = 1, NLE2TE  
LOAD(I,J) = FLSERF(Sstar(I,J))  
END DO
```

```

END DO
CLOSE(10)

```

Funcția de formă a legii de încărcare este exprimată cu ajutorul funcției speciale "erf" :

$$FLS^{new}(x^*, x_{LE}^*, x_{TE}^*, F^{LE}, SLO) = (1 + SLO \cdot s^*) \left[ F^{LE} + (1 - F^{LE}) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \right] \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1 - x^*}{1 - x_{TE}^*} \right)$$

```

SQRTPI=DSQRT(DACOS(-1.D0))/2.D0

```

```

FLSnew = (1.D0+SLO*X)*(FLE+(1.D0-FLE)*DERF(SQRTPI*X/XLE))
&*DERF(SQRTPI*(1.D0-X)/(1.D0-XTE))

```

Normalizarea se realizează cu constanta  $FLS^{INT}$

$$FLS^{INT}(x_{LE}^*, x_{TE}^*, F^{LE}, SLO) = \int_0^1 (1 + SLO \cdot x^*) \left[ F^{LE} + (1 - F^{LE}) \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{x^*}{x_{LE}^*} \right) \right] \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1 - x^*}{1 - x_{TE}^*} \right) dx^*$$

Calculul integralei de mai sus se realizează prin apelarea subrutinei de calcul a integralelor DFQRUL (utilizează metoda trapezelor de aproximare). Această subrutină are următoarele argumente:

**DFQRUL (N, A, B, IWEIGH, ALPHA, BETA, QX, QW)**

- **N** – numărul de puncte în care se face calculul integralei (**input**).
- **A** – limita inferioară de integrare (**input**).
- **B** – limita superioară de integrare (**input**).
- **IWEIGH** – ponderea; aceasta se alege din tabelul furnizat de tutorial. In cazul nostru este 1 (**input**).
- **ALPHA** (**input**).
- **BETA** (**input**).
- **QX** – numărul de puncte (**output**).
- **QW** – numărul de ponderi (**output**).

Secvența din program unde se calculează această integrală este scrisă astfel:

```

N=80
CALL DFQRUL(N, 0.0D0, 1.D0, 1, 0.0D0, 0.0D0, QX, QW)

```

Integrala se inițializează

```

FLSint = 0.D

```

și pentru fiecare **I=1, N** se va calcula integrala

```

DO 10 I=1, N
FLSint = FLSint + FLSnew(QX(I))*QW(I)
10 CONTINUE

```

#### 4.3.6 Recalcularea legii de încărcare prin denormalizare

Aproximarea șirului de puncte cu funcția de formă a legii de încărcare  $FLS^{ERR}$  este salvat în **LOAD (I,J)**. Pentru a putea fi salvat în fișierul folosit în programul de proiectare inversă trebuie să fie denormalizat. În consecință, se va înmulți șirul de puncte **LOAD (I,J)** cu coeficientul de normalizare. Calculul se efectuează pentru fiecare secțiune a paletei **I = 1, NHUB2SHROUD**, pentru toate punctele în direcția curgerii **J = 1, NLE2TE** (a se vedea A. 2). În programul de calcul aceasta se inserează după cum urmează

```

C un-normalize re-computed loading shape (multiply by
COEFNORM)
DO I = 1, NHUB2SHROUD
DO J = 1, NLE2TE

```

```

                                LOAD(I,J) = LOAD(I,J)*COEFNORM(I)
                                END DO
                                END DO

```

#### 4.3.7 Scrierea fișierului de date

Scrierea valorilor pentru legea de încărcare în formatul acceptat de programul de proiectare inversă (ce are extensia ".ld") se face cu următoarea procedură

```

C      write the new (re-computed) loading file
CALL WRITELD('MY.ld')

```

#### 4.4. Reprezentarea noii forme parametrizate a legii de încărcare

După cum s-a arătat în Capitolul 4.2 noua funcție de formă a legii de încărcare depinde de 4 parametri: XLE, XTE, SLO și FLE. Utilizarea softului FORTRAN a permis aproximarea formei legii de încărcare cu funcția exprimată matematic în relația (4. 26), conform subcapitolului 4.3. Variația acestor parametri care intră în componența funcției de formă a legii de încărcare este reprezentată în Fig. 4. 10. Din această reprezentare se observă că o variație liniară prezintă doar parametrul XLE. Parametrul XTE are o variație parabolică, crescătoare de la butuc spre periferie pe când parametrul FLE are o variație aproape liniară, descrescătoare. În ceea ce privește variația parametrului pantă SLO se constată faptul că în zona butucului valoarea acestuia este cea mai mare. Aceasta descresște parabolic până la jumătatea paletii unde atinge valoarea zero iar apoi are o ușoară creștere valorică până la aproximativ 28% din valoarea inițială.

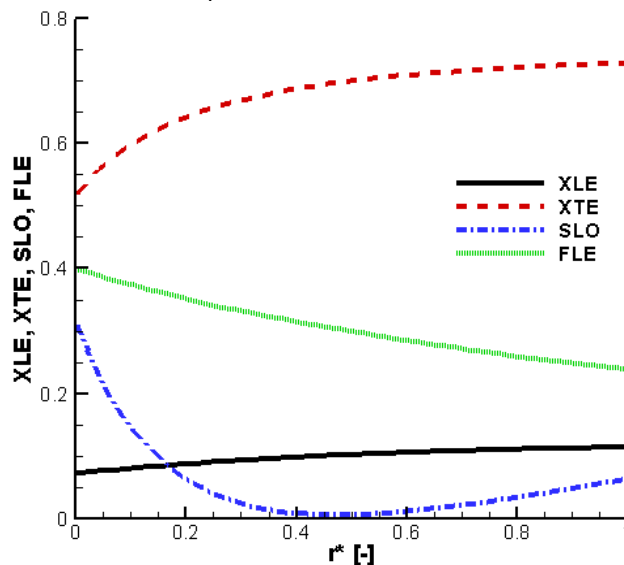


Fig. 4. 10 Variația parametrilor formei legii de încărcare de la butuc la periferie

Pe baza celor patru parametri stabiliți s-a obținut reconstrucția formei legii de încărcare (linie verde), care se suprapune foarte bine peste cea generată de programul de proiectare inversă (linia roșie), Fig. 4. 11 - Fig. 4. 13.

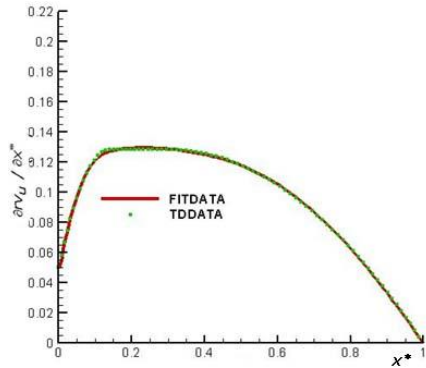


Fig. 4. 11 Compararea legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă (culoarea verde) vs legea de încărcare aproximată cu funcția specială  $erf$  (linia roșie), pentru  $S_B$

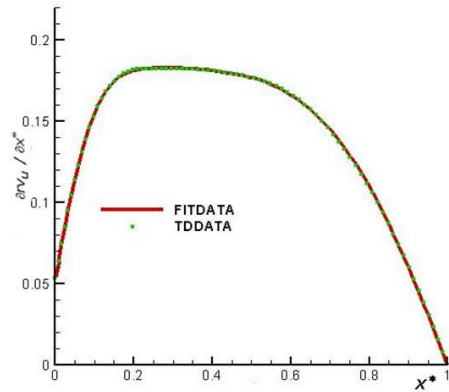


Fig. 4. 12 Compararea legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă (culoarea verde) vs legea de încărcare aproximată cu funcția specială  $erf$  (linia roșie), pentru  $S_M$

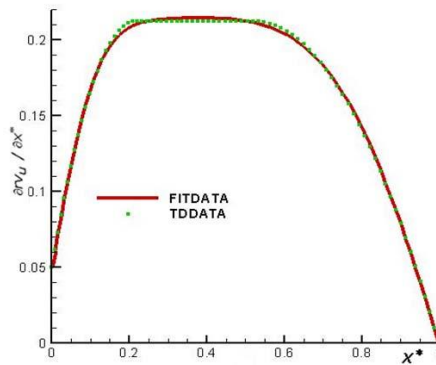


Fig. 4. 13 Compararea legii de încărcare generată de programul de proiectare inversă (culoarea verde) vs legea de încărcare aproximată cu funcția specială  $erf$  (linia roșie), pentru  $S_P$

#### 4.4 Concluzii

Din analiza formei legii de încărcare a paletei oferită de programul de proiectare inversă a rezultat că aceasta este divizată în trei subintervale: două variații parabolice și o variație liniară. Stabilirea parametrilor acestei reprezentări a permis obținerea formei legii de încărcare foarte apropiată de cea generată de programul de proiectare inversă.

Pentru controlul proiectării a fost necesară reconstrucția formei legii de încărcare cu o funcție continuă și cu derivate de ordin superior continue. Principalul avantaj este definirea acestei funcții pe un singur interval. De asemenea, este o funcție netedă, fără inflexiuni. Utilizarea ei în programul de proiectare inversă permite realizarea de palete de turbomașină conform cerințelor funcționale și un control direct al proiectării.

Parametrizarea legii de încărcare constituie primul obiectiv atins în procedura de optimizare ce s-a propus a fi realizată. Criteriul de optimizare ce urmează a fi ales este cel cavitațional iar funcția obiectiv este creșterea valorii minime a presiunii pe paletele impulsorului test.



## 5 FUNCȚIA OBIECTIV ȘI ALGORITMUL DE OPTIMIZARE

### 5.1 Calculul rețelelor plane de profile subțiri

#### 5.1.1 Aspecte generale

Analiza câmpului hidrodinamic al curgerii în rețelele de profile subțiri este o metodă de simplificare a înțelegerii fenomenelor fizice (corelate cu expresiile matematice) care apar în turbomașini. Părinți școlii timișorene de Mașini Hidraulice au dezvoltat metode analitice [70] și numerice [20] de calcul a rețelelor de profile subțiri.

Metodele mai recente [75] se axează pe stabilirea curentului în rețea din care să conducă la forma paletei. Conform acestei metode de proiectare inversă se impune distribuția de presiune sau de viteză pe suprafețele profilului din care rezultă forma paletei optimizată. Conceptul a fost inițiat de Hawthorne [44] pentru 1D. Acesta a fost preluat și dezvoltat de Zangeneh [102] pentru 2D.

O cerință deosebit de importantă atunci când se proiectează o rețea de profile este de a asigura așa-numitul "shock-free" de la intrare (intrare fără șoc). Această terminologie nu se referă la undele de șoc cauzate de efectele de compresibilitate în curgerea de mare viteză. Este, în schimb, utilizat frecvent pentru a se referi la unghiul de incidentă pe paletă, pentru care punctul de stagnare se află în zona în care bordul de atac (LE) este cel mai bombat. Dacă unghiurile de incidentă sunt mai mari sau mai mici, punctul de stagnare se va muta pe suprafața paletei cu suprapresiune, respectiv depresiune. La bordul de fugă elementul esențial în metoda de proiectare inversă este satisfacerea condiției Kutta-Joukowski.

În lucrarea [57] este abordată problema curgerii fluidelor reale în rețelele de profile. Programul de calcul dezvoltat, CFA (Cascade Flow Analysis), de soluționare a problemei cu condițiile la limită, în rețelele plane cu Metoda Elementului Finit a fost conceput de Susan-Resiga în colaborare cu Muntean [84] și Frunză [85]

Pentru proiectarea, optimizarea și evaluarea performanțelor turbomașinilor, o soluție este de a analiza curgerea în rețele plane de profile subțiri. S-a ales varianta profilelor subțiri deoarece programul folosit pentru proiectarea inversă a paletei de turbomașină ia în calcul grosimea paletei numai prin coeficientul de obstrucție.

Rețeaua de profile subțiri este reprezentată în Fig. 5. 1. Frontierele de intrare și ieșire sunt paralele cu frontul rețelei la o distanță  $S/L$  amonte și aval de paletă. **Toate dimensiunile geometrice sunt adimensionalizate cu lungimea în plan meridian a paletei  $L$ , iar componentele vitezei sunt adimensionalizate cu viteza axială de la intrare ( $V_{x1}$ ).**

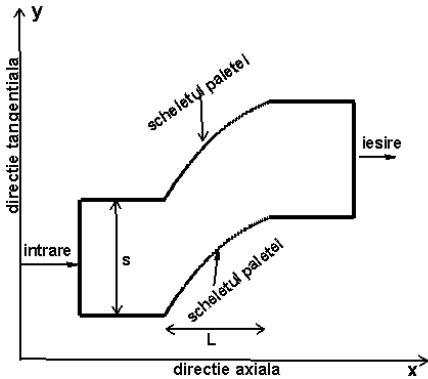


Fig. 5. 1 Domeniul 2D de analiză al impulsorului test

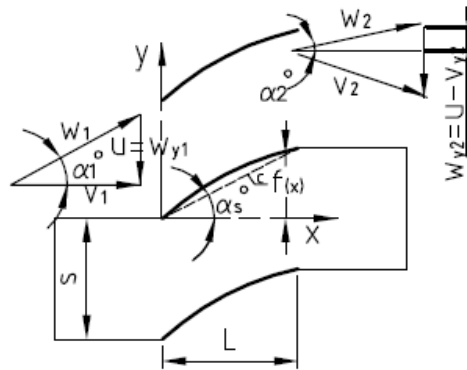


Fig. 5. 2 Rețea plană de profile subțiri și triunghiurile de viteză pentru impulsorului test

### 5.1.2 Fundamente teoretice pentru curgerea relativă

La baza programului de proiectare inversă a rețelelor plane de profile subțiri stă teoria dezvoltată de Hawthorne și alții [44]. Aceasta studiază curgerea fluidelor incompresibile, nevâscoase. Grosimea paletelor este neglijabilă iar la LE se adoptă ipoteza de șoc nul. Conform acestei teorii, paletelor sunt reprezentate de vârtejuri  $\gamma(x)$  distribuite de-a lungul scheletului paletelor, dat de relația  $y - f(x) = 0, \pm s, \pm 2s, \dots$  unde  $s$  - pasul adimensional al rețelei (Fig. 5. 1).

La abordarea proiectării inverse Q3D în turbomașini, în ipoteza unei curgeri axial-simetrice, poate fi folosit vectorul viteză medie pe suprafața de intrare între două palete, dat de relația (5. 1)

$$\bar{W}(x) = \frac{1}{s} \int_0^s \bar{W}(x, y) dy. \quad (5. 1)$$

Dacă notăm cu  $\bar{W}_1$  și  $\bar{W}_2$  vitezele amonte, respectiv aval, de rețeaua de profile subțiri, din ecuația de continuitate rezultă  $\bar{W}_{x1} = \bar{W}_{x2} = \bar{W}_x$ . În aceste condiții, relația (5. 1) se poate rescrie sub următoarea formă pentru direcția tangențială

$$\bar{W}_{y2} - \bar{W}_{y1} = \frac{1}{s} \int_0^s \gamma(x) dx. \quad (5. 2)$$

În cazul rețelelor de profile subțiri viteza axială se consideră constantă atât în zona nepaletată cât și în zona paletată. Se definește vârtejul mediu:

$$\bar{\gamma}(x) \equiv \frac{\gamma(x)}{s} = \frac{d\bar{W}_y}{dx}, \quad (5. 3)$$

precum și viteza medie tangențială în canalul interpaletar

$$\bar{W}_y(x) = \bar{W}_{y1} + \int_0^x \bar{\gamma}(t) dt. \quad (5. 4)$$

Luând în considerare expresia vitezei medii tangențiale, expresia liniei de curent medii, care nu se confundă cu nici una dintre liniile de curent din rețeaua cu număr finit de palete, se scrie

$$\bar{f}(x) = \int_0^x \bar{W}_y(t) dt. \quad (5.5)$$

În teoria rețelelor plane de profile, câmpul de viteze  $\bar{W}(x,y)$  se scrie în funcție de media vitezelor amonte și aval de rețeaua de profile,  $\bar{W}_\infty \equiv (\bar{W}_1 + \bar{W}_2) / 2$ , și în funcție de viteza indusă de vârtej [84]

$$\bar{W}(x,y) = \bar{e}_x \bar{V}_x + \bar{e}_y \frac{\bar{W}_{y1} + \bar{W}_{y2}}{2} + \bar{W}(x,y),$$

cu  $\bar{e}_x$  și  $\bar{e}_y$  sunt versorii în direcție axială și tangențială.

Viteza indusă de vârtej poate fi scrisă cu ajutorul aproximării Biot-Savart folosită în [42] și [84], sub forma:

$$\widehat{W}_x(x,y) - i\widehat{W}_y(x,y) = -\frac{i}{2} \int_0^1 \bar{\gamma}(t) \frac{\sinh \frac{2\pi}{s}(x-t) - i \sin \frac{2\pi}{s}[y-f(t)]}{\cosh \frac{2\pi}{s}(x-t) - \cos \frac{2\pi}{s}[y-f(t)]} dt \quad (5.6)$$

Pe suprafața paletelor, viteza normală este nulă iar direcția normală la paletă este dată de vectorul:

$$\nabla(y-f(x)) = -\bar{e}_x f'(x) + \bar{e}_y. \quad (5.7)$$

Din (5.6) și (5.7), condiția de tangențialitate a curentului pe paletă se scrie

$$-f'(x)\bar{W}_x + \frac{\bar{W}_{y1} + \bar{W}_{y2}}{2} - f'(x)\widehat{W}_x(x,f(x)) + \widehat{W}_y(x,f(x)) = 0. \quad (5.8)$$

Ultima relație conduce la o ecuație integrală a formei scheletului paletelor:

$$\frac{df}{dx}(x) = \frac{1}{2} \left( \frac{\bar{W}_{y1}}{\bar{W}_x} + \frac{\bar{W}_{y2}}{\bar{W}_x} \right) + \frac{1}{\bar{W}_x} \int_0^1 \bar{\gamma}(t) \frac{\sinh \frac{2\pi}{s}(x-t) + f'(x) \sin \frac{2\pi}{s}[f(x)-f(t)]}{\cosh \frac{2\pi}{s}(x-t) - \cos \frac{2\pi}{s}[f(x)-f(t)]} dt \quad (5.9)$$

Integrând ecuația (5.9) se obține **forma scheletului**

$$f(x) = \frac{x}{2} \left( \frac{\bar{W}_{y1}}{\bar{W}_x} + \frac{\bar{W}_{y2}}{\bar{W}_x} \right) + \frac{s}{4\pi} \int_0^1 \frac{\bar{\gamma}(t)}{\bar{W}_x} \ln \left\{ \frac{\cosh \frac{2\pi}{s}(x-t) - \cos \frac{2\pi}{s}[f(x)-f(t)]}{\cosh \frac{2\pi}{s}t - \cos \frac{2\pi}{s}f(t)} \right\} dt. \quad (5.10)$$

Dacă  $f=0$  la LE ( $x=0$ ), grafic, forma scheletului pornește din origine.

Dacă  $\bar{W}_x = 1$ , ecuația (5.9) se scrie

$$\frac{df}{dx}(x) = \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} + \int_0^1 F_1(x,t) dt + \frac{s\bar{\gamma}(x)}{2\pi} \ln \frac{x}{1-x}, \quad (5.11)$$

unde

$$F_1(x,t) = \frac{\bar{\gamma}(t)}{2} \frac{\sinh \frac{2\pi}{s}(x-t) + f'(x) \sin \frac{2\pi}{s}[f(x)-f(t)]}{\cosh \frac{2\pi}{s}(x-t) - \cos \frac{2\pi}{s}[f(x)-f(t)]} - \frac{s\bar{\gamma}(x)}{2\pi} \frac{1}{x-t}.$$

Ultimul termen din partea dreaptă a ecuației (5. 11) este valoarea Cauchy a integralei singulare. Aceeași aproximare se poate aplica și ecuației (5. 10), obținându-se:

$$f(x) = x \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} + \int_0^1 F_2(x,t) dt + \frac{s\bar{\gamma}(x)}{2\pi} \left[ \ln\left(\frac{2\pi}{s}\right) + \frac{1}{2} \ln\left(\frac{1+f'^2(x)}{2}\right) + x \ln x + (1-x) \ln(1-x) - 1 \right] \quad (5. 12)$$

unde

$$F_2(x,t) = \frac{s\bar{\gamma}(t)}{4\pi} \ln \left\{ \frac{\cosh \frac{2\pi}{s}(x-t) - \cos \frac{2\pi}{s}[f(x) - f(t)]}{\cosh \frac{2\pi}{s}t - \cos \frac{2\pi}{s}f(t)} \right\} - \frac{s\bar{\gamma}(x)}{4\pi} \ln \left\{ \left[ \frac{2\pi}{s}(x-t) \right]^2 \frac{1+f'^2(x)}{2} \right\} \quad (5. 13)$$

În scopul rezolvării ecuațiilor (5. 11) și (5. 12), se face o primă evaluare pentru funcțiile necunoscute  $f(x)$  și  $f'(x)$  precum și pentru membrul din dreapta. Este utilizată forma liniei medii de curent (5. 5). Noile valori pentru  $f(x)$  și  $f'(x)$  sunt în continuare utilizate pentru a reevalua membrul din dreapta al ecuațiilor (5. 11) și (5. 12). Numărul de iterații continuă până când soluția atinge un prag impus.

Algoritmul dezvoltat în FORTRAN de Susan Resiga [84] consideră coeficientul de presiune exprimat pe baza ecuației Bernoulli

$$c_p = \frac{p - p_1}{\frac{1}{2} \rho \bar{W}_1^2} \quad (5. 14)$$

unde  $\bar{W}_1$  este viteza mediată la intrare  $\bar{W}_1 = \sqrt{V_{x1}^2 + W_{y1}^2}$ .

### 5.1.3 Inițializarea funcției de formă a legii de încărcare FLS(x)

Programul de calcul realizat în FORTRAN [123], dat în Anexa **A. 3**, are ca scop proiectarea inversă a rețelelor plane de profile subțiri. Acesta urmărește calculul unei curbe ce reprezintă scheletul profilului (linia medie de curent). Pentru aceasta, conform [84], este necesară rezolvarea integralei duble a funcției  $f(x)$ . Argumentul funcției aparține intervalului  $[0,1]$ , care se împarte pe mai multe subintervale iar numărul subintervalelor este mai mare în zona bordului de atac (LE) și a bordului de fugă (TE) pentru analiza câmpului hidrodinamic. Pe fiecare subinterval va fi calculată funcția  $f(x)$  și derivata acesteia  $f'(x)$  pentru punctele de început și de sfârșit a fiecărui subinterval astfel încât parametrii  $f_i, f_{i+1}, f'_i, f'_{i+1}$  vor fi determinați. Este necesară o procedură iterativă de calcul a acestor parametri din sistemul de ecuații (5. 15).

$$\left\{ \begin{array}{l} f(x) = x \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} + \\ + \int_0^1 F_2(x, t) dt + \frac{s\bar{y}(x)}{2\pi} \left[ \ln\left(\frac{2\pi}{s}\right) + \frac{1}{2} \ln\left(\frac{1+f'^2(x)}{2}\right) + x \ln x + (1-x) \ln(1-x) - 1 \right] \\ f'(x) = \frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} + \int_0^1 F_1(x, t) dt + \frac{s\bar{y}(x)}{2\pi} \ln \frac{x}{1-x} \end{array} \right. \quad (5.15)$$

Pentru determinarea celor patru parametri este folosită o aproximație cubică [84]. Aceasta presupune alegerea unei funcții de gradul trei pentru determinarea parametrilor, impunerea condițiilor de continuitate la capetele fiecărui subinterval  $[x_j, x_{j+1}]$  al funcției și, de asemenea, calculul derivatei acesteia.

Rezolvarea sistemului (5.15) se realizează prin inițializarea problemei pentru iterația zero. Din expresia matematică a celor două funcții din sistem rezultă că sunt necesare, așa cum s-a mai arătat, valorile adimensionale ale proiecției vitezei relative pe direcția tangențială. Valorile intermediare, între capetele intervalului  $[0,1]$ , depind de variația lui  $v_y$  ce este conținută și în sistemul de ecuații prin termenul  $\bar{y}(x)$ . Variația vitezei tangențiale, adimensionale, este dată de legea de încărcare a paletelor, pe fiecare secțiune. Programul de proiectare inversă a paletelor nu ia în calcul grosimea paletelor prin gradul de obstrucție egal cu raportul dintre lățimea canalului dintre profile și pasul rețelei.

Inițializarea problemei presupune calculul parametrilor:  $f_1^0, f_2^0, \dots, f_{n+1}^0$  și  $f_1'^0, f_2'^0, \dots, f_{n+1}'^0$ . Dacă se consideră că valoarea inițială a funcției  $f(x)$  este dată de relația:  $f_1^0 = \frac{U}{V_X} = \tan \alpha_1$  (5.21) și dacă valoarea finală este  $f_{n+1}^0 = \frac{U - V_Y}{V_X} = \tan \alpha_2$  (5.22) atunci valorile intermediare la capetele subintervalelor  $n+1$  sunt date de variația lui  $v_y$ . Această variație este dată de legea de încărcare ce reprezintă derivata momentului cinetic în funcție de lungimea adimensională a paletelor în plan meridian. Fizic, această încărcare este reprezentată de variația vârtejului de la un subinterval la altul, pentru a realiza deviația curentului de la intrarea pe profilul subțire până la ieșire.

În Anexa A.3 [84] este prezentat programul de calcul al rețelelor plane de profile subțiri. Primul pas parcurs în inițializarea problemei este definirea funcției de formă a legii de încărcare, notată cu  $g(x)$ , exprimată conform relației (4.26) din Capitolul 4. Această funcție va fi normalizată cu integrala ei:

$$FLS^{ERF}(X) = \frac{g(x)}{\int_0^1 g(x)}$$

Prin definiție  $FLS^{ERF}(X)$  este pozitivă, la TE derivata ei este nulă, iar integrala este unitară

$$I1FLS^{ERF}(X) = \int_0^X FLS^{ERF}(Y)dY.$$

Prin definiție  $I1FLS^{ERF}(1) = 1$

Pentru a calcula profilul subțire în FORTRAN este definită integrala dublă

$$I2FLS^{ERF}(X) = \int_0^Z \int_0^X FLS^{ERF}(Y)dy.$$

Schema calculului scheletului profilului în FORTRAN este arătată în Fig. 5. 3.

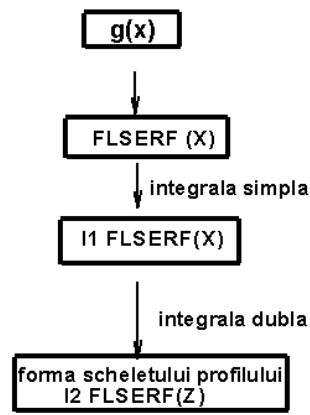


Fig. 5. 3 Schema logică pentru programul FORTRAN de integrare analitică (TC)

Calculul pornește de la scheletul profilului subțire pentru număr infinit de palete. În literatură s-a arătat că scheletul profilului subțire pentru număr finit de palete și scheletul profilului cu număr infinit de palete diferă cu atât mai mult cu cât pasul rețelei este mai mare [85]. Curbura scheletului pentru număr finit de palete este mai mare.

Pentru calculul scheletului rețelei cu număr finit de palete  $I1FLS^{ERF}(X)$  (echivalentă cu  $FLS^{INT}$  din capitolul anterior) în FORTRAN se apelează subrutina QDAG din biblioteca IMSL [123]. Aceasta determină aflarea scheletului pentru un număr infinit de palete

$$\bar{W}_{Y1} + \int_0^X (\bar{W}_{Y2} - \bar{W}_{Y1}) FLS^{ERF}(x) dx = \bar{W}_{Y1} + (\bar{W}_{Y2} - \bar{W}_{Y1}) I1FLS^{ERF}(X).$$

Pentru calculul scheletului profilului subțire  $f(x)$  este necesară apelarea subrutinei TWODQ din biblioteca IMSL a programului FORTRAN [123] care rezolvă integrala dublă

$$\bar{W}_{Y1} \cdot X + (\bar{W}_{Y2} - \bar{W}_{Y1}) I2FLS^{ERF}(X) = f(x).$$

### 5.1.4 Validarea programului analitic (TC). Compararea 2D inițial cu 2D optimizat analitic

Validarea programului analitic din FORTRAN (**A. 3**), TC, se realizează prin compararea rezultatelor cu cele obținute din programul de proiectare inversă Q3D. Pentru aceasta este necesar să se țină cont de faptul că TC nu ia în calcul efectul 3D. De aceea este necesară proiectarea unei palete cu anvergură foarte mică (8 mm). Pentru exemplificare vor fi proiectate **2 variante de palete, adică rețelele ce corespund butucului și periferiei** impulsorului model ce a fost analizat în Capitolul 3. Pentru definirea problemei se folosesc mărimile adimensionale din Tab. 5. 1 pentru cele două variante de rețele plane analizate.

| Tab. 5. 1 Datele de proiectare a rețelelor plane de profile subțiri în TC                             |         |           |
|---|---------|-----------|
|   | Butuc   | Periferie |
| Componenta adimensională tangențială a vitezei relative la intrare $w_{y1} = U / V_{x1}[-]$           | 1.077   | 2.8124    |
| Pasul rețelei $s = S / L[-]$  | 0.829   | 2.16554   |
| Componenta adimensională tangențială a vitezei relative la ieșire $w_{y2} = (U - V_{y2}) / V_{x1}[-]$ | 0.46755 | 2.5789    |
| Componenta dimensională axială a vitezei absolute $V_x[m/s]$  | 5,5823  | 5,5823    |

Pornind de la aceste valori se pot calcula parametri necesari proiectării inverse. S-a pornit de la atribuirea de valori lui N (numărul de palete), conform Tab. 5. 2. Cu aceste valori și cu pasul rețelei dimensional S din Tab. 5. 1, au fost calculate valorile corespunzătoare razei medii

$$R_{med} = \frac{N \cdot S}{2\pi} [m]. \quad (5. 16)$$

Având viteza de transport  $U$ , din Tab. 5. 1, și raza medie  $R_{med}$  se calculează turația

$$n = \frac{30 \cdot U}{\pi R_{med}} [rot / min]. \quad (5. 17)$$

În programul de proiectare inversă, așa cum s-a mai arătat și în capitolele anterioare, pentru proiectarea paletelor este necesară impunerea curentului prin variația momentului cinetic adimensional. Pentru că este considerată intrarea normală, rezultă  $(rv_y)_1 = 0$ . Pentru ieșire, calculul lui  $(rv_y)_2$  pornește de la calculul proiecției vitezei absolute pe direcție tangențială, ecuația (5. 18)

$$V_{y2} = U - V_x \cdot w_{y2}, \quad (5. 18)$$

și se folosește adimensionalizarea din programul de proiectare inversă

$$(rv_y)_2 = \frac{R_{med} V_{y2}}{R_{ref} \cdot V_{ref}} = \frac{R_{med} V_{y2}}{\omega \cdot R_{ref}^2}. \quad (5. 19)$$

În tabelul de mai jos sunt afișate valorile folosite pentru proiectarea paletei cu anvergură mică utilizând programul de proiectare inversă (luând în calcul efectul 3D).

| Tab. 5. 2 Datele de proiectare pentru cazurile proiectate, cu câte 3 variante constructive |       |                   |                             |            |           |                   |                             |            |
|--|-------|-------------------|-----------------------------|------------|-----------|-------------------|-----------------------------|------------|
|  | BUTUC |                   |                             |            | PERIFERIE |                   |                             |            |
|  | N     | $R_{med}$<br>[mm] | $n$<br>[min <sup>-1</sup> ] | $(rv_y)_2$ | N         | $R_{med}$<br>[mm] | $n$<br>[min <sup>-1</sup> ] | $(rv_y)_2$ |
| Var1   | 5     | 32.98             | 1740.18                     | 0.2302     | 3         | 51.7              | 2898.59                     | 0.0824     |
| Var2   | 8     | 52.76             | 1087.78                     | 0.5892     | 5         | 86.16             | 1739.29                     | 0.2289     |
| Var3   | 15    | 98.95             | 580.00                      | 2.0723     | 8         | 137.86            | 1087.02                     | 0.5858     |

După proiectarea celor două rețele de profile subțiri (la butuc și periferie), s-au reprezentat profilele paletelor. Pe axa ordonatelor este reprezentat produsul dintre raza profilului și unghiul de înfășurare  $\varphi$ , adimensionalizat cu lungimea paletei în direcția curgerii L. Conform Fig. 5. 4 și Fig. 5. 5, se observă o apropiere foarte bună dintre scheletul rezultat în urma proiectării inverse (Q3D) și scheletul calculat analitic cu FORTRAN (TC) (A. 3). De asemenea, se observă că rezultatele pentru cele 3 variante calculate Q3D se suprapun (linia întreruptă) iar profilele din rețeaua plană (linie continuă) se apropie foarte mult de cele proiectate cu metoda inversă de proiectare (Q3D).

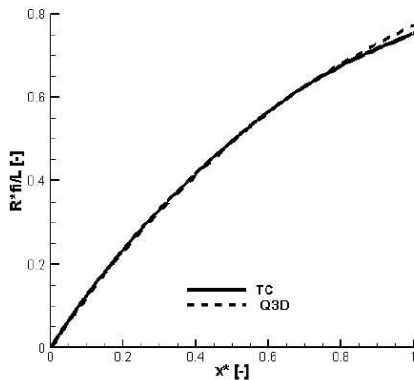


Fig. 5. 4 Compararea profilurilor paletelor subțiri de rotor de impulsor rezultate din programul de proiectare inversă (Q3D) cu programul de proiectare a rețelelor plane de profile subțiri (TC) pentru **butuc**

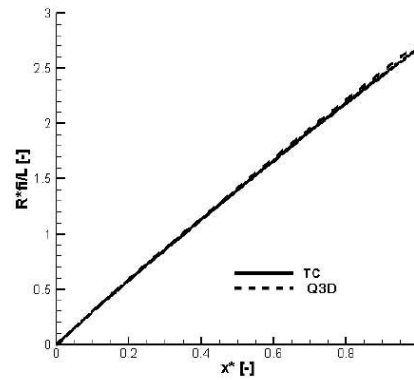


Fig. 5. 5 Compararea profilurilor paletelor subțiri de rotor de impulsor rezultate din programul de proiectare inversă (Q3D) cu programul de proiectare a rețelelor plane de profile subțiri (TC) pentru **periferie**

Pentru compararea variației presiunii statice de-a lungul profilurilor subțiri se calculează coeficientul de presiune la o rază mediană pentru fiecare variantă proiectată. În programul de calcul analitic (A. 3) coeficientul de presiune este definit conform relației (5. 14). În aceste condiții se pot compara rezultatele din programul de proiectare ce folosește metoda inversă (Q3D) cu rezultatele obținute din analiza obținută cu programul de proiectare a rețelelor plane de profile subțiri, A. 3 (Fig. 5. 6 și Fig. 5. 7). Atât în programul de proiectare inversă, Q3D, cât și în FORTRAN, TC, forma legii de încărcare este aproximată cu funcția *erf*.



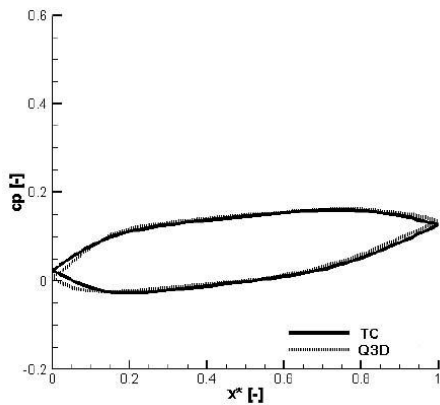


Fig. 5. 6 Variația coeficientului de presiune obținut în proiectarea inversă (Q3D) vs. calculul analitic (TC), la **butuc**

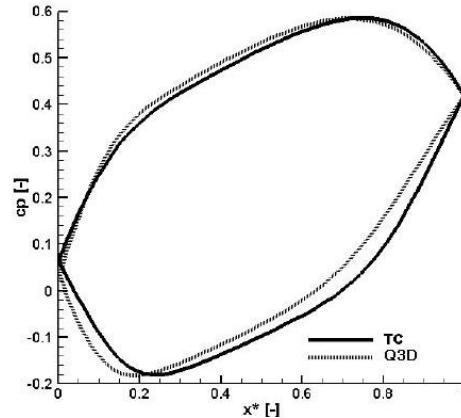


Fig. 5. 7 Variația coeficientului de presiune obținut în proiectarea inversă (Q3D) vs. calculul analitic (TC), la **periferie**

Se poate observa că, dacă se iau în calcul rezultatele proiectării inverse de la impulsorul model (care a fost proiectat, analizat, executat și testat, a se vedea Capitolul 3), există o apropiere foarte bună de rezultatele obținute cu programul de proiectare a rețelelor de profile subțiri (TC). Aceasta conduce la concluzia că optimizarea cavitațională a repartiției de presiuni pe paleta impulsorului se va face utilizând metoda analitică de calcul.

## 5.2 Funcția obiectiv

Optimizarea cavitațională presupune 3 elemente: parametrizarea (prezentată în Capitolul 4), funcția obiectiv și algoritmul de optimizare (din capitolul următor). **Se urmărește creșterea valorii presiunii statice minime de pe paletă cu menținerea unui palier pe o lungime cât mai mare a paletii.**

În cazul turbopompelor fenomenul de cavitație apare și se dezvoltă cu precădere în zona de intrare a curentului pe paletă (în aval de bordul de atac). De exemplu, pentru secțiunea de calcul analizată (Fig. 5. 8) rezultă că valoarea minimă a coeficientului de presiune  $-cp_{min}$  se regăsește la aproximativ 20% din lungimea paletii, față de bordul de atac. Eliminarea acestui minim și aducerea valorii lui  $-cp_{min}$  la un prag impus constituie obiectivul optimizării. Noua valoare se stabilește față de nivelul coeficientului de cavitație al instalației ( $\sigma$ ) în care funcționează turbomașina și va fi unică pentru toate secțiunile de calcul. Dacă valoarea lui  $\sigma$  nu este determinabilă se va stabili nivelul lui  $-cp_{min}$  în funcție de parametrul XTE ca fiind maxim posibil pentru toate secțiunile de calcul.

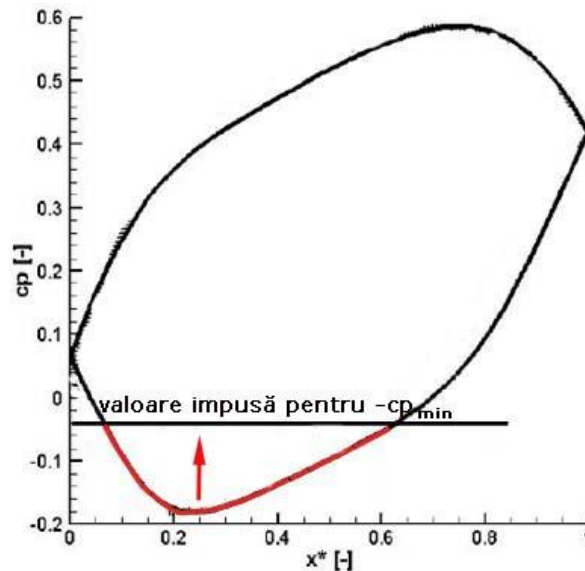


Fig. 5. 8 Representarea schematizată a funcției obiectiv

### 5.3 Algoritmul de optimizare

Procedura de optimizare este concepută pentru proiectarea inversă a rețelelor plane de profile subțiri. Primul pas este utilizarea în proiectare a funcției de formă a legii de încărcare. Deoarece funcția de formă a legii de încărcare conține 4 parametrii ( $XLE, XTE, SLO, FLE$ ) optimizarea este destul de dificil de realizat. De asemenea, și timpul de convergență al problemei este foarte mare. De aceea se vor considera numai 3 parametri pentru ușurarea procesului iterativ ceea ce reduce timpul de lucru cu aproximativ 50%. Acești 3 parametri sunt:  $XTE, SLO, FLE$ .

Pentru obținerea în final a unei variații utilizabile a funcției de formă a încărcării paletelor, din expresia inițială de aproximare se elimină primul factor care conține funcția erf, (5. 20).

$$g(x^*, x_{TE}^*, SLO, FLE) = (FLE + SLO \cdot x^*) \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*}\right) g^*(x_{TE}^*, SLO, FLE) \quad (5. 20)$$

unde

$$g^*(x_{TE}^*, SLO, FLE) = \left\{ \int_0^1 (FLE + SLO \cdot x^*) \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{1-x^*}{1-x_{TE}^*}\right) dx^* \right\}^{-1}$$

Din cei 3 parametri ce influențează forma legii de încărcare ( $XTE, SLO, FLE$ ) doi sunt variabili, panta ( $SLO$ ) și încărcarea la bordul de atac al paletelor ( $FLE$ ), iar cel de-al treilea este fix ( $XTE$ ).

Pentru inițializarea procedurii se va impune valoarea parametrului  $XTE$ , pasul adimensionalizat al rețelei  $s$ , valorile adimensionale ale proiecției vitezei relative pe direcție tangențială la intrare  $w_{y1}$ , (5. 21), și ieșire  $w_{y2}$ , (5. 22), din domeniul de calcul. Parametrii  $SLO, FLE$  vor fi variabili iar valorile lor vor fi calculate

până când funcția obiectiv va fi atinsă. Schema procedurii de optimizare este redată în Fig. 5. 9.

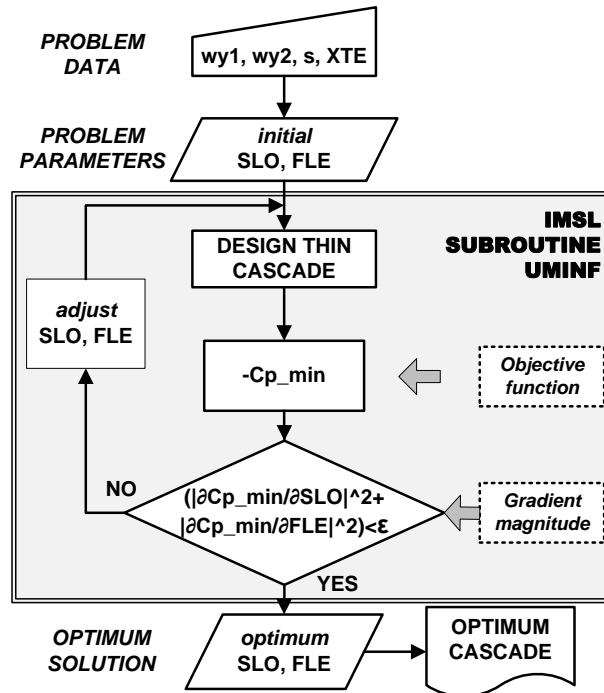


Fig. 5. 9 Schema procedurii de optimizare a curgerii

$$w_{y1} = \frac{U}{V_{x1}} = \frac{W_{y1}}{V_{x1}} = \operatorname{tg} \alpha_1 \quad (5.21)$$

$$w_{y2} = \frac{U - V_{y2}}{V_{x1}} = \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (5.22)$$

unde viteza de transport  $U$  este definită de relația:

$$U = \omega \cdot R = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R. \quad (5.23)$$

Pasul rețelei este un alt element necesar proiectării rețelei plane de profile. Așa cum s-a mai arătat la începutul capitolului, adimensionalizarea se face cu lungimea în direcție axială a profilului ( $L$ )

$$s = \frac{S}{L} [-]. \quad (5.24)$$

Calculul numeric presupune utilizarea subrutinei **UMINF** din biblioteca IMSL [123] a programului FORTRAN. Această subrutină este o procedură matematică de minimizare valorică a unei funcții de mai multe variabile. Utilizează metoda quasi newtoniana de minimizare a unei funcții și a gradientului finit.

Programul folosit, prin intermediul subrutinei de optimizare, efectuează calcule iterative pentru **stabilizarea** valorilor parametrilor studiați precum și pentru maximizarea valorii minime a coeficientului de presiune. Din Fig. 5. 10 și Fig. 5. 11 se poate observa că parametrii se stabilizează după un număr de iterații (140 de

iterații pentru cazul de la butuc și 180 de iterații pentru cazul de la periferie). De asemenea și valoarea coeficientului de presiune se stabilizează după un număr mic de iterații (Fig. 5. 12 și Fig. 5. 13).

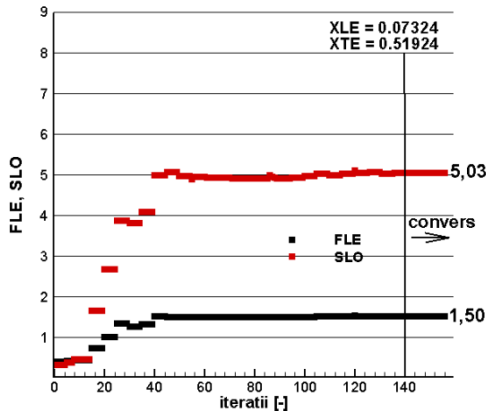


Fig. 5. 10 Variația parametrilor SLO (panta) și FLE (încărcarea paletii la bordul de atac) în funcție de numărul de iterații, pentru profilul de la **butuc**

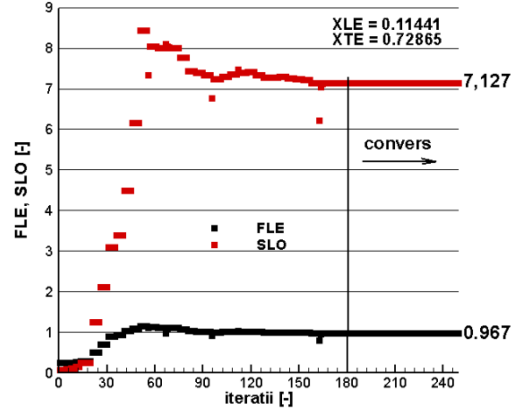


Fig. 5. 11 Variația parametrilor SLO (panta) și FLE (încărcarea paletii la bordul de atac) în funcție de numărul de iterații, pentru profilul de la **periferie**

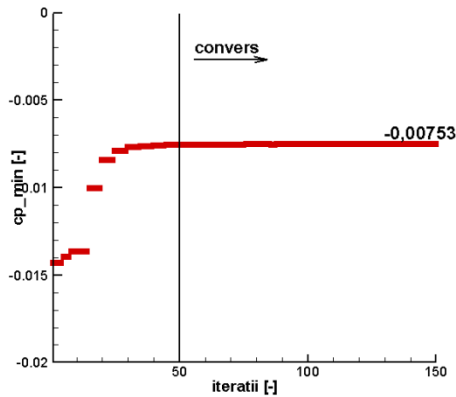


Fig. 5. 12 Variația coeficientului de presiune minim în funcție de numărul de iterații, pentru profilul de la **butuc**

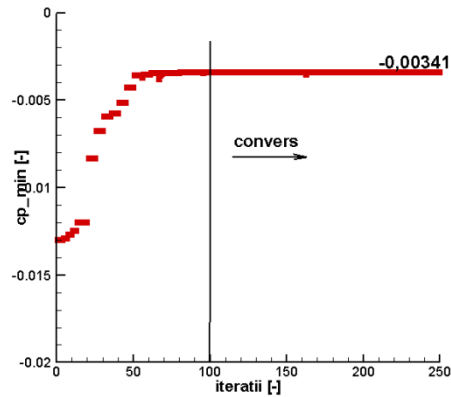


Fig. 5. 13 Variația coeficientului de presiune minim în funcție de numărul de iterații, pentru profilul de la **periferie**

După aplicarea procedurii de optimizare, din reprezentarea distribuției de presiuni pentru două secțiuni de calcul, la butuc, Fig. 5. 14, respectiv la periferie, Fig. 5. 15, rezultă creșterea valorii lui  $-cp_{\min}$  pentru cazul optimizat față de cel inițial. Se observă că valoarea optimizată calculată pentru coeficientul de presiune este constantă pe o lungime de aproximativ 75% din lungimea paletii, atât la butuc cât și la periferie.

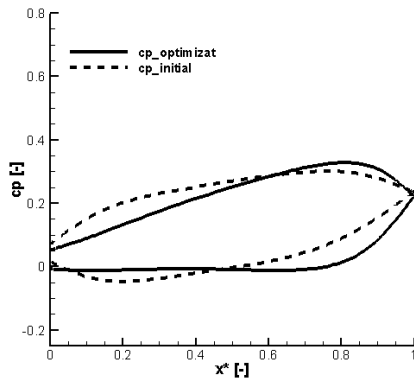


Fig. 5. 14 Compararea unui caz test de coeficient de presiune optimizat vs neoptimizat

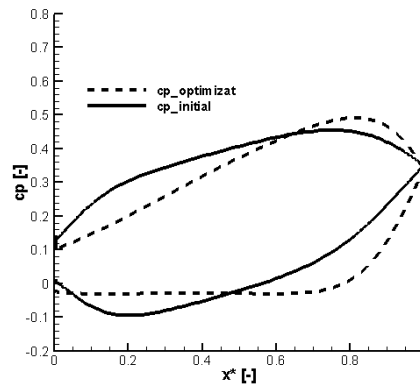


Fig. 5. 15 Compararea unui caz test de coeficient de presiune optimizat vs neoptimizat

## 5.4 Concluzii

Rotorul de impulsor proiectat în Capitolul 3 care a fost realizat și testat în laborator face obiectul metodologiei de optimizare. Din analiza rezultatelor proiectării s-a concluzionat că metoda inversă Q3D de proiectare consideră influența grosimii paletei numai prin gradul de obstrucție. Pentru simplificarea calculului de optimizare s-a adoptat ipoteza neglijării grosimii paletei ceea ce conduce la optimizarea formei scheletului în raport cu un criteriu ales. În această situație se poate aborda problema optimizării pe secțiuni prin calculul rețelelor plane de profile subțiri. Ca urmare, forma scheletului paletei s-a proiectat și optimizat 2D, pe secțiuni.

În Capitolul 4 și Capitolul 5 s-au evidențiat etapele optimizării: parametrizarea legii de încărcare, funcția obiectiv și procedura de calcul analitică. S-a stabilit ca optimizarea să se realizeze din punct de vedere cavitațional. Rezultatele procedurii de optimizare pentru un caz general au condus la concluzia că utilizarea metodei analitice de calcul a rețelelor plane de profile subțiri este potrivită pentru optimizarea paletajului impulsorului.

## 6. Proiectarea și analiza impulsorului optimizat cavitațional

În continuare se urmărește reproiectarea optimizată cavitațional a rotorului de impulsor ce a fost tratat în Capitolul 3. Optimizarea cavitațională a paletelor de impulsor presupune forme noi pentru legea de încărcare păstrându-se variația momentului cinetic de la studiul de caz. Rotorul reproiectat va fi analizat numeric pentru a se putea compara, din punct de vedere cavitațional, cu performanțele inițiale ale impulsorului.

### 6.1 Optimizarea și proiectarea noului rotor de impulsor

În scopul optimizării legii de încărcare pentru toate secțiunile pe paletă, de la butuc la periferie, este necesară determinarea valorilor parametrului XTE. Pentru aceasta se consideră 6 secțiuni prin paleta de impulsor (la butuc  $r = 0$ , la periferie  $r = 1$  și la valori intermediare 0.125, 0.27, 0.5, 0.72), a căror rețea plană de profile va fi proiectată optimizat cavitațional pentru diferite valori ale lui XTE. Din reprezentarea valorii minime a coeficientului de presiune pentru fiecare rețea plană de profile subțiri, proiectată pentru un șir de valori ale parametrului XTE, Fig.6. 1., rezultă că valoarea maximă posibilă pentru coeficientul de presiune este  $cp_{min} = -0,0295$ , comună tuturor secțiunilor de calcul. Din intersecția dreptei  $y = -0,0295$  cu cele 6 curbe  $cp_{min}(XTE)$  rezultă valorile pentru XTE, Tab. 6. 1, reprezentate cu puncte roșii în Fig.6. 2.

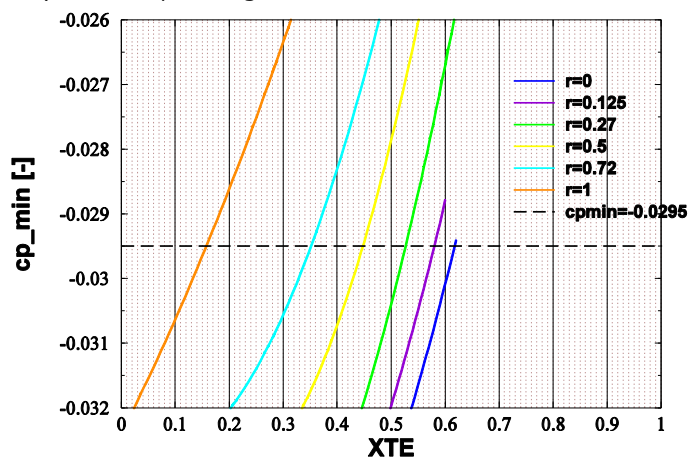


Fig.6. 1 Variația valorilor minime ale coeficientului de presiune pentru 6 rețele de profile subțiri ale paletii de impulsor

Prin trasarea unei curbe de aproximare polinomială de gradul 3 se obține variația parametrului legii de încărcare optimizată, XTE, de la butuc la periferie

pentru cele 49 de secțiuni ale paletii de impulsor în plan meridian. Această curbă are expresia analitică de forma

$$y = -0.2524x^3 + 0.1274x^2 - 0.3284x + 0.6137$$

În A. 4 sunt afișate toate valorile ce au generat curba de gradul 3 ce reprezintă variația XTE( $r^*$ ), Fig.6. 2.

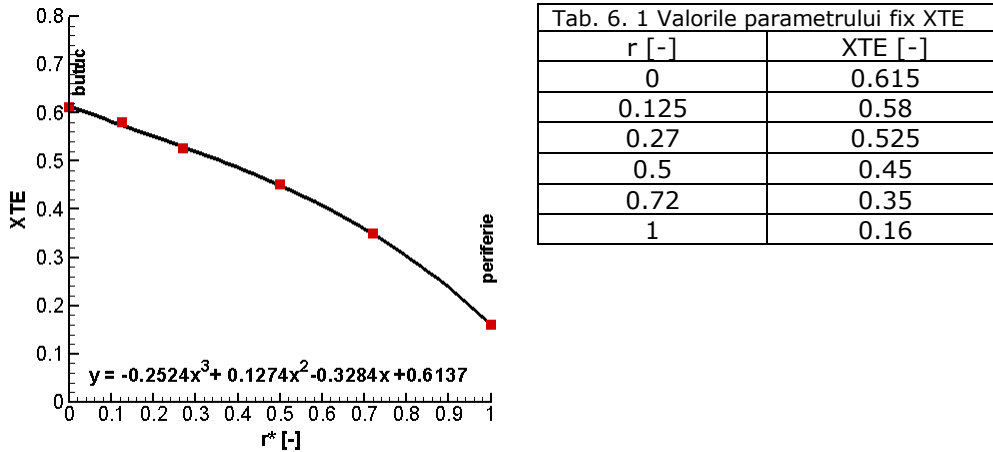


Fig.6. 2 Variația parametrului optimizat XTE pentru profilele paletii de impulsor test, de la butuc la periferie

Având valorile pentru XTE se poate apela procedura de optimizare care are ca funcție obiectiv maximizarea valorii minime a coeficientului de presiune pe fiecare secțiune a paletii de impulsor test, de la butuc spre periferie. Prin utilizarea algoritmului de optimizare rezultă o nouă formă a legii de încărcare pentru fiecare secțiune de calcul. Noua formă a legii de încărcare este reprezentată pentru trei secțiuni ale paletii impulsorului .

În Fig.6. 3 - Fig.6. 5 se compară forma legii de încărcare inițială (cea stabilită pentru impulsorul proiectat în Capitolul 3) cu cea optimizată obținută în urma procedurii de optimizare. Se poate observa din reprezentarea formei legii de încărcare pentru 3 secțiuni alese că aria de sub cele două curbe este egală. Asta conduce la concluzia că energia ce se transmite este aceeași, dar se remarcă că la varianta optimizată toate profilele sunt încărcate spre TE, ceea ce indică că transferul major de energie de la paletă la fluid se produce în a doua jumătate a paletii, spre bordul de fugă.

De asemenea, se constată că parametrul FLE (încărcarea la bordul de atac) scade de la butuc ( $FLE=0.51$ ) spre periferie ( $FLE=0.4$ ) ceea ce indică torsionarea mai mare a paletii spre periferie.

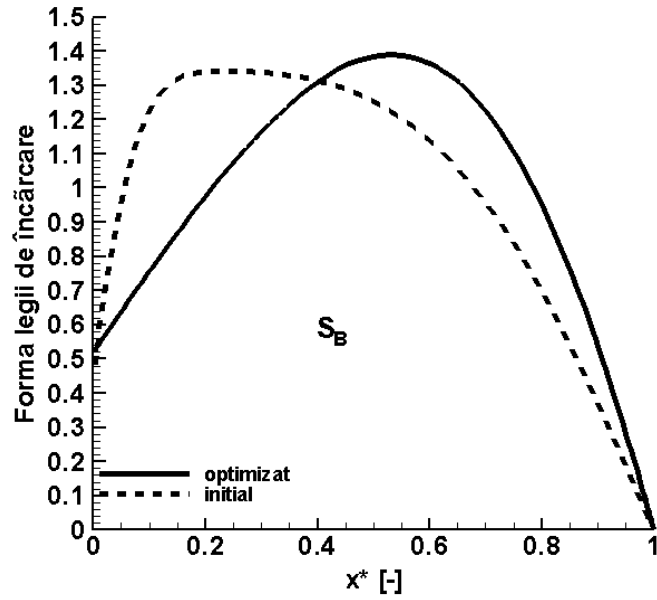


Fig.6. 3 Forma legii de încărcare inițială vs. optimizată, în secțiunea de la butuc  $S_B$ , a impulsorului test

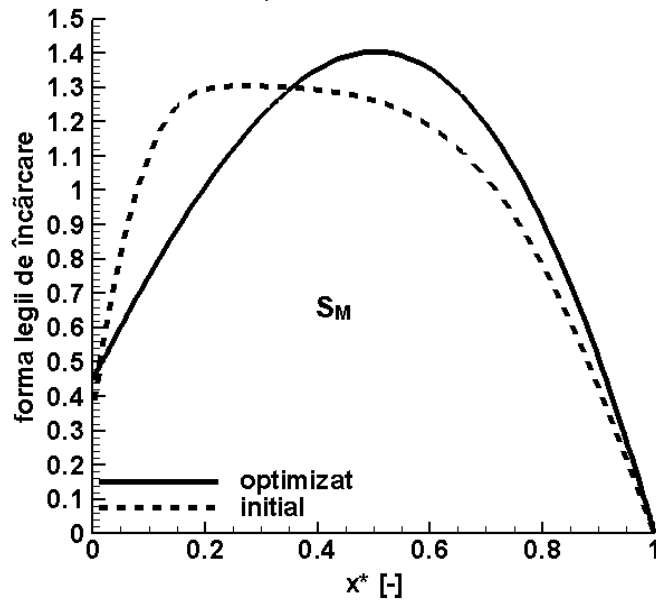


Fig.6. 4 Forma legii de încărcare inițială vs. optimizată, în secțiunea mediană  $S_M$ , a impulsorului test



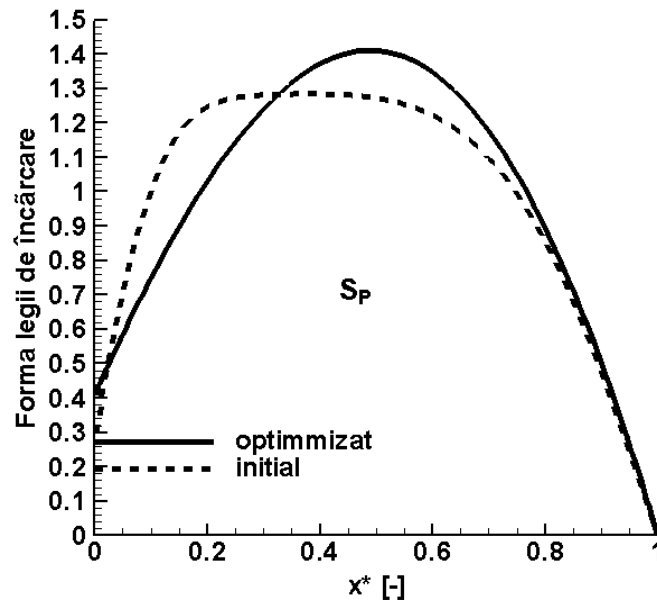


Fig.6. 5 Forma legii de încărcare inițială vs. optimizată, în secțiunea de la periferie  $S_p$ , a impulsorului test

În urma optimizării rețelelor de profile subțiri pentru cele 49 de secțiuni ale paletei de impulsor (a se vedea Capitolul 3) au rezultat legile de încărcare optimizate. Acestea au fost impuse în programul de proiectare inversă Q3D care generează o nouă geometrie pentru paleta subțire de impulsor.

## 6.2 Analiza numerică 3D a rotorului optimizat

### 6.2.1 Domeniul de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniului

Pentru investigarea numerică 3D a rotorului reproiectat este necesară construirea domeniului de analiză cu ajutorul preprocesorului grafic GAMBIT 2.4.6. Domeniul de analiză este reprezentat de un canal interpaletar considerând condiția de periodicitate, Fig.6. 6. Pentru a asigura o mai bună convergență a soluției numerice, domeniul de analiză a fost extins cu încă o lungime axială ( $L = 50$  mm) aval de zona paletată iar amonte cu jumătate din lungimea axială a impulsorului ( $L = 25$  mm). Domeniul a fost discretizat cu o rețea structurată compusă din 432 000 celule hexaedrale (Fig.6. 7). O discretizare mai rafinată s-a realizat spre bordul de atac, respectiv bordul de fugă al paletei.

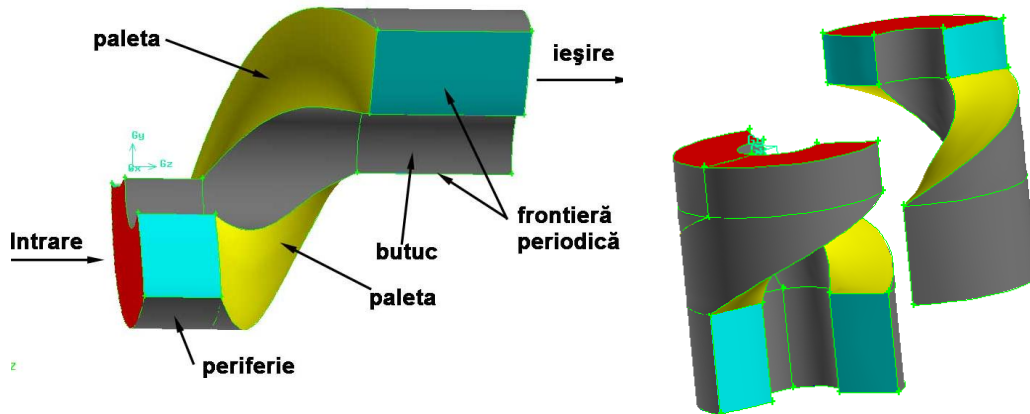


Fig.6. 6 Domeniul tridimensional de analiză al canalului interpaletar rotoric al impulsorului optimizat cavitațional

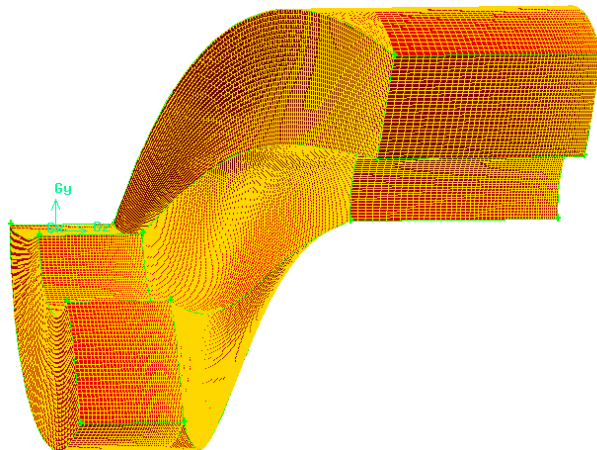


Fig.6. 7 Domeniul 3D de analiză discretizat al canalului interpaletar rotoric

Condițiile la limită pe frontierele extinse, laterale, ale domeniului, atât aval cât și amonte, sunt condiții de periodicitate. Frontiera din exteriorul domeniului de analiză, precum și frontierele de la butuc, au fost definite ca fiind frontiere impenetrabile (pereți), iar suprafețele paletei ce constituie intradosul și extradadosul paletei sunt de asemenea impenetrabile. Pe frontiera de la ieșire s-a impus condiția de echilibru radial iar pentru cea de la intrare componenta debitantă a vitezei  $v_x = 5,6523$  [m/s]. Domeniul se rotește cu  $n=2900$  [rpm].

### 6.2.2 Modelul de turbulență ales

Așa cum a mai fost arătat pe parcursul lucrării, în diverse situații, metoda de proiectare inversă presupune o proiectare Q3D, în ipoteza fluidelor ideale. Pentru a face posibilă compararea rezultatelor inițiale, de la cazul prezentat în Capitolul 3, cu cele optimizate este necesar studiul curgerii incompresibile, nevâscoase, cu un model de turbulență corespunzător.

### 6.2.3 Evaluarea rezultatele numerice ale rotorului de impulsorului optimizat cavitațional

#### 6.2.3.1 Compararea rezultatele numerice 2D inițial cu 2D optimizat

Prima etapă de evaluare a rezultatelor proiectării optimizate este compararea distribuțiilor de presiune pe profilele subțiri obținute prin proiectarea inversă 2D optimizată și neoptimizată. Domeniul de analiză este arătat în Fig.6. 8. Pentru intrare a fost pusă condiția de viteză axială iar domeniul se translatează pe axa Oy cu o viteză egală cu proiecția pe direcție tangențială a vitezei relative, pentru fiecare secțiune. Domeniul a fost discretizat cu 24500 de elemente structurate.

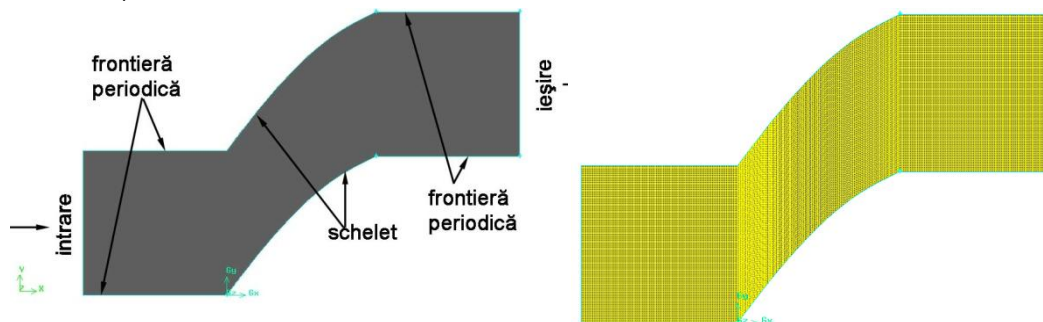


Fig.6. 8 Domeniul de analiză 2D pentru rețeaua de profile subțiri

Comparând variația presiunii pe profilele subțiri la cele trei secțiuni de analiză ( $S_B, S_M, S_P$ ), 2D numeric inițial cu 2D numeric optimizat, se pot constata următoarele:

- în secțiunea din apropierea butucului  $S_B$  creșterea lui  $-cp_{min}$  este de 51,6% față de valoarea minimă și se menține această valoare pe aproximativ 50% din valoarea paletii;
- în secțiunea mijlocie  $S_M$ ,  $-cp_{min}$  crește cu 57% față de valoarea locală și se menține constant pe circa 40% din lungimea paletii;
- în apropierea periferiei  $S_P$ , creșterea lui  $-cp_{min}$  este de 34% și are o valoare constantă pe mai puțin de 40% din lungimea paletii.

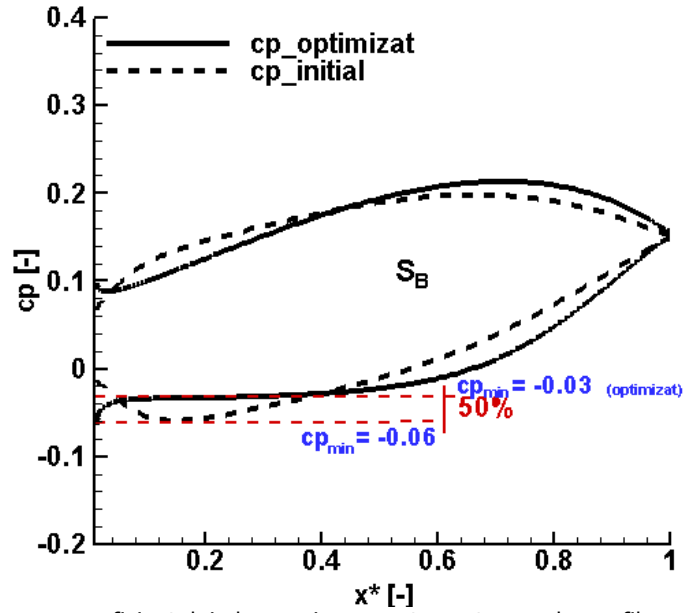


Fig.6. 9 Compararea coeficientului de presiune pentru rețeaua de profile subțiri inițială vs. optimizată, pentru  $S_B$  a paletei de impulsor

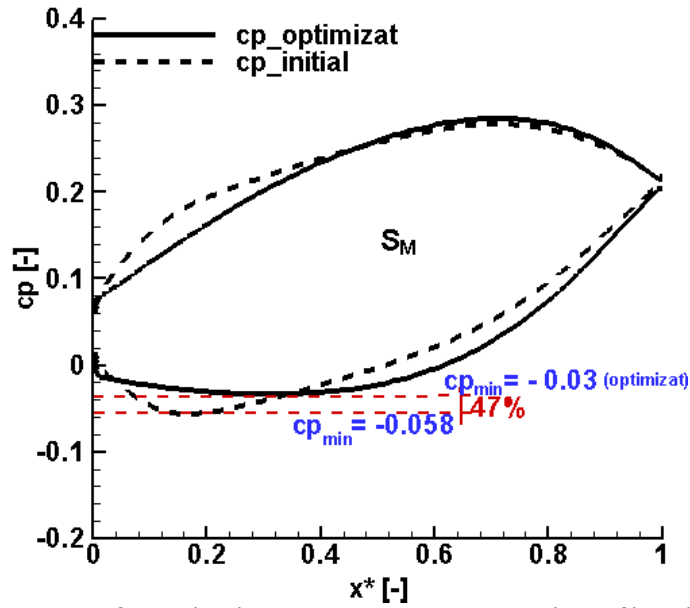


Fig.6. 10 Compararea coeficientului de presiune pentru rețeaua de profile subțiri inițială vs. optimizată, pentru  $S_M$  a paletei de impulsor

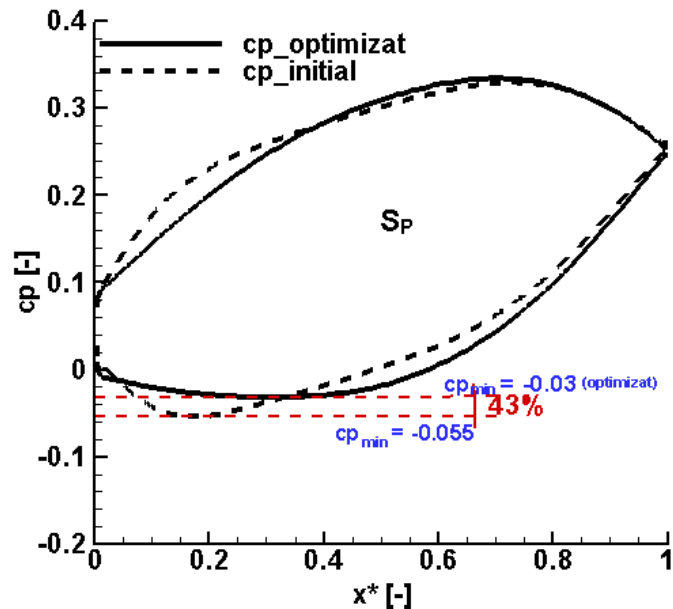


Fig.6. 11 Compararea coeficientului de presiune pentru rețeaua de profile subțiri inițială vs. optimizată, pentru  $S_p$  a paletei de impulsor

### 6.2.3.2 Compararea rezultatele numerice 2D optimizat cu 3D optimizat

O analiză numerică mai complexă 3D aduce informații mai aproape de fenomenele reale din turbomașină. Comparăția cu rezultatele analizei numerice 3D este redată în Fig.6. 12 - Fig.6. 14. Se remarcă o mai bună apropiere a rezultatelor pentru secțiunea mijlocie  $S_M$  și pentru cea de la periferie  $S_p$ . Saltul de presiune din vecinătatea muchiei de intrare poate fi pus pe seama orientării diferite a paletei spațiale față de direcția normală a curentului în comparație cu scheletul rezultat din calculul analitic 2D. Repartiția distribuției de presiuni la  $S_p$  indică desprinderea curentului în zona TE.

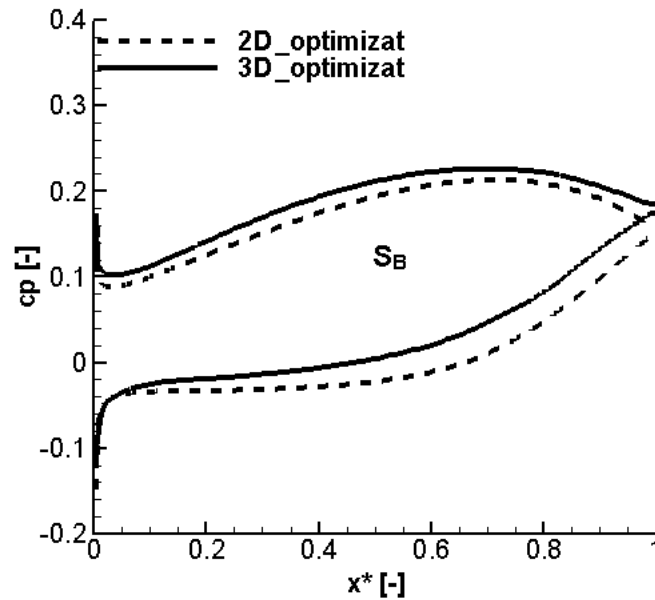


Fig.6. 12 Compararea coeficientului de presiune optimizat pentru rețeaua plană de profile subțiri (linie întreruptă) vs. 3D numeric, pentru  $S_B$  a paletei de impulsor

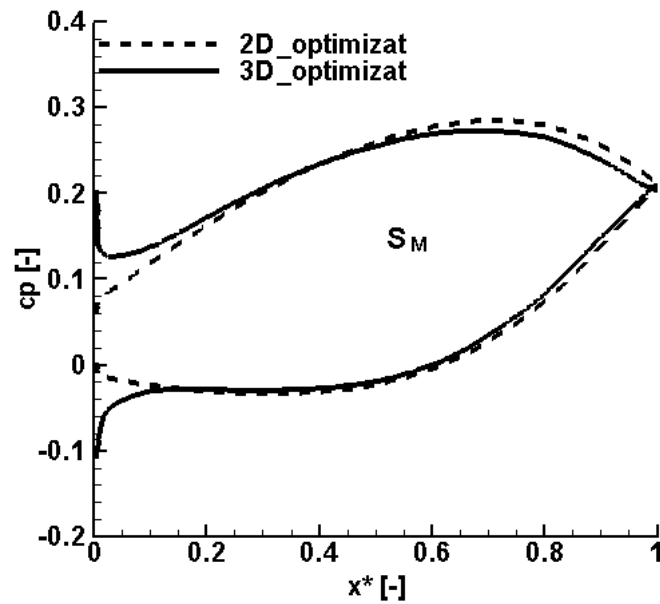


Fig.6. 13 Compararea coeficientului de presiune optimizat pentru rețeaua plană de profile subțiri (linie întreruptă) vs. 3D numeric, pentru  $S_M$  a paletei de impulsor

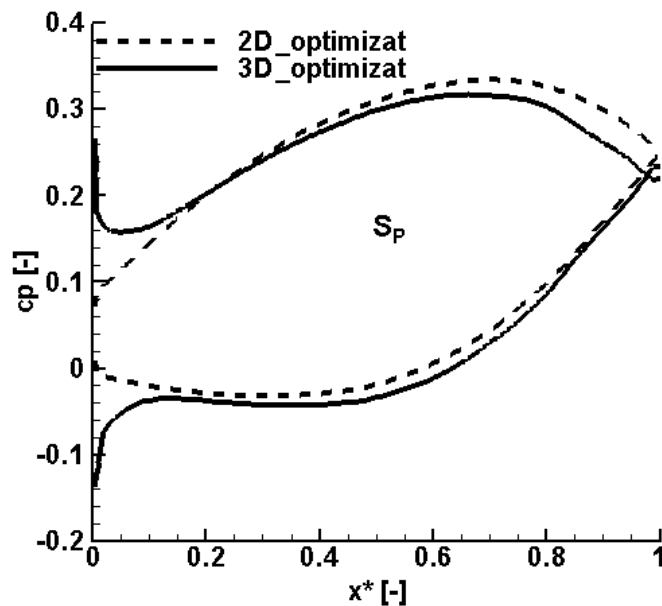


Fig.6. 14 Compararea coeficientului de presiune optimizat pentru rețeaua plană de profile subțiri (linie întreruptă) vs. 3D numeric, pentru  $S_p$  a paletei de impulsor

### 6.2.3.3 Compararea rezultatele numerice 3D optimizat cu 3D inițial

În Fig.6. 15 - Fig.6. 17 sunt comparate variațiile coeficientului de presiune pentru cele trei secțiuni ale paletei de impulsor. Suprapunerea coeficientului de presiune pentru paleta inițială peste cazul optimizat arată o creștere a presiunii de-a lungul paletei de impulsor. Se observă că în zona butucului  $-cp_{min}$  pentru paleta optimizată are valoarea cea mai mare, de aproximativ -0,023, iar spre periferie aceasta scade până la aproximativ -0,038. Cu toate acestea, valoarea lui  $-cp_{min}$  optimizat este mai ridicată față de valoarea inițială cu 48% în secțiunea  $S_B$ , respectiv 33% în secțiunea  $S_p$ . În zona mediană  $S_M$  valoarea lui  $-cp_{min}$  crește de la valoarea inițială la cea optimizată cu aproximativ 25%. În toate secțiunile analizate, optimizarea cavitațională aduce o mărire a lui  $-cp_{min}$  pe circa 35% din lungimea paletei.

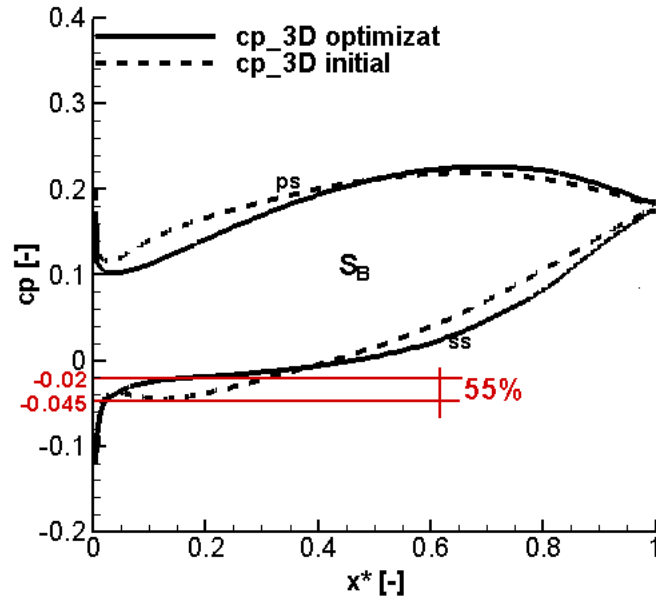


Fig.6. 15 Compararea coeficientului de presiune pentru impulsorul optimizat cavitațional (linia continuă) vs. coeficientul de presiune inițial (linia întreruptă), pentru raza din apropierea butucului ( $R = 23,8$  mm)

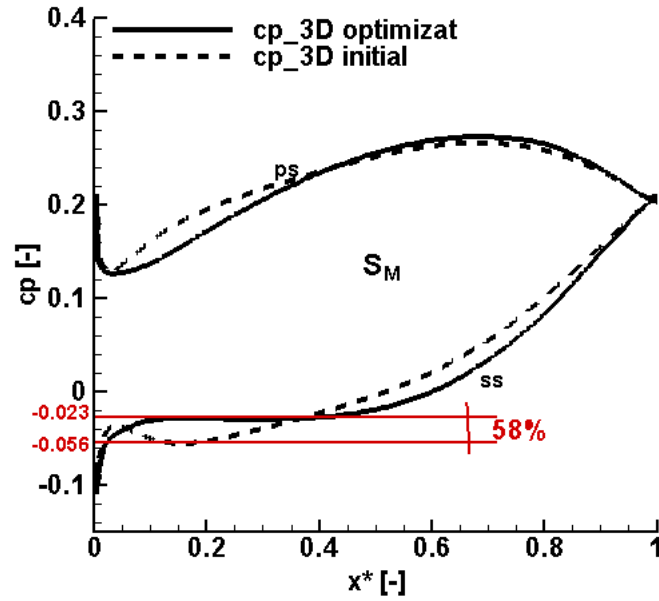


Fig.6. 16 Compararea coeficientului de presiune pentru impulsorul optimizat cavitațional (linia continuă) vs. coeficientul de presiune inițial (linia întreruptă), pentru raza mediană ( $R = 35$  mm)



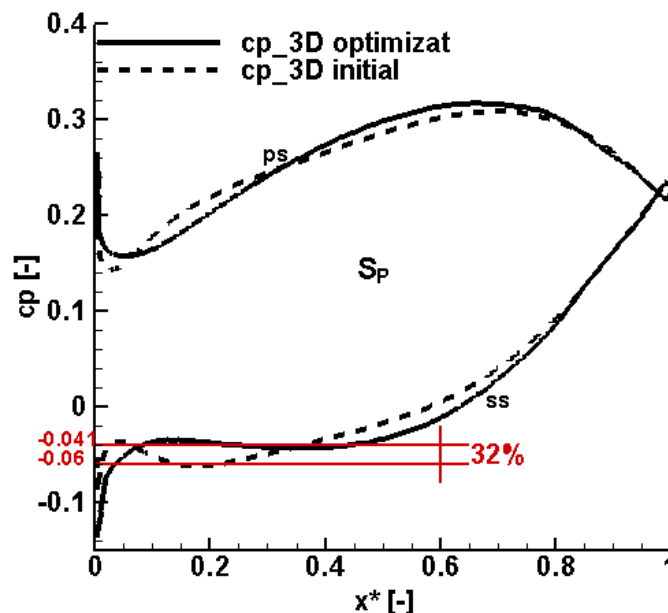


Fig.6. 17 Compararea coeficientului de presiune pentru impulsorul optimizat cavitațional (linia continuă) vs. coeficientul de presiune inițial (linia întreruptă), pentru raza din apropierea periferiei ( $R = 48$  mm)

### 6.3 Concluzii

Pentru optimizarea cavitațională a impulsorului s-a apelat la proiectarea inversă optimizată a rețelelor plane de profile subțiri, pentru fiecare secțiune de calcul. Analiza numerică a rețelelor plane de profile subțiri, inițiale și optimizate, pentru fiecare secțiune a paletii de impulsor au arătat că valorile lui  $-cp_{min}$  sunt aproximativ egale cu  $-0,0295$ , valoarea maximă posibilă pentru acest caz.

Compararea rezultatelor numerice 2D cu 3D a urmărit în primul rând validarea rezultatelor din analiza 2D a rețelei de profile subțiri. În toate secțiunile analizate ( $S_B, S_M, S_P$ ) valorile lui  $-cp_{min}$  sunt constante pe 40% - 45% din lungimea paletii. Alura generală a distribuției de presiuni este asemănătoare pentru cazurile optimizate și neoptimizate, iar aria dintre curbe se conservă pentru fiecare secțiune analizată, ceea ce arată transmiterea aceleiasi cantități de energie către fluid în ambele cazuri.

Din analiza numerică 3D se constată că în cazurile optimizate gradientii de presiune cresc spre TE, fapt cauzat de creșterea încărcării paletii în această zonă, ceea ce conduce la desprinderi ale curentului. Optimizarea cavitațională obținută în toate cazurile descarcă paleta de la LE până la jumătatea lungimii și o supraîncarcă spre TE cu consecințe asupra comportării energetice a impulsorului.

Având în vedere rolul mic energetic al impulsorului în ansamblul transformărilor energetice dintr-o pompă centrifugă, îmbunătățirea comportării cavitaționale realizată prin optimizare este de importanță mai mare. Astfel se obține evitarea erodării premature a impulsorului, mărirea stabilității în funcționare, în condițiile realizării nemodificate a protecției față de fenomenul de cavitație la intrare în rotorul centrifug.

## 7 CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI PERSPECTIVE

### 7.1 Concluzii generale

Prezenta lucrare tratează analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulice. Obținerea încă din faza de proiectare a unor performanțe dorite în funcționarea mașinilor hidraulice este o etapă care micșorează ciclul de cercetare – proiectare – realizare a acestor mașini. Metoda inversă se bazează pe proiectarea unei curgeri care să realizeze cerințele de funcționare a mașinii, și mai apoi determină forma paletelor rotorice care să producă curgerea impusă.

Din analiza stadiului actual al optimizării proiectării mașinilor hidraulice, utilizând metoda inversă, a rezultat că cel mai important parametru care determină structura curgerii într-un rotor de turbomașină hidraulică este distribuția încărcării paletei, ceea ce arată practic distribuția transferului energetic în lungul paletei. Obținerea unei legături între funcția obiectiv și încărcarea paletei, pentru a realiza o curgere corespunzătoare conduce la realizarea proiectării optimizate utilizând metoda inversă.

Pentru analiza și optimizarea curgerii s-a ales ca și studiul de caz, un rotor impulsor impus de necesitățile practice ale îmbunătățirii comportării cavitaționale a pompei PRO 10 –195 care echipează stația de pompare Jidoaia din sistemul hidroenergetic de pe râul Lotru. Impulsorul este un rotor de tip axial montat amonte de rotorul centrifug al pompei. Din analiza curgerii în rotorul pompei PRO 10 –195 [26], [30], au rezultat problemele care determină funcționarea în regim de cavitație dezvoltat:

- existența unui curent neuniform circumferențial la intrarea în rotor, cauzat de câmpul de viteze de la ieșire din camera de aspirație cotită și de prezența arborelui;
- existența, la intrarea în rotorul centrifug a unei incidențe nepotrivite a curentului. Aceasta variază pe parcursul unei rotații și provoacă desprinderi, pentru toată gama de debite analizată [35];
- apariția și dezvoltarea excesivă a fenomenului de cavitație, din cauza presiunilor scăzute din zonele de desprindere, imediat după angajarea curentului pe paletele rotorului de pompă.

Metoda inversă de proiectare a turbomașinilor, dezvoltată în ultimii 20 de ani, de Zangeneh [114] a fost utilizată pentru obținerea rotorului impulsor pentru cazul concret a pompei PRO 10-195. Această metodă presupune curgerea axial – simetrică a fluidului ideal, paletele rotorului fiind considerate suprafețe de vârtej. Pentru acest tip de curgere sunt oferite în lucrare elementele teoretice de bază.

Impulsorul proiectat a fost destinat modelului de laborator al rotorului de pompă centrifug de la SP Jidoaia. El rezolvă cele trei probleme identificate în funcționarea pompei. De asemenea, a fost analizată numeric curgerea prin rotorul de impulsor proiectat și s-au determinat performanțele energetice și cavitaționale ale impulsorului și ale cuplului rotor centrifug – impulsor. Rezultatele obținute au

previzionat în mod corect contribuția impulsorului proiectat la îmbunătățirea funcționării pompei.

Realizarea acestui impulsor, și mai apoi încercările de laborator efectuate de Gh. Gînga [30] confirmă pe deplin îmbunătățirea substanțială din punct de vedere cavitațional a modelului de rotor al pompei din SP Jidoaia. Prezența impulsorului extinde domeniul de funcționare fără cavitație al pompei cu aproximativ 20%, până la debitul de  $1,2 Q_{nom}$ .

Deși impulsoarele îmbunătățesc comportarea cavitațională a rotoarelor de pompă centrifugă, există întotdeauna riscul dezvoltării cavitației în rotorul impulsor, ceea ce provoacă instabilitate în funcționare [7], [11] și erodarea acestuia. Din acest motiv, în prezenta lucrare s-a dezvoltat o metodologie de analiză și optimizare a curgerii în rotorul impulsor pentru proiectarea optimizată cavitațional, utilizând metoda inversă.

În scopul optimizării curgerii este necesară stabilirea unei legături funcționale între încărcarea paletelor și un criteriu de optimizare ales. Un prim pas în această direcție a fost parcurs prin descrierea parametrizată a legii de încărcare, deoarece programul de proiectare inversă oferă o interfață prin care variația formei legii de încărcare a paletelor în direcția curgerii poate fi ajustată de utilizator în sensul redistribuirii acesteia în lungul liniei de curgere, dar fără legătură cu scopul final al optimizării.

Din analiza formei legii de încărcare a paletelor rezultă o evoluție pe trei intervale, două cu variație parabolică și un interval cu variație liniară. În consecință, s-a adoptat pentru fiecare interval o expresie matematică, acestea depinzând în total de opt parametri. Din condițiile de continuitate, de pantă a porțiunii liniare și de limitare a încărcării a rezultat un sistem cu opt ecuații care a fost rezolvat matriceal. Rezultatele obținute cu algoritmul matematic au fost suprapuse peste cele oferite de programul de proiectare inversă și a rezultat o foarte bună apropiere.

Pentru obținerea unei legături funcționale între legea de încărcare și un parametru de optimizat, în lucrare se prezintă o nouă expresie matematică, parametrizată a formei legii de încărcare. În acest scop a fost utilizată expresia matematică a funcției de eroare (error function – *erf*). Avantajele acestei exprimări matematice a legii de încărcare sunt: încărcarea este definită pe un singur interval, nedivizat, funcția nu prezintă inflexiuni, este continuă, derivatele sale de ordin superior sunt continue iar integrala formei normalizate este unitară. Noua funcție obținută depinde de patru parametri caracteristici, în concordanță cu cerințele programului de proiectare inversă. Exprimarea matematică obținută permite reconstrucția legii de încărcare pentru întreaga paletă și introducerea acesteia în programul de proiectare inversă, prin impunerea unui fișier de încărcare. Compararea legii de încărcare a paletelor oferite de programul de proiectare cu legea de încărcare aproximată cu ajutorul funcției *erf* a condus la o bună apropiere. Exprimarea matematică parametrizată a legii de încărcare a fost primul pas al procedurii de optimizare a curgerii.

Deoarece metoda de proiectare inversă ia în calcul grosimea paletelor numai prin gradul de obstrucție, s-a proiectat o paletă cu grosime neglijabilă dar care îndeplinește aceleași cerințe hidrodinamice și se încadrează în aceleași condiții geometrice. Procesul de optimizare, așa cum a fost realizat în această lucrare, se

reduce la o problemă 2D de proiectare inversă a rețelelor de profile subțiri. Optimizarea scheletului paletei s-a realizat pentru fiecare secțiune a paletei.

Parametrizarea legii de încărcare a fost urmată de asimilarea paletelor impulsorului cu rețele plane de palete subțiri. În lucrare se oferă elementele analitice de calcul a rețelelor plane de profile subțiri. Pe baza unui program în limbaj FORTRAN se determină analitic forma scheletului paletelor subțiri, pe secțiuni ale paletei cu grosime neglijabilă. Această aproximare a condus la concluzia că este posibilă utilizarea algoritmului de proiectare pentru rețele plane subțiri în cazul proiectării inverse a unui impulsor. Acest algoritm a fost folosit, în continuare, în procedura de optimizare.

Din analiza rezultatelor numerice ale distribuțiilor de presiune pe suprafața paletelor impulsorului cu palete subțiri, proiectat cu metoda inversă, s-a stabilit ca funcție obiectiv optimizarea cavitațională a funcționării impulsorului. S-a urmărit astfel creșterea presiunii statice minime pe paletă la intrare și pentru o lungime cât mai mare a paletei, la toate razele de calcul. Procedura de optimizare creată în lucrare apelează la exprimarea matematică a funcției de formă a legii de încărcare, considerând dependența acesteia numai de trei parametri: unul impus inițial  $XTE$  și doi variabili  $SLO$  și  $FLE$ . Pe baza mărimilor cinematice ale curentului la intrare și luând în considerare legea de încărcare, algoritmul de calcul al rețelelor de profile subțiri oferă geometria profilelor paletei, dar și repartitia de presiune pe suprafața acesteia. Impunerea unui prag pentru coeficientul minim de presiune  $-cp_{min}$  pentru toate secțiunile de calcul ale paletei s-a realizat prin minimizarea funcției repartitiei de presiune cu ajutorul metodei quasi-Newton din subrutina UMINF a bibliotecii IMSL din programul FORTRAN.

S-a generat o nouă formă a legii de încărcare cu o nouă distribuție a lui  $rv_u$  pe fiecare secțiune a paletei. Aceste noi forme a legii de încărcare au fost impuse în programul de proiectare inversă Q3D. S-a proiectat o nouă paletă de rotor impulsor cu grosime neglijabilă. Analiza numerică a curgerii în impulsorul optimizat a oferit repartițiile de presiuni pe paletă.

Compararea rezultatelor obținute în urma analizei numerice a rețelei plane inițiale cu rețeaua plană optimizată a condus la concluzia că rezultatele obținute în analiza numerică 2D sunt utile de luat în calcul. Compararea rezultatelor 2D cu cele 3D sunt asemănătoare în ceea ce privește repartitia de presiune. Diferențele apar datorită simulării numerice 3D unde se ține cont de efectul 3D.

Analiza numerică 3D între repartițiile de presiune pe scheletul paletei subțiri inițiale comparate cu cele optimizate conduce la concluzia că valoarea presiunii din zona LE pe fața cu presiune mică (suction side) a crescut în urma optimizării cu aproximativ 50% (pentru secțiunea  $S_B$ ) respectiv 25% în zona periferică (pe secțiunea  $S_p$ ), pe minim 40% din lungimea paletei

În concluzie, lucrarea de față abordează și rezolvă un deziderat mai vechi al proiectanților de turbomașini hidraulice: optimizarea funcționării mașinii printr-o proiectare adecvată. Se oferă o metodologie de optimizare considerând criteriul cavitațional pentru un studiu de caz – un rotor de impulsor – care este aplicabilă în special turbomașinilor hidraulice axiale. Este de subliniat cuplarea etapelor de proiectare cu analiza numerică a curgerii în rotor, și crearea unei bucle proiectare -

analiză numerică - concluzii privind funcționarea rotorului proiectat – reproiectare – analiză numerică finală.

## 7.2 Contribuții personale

1. Proiectarea cu metoda inversă a unui impulsor pentru modelul rotorului pompei de la SP Jidoaia
2. Analiza numerică a curgerii în impulsorul proiectat pentru evidențierea contribuției sale la îmbunătățirea comportării cavitaționale a pompei
3. Parametrizarea legii de încărcare a paletei
4. O nouă exprimare matematică a legii de încărcare cu evidențierea parametrilor necesari programului de proiectare inversă
5. Reconstrucția legii de încărcare pentru întreaga paletă
6. Proiectarea paletajului impulsorului cu algoritmul analitic de proiectare inversă utilizând rețele de profile subțiri
7. Optimizarea cavitațională a impulsorului cu obținerea unei legi de încărcare optimizată
8. Reproiectarea impulsorului cu legea de încărcare optimizată
9. Analiza curgerii în impulsorul reproiectat

## 7.3 Perspective

- Pentru continuarea cercetărilor se propun următoarele direcții:
- Dezvoltarea metodologiei de analiză și optimizare a curgerii pentru curgerea axial – simetrică.
  - Evaluarea efectului 3D în curgerea complet dezvoltată
  - Analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă în vederea maximizării performanțelor energetice ale turbomașinilor
  - Analiza și optimizarea curgerii pentru realizarea unei proiectări inverse optimizată atât din punct de vedere energetic cât și cavitațional
  - Luarea în considerare la analiza și optimizarea curgerii a profilelor aerohidrodinamice cu grosime, pentru a se ajunge mai aproape de fenomenele reale ce apar în această situație
  - Dezvoltarea metodologiei de optimizare prin luarea în calcul a stivuirii profilelor. Proiectare Q3D în calcul stivuirii la proiectarea paletei.

## A. 1 RECONSTRUCȚIA LEGII DE ÎNCĂRCARE A PALETEI DE IMPULSOR

```

PROGRAM LOADINGFILE
IMPLICIT NONE
INTEGER NHUB2SHROUD, NLE2TE, I, J
DOUBLEPRECISION LOAD(100,100), Sstar(100,100), Rstar(100,100)
COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
DOUBLEPRECISION COEFNORM(100), FLSERF
C read the TD loading file
CALL READLD('TD.ld')
C compute the normalization coefficients
DO I = 1, NHUB2SHROUD
    COEFNORM(I) = 0.0D0
    DO J = 2, NLE2TE
        COEFNORM(I) = COEFNORM(I)
        & + (LOAD(I,J)+LOAD(I,J-1))*(Sstar(I,J)-Sstar(I,J-1))*5D0
    END DO
END DO
OPEN(1,FILE='coefnorm.dat')
DO I = 1, NHUB2SHROUD
    WRITE(1,'(I3,2G12.5)') I, COEFNORM(I), 1.D0/COEFNORM(I)
END DO
CLOSE(1)
C normalize TDload data (divide by COEFNORM)
DO I = 1, NHUB2SHROUD
    DO J = 1, NLE2TE
        LOAD(I,J) = LOAD(I,J)/COEFNORM(I)
    END DO
END DO
OPEN(10,FILE='fitparam.dat')
DO I = 1, NHUB2SHROUD
C fit data for I-th slice, and put the parameters in
C COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
    CALL FITERF(I)
C re-compute the normalized loading (loading shape function)
    DO J = 1, NLE2TE
        LOAD(I,J) = FLSERF(Sstar(I,J))
    END DO
END DO
CLOSE(10)
C un-normalize re-computed loading shape (multiply by COEFNORM)
DO I = 1, NHUB2SHROUD
    DO J = 1, NLE2TE
        LOAD(I,J) = LOAD(I,J)*COEFNORM(I)
    END DO
END DO
C write the new (re-computed) loading file
CALL WRITELD('MY.ld')
END PROGRAM
SUBROUTINE READLD(filename)
C read the *.ld file from TD-1
IMPLICIT NONE
CHARACTER*12 filename
INTEGER NHUB2SHROUD, NLE2TE, I, J, DUMMY

```

```

DOUBLEPRECISION LOAD(100,100),Sstar(100,100),Rstar(100,100),
&      Ri
COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
OPEN(1,file=filename)
READ(1,*) NHUB2SHROUD
PRINT '(' points from hub to shroud = ',I2)', NHUB2SHROUD
DO I = 1,NHUB2SHROUD
  READ(1,*) Ri, DUMMY
  READ(1,*) NLE2TE
  DO J = 1, NLE2TE
    Rstar(I,J) = Ri
    READ(1,*) Sstar(I,J), LOAD(I,J)
  END DO
END DO
CLOSE(1)
PRINT '(' points from LE to TE = ',I2)', NLE2TE
RETURN
END SUBROUTINE
SUBROUTINE WRITELD(filename)
C write the *.ld file for TD-1
IMPLICIT NONE
CHARACTER*12 filename
INTEGER NHUB2SHROUD, NLE2TE, I, J
DOUBLEPRECISION LOAD(100,100),Sstar(100,100),Rstar(100,100)
COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
OPEN(1,file=filename)
WRITE(1,'(I3)') NHUB2SHROUD
PRINT '(' points from hub to shroud = ',I2)', NHUB2SHROUD
DO I = 1,NHUB2SHROUD
  WRITE(1,'(G12.5, I5)') Rstar(I,1), 1
  WRITE(1,'(I3)') NLE2TE
  DO J = 1, NLE2TE
    WRITE(1,'(2G12.5)') Sstar(I,J), LOAD(I,J)
  END DO
END DO
CLOSE(1)
PRINT '(' points from LE to TE = ',I2)', NLE2TE
RETURN
END SUBROUTINE
DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSnew(X)
IMPLICIT NONE
C compute the shape of blade loading function
C NOT normalized
DOUBLEPRECISION X, SQRTPI
C parameters trasferred through COMMON block
DOUBLEPRECISION XLE, XTE, SLO, FLE
COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
DOUBLEPRECISION DERF
SQRTPI=DSQRT(DACOS(-1.D0))/2.D0
FLSnew = (1.D0+SLO*X)
&      *(FLE+(1.D0-FLE)*DERF(SQRTPI*X/XLE))
&      *DERF(SQRTPI*(1.D0-X)/(1.D0-XTE))
RETURN
END FUNCTION
DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSERF(X)
IMPLICIT NONE
C compute the shape of blade loading function, normalized

```

```

      INTEGER N, I
      DOUBLEPRECISION X, FLSnew, FLSint, QX(100), QW(100)
      N=80
      CALL DFQRUL(N, 0.0D0, 1.D0, 1, 0.0D0, 0.0D0, QX, QW)
      FLSint = 0.D0
      DO 10 I=1, N
      FLSint = FLSint + FLSnew(QX(I))*QW(I)
10 CONTINUE
      FLSERF = FLSnew(X)/FLSint
      RETURN
      END FUNCTION
      SUBROUTINE FITERF(I)
      IMPLICIT NONE
      INTEGER NHUB2SHROUD, NLE2TE, I, J
C      data are taken from ...
      DOUBLEPRECISION LOAD(100,100), Sstar(100,100), Rstar(100,100)
      COMMON /LOADDATA/ NHUB2SHROUD, NLE2TE, LOAD, Sstar, Rstar
C      data for fit
      INTEGER NDATA
      DOUBLEPRECISION XDATA(100), YDATA(100)
      COMMON /DATAFIT/ NDATA, XDATA, YDATA
C      results (fit parameters) are transferred through ...
      DOUBLEPRECISION XLE, XTE, SLO, FLE
      COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
      INTEGER IPARAM(7), IBTYPE
      DOUBLEPRECISION XGUESS(4), XSCALE(4), FSCALE, XLB(4), XUB(4),
      & XPARAM(4), RPARAM(7), FVALUE
      EXTERNAL FLSERR
      NDATA = NLE2TE
      DO J=1,NLE2TE
      XDATA(J) = Sstar(I,J)
      YDATA(J) = LOAD(I,J)
      ENDDO
C      initialize ERF params with PLP params
      XGUESS(1) = 0.10D-1 ! XLE
      XGUESS(2) = 0.99D0 ! XTE
      XGUESS(3) = 0.00D0 ! SLOPE
      XGUESS(4) = 0.00D0 ! YO
C      set scaling factors
      XSCALE(1) = 1.D0
      XSCALE(2) = 1.D0
      XSCALE(3) = 1.D0
      XSCALE(4) = 1.D0
      FSCALE = 1.D0
C      set IPARAM
      IPARAM(1)=0
      IBTYPE = 0 ! supply all bounds
      XLB(1) = 1.0D-2
      XLB(2) = XGUESS(1)
      XLB(3) = XGUESS(3) - 5.D-1
      XLB(4) = 0.0D0
      XUB(1) = XGUESS(2)
      XUB(2) = 1.D0-1.D-2
      XUB(3) = XGUESS(3) + 5.D-1
      XUB(4) = 1.D0
      CALL DBCONF (FLSERR, 4, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB, XSCALE,
      & FSCALE, IPARAM, RPARAM, XPARAM, FVALUE)
C      copy solution in COMMON /PARAMS/

```



```
XLE = XPARAM(1)
XTE = XPARAM(2)
SLO = XPARAM(3)
FLE = XPARAM(4)
WRITE(10,'(5G15.7)') Rstar(I,1), XLE, XTE, SLO, FLE
PRINT '(I3,5G15.7)', I, Rstar(I,1), XLE, XTE, SLO, FLE
RETURN
END SUBROUTINE
SUBROUTINE FLSERR(N,X,F)
C compute sum of errors squared
IMPLICIT NONE
INTEGER N
DOUBLEPRECISION X(N), F, FLSERF
INTEGER NDATA, IDATA
DOUBLEPRECISION XDATA(100), YDATA(100)
COMMON /DATAFIT/ NDATA, XDATA, YDATA
DOUBLEPRECISION XLE, XTE, SLO, FLE
COMMON /PARAMS/ XLE, XTE, SLO, FLE
C copy X in COMMON block
XLE = X(1)
XTE = X(2)
SLO = X(3)
FLE = X(4)
F = 0.0D0
DO IDATA = 1, NDATA
    F = F + (YDATA(IDATA)-FLSERF(XDATA(IDATA)))**2
ENDDO
RETURN
END SUBROUTINE
```

## A. 2 APROXIMAREA DATELOR UNUI FIȘIER DE ÎNCĂRCARE NORMALIZAT CU FUNCȚIA DE FORMĂ A LEGII DE ÎNCĂRCARE

```

PROGRAM LOADINGFUNCTION
  IMPLICIT NONE
  INTEGER I, NPOINT, IPARAM(7), IBTYPE
  PARAMETER (NPOINT=100)
  DOUBLEPRECISION FLSPLP, FLSERF, X,
  &      XPARAM(4), XGUESS(4), XSCALE(4), FSCALE, RPARAM(7), FVALUE,
  &      XLB(4), XUB(4)
  DOUBLEPRECISION XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
  &      XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
  COMMON /PARAMS/ XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
  &      XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
  EXTERNAL FLSERR
C   define parameter values for PLP
  XLEPLP = 0.215D0
  XTEPLP = 0.523D0
  SLOPLP = 0.0D0
  YOPLP  = 0.05D0
C   initialize ERF params with PLP params
  XGUESS(1) = XLEPLP
  XGUESS(2) = XTEPLP
  XGUESS(3) = SLOPLP
  XGUESS(4) = YOPLP
C   set scaling factors
  XSCALE(1) = 1.D0
  XSCALE(2) = 1.D0
  XSCALE(3) = 1.D0
  XSCALE(4) = 1.D0
  FSCALE = 1.D0
C   set IPARAM
  IPARAM(1)=0
  CALL FLSERR(4,XGUESS,FVALUE)
  PRINT ('(' initial least square error"',G15.7)', FVALUE
  PRINT ('(' XLE PLP"',G15.7)', XLEPLP
  PRINT ('(' XTE PLP"',G15.7)', XTEPLP
  PRINT ('(' SLO PLP"',G15.7)', SLOPLP
  PRINT ('(' YO PLP"',G15.7)', YOPLP
  IBTYPE = 0 ! supply all bounds
  XLB(1) = 1.0D-2
  XLB(2) = XLEPLP
  XLB(3) = SLOPLP - 5.D-1
  XLB(4) = 0.0D0
  XUB(1) = XTEPLP
  XUB(2) = 1.D0-1.D-2
  XUB(3) = SLOPLP + 5.D-1
  XUB(4) = 1.D0
C   set IPARAM
  IPARAM(1)=0
  CALL DBCONF (FLSERF, 4, XGUESS, IBTYPE, XLB, XUB, XSCALE,
  &      FSCALE, IPARAM, RPARAM, XPARAM, FVALUE)
  PRINT ('(' final least square error BCONF"',G15.7)', FVALUE
C   copy ERF params in COMMON block

```

```

XLEERF = XPARAM(1)
XTEERF = XPARAM(2)
SLOERF = XPARAM(3)
YOERF = XPARAM(4)
PRINT ('(' XLE ERF'',G15.7)', XLEERF
PRINT ('(' XTE ERF'',G15.7)', XTEERF
PRINT ('(' SLO ERF'',G15.7)', SLOERF
PRINT ('(' YO ERF'',G15.7)', YOERF
C write loading function shape in a file
OPEN(1,file='fls.xy')
DO I=0,NPOINT
    X = DFLOAT(I)/DFLOAT(NPOINT)
    WRITE(1,'(3G15.7)' X, FLSPLP(X), FLSERF(X)
END DO
CLOSE(1)
END PROGRAM
SUBROUTINE FLSERR(N,X,F)
C integral error squared
IMPLICIT NONE
INTEGER N, IRULE
DOUBLEPRECISION X(N), F
DOUBLEPRECISION XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
& XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
COMMON /PARAMS/ XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
& XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
DOUBLEPRECISION ERRABS, ERRREL, ERREST, FLSdifsq
EXTERNAL FLSdifsq
C copy X in COMMON block
XLEERF = X(1)
XTEERF = X(2)
SLOERF = X(3)
YOERF = X(4)
ERRABS = 1.D-10
ERRREL = 0.D0
IRULE = 4
CALL DQDAG(FLSdifsq,0.D0,1.D0,ERRABS,ERRREL,IRULE,F,ERREST)
RETURN
END SUBROUTINE
DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSdifsq(X)
IMPLICIT NONE
DOUBLEPRECISION X, FLSPLP, FLSERF
FLSdifsq = (FLSPLP(X)-FLSERF(X))**2
RETURN
END FUNCTION
DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSnew(X)
IMPLICIT NONE
C compute the shape of blade loading function
DOUBLEPRECISION X, SQRTPI
C parameters trasferred through COMMON block
DOUBLEPRECISION XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
& XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
COMMON /PARAMS/ XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
& XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
DOUBLEPRECISION DERF
SQRTPI=DSQRT(DACOS(-1.D0))/2.D0
FLSnew = (1.D0+SLOERF*X)
& *(YOERF+(1.D0-YOERF)*DERF(SQRTPI*X/XLEERF))

```

```

      &      *DERF(SQRTPI*(1.D0-X)/(1.D0-XTEERF))
      RETURN
      END FUNCTION
      DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSERF(X)
      IMPLICIT NONE
C      compute the shape of blade loading function
      INTEGER N, I
      DOUBLEPRECISION X, FLSnew, FLSint, QX(100), QW(100)

      N=80
      CALL DFQRUL(N, 0.0D0, 1.D0, 1, 0.0D0, 0.0D0, QX, QW)
      FLSint = 0.D0
      DO 10 I=1, N
      FLSint = FLSint + FLSnew(QX(I))*QW(I)
10 CONTINUE
      FLSERF = FLSnew(X)/FLSint
      RETURN
      END FUNCTION
      DOUBLEPRECISION FUNCTION FLSPLP(X)
      IMPLICIT NONE
C      compute the shape of blade loading function
      DOUBLEPRECISION X
      INTEGER N, LDA, IPATH,I,J
      PARAMETER (N=8, LDA=8, IPATH=1)
      DOUBLEPRECISION A(N,N), B(N), SOL(N)
C      parameters trasferred through COMMON block
      DOUBLEPRECISION XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
      &      XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
      COMMON /PARAMS/ XLEPLP, XTEPLP, SLOPLP, YOPLP,
      &      XLEERF, XTEERF, SLOERF, YOERF
C      initialize the matrix and the rhs vector
      DO I=1,N
      B(I) = 0.D0
      DO J=1,N
      A(I,J) = 0.D0
      ENDDO
      ENDDO
C      rhs vector entries
      B(1) = YOPLP
      B(7) = 1.D0
      B(8) = SLOPLP
C      matrix entries
      A(1,1) = 1.D0
      A(3,1) = 1.D0
      A(7,1) = XLEPLP
      A(3,2) = XLEPLP
      A(5,2) = 1.D0
      A(7,2) = XLEPLP**2/2.D0
      A(3,3) = XLEPLP**2
      A(5,3) = 2.D0*XLEPLP
      A(7,3) = XLEPLP**3/3.D0
      A(3,4) = -1.D0
      A(4,4) = -1.D0
      A(7,4) = XTEPLP-XLEPLP
      A(3,5) = -XLEPLP
      A(4,5) = -XTEPLP
      A(5,5) = -XLEPLP
      A(6,5) = -XTEPLP

```

```
A(7,5) = (XTEPLP**2-XLEPLP**2)/2.D0
A(8,5) = 1.D0
A(2,6) = 1.D0
A(4,6) = 1.D0
A(7,6) = 1.D0-XTEPLP
A(2,7) = 1.D0
A(4,7) = XTEPLP
A(6,7) = 1.D0
A(7,7) = (1-XTEPLP**2)/2.D0
A(2,8) = 1.D0
A(4,8) = XTEPLP**2
A(6,8) = 2.D0*XTEPLP
A(7,8) = (1-XTEPLP**3)/3.D0

CALL DLSLRG (N,A,LDA,B,IPATH,SOL)
C leading edge parabola
IF (X.LE.XLEPLP) THEN
    FLSPLP = SOL(1)+SOL(2)*X+SOL(3)*X**2
    RETURN
ENDIF
C trailing edge parabola
IF (X.GE.XTEPLP) THEN
    FLSPLP = SOL(6)+SOL(7)*X+SOL(8)*X**2
    RETURN
ENDIF
C straight line
FLSPLP = SOL(4)+SOL(5)*X
RETURN
END FUNCTION
```

**A. 3 CALCULUL REȚELELOR PLANE DE PROFILE SUBȚIRI**

```

PROGRAM CASCADEsign
IMPLICIT NONE
INTEGER N,I,ITER,FOILUP
PARAMETER (N=122)
PARAMETER (FOILUP=1) ! +1 corresponds to first quadrant
REAL*8 XNODES(N+1),CAMBERnew(2*N+2),CAMBER(2*N+2)
C camberline is discretized in N segments, i.e. N+1 points.
C each camberline point has the ordinate and slope as degree of freedom
REAL*8 PI,PITCHNUMBER
REAL*8 SPACING,VY1,VY2
C SPACING = blade spacing or pitch
C VY1 = upstream dimensionless tangential velocity = tan(alpha1)
C VY2 = downstream dimensionless tangential velocity = tan(alpha2)
REAL*8 XLE, XTE, FLE, SLO, SCALE
C WLE = leading edge weight in VORTEXSTRENGTH function
C WTE = trailing edge weight in VORTEXSTRENGTH function
C SCALE = scale-up coeff. for unit integral
REAL*8 INITIALF,INITIALDF
REAL*8 INTF1,INTF2,VORTEXSTRENGTH
REAL*8 STAGGER,CHORD
REAL*8 THICKNESS
PARAMETER (THICKNESS=0.8D-3) ! foil thickness
REAL*8 VXBL(N+1),VYBL(N+1),VBL(N+1) ! vel. comp. on foil
REAL*8 INTF3,INTF4,INTFVBL
REAL*8 VBLADE
REAL*8 DIFFERENCE
REAL*8 PRESMIN
EXTERNAL INITIALF,INITIALDF,INTF1,INTF2,VORTEXSTRENGTH,
& INTF3,INTF4,INTFVBL,DGAMMA
COMMON /CAMBERLINE/XNODES,CAMBER
COMMON /MISCELANEOUS/ PITCHNUMBER,VY1,VY2,XLE,XTE,FLE,SLO,SCALE
PI=DACOS(-1.0D0)
C cascade design data
SPACING=1.3D0 ! blade spacing with respect to the axial extent
PITCHNUMBER=2.0D0*PI/SPACING
VY1= 1.075D0 ! upstream tangential velocity
VY2= 0.84D0 ! downstream tangential velocity
FLE = 0.0D-3
XLE = 0.1147114D0
XTE = 0.72965D0
SLO = 0.5596573D-1
CALL FLSNORM
DO I=1,N+1
C XNODES(I)=DFLOAT(I-1)/DFLOAT(N) ! equally spaced nodes
XNODES(I)=(1.0D0-DCOS(PI*DFLOAT(I-1)/DFLOAT(N)))/2.0D0
ENDDO
C initialize CAMBER
CAMBER(1)=0.0D0
CAMBER(2)=VY1
WRITE(*,'(3G15.7)') XNODES(1),CAMBER(1),
& DATAN(CAMBER(2))*180.D0/PI
DO I=2,N+1
CAMBER(2*(I-1)+1)=INITIALF(XNODES(I))
CAMBER(2*(I-1)+2)=INITIALDF(XNODES(I))
WRITE(*,'(3G15.7)') XNODES(I),CAMBER(2*(I-1)+1),

```

```

&      DATAN(CAMBER(2*(I-1)+2))*180.D0/PI
      ENDDO
      OPEN(1, file="convergence.dat")
      DO ITER=1,15 ! begin iteration cycle
C      compute CAMBERnew
C      update leading edge
      CAMBERnew(1)=0.0D0 ! leading edge at origin
      CAMBERnew(2)=0.5D0*(VY1+VY2)+INTF1(1)
C      update trailing edge
      CAMBERnew(2*N+1)=XNODES(N+1)*0.5D0*(VY1+VY2)+INTF2(N+1)
      CAMBERnew(2*N+2)=0.5D0*(VY1+VY2)+INTF1(N+1)
C      update camberline
      DO I=2,N
      CAMBERnew(2*(I-1)+2)=0.5D0*(VY1+VY2)+INTF1(I)
&      +VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))*0.8975/PITCHNUMBER
&      *DLOG(XNODES(I)/(1.0D0-XNODES(I)))
      CAMBERnew(2*(I-1)+1)=XNODES(I)*0.5D0*(VY1+VY2)+INTF2(I)
&
&      +VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))*0.8975/PITCHNUMBER*(DLOG(PITCHNUM
BER)
&      +0.5D0*DLOG(0.5D0*(1.0D0+CAMBER(2*(I-1)+2)**2))
&      +XNODES(I)*DLOG(XNODES(I))
&      +(1.0D0-XNODES(I))*DLOG((1.0D0-XNODES(I))-1.0D0)
      ENDDO
C      SPLINE RECONSTRUCTION of CAMBERLINE      (under construction)
C      CALL SPLINECAMBER(CAMBERnew)
C      Piecewise parabolic reconstruction of the camberline
C      DO I=2,N+1
C      CAMBERnew(2*(I-1)+1)=CAMBERnew(2*(I-2)+1)+
C      &(XNODES(I)-XNODES(I-1))*
C      &(CAMBERnew(2*(I-2)+2)+CAMBERnew(2*(I-1)+2))/2.0D0
C      ENDDO
C      copy new camberline into the old one
      DIFFERENCE=0.0D0
      DO I=1,N+1
      DIFFERENCE=DIFFERENCE
&      +(CAMBER(2*(I-1)+1)-CAMBERnew(2*(I-1)+1))**2
      CAMBER(2*(I-1)+1)=CAMBERnew(2*(I-1)+1)
      CAMBER(2*(I-1)+2)=CAMBERnew(2*(I-1)+2)
      ENDDO
      DIFFERENCE=SQRT(DIFFERENCE/(N+1))
      WRITE(1,'(I5,G15.7)') ITER, DIFFERENCE
      WRITE(*,'(I5,G15.7)') ITER, DIFFERENCE
      ENDDO ! end iteration cycle
      CLOSE(1)
      CALL CASCADE2TECPLOT(SPACING)
      CALL CAMBER2TECPLOT
      CALL FEMdomain2TECPLOT(SPACING,2.0D-2)
      CALL FVMdomain2TECPLOT(SPACING)
C      write camberline into a file
      OPEN(1,FILE='camberline.dat')
      DO I=1,N+1
      WRITE(1,'(4G15.7)') XNODES(I),CAMBER(2*(I-1)+1),
&      DATAN(CAMBER(2*(I-1)+2))*180.D0/PI,
&      DATAN(INITIALDF(XNODES(I)))*180.D0/PI
      ENDDO
      CLOSE(1)

```

```

C      compute the average velocity components on the blade
      VXBL(1)=1.0D0+INTF3(1)
      VYBL(1)=(VY1+VY2)/2.0D0+INTF4(1)
      VBL(1)=(1.0D0+CAMBER(2)*INITIALDF(XNODES(1))+INTFVBL(1))
&      /DSQRT(1.0D0+CAMBER(2)**2)
      WRITE(*,'(G12.4,2G20.12)') XNODES(1),
&      DSQRT(VXBL(1)**2+VYBL(1)**2),VBL(1)
DO I=2,N
VXBL(I)=1.0D0+INTF3(I)
&      -VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))/PITCHNUMBER
&      *DLOG(XNODES(I)/(1.0D0-XNODES(I)))
&      *CAMBER(2*(I-1)+2)/(1.0D0+CAMBER(2*(I-1)+2)**2)
VYBL(I)=(VY1+VY2)/2.0D0+INTF4(I)
&      +VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))/PITCHNUMBER
&      *DLOG(XNODES(I)/(1.0D0-XNODES(I)))
&      /(1.0D0+CAMBER(2*(I-1)+2)**2)
      VBL(I)=(1.0D0+CAMBER(2*I)*INITIALDF(XNODES(I))
&      +INTFVBL(I))/DSQRT(1.0D0+CAMBER(2*I)**2)
      WRITE(*,'(G12.4,2G20.12)') XNODES(I),
&      DSQRT(VXBL(I)**2+VYBL(I)**2),VBL(I)
ENDDO
      VXBL(N+1)=1.0D0+INTF3(N+1)
      VYBL(N+1)=(VY1+VY2)/2.0D0+INTF4(N+1)
      VBL(N+1)=(1.0D0+CAMBER(2*N+2)*INITIALDF(XNODES(N+1))
&      +INTFVBL(N+1))/DSQRT(1.0D0+CAMBER(2*N+2)**2)
      WRITE(*,'(G12.4,2G20.12)') XNODES(N+1),
&      DSQRT(VXBL(N+1)**2+VYBL(N+1)**2),VBL(N+1)
CONCLUSION: the average velocity on the blade is CORRECT !
C      write the pressure distribution on the foil
C      pressure coeff. with respect to upstream conditions
      PRESMIN=0.0D0
      OPEN(1,file='presexact.dat')
      DO I=1,N+1
      VBLADE=VBL(I)
&      -0.5D0*VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))*SPACING
&      /DSQRT(1.0D0+CAMBER(2*I)**2)
      WRITE(1,'(2F15.7)')
&      (XNODES(I)+CAMBER(2*I-1)*CAMBER(2*N+1))
&      /(1.0D0+CAMBER(2*N+1)**2),
&      1.0D0-VBLADE**2/(1.0D0+VY1**2)
ENDDO
      WRITE(1,('"suctionside"'))
      DO I=1,N+1
      VBLADE=VBL(I)
&      +0.5D0*VORTEXSTRENGTH(XNODES(I))*SPACING
&      /DSQRT(1.0D0+CAMBER(2*I)**2)
      WRITE(1,'(2F15.7)')
&      (XNODES(I)+CAMBER(2*I-1)*CAMBER(2*N+1))
&      /(1.0D0+CAMBER(2*N+1)**2),
&      1.0D0-VBLADE**2/(1.0D0+VY1**2)
      IF((1.0D0-VBLADE**2/(1.0D0+VY1**2)).LT.PRESMIN)
&      PRESMIN=1.0D0-VBLADE**2/(1.0D0+VY1**2)
ENDDO
      CLOSE(1)
      WRITE(*,'(" min. press. = ",G15.7)') PRESMIN
      CALL THINFOIL2GAMBIT(SPACING)
      CALL THINFOIL2TECPLOT(THICKNESS)
      STAGGER=DATAN((CAMBER(2*N+1)-CAMBER(1))

```



```
&      /(XNODES(N+1)-XNODES(1))
      CHORD=DSQRT((CAMBER(2*N+1)-CAMBER(1))**2
&      +(XNODES(N+1)-XNODES(1))**2)
      WRITE(*,(' Dimensionless pitch = ',G15.7)) SPACING/CHORD
      WRITE(*,(' Stagger angle [deg] = ',G15.7))
&      90.0D0+DFLOAT(FOILUP)*STAGGER*180.0D0/Pi
      WRITE(*,(' Chordlength = ',G15.7)) CHORD
      WRITE(*,(' Stagger angle [deg] = ',G15.7))
&      DFLOAT(FOILUP)*STAGGER*180.0D0/Pi
      END PROGRAM
```

**A. 4 VALORILE OPTIMIZATE ALE PARAMETRULUI XTE**

| <b>r[-]</b> | <b>XTE [-]</b> |
|-------------|----------------|
| 0.00000     | 0.6137         |
| 0.02083     | 0.606857       |
| 0.04167     | 0.600113       |
| 0.06250     | 0.593453       |
| 0.08333     | 0.587176       |
| 0.10417     | 0.58064        |
| 0.12500     | 0.574148       |
| 0.14583     | 0.567684       |
| 0.16667     | 0.561235       |
| 0.18750     | 0.554787       |
| 0.20833     | 0.548633       |
| 0.22917     | 0.542146       |
| 0.25000     | 0.535619       |
| 0.27083     | 0.529037       |
| 0.29167     | 0.522386       |
| 0.31250     | 0.515652       |
| 0.33333     | 0.50915        |
| 0.35417     | 0.502215       |
| 0.37500     | 0.495155       |
| 0.39583     | 0.487958       |
| 0.41667     | 0.480609       |
| 0.43750     | 0.473455       |
| 0.45833     | 0.465768       |
| 0.47917     | 0.457888       |
| 0.50000     | 0.4498         |
| 0.52083     | 0.441491       |
| 0.54167     | 0.432946       |
| 0.56250     | 0.424151       |
| 0.58333     | 0.41553        |
| 0.60417     | 0.406208       |
| 0.62500     | 0.396595       |
| 0.64583     | 0.386676       |
| 0.66667     | 0.376439       |
| 0.68750     | 0.365868       |
| 0.70833     | 0.355478       |
| 0.72917     | 0.344217       |
| 0.75000     | 0.332581       |
| 0.77083     | 0.320557       |
| 0.79167     | 0.30813        |
| 0.81250     | 0.295908       |
| 0.83333     | 0.282655       |
| 0.85417     | 0.268957       |
| 0.87500     | 0.254802       |
| 0.89583     | 0.240175       |
| 0.91667     | 0.225062       |
| 0.93750     | 0.209449       |
| 0.95833     | 0.194101       |
| 0.97917     | 0.177471       |
| 1.00000     | 0.1603         |

## Bibliografie

|      |  |   |
|------|--|---|
| [1]  | Andersson, J.  | (2001). Multiobjective Optimization in Engineering Design. Applications to Fluid Power Systems, <i>Doctoral Thesis</i> , Linköpings Universitet Sweden  |
| [2]  | Anton, I.  | (1979). Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara  |
| [3]  | Anton, I.  | (1984). Cavitația, Ed. Academiei Republicii Socialiste România, București   |
| [4]  | Anton, I.,<br>Câmpean, V.,<br>Carte, I                                     | (1988). Hidrodinamica turbinelor Bulb și a turbinelor – pompe Bulb, Ed. Tehnică, București  |
| [5]  | Anton, L.E., Baya, Al.   | (2002). Mecanica fluidelor, masini hidraulice si actionari, ISBN: 973-8391-65-2, Ed. Orizonturi Universitare, Timisoara   |
| [6]  | Anton, L.E., Miloș, T.   | (1998). Pompe centrifuge cu impulsor, ISBN: 973-9400-08-6, Ed. Orizonturi Universitare, Timisoara   |
| [7]  | Athavale, M., Li Yu Jiang, H. Y., Singhal, A. K.                           | (2002). Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers, <i>Int. J. of Rotating Machinery</i> , No. 8(1), pp. 45-56  |
| [8]  | Ashihara K., Goto, A.  | (2002). Effects of Blade Loading on Pump Inducer Performance and Flow field, <i>Proc. of ASME FEDSM2002: ASME 2002 Fluid Engineering Division Summer Meeting</i> , Montreal, Quebec, Canada.            |
| [9]  | Ashihara K. & Goto, A  | (1999). Improvements of Pump suction Performance Using 3D Inverse Design Method, <i>Proc. of the 3<sup>rd</sup> ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference</i> , San Francisco, California.          |
| [10] | Ashihara, K., Goto, A., Kamijo, K., Yamada, H., Uchiumi, M.                | (2002). Improvements of Inducer Inlet Backflow Characteristics Using 3-D Inverse Design Method, <i>American Institute of Aeronautics</i> , 4158   |
| [11] | Ashihara K., Goto, A   | (2000). Study on pump impeller with splitter blades designed by 3D inverse design method, <i>Procc. of ASME FEDSM'00</i> , June 11-15, 2000, Boston, Massachusetts                                      |
| [12] | Ashihara, K., Goto, A., Kamijo, K., Yamada, H., Hashimoto, T., Uchiumi, M. | (2001). Study on Turbopump Inducers Design by 3D inverse Design Method, <i>Proc. of the AFI 2001</i> , The First International Symposium on Advanced Fluid Information, October 4-5, Miyagi Zao, Japan. |
| [13] | Ashihara K., Goto, A   | (2001). Turbomachinery Blade Design Using 3D Inverse Design Method, CFD and Optimization Algorithm, <i>Proc. of ASME TURBO EXPO 2001</i> , June 4-7, New Orleans, Louisiana, USA.                       |
| [14] | Bakir, F., Rey, R., Gerber, A.G., Belamri, T., Hutchinson, B.              | (2004). Numerical and experimental investigations of the cavitating behaviour of an inducer, <i>International Journal of Rotating Machinery</i> .   |
| [15] | Banhomme, Ch., Rebattet, C., Wegner, M.                                    | (2002). Inducer design criteria, <i>The 9<sup>th</sup> International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery</i> , Honolulu, Hawaii, 10 -14 February                        |
| [16] | Beck, J., L., Chan, E., Irfanoglu, A., Papadimitriou, C.                   | (1999). Multi-criteria optimal structural design under uncertainty, <i>Earthquake Engineering and Structural Dynamics</i> . John Wiley & Sons, Ltd.   |
| [17] | Borges, J.E.   | (1990). A Three-Dimensional Inverse Design Method in Turbomachinery: Part1 – Theory, <i>ASME Journal of Turbomachinery</i> , Vol. 112, pp.346-354.  |

## 132 Bibliografie

|      |  |   |
|------|--|---|
| [18] | Borges, J.E.   | (1993). A Proposed Through Flow Inverse Method for the Design of Mixed Flow Pumps, <i>International Journal for Numerical Methods in Fluids</i> , Vol. 17, pp. 1097 - 1114  |
| [19] | Bramanti, C.,<br>Vervone, A.,<br>d'Agostino, L.                              | (2007). A Simplified Analytical Model for Evaluating the Noncavitating Performance of Axial Inducers, <i>43rd AIAA</i> , ISBN-ISSN 0146-3705, Cincinnati, USA   |
| [20] | Carte, I.N.  | (1986). Contribuții la studiul rețelelor de profile radial-axiale și utilizarea lor în proiectarea rotorilor de turbine Francis, Teza de doctorat, <i>Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara</i>   |
| [21] | Câmpian, C.V.  | (1978). Contribuții la studiul și realizarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile, Teză de doctorat, <i>Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara</i>  |
| [22] | Choo, M.F.B.,<br>Zangeneh, M.  | (2002). Development of an (adaptive) unstructured 2-D inverse design method for turbomachinery blades, <i>ASME TURBO EXPO</i> , June 3-6, Amsterdam, The Netherlands  |
| [23] | Coelho, R., F.   | (2004). Multicriteria Optimization with Expert Rules for Mechanical Design, Doctoral Thèse, Université Libre de Bruxelles   |
| [24] | Coutier - Delgosha, O.,<br>Caignaert, G.,<br>Bois, G.,<br>Leroux, J.-B.      | (2012). Influence of the Blade Number on Inducer Cavitating Behavior, <i>Journal of Fluids Engineering</i> , Vol. 134, 081304 August  |
| [25] | Do, T.,<br>Chen, L.,<br>Tu, J.   | (2010). Numerical study of turbulent trailing edge flows with base cavity effects using URANS, <i>J. of Fluids and Structures</i> , No. 26, pp. 1155-1173   |
| [26] | Frobenius, M.,<br>Schilling, R.,<br>Friedrichs, J.,<br>Kosyna, G.            | (2002). Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Flow in a Centrifugal Pump Impeller, <i>Proc. of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting</i> , 14-16 July, Montreal, Quebec   |
| [27] | Frunză, T.,<br>Susan-Resiga, R.  | (2001). Software Development for Cascade Flow Simulation, in Proceedings of the Workshop on Numerical Simulation for Fluid Mechanics and Magnetic Liquids, <i>Timișoara, Ed. Orizonturi Universitare</i> , pp. 57-58  |
| [28] | Frunză T.,<br>Susan-Resiga R.  | (2003). Superconvergent Patch Recovery for Velocity Computation on Unstructured Mesh and Cascade Flow Application, <i>Proc. of the Workshop on Numerical Methods in Fluid Mechanics and FLUENT Applications</i> , Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, pp. 64-75.  |
| [29] | Frunză T.,<br>Susan-Resiga R.,<br>Muntean S.,<br>Bernad, S.                  | (2010). Optimization of the hydrofoil cascade and validation with quasi-analytical solution for hydraulic machinery, <i>Proc. of the 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , 20-24 september, Vol. 2, Timișoara, Romania, pp. 593-604 |
| [30] | Fujii, A.,<br>Azuma, S.,<br>Yoshida, Y.,<br>Tsujiimoto, Y.,<br>Horiguchi, H. | (2004). Higher Order Roraring cavitation in an Inducer, <i>International Journal of Rotating Machinery</i> , DOI: 10.1080/10236210490447502, pp. 241-251  |
| [31] | Gînga. G.,<br>Anton, L.E.,<br>Muntean, S.                                    | (2011). Numerical Investigation of the Non-Uniformity Generated by the Suction Elbow of a Storage Pump, <i>Proceedings of the 5th International Conference on Energy and Environment, CIEM2011, S7-12, București, Romania</i>   |
| [32] | Gînga. G.,<br>Anton, L.E.,<br>Baya, A.,<br>Muntean, S.                       | (2012). Numerical Investigations of the 3D Flow in the Suction Elbow and Impeller of a Storage Pump, <i>Buletinul Științific al Universității Politehnice din București, Seria D</i> , Vol. 74, Nr. 1, pp.43-50   |
| [33] | Gînga. G.,<br>Stanciu,   | (2012). 3D Numerical Flow Analysis and Experimental   |

|      |  |   |
|------|--|---|
|      | I.R., Muntean, S.,<br>Baya, A., Anton,<br>L.E.   | Validation into Model Impeller of a Storage Pump, <i>Proceeding of Conference on Modeling Fluid Flow CMFF'12</i> , Budapesta, Ungaria   |
| [34] | Gînga. Gh.,<br>Stuparu, A., Bosioc,<br>A., Anton, L.E.,<br>Muntean, S.                             | (2011). 3D Numerical Simulation Of The Flow Into The Suction Elbow and Impeller Of A Storage Pump, <i>4-th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems</i> , 26-28 Octombrie, Belgrade, Serbia                          |
| [35] | Gînga. Gh  | (2012). Analiza Experimentală și Numerică a Funcționării Pompelor Centrifuge de Acumulare, Teză de doctorat, ISBN: 978-606-554-555-7, ed. Politehnica, Timișoara  |
| [36] | Goede, E.  | (2002). Simulation and Optimisation for Hydro Power Research activities at HIS, University of Stuttgart   |
| [37] | Goto, A., Nohmi,<br>M., Sakurai, T.,<br>Sogava, Y.   | (2001). Hydrodynamic design System for Pumps Based on 3-D CAD, CFD and Inverse Design Method, <i>Proc. of 2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting</i> , Fourth International Symposium on Pumping Machinery, May 29 – June 1, New Orleans, Louisiana, USA. |
| [38] | Goto, A.   | (2001). Optimization of pump blades using three dimensional inverse design method, <i>International Conference on Role of Advancements in Pump Technology in the Growth of Indian Economy</i> , 20-21 February, Mumbai  |
| [39] | Goto, A., Ashihara,<br>K.  | (1999). Compact design of diffuser pumps using three-dimensional inverse design method, <i>Proc. Of the 3<sup>rd</sup> ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conferace</i> , 18-21 July, San Francisco, California   |
| [40] | Goto, A. &<br>Zangeneh, M.   | (1998). Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design method and CFD, <i>ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting</i> , 21-25 June   |
| [41] | Gulich, J.F  | (2008). Centrifugal Pumps, ISBN 978-3-540-73694-, ed. Springer Berlin Heidelberg New York   |
| [42] | Hart, M.,<br>Whitehead, D. S.  | (1897). A design method for 2D cascades for turbomachinery blades, <i>Int. J. Numer. Methods Fluids</i> , Vol. 7, 1363-1381   |
| [43] | Hong, S-S, Kang,<br>S-H  | (2002). Exit flow measurements of a centrifugal pump impeller, <i>KSME International Journal</i> , Vol. 16, No. 9, pp. 1147 - 1155  |
| [44] | Hawthorne, W.R.,<br>Tan, C.S., Wang,<br>C., McCune, J.E.   | (1984). Theory of Blade Design for Large Deflections: Part I – Two Dimensional Cascades, <i>ASME Journal of Eengeeniring for Gas Turbines and Power</i> , Vol. 106, pp. 346-353.  |
| [45] | Idelcik, I.E, Goto,  | (1984). Inrumator pentru calculul rezistentelor hidraulice, ed. Tehnica, Bucuresti;   |
| [46] | Japikse, D.  | (2002). Overview of commercial pump inducer design, <i>The 9<sup>th</sup> International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery</i> , 10-14 February, Hawaii, Honolulu  |
| [47] | Kang, D.,<br>Watanabe, T.,<br>Yonezawa, K.,<br>Horiguchi, H.,<br>Kavata, Y.,<br>Tsujimoto, Y.      | (2009). Inducer Design to Avoid Cavitation Instabilities, <i>International Journal Of Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 2, No.4, October – December  |
| [48] | Kang, D., Arimoto,<br>Y., Yonezawa, K.,<br>Horiguchi, H.,<br>Kavata, Y., Hah, C.,<br>Tsujimoto, Y. | (2010). Suppresoin of Cavaitation Instabilities in an Inducer by Circumferential Groove and Explanation of Higher Frequency Components, <i>Int. J. Of Fluid Machinery and Systems</i> , Vo. 3, No.2, April - June.  |

## 134 Bibliografie

|      |   |  |
|------|---|--|
| [49] | Kang, D.,<br>Yonezawa, K.,<br>Horiguchi, H.,<br>Kavata, Y.,<br>Tsujimoto, Y.              | (2009). Cause of Cavitation Instabilities in Three Dimensional Inducer, <i>International Journal of Fluid Machinery Systems</i> , Vol. 2, No. 3, July - September  |
| [50] | Kang, D.,<br>Yonezawa, K.,<br>Ueda, T.,<br>Yamanishi, N.,<br>Kato, Ch.,<br>Tsujimoto, Y.  | (2009). Large Eddy simulation of the Dynamic Response of an Inducer to Flow Rate Fluctuations, <i>Int. J. of Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 2, No. 4, October - December   |
| [51] | Kerschberger, P.,<br>Gehrer, A.,  | (2010). Hydraulic Development of High Specific-Speed Pump-Turbines by Means of an Inverse Method, Numerical Flow-Simulation (CFD) and Model Testing, <i>25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems</i> , September 20-24, Timisoara, Romania.                       |
| [52] | Kikuta, K., Shimiya,<br>N., Hashimoto, T.,<br>Shimagaki, M.,<br>Nanri, H., Yoshida,<br>Y. | (1995). Influence of Thermodynamic Effect on Blade Load in a Cavitating Inducer, NASA Technical Paper 3589   |
| [53] | Lewis, R., I.   | (1982). A method for inverse aerofoil and cascade design by surface vorticity, <i>ASME Paper 82-GT-157</i>   |
| [54] | Li, W-G.  | (2011). Inverse Design of impeller Blade of Centrifugal Pump with a Singularity Method, <i>JJMIE</i> , Vol. 5, No. 2, April, pp. 119-128   |
| [55] | Lighthill M.J.  | (1945). A new method of two dimensional aerodynamic design, <i>ARC R&amp;M 2104</i>  |
| [56] | Luo, X., Zhang, Y.,<br>Peng, J., Xu, H.,<br>Yu, W.  | (2008). Impeller inlet geometry effect on performance improvement for centrifugal pumps, <i>J. of Mechanical Science and Technology</i> , DOI 10.1007/s12206-008-0741-x, No. 22  |
| [57] | Marjavaara, B., D.  | (2006). CFD Driven Optimization of Hydraulic Turbine Draft Tubes using Surrogate Models, Doctoral Thesis, Lulea University of Technology   |
| [58] | Meng, S.Y.,<br>Prueger, G.H   | (2001). Validation for Turbopump Hydrodynamic Scaling Technique, 37 <sup>th</sup> AIAA/ASME Joint Propulsion Conference and Exhibit, 8-11 July, Virginia   |
| [59] | Miloş, T.   | (2009). Pompe si ventilatoare centrifuge si axiale, Ed. Politehnica, Timisoara   |
| [60] | Moisă, I., Stuparu,<br>A., Susan-Resiga,<br>R., Muntean, S.                               | (2011). Inverse Design Of A Pump Inducer And Performance Evaluation with 3d Flow Simulation, <i>Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, IAHR-WG</i> , ISBN 978-86-7083-740-9, Belgrad, Serbia, Octombrie, pp.171-177 |
| [61] | Moisă, I., Gînga,<br>Gh., Muntean, S.,<br>Susan-Resiga, R.                                | (2012). Inverse design and 3D numerical analysis of the inducer for storage pump impeller, <i>15th International Conference on Fluid Flow Technologies (CMFF'12)</i> , Vol. 2, September 4-7, Budapest, Hungary, pp. 812-819   |
| [62] | Mohamadi, B.,<br>Pironneau, O.  | (2001). Applied Shape Optomization for Fluids, <i>Clarendon Press - Oxford</i>   |
| [63] | Muntean, S.   | (2008). Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice Francis, <i>Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara</i>   |
| [64] | Novak, R., A.,<br>Haymann-Haber, G.   | (1982). A mixed-flow cascade passage design procedure based on power series expansion, <i>ASME Paper 82-GT-121</i>   |
| [65] | Okamoto, H., Goto,<br>A.  | (2002). Suppression of cavitation in a Francis Turbine Runner by application of 3D inverse design method, <i>Proc. of</i>  |

|      |  | <i>FEDSM</i> , 14-18 July, Montreal   |
|------|--|---|
| [66] | Ortega-Casanova, J., Fernandez-Feria, R.                                     | (2008). A numerical method for the study of nonlinear stability of axisymmetric flows based on the vector potential, <i>J. of Computational Physics</i> , N°. 227, pp. 3307-3321  |
| [67] | Peng, G., Cao, S., Ishizuka, M., Hayama, S.                                  | (2002). Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – an improved Q3D inverse method, <i>Int. J. Numer. Meth. Fluids</i> , 39:517-531 (DOI: 10.1002/flid.343)                                       |
| [68] | Peng, G., Cao, S., Ishizuka, M., Hayama, S.                                  | (2002). Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – multi-objective constrained optimization method, <i>Int. J. Numer. Meth. Fluids</i> , 39:533-548 (DOI: 10.1002/flid.342)                      |
| [69] | Pfleiderer, C., Peterman, H.   | (1986). <i>Strömungsmaschinen</i> , Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo   |
| [70] | Popa, O.   | (1980). Mișcări potențiale și teoria hidrodinamicii rețelelor de profile, <i>Lito Institutul Politehnic "Traian Vuia"</i> , Timișoara   |
| [71] | Radha Krishna H.C.   | (1997). <i>Hydraulic Design of Hydraulic Machinery</i> , Avebury, Publishing House  |
| [72] | Rebattet, C., Wegner, M., Morel, P., Bonhomme, C.                            | (2001). "Inducer Design to Avoid Rotating Cavitation", AFI 2001 – WS10, organized by CFD support, Praga, Cehoslovacia   |
| [73] | Roddis, M. E., Zangeneh, M.  | (1993). A method for the inverse design of ducted propulsors operating in axisymmetric shear flows, <i>RINA Trans</i> , Vol. 135, pt B, pp. 175-189   |
| [74] | Rodrigues dos Santos, M.A., Filho, N.M., de Oliveira, W., Cunha Santos, L.G. | (2012). Inverse Computational Scheme of Turbomachinery Blade Shapes Applied to Axial Hydro-Turbine Runners, <i>3<sup>rd</sup> International Conference on Engineering Optimization</i> , 01-05 July, Rio de Janeiro, Brazil |
| [75] | Rogalsky, T., Derksen, R. W., Kocabiyik, S.                                  | (1999). Differential Evolution in Aerodynamic Optimization, <i>Scientific Literature Digital Library and Search Engine</i> , DOI 10.1.1.1.9696  |
| [76] | Sakurai, T., Saito, S., Goto, A., Ashihara, K.                               | (1999). Pump design system based on inverse design method and its application to development of diffuser pump series, <i>Proc. of the 3<sup>rd</sup> ASME/JSME</i> , 18-23 July, San Francisco, California                  |
| [77] | Schweiger, F. and Gregory, J.  | (1987). Developments in the design of Kaplan turbines, <i>Water Power &amp; Dam Construction</i> , Vol. 39, #11, November, pp 16-20   |
| [78] | Servio, F., de Leva, F.  | (1976). Modern trends in selecting and designing Francis turbines, <i>Water Power &amp; Dam Construction</i> , Vol. 28, #8, August, pp 28-35.   |
| [79] | Strauß, F., Désidéri, J., Duvigneau, R., Heuveline, V.                       | (2004). Multiobjective optimization in hydrodynamic stability control, <i>INRIA Sophia Antipolis</i> , France   |
| [80] | Susan-Resiga, R.   | (1999). <i>Complemente de mecanica fluidelor si tehnici de solutionare numerica</i> , ISBN: 973-9400-60-4, Ed. Orizonturi Universitare, Timisoara   |
| [81] | Susan-Resiga, R., Muntean, S.  | (1999). Periodic Boundary Conditions Implementation for the Finite Element Analysis of the Cascade Flow, <i>Buletinul Științific al Univ. Politehnica Timișoara</i> , Seria Mecanică, Tom 44(58), pp. 151-160               |
| [82] | Susan-Resiga R., Muntean S., Anton I.  | (2000). Numerical Analysis of Cascade Flow. Part I: Finite Element Analysis of the Inviscid Flow, <i>Buletinul Științific al Univ. "Politehnica" Timișoara</i> , Seria Mecanică, Tom 45(59), pp. 159-166                    |

## 136 Bibliografie

|      |  |  |
|------|--|--|
| [83] | Susan-Resiga, R.   | (2003). <i>Mecanica Fluidelor Numerica</i> , ISBN: 973-638-014-9, Ed. Mirton, Timisoara  |
| [84] | Susan-Resiga, R.,<br>Muntean, S.,<br>Bernad, S., Frunza,<br>T., Balint, D.               | (2006). The hydrofoil cascade design and numerical flow analysis. Part I – Design, <i>Proc. Of the Romanian Academy</i> , Series A, Vol. 7, N <sup>o</sup> . 2, pp. 117 - 126  |
| [85] | Susan-Resiga, R.,<br>Muntean, S.,<br>Bernad, S., Frunza,<br>T., Balint, D.               | (2006). The hydrofoil cascade design and numerical flow analysis. Part II – Analysis, <i>Proc. Of the Romanian Academy</i> , Series A, Vol. 7, N <sup>o</sup> . 3, pp. 199 - 208   |
| [86] | Susan-Resiga, R.,<br>Bernad, S.,<br>Muntean, S.  | (2007). <i>Vortex dominated flows</i> , ed. Eurostampa, ISBN: 978-973-687-659-2, pp.124-160  |
| [87] | Susan-Resiga R.,<br>Muntean S.,<br>Avellan, F., Anton I.                                 | (2011). Mathematical modeling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range, <i>Applied Mathematical Modelling</i> , N <sup>o</sup> . 35, pp. 4759-4773  |
| [88] | Tan, C.S.,<br>Hawthorne, W.R.,<br>McCune, J.E., and<br>Wang, C.                          | (1984). Theory of Blade Design for Large Deflections: Part II – Annular Cascades, <i>J. of Engineering for Gas Turbines and Power</i> , Vol. 106, pp. 354 - 365  |
| [89] | Tiow, W.T.,<br>Zangeneh, M.  | (1998). The viscous transonic inverse design method for turbomachinery blades. Part I: 2D Cascades, <i>Proc. At the International Gas Turbine &amp; Aeroengine Congress &amp; Exhibition</i> , 2-5 June, Stockholm, Sweden |
| [90] | Tiow, W.T.,<br>Zangeneh, M.  | (2000). A three dimensional viscous transonic inverse design method, <i>Proc. of ASME TURBOEXPO</i> , 8-11 May, Munich, Germany  |
| [91] | Trandafir, R.  | (2004). <i>Modele și algoritmi de optimizare</i> , Ed AGIR, București  |
| [92] | Yiu, K. F. C,<br>Zangeneh, M   | (1998). A 3D Automatic Optimization Strategy for Design of Centrifugal Compressor Impeller Blades, <i>ASME</i> , 98-GT-128.  |
| [93] | Yiu, K. F. C,<br>Zangeneh, M   | (2000). Three Dimensional Automatic optimization Method for Turbomachinery blade Design, <i>J. of Propulsion and Power</i> , Vol. 16, No. 6, November - December   |
| [94] | Wagner, M.,<br>Acosta, J.A.,<br>Tsujiimoto, Y.   | (2003). Panel Discussion on Inducer Design Criteria, <i>International Journal of Rotating Machinery</i> , ISSN: 1023-621X, pp. 229-237   |
| [95] | Watanabe, T.,<br>Kang, D., Cervone,<br>A., Kawata, Y.,<br>Tsujiimoto, Y.                 | (2008). Choked Surge in a Cavitating Turbopump Inducer, <i>Int. J. of Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 1, No. 1, Oct. – Dec.   |
| [96] | Watanabe, T.,<br>Harada, H.  | (1999). Suppression of Secondary Flows in a Turbine with Controlled Staking Shape and Exit Circulation by 3D Inverse Design Method, Presented by International Gas Turbine & Exhibition, 7-10 June, Indianapolis, Indiana  |
| [97] | Watanabe, T., Sato,<br>H., Henmi, Y.,<br>Horiguchi, H.,<br>Kawata, Y.,<br>Tsujiimoto, Y. | (2009). Rotating Choke and Choked Surge in a Axial Pump Impeller, <i>Int. J. of Fluid Machinery and Systems</i> , Vol. 2, No. 3, July - September  |
| [98] | Wei, C., Zhong, W.,<br>Zhang, F.   | (2009). Numerical Simulation of Flow in a Centrifugal Pump with Inducer, <i>Proc. of the 3<sup>rd</sup> International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics</i> , 21-23 October, Beijing, P.R.China           |
| [99] | Westra, R., W.   | (2008). Inverse-design and optimization methods for centrifugal pump impellers, Doctoral thesis, University of Twente  |



|       |  |  |
|-------|--|--|
| [100] | Wu, C.-H.  | (1952). A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-Radial- and Mixed Flow Types, <i>NACA Technical Note 2604</i>   |
| [101] | Wu, J., Shimmel, K., Tani, K., Niikura, K., Sato, J. | (2007). CFD-Based Design Optimization for Hydro Turbines, <i>Journal of Fluid Engineering</i> , February, Vol.129, pp159-168   |
| [102] | Zangeneh, M.   | (1991). A Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades, <i>Int. J. Numerical Methods in Fluides</i> , Vol.13, pp.599-624;  |
| [103] | Zangeneh, M., Daneshkhah, K., DaCosta, B.,           | (2008). A Multi-Objective Automatic Optimization Strategy for Design of Waterjet Pumps, <i>Proceeding of Royal Institution of Naval Architects International Conference - Waterjet Propulsion</i> , pp. 27 - 32          |
| [104] | Zangeneh, M., Goto, A., Takemura, T.                 | (1996). Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method:Part1-Design and Numerical Validation, <i>J. of Turbomachinery</i> , Vol.118, pp. 536-43. |
| [105] | Zangeneh, M.   | (1991). An Inverse Design Method for Radial Turbomachines, VKI, Radial Turbines, pp. 47, N 93-10050 01-34  |
| [106] | Zangeneh, M.   | (1991). A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades, <i>International Journal of Numerical Methods in Fluids</i> , 13, pp. 599-624                                    |
| [107] | Zangeneh, M.   | (1994). Inviscid-Viscous Interaction Method for Three - Dimensional Inverse Design of Centrifugal Impellers, <i>Transactions of the ASME</i> , Vol. 116, April, pp. 280-290  |
| [108] | Zangeneh, M., Hawthorne, W. R.                       | (1990). A Fully Compressible Three Dimensional Inverse Design Method Applicable to Radial and Mixed Flow Turbomachines, <i>Gas turbine and Aeroengine Congress and Exposition</i> , June 11 - 14, Brussels, Belgium      |
| [109] | Zangeneh, M.   | (1990). Three Dimensional Design of a High Speed Radial - Inflow Turbine by a Novel Design Method, <i>Gas turbine and Aeroengine Congress and Exposition</i> , June 11 - 14, Brussels, Belgium                           |
| [110] | Zangeneh, M., Vogt, D., Roduner, Ch.                 | (2002). Improving a Vaned Diffuser for a Given centrifugal Impeller by 3D Inverse Design, <i>ASME Turbo Expo: Land, Sea and Air</i> , June 3-6, Amsterdam, The Netherlands   |
| [111] | Zangeneh, M., Goto, A., Harada, H.                   | (1998). On the criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers, <i>ASME Journal of Turbomachinery</i> , Vol. 120, pp. 723- 735   |
| [112] | Zangeneh, M., Goto, A., Harada, H.                   | (1999). On the role of three-dimensional inverse design methods in turbomachinery shape optimization, <i>Proc. of Inst Mech Eng.</i> , Vol. 213, Part C  |
| [113] | Zangeneh, M.   | (1998). On 3D inverse design of centrifugal compressor impellers with splitter blades, <i>ASME Paper No. 98-GT-507</i>   |
| [114] | Zangeneh, M.   | (1997). Development of a 3D inverse design code for application to different turbo and hydraulic machinery components, <i>Proc. of JSME Centennial Grand Congress</i> , Vol. 1, No. 701, July 13-16, pp. 195-200         |
| [115] | Zangeneh, M.   | (1994). Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers, <i>Transactions of the ASME</i> , Vol. 116, april, pp 280-290   |
| [116] | Zangeneh, M.   | (1996). Inverse design of centrifugal compressor vaned diffusers in inlet shear flows, <i>J. of Turbomachinery</i> , Vol. 118, April, pp. 385-393  |
| [117] | Zangeneh, M., Ejiri,                                 | (1997). On 3D inverse design of an automotive torque   |

## 138 Bibliografie

|       |   |  |
|-------|---|--|
|       | E., Kubo, M.  | converter pump impeller in shear flow, <i>JSME ICFE</i> , July 13-16, pp 201-206   |
| [118] | Zangeneh, M.,<br>Hawthorne, W. R.   | (1990). A fully compressible three dimensional inverse design method applicable to radial and mixed flow turbomachines, <i>Presented at the Gaz Turbine and Aeroengine Congress and Exposition</i> , June 11-14, Brussels, Belgium |
| [119] | Zangeneh, M.  | (1992). An inverse design method for radial turbomachines, <i>VKI, Radial Turbines 47 p (SEE N93-10050 01-34)</i>  |
| [120] | ***TUTORIAL PROGRAM DE PROIECTARE INVERSA (TURBOdesign <sup>-1</sup> )                                    |  |
| [121] | *** MATHCAD   |  |
| [122] | ***Fluent Inc., <i>Fluent 6.3 User's guide</i> , Fluent Incorporated, Lebanon, new Hampshire, 2001        |  |
| [123] | *** Visual Numerics, <i>”IMSL Fortran Library User's Guide. Mathematical Functions in Fortran”</i> , 2001 |  |
| [124] | *** Fluent Inc., <i>Gambit 2. User's guide</i> , Fluent Incorporated, Lebanon, new Hampshire, 2001        |  |
| [125] | ***Tecplot  |  |
| [126] | *** <i>IEC 61364, Nomenclature for hydroelectric powerplant machinery</i> , 1999                          |  |

**Curriculum vitae****Informații personale**

|                |  |
|----------------|--|
| Nume / Prenume | <b>MOISĂ, Irina Georgeta</b>   |
| Adresă         | G23, Aleea Studentilor, Timișoara, România   |
| Telefon        | +40722119990   |
| E-mail         | <a href="mailto:irina.moisa@mh.mec.upt.ro">irina.moisa@mh.mec.upt.ro</a><br><a href="mailto:irina.moisa75@yahoo.com">irina.moisa75@yahoo.com</a> |
| Naționalitate  | Română   |
| Data nașterii  | 02.11.1975   |

**Experiența profesională**

|  |   |
|--|---|
| Perioada                                     | 2009 – prezent (finalizare februarie 2013)  |
| Funcția sau postul ocupat                    | Doctorand cu frecvență în cadrul programului POSDRU<br>Inginer – cercetător asociat   |
| Activități și responsabilități principale    | Analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulice  |
| Numele și adresa angajatorului               | Universitatea „Politehnica” Timișoara, Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, Bv. Mihai Viteazu, nr. 1, RO 300222, Timișoara, Romania |
| Tipul activității sau sectorul de activitate | Inginerie Mecanică – Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice   |
| Perioada                                     | Martie – iunie 2006 –   |
| Funcția sau postul ocupat                    | student   |
| Activități și responsabilități principale    | stagiu de pregătire a lucrării de diploma cu titlul "Unsteady CFD Simulations Turbomachinery Applications"  |
| Numele și adresa angajatorului               | Universității „L’Ecole Polytechnique Federale de Lausanne”, din Lausanne, Elveția   |
| Perioada                                     | 2002-2009   |
| Funcția sau postul ocupat                    | Director Vânzări  |
| Activități și                                | Activități de organizare a producției, de organizare a  |

|  |   |
|--|---|
| responsabilități principale                  | programului de lucru a muncitorilor si a agenților de vânzări, menținerea legaturilor cu clientii, ofertarea si negocierea prețurilor, întocmirea actelor contabile, demersurile necesare cu autoritățile publice |
| Numele și adresa angajatorului               | „Hușanu” SRL, str. 16 Decembrie 1989, nr. 34, Timișoara, România  |
| Tipul activității sau sectorul de activitate | vânzări   |

### **Educație și formare**

|  |  |
|--|--|
| Perioada   | 2009 - prezent   |
| Calificarea / diploma obținută                                       | Doctorand cu frecvență în cadrul programului POSDRU  |
| Disciplinele principale studiate                                     | Tema tezei de doctorat se intitulează: „ Analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulice”   |
| Numele și tipul instituției de învățământ                            | <b>Universitatea „Politehnica” Timișoara, specializarea Inginerie Mecanica</b>   |
| Perioada   | 2006-2008  |
| Calificarea / diploma obținută                                       | Diplomă de Master  |
| Disciplinele principale studiate                                     | Cunoștințe aprofundate și abilități de cercetare în domeniul vibrațiilor, vibropercuțiilor și hidrodinamicii mașinilor hidraulice  |
| Numele și tipul instituției de învățământ                            | <b>Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Vibropercuții, Vibrații, și Hidrodinamică</b>  |
| Perioada   | 2001-2006  |
| Calificarea / diploma obținută                                       | Diplomă de Inginer   |
| Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite | Pompe și stații de pompare, Turbine hidraulice, Centrale hidroelectrice, Acționări hidraulice și pneumatice / Competențe specifice sectorului de cercetare-dezvoltare în domeniul Mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice |
| Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare  | <b>Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini Hidraulice și Pneumatice</b>  |
| Perioada   | 1995-1999  |

|  |   |
|--|---|
| Calificarea / diploma obținută                                       | Diploma in domeniul stiintelor juridice   |
| Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite | Drept civil, drept penal, drept administrativ, drept constitutional, drept international public, drept comercial/ Competente specifice Stiintelor Juridice  |
| Numele și tipul instituției de învățământ                            | <b>Universitatea „Tibiscus” din Timișoara, Facultatea de Științe Juridice și Administrative, specializarea Drept</b>  |
| Perioada   | 1990-1994   |
| Calificarea / diploma obținută                                       | Diplomă de Bacalaureat  |
| Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite | Științe reale / Cunoștințe teoretice fundamentale in domeniul contabilitatii si finantelor  |
| Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorul de formare    | Grupul Școlar Economic Administrativ din Dr. Tr. Severin, specializarea Contabilitate-Finanțe   |
| Limba maternă  | Română  |
| Limbi străine cunoscute  | Franceză, Engleză   |
| Competențe și aptitudini organizatorice                              | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Membrul al echipei de organizare a conferintei internationale "25th IAHR Symposion on Hydraulic Machinery and Systems", Septembrie 2010 Timișoara, Romania</li> <li>2. Membrul al echipei de organizare a workshop-urilor 5th GRoWTH-2009 și 7th GRoWTH-2011 (German – Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics), Timișoara, Romania</li> <li>3. Organizarea și coordonarea activitatilor de producție în cadrul firmei de producție și comercializare a materialelor de constructii.</li> </ol> |
| Competențe și aptitudini tehnice                                     | <p>Investigații numerice a curgerii în turbomașini (evaluarea performanțelor energetice și cavitaționale a turbomașinilor - pompe, turbine s.a.)</p> <p>Calculul rețelelor de conducte (dimensionare)</p> <p>Proiectarea rotoarelor de turbomașini</p> <p>Simularea numerică a curgerii în turbomașini</p>  |
| Competențe și aptitudini de utilizare a                              | <p>Sisteme de operare: Windows</p> <p>Limbaje de programare: Fortran</p>  |

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| calculatorului                   | Pachete științifice: FLUENT 6.3, Gambit, TURBOdesign-1, MathCAD, Tecplot  |
| Contracte de cercetare naționale | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. „Cercetări și Experimentări Privind Îmbunătățirea Performanțelor Energetice și Cavitaționale ale Pompelor PRO 10 - 195 de la Stația de Pompă Jidoaia – etapa a III-a”, Contract de cercetare nr. 175/30.12.2010; Director de proiect Prof.dr.ing. L.E. Anton (Universitatea Politehnica din Timișoara); Responsabil proiect Dr.ing. Sebastian Muntean CS1 (Academia Română- Filiala Timișoara); Beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea (Stația de pompă Jidoaia).</li> <li>2. „Reproiectare instalație de golire aspirator CHE Turnu”, Contract de cercetare nr. 53-113/17.01-18.07.2011, Director de proiect Prof.dr.ing. L.E. Anton – Universitatea Politehnica din Timișoara, beneficiar Hidroelectrică S.A.- Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea (Centrala Hidroelectrică Turnu).</li> </ol> |
| Permis de conducere              | Categoria B   |
| <b>Informații suplimentare</b>   | <p><b>Premiul III</b> la concursul profesional-stiintific studentesc „ Traian Lalescu”, la disciplina de „Mecanica fluidelor, masini hidraulice si actionari”, mai 2004, Timisoara;</p> <p><b>Premiul I</b> la concursul profesional-stiintific studentesc „ Traian Lalescu”, la disciplina de „Mecanica”, 2002, Timisoara;</p>   |

**LISTA PUBLICAȚIILOR REZULTATE ÎN URMA TEZEI DE  
DOCTORAT,  
PUBLICATE SUB AFILIERE UPT**

**Ing. Irina Georgeta MOISĂ doctorand**

**Lucrări științifice publicate în reviste indexate ISI**

1. **I.G. Moisă**, R. Susan-Resiga, S. Muntean, „Pump Inducer Optimization on cavitation Criterion”, Proc. of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical sciences, Information Science, Timisoara, Romania, ISSN: 1454-9069, **acceptată spre publicare**

**Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice internaționale (Proceedings) din străinătate**

1. **I.G. Moisă**, A. Stuparu, R. Susan-Resiga, S. Muntean, "Inverse Design Of A Pump Inducer And Performance Evaluation With 3d Flow Simulation", Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, IAHR-WG 2011, Belgrad, Serbia, ISBN 978-86-7083-740-9, pp.171-177, October 2011

2. **I.G. Moisă**, Ghe. Gînga, S. Muntean, R.F. Susan-Resiga, „Inverse design and 3D numerical analysis of the inducer for storage pump impeller”, Proc. of the 15-th International Conference on Modelling Fluid Flow, CMFF 2012, Budapest, Hungary, ISBN 978-963-08-4587-8, Vol. II, pp. 812-819, September 2012.

**Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice**

1. **I.G. Moisă**, „Generating the parameterized blade loading distribution of hydraulic turbomachinery”, Workshop Nr. 2 „Interdisciplinaritatea și Managementul Cercetării”, Timișoara, Romania, MEC 39-40, November 2011.

2. **I.G. Moisă**, "E new method to describe parametrically the blade loading for turbomachinery", Workshop Nr. 3 „Interdisciplinaritatea și Managementul Cercetării”, Oradea, Romania, Secțiunea Mecanică, Iunie 2012.

3. I. Dragomirescu, **I.G. Moisă**, “On Convective/Absolute Instabilities Quantification in Swirling Flows”, Proc. of the 13th Symposium of Mathematics and its Application, Timișoara, 1-3 November, 2012, **acceptată spre publicare**